

УЧЕБНИКИ КузГТУ

Н. Р. МАСЛЕННИКОВ

Н. В. ЕРОФЕЕВА



**ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ
И МЕХАНИЗМЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Кемерово 2015

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Н. Р. МАСЛЕННИКОВ
Н. В. ЕРОФЕЕВА

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Допущено Учебно-методическим объединением вузов Российской Федерации по образованию в области горного дела в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по направлениям подготовки (специальностям) «Горное дело» (специализации «Горные машины и оборудование» и «Транспортные системы горного производства»)

Кемерово 2015

УДК 621.86 (075.8)

Рецензенты:

Старший научный сотрудник лаборатории «Геодинамические явления в шахтах» Института угля Сибирского отделения РАН, доцент, канд. техн. наук И. Л. Абрамов

Заведующий кафедрой «Прикладная механика» Кемеровского технологического института пищевой промышленности, профессор, д-р техн. наук А. М. Попов

Масленников, Н. Р. Грузоподъемные машины и механизмы : учеб. пособие / Н. Р. Масленников, Н. В. Ерофеева ; КузГТУ. – Кемерово, 2015. – 214 с.

ISBN 978-5-906805-00-3

Содержит краткое описание конструкций, области применения, устройства и принципа действия основных элементов грузоподъемных установок, используемых на поверхности угольных шахт и разрезов. Изложены методы расчета элементов и сборочных единиц грузоподъемных механизмов, машин и установок.

Подготовлено по дисциплинам «Грузоподъемные машины и механизмы», «Грузоподъемные установки» для специальности 21.05.04 «Горное дело» специализаций «Горные машины и оборудование», «Транспортные системы горного производства» и направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» профиля «Автомобили и автомобильное хозяйство».

УДК 621.86 (075.8)

© КузГТУ, 2015

© Масленников Н. Р.,
Ерофеева Н. В., 2015

ISBN 978-5-906805-00-3

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важное место в решаемых вопросах производственных задач на горном предприятии занимают процессы транспортирования и перемещения штучных грузов, которые могут иметь значительный вес и большие размеры. Операции по перемещению последних обязательно связаны с вопросами их погрузки и разгрузки с транспортных средств, подъемом, удержанием в подвешенном положении и опусканием при ведении монтажных работ. К таким грузам относятся сборочные единицы, отдельные механизмы и детали выемочных и проходческих комплексов на шахтах, экскаваторов, буровых станков и большегрузных автомобилей на разрезах.

При отработке угольных пластов подземным способом широко используется система их выемки длинными столбами по простиранию. После окончания отработки очередного яруса выемочный комплекс можно перемонтировать в монтажную камеру следующего яруса или обрабатывать его после разворота комплекса.

В настоящее время на большинстве угольных шахт не используют разворот комплексов, а ведут их перемонтаж с использованием грузоподъемных устройств и средств монорельсового транспорта, что оказалось экономически более целесообразным. Например, на некоторых шахтах Кузбасса на перемонтаж двухсотметрового выемочного комплекса затрачивается около 20 суток, после чего лава начинает работать с полной нагрузкой, быстро окупая вынужденный простой, в то время как на разворот такого комплекса уходит от одного до двух месяцев. Это один из примеров, который требует продолжения работ по созданию и внедрению новых высокопроизводительных средств механизации, среди которых немаловажную роль играют грузоподъемные машины, установки и механизмы.

Конструкции грузоподъемных машин непрерывно изменяются и совершенствуются, поэтому в предлагаемом учебном пособии рассматриваются только типовые схемы машин, поясняющие устройство, принцип работы и особенности их конструкций. Здесь дается систематизированное изложение основ расчета грузоподъемных установок, их элементов и сборочных единиц.

Расширить знания будущих горных инженеров-механиков в области устройства, теории и расчета грузоподъемных установок – вот основная цель этого учебного пособия.

Введение в курс «ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ»

1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Современные грузоподъемные установки появились в результате постепенного совершенствования машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности производились строительные работы, связанные с подъемом и перемещением больших тяжестей. Считается, что первыми средствами механизации были рычаги, катки и наклонные плоскости, позволяющие поднимать и перемещать грузы без применения промежуточных элементов (цепей, канатов). При таких средствах «механизации» требовалось привлечение громадного количества людей. Так, при строительстве храма Зевса в Гелиополисе во II в. н. э. сложной технической задачей явилось перемещение и установка колонны из порфира массой 360 т. Другим примером является перевозка за 100 км и водружение на гробницу в Равенне цельнотесанного гранитного купола диаметром 11 м [1].

Значительно позднее появились устройства, которыми груз поднимали и перемещали при помощи промежуточного элемента (веревки, лиан). Рычажные подъемники, которые можно считать прототипами современных стреловых кранов, использовали в Китае и Индии для подъема воды еще за двадцать два века до н. э.

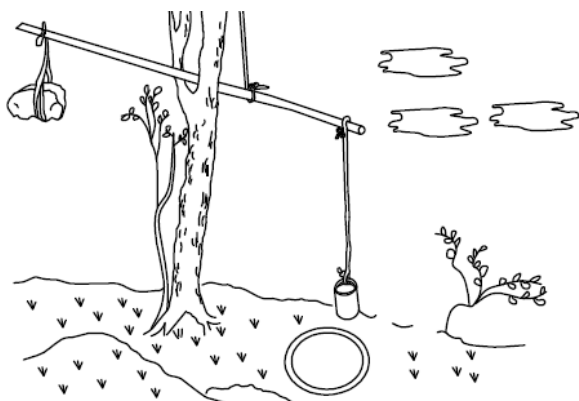


Рис. 1.1. Геранос

Древние греки применяли для подъема грузов, а также воды из колодцев приспособление «журавль» (в переводе на греческий язык – «геранос») (рис. 1.1) [16]. «Журавль» в переводе на немецкий обозначает «краних», что послужило основой русскому названию «кран».

Впервые в VII в. до н. э. появились блоки. Древние греки ввели в грузоподъемные устройства системы полиспастов. Конструкция этих подъемных довольно сложных установок состояла из наклонных столбов, раскрепленных канатами с постоянными или изменяющимися углами наклона к горизонту, и блоков с канатами.

II в. до н. э. считается началом появления ворот с червячной, цевочной и зубчатой передачами с ручным приводом. Первые про-

тотипы современных кранов имели ручной привод или привод от «ступальных» и водяных колес, а также конный привод. По описанию М. Витрувия, относящемуся к I в. до н. э., такие краны укреплялись на прочных деревянных брусках, которые могли поворачиваться на катках в любую сторону. Подъем грузов такими кранами мог осуществляться на высоту до 12 м.

В трудах Леонардо да Винчи и других механиков древности встречаются описания самотормозящейся червячной передачи, привода от трещотки, крана с тележкой, грейфера, реверсивной муфты, использовавшихся в грузоподъемных установках. Сначала эти установки делали из дерева и только оси и крюки – из стали.

Прообразами кабельных кранов можно считать перемещение людей и грузов через обрывы, реки и пропасти еще в глубокой древности. Сначала это были примитивные переправы на канатах, сплетенных из волокон тропических растений: человек перемещался вдоль каната в подвесной корзине, перебирая по нему руками. Далее перешли на более совершенные системы из пеньковых канатов с устройством корзины на колесах и движущимся тяговым канатом, который приводился в движение воротом с ручной или конной тягой (рис. 1.2) [13]. Однако малая прочность пеньковых канатов ограничивала возможности этих кранов. Остатки проволочных канатов обнаружены еще при раскопках Помпеи, и упоминание о них встречаются в книгах XV в., но промышленное производство их началось только в XVIII в.

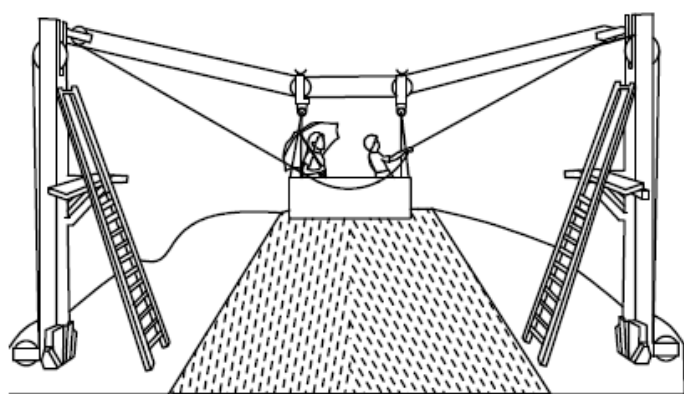


Рис. 1.2. Примитивная канатная дорога XV в.

Большая заслуга в развитии подъемно-транспортной техники принадлежит русским механикам [18]. Еще в XI в. для подъема грузов при возведении Софийского собора в Новгороде строители использовали сложные системы полиспастов. В 1677 г. для подъема Большого Успенского колокола массой 130 т на колокольню Московского Кремля были использованы деревянные рычаги, полиспасты, ворота. Колокол устанавливали на деревянном

срубе и, приподнимая его поочередно с четырех сторон, наращивали сруб (рис. 1.3). Для облегчения подъема колокол был соединен цепями с противовесом (платформой, нагруженной камнями). Подъем продолжался около девяти месяцев.

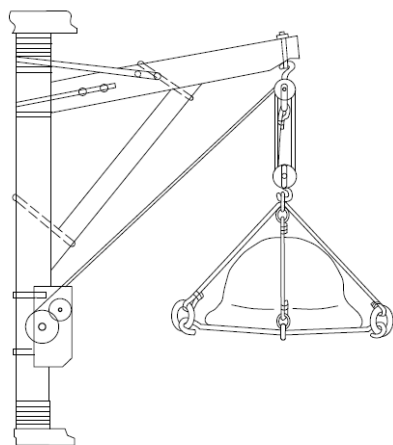


Рис.1.3. Подъем колокола

В XVIII в. на металлургических заводах Урала, Алтая и Забайкалья применялось разнообразное подъемно-транспортное оборудование для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и других целей. В 1703 г. на Петрозаводском чугунолитейном заводе впервые началось промышленное применение подъемных машин. В 1734 г. построена машина грузоподъемностью 1,64 т с ручным приводом. С помощью этой машины попеременно в двух бадьях

поднимали чугун от доменных печей к погрузочной площадке.

В 1752 г. в Сибири на Чагирском руднике был разработан проект «спуска с горы» руды тележками, которые двигались по внутри-заводским путям с помощью канатного привода от водяного колеса. Две грузовые тележки были связаны с воротом таким образом, что груженная рудой тележка под действием составляющей собственного веса тележки и груза перемещалась вниз по деревянным направляющим (рельсам) и поднимала при этом по параллельно расположенному пути пустую тележку (рис. 1.4). Для регулирования спуска применялся тормоз, колодка которого системой рычагов воздействовала на колесо большого диаметра, насаженного на вал ворота.

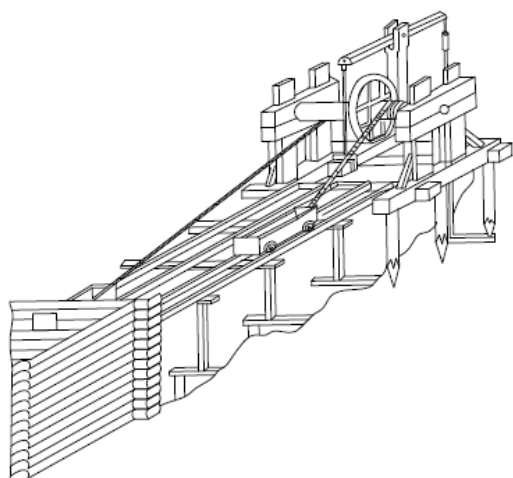


Рис. 1.4. Схема самодействующей двухконцевой канатной откатки

В 1764 г. механик Е. Г. Кузнецов соорудил на руднике близ Нижнего Тагила многоковшовой цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный в подъемник для руды и породы.

В 1768 г. механик и гидротехник К. Д. Фролов создал ком-

плексную установку для подъема руды в бадьях и удаления воды из шахт Змеиногорского рудника на Алтае. Изменение направления движения подъемных канатов можно было осуществить путем пере-

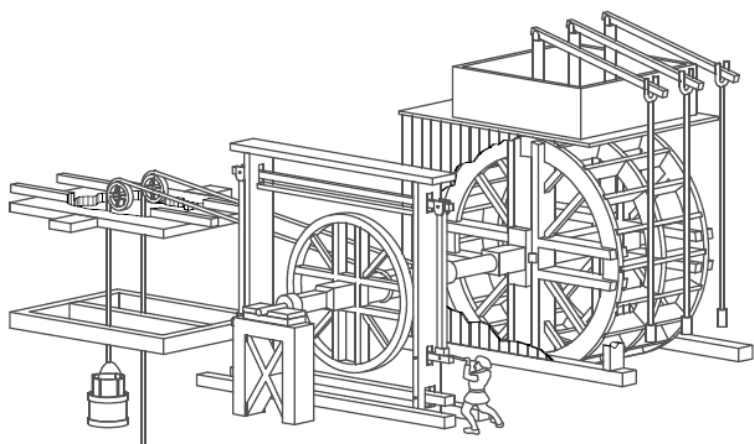


Рис. 1.5. Рудоподъемная машина К. Д. Фролова

каменный монолит размерами 15×9×7 м и массой более 1000 т для постаментов под памятник Петру I. Каменный монолит был доставлен к берегу Невы и по ней – в Петербург.

Погрузка гранита осуществлялась на полузатопленную баржу. По суше его перемещали на бронзовых шарах, уложенных между двумя обшитыми медными листами деревянными желобами (пер-

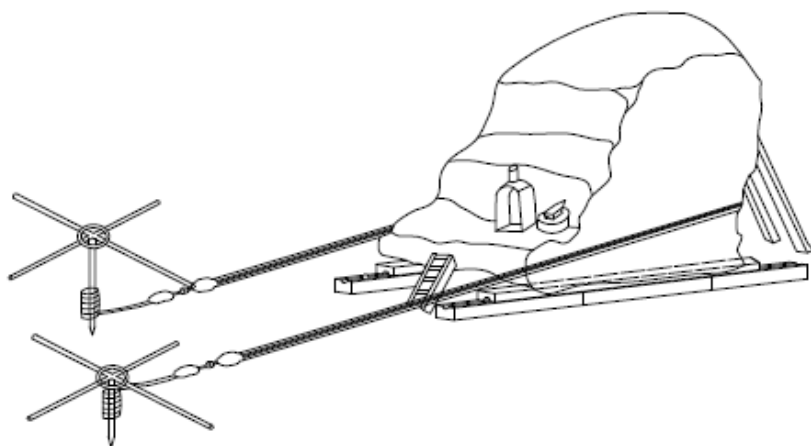


Рис. 1.6. Перемещение гранитного монолита по суше

ремещения специальным затвором потока падающей воды на правую или левую половину приводного колеса. Машина была снабжена одноколодочным тормозом, управляемым вручную через рычажную систему.

В 1769–1770 гг. был перемещен на большое расстояние

По мере продвижения под камень, перемещавшийся на верхней деревянной платформе-обойме, пере-
кладывались нижние желоба с шарами.

Во время передвижения камень об-
тесывался, причем для правки инстру-
мента на нем был расположен кузнеч-
ный горн.

Примерно в это же время были построены межэтажные подъемники в Екатерининском дворце в Царском Селе (город Пушкин) и дворце в селе Кусково под Москвой.

В 1793 г. на Петровском железоделательном заводе «машинный ученик» Ф. Борзой спроектировал и ввел в эксплуатацию стреловой поворотный кран, а крестьянин Д. Петров в 1812 г. в городе Моршанске осуществил передвижку здания на катках и установил его на новом основании.

В 1828–1830 гг. с помощью канатов, полиспастов и воротов были доставлены и установлены 46 колонн Исаакиевского собора в Петербурге, каждая массой около 100 т. Установка колонн занимала не более 45 минут. В 1832 г. перед Зимним дворцом в Петербурге была установлена Александровская колонна массой более 600 т с помощью 60 воротов, каждый из которых приводился в движение 16 рабочими.

Долгое время в России не изучался и не обобщался опыт развития грузоподъемных установок. Одним из первых источников, в которых описана подъемная техника, является «Книга переписная по тульским металлургическим заводам» (1647 г.). И только в 1872 г. был издан первый «Курс подъемных машин» проф. И. А. Вышнеградского, в котором он довольно точно определил значение курса такими словами: «... кто умеет строить краны, тот сумеет любую машину построить» [9]. Но несмотря на это, изготовление отдельных грузоподъемных машин в России велось по зарубежным чертежам.

Появление конструкций кранов за рубежом относится к периоду XIV–XV вв., когда в Германии стали создаваться поворотные, стреловые и цепные краны из дерева с конным приводом. Особенностью грузоподъемных механизмов и устройств, вводимшихся в эксплуатацию до XIX в., было применение дерева как основного материала для ответственных узлов (оснований, стоек, воротов, ободов и зубьев зубчатых колес). Только в первой четверти XIX в. начинается замена деревянных конструкций на металлические.

Огромное значение для прогресса в технике имело изобретение паровой машины. В 1766 г. такую машину построил русский теплотехник И. И. Ползунов. Однако усовершенствованные конструкции кранов нуждались в новом паровом двигателе, и после изобретения универсального парового двигателя английским меха-

ником Д. Уаттом в 1784 г. начало развиваться краностроение. В 1827 г. в Англии создан первый стационарный кран с паровым двигателем. Но в последующие периоды краны с паровым двигателем вследствие несовершенства конструкции не получили заметного распространения.

В 1888 г. русский инженер-электрик М. О. Доливо-Добровольский создал первый трехфазный генератор переменного тока мощностью 3 кВт, от которого привел в действие свой первый трехфазный асинхронный электродвигатель, получивший с тех пор широкое распространение, в том числе способствуя созданию первых электрических подъемников и мостовых кранов. В восьмидесятых годах XIX в. в Германии построен электрический мостовой кран с приводом всех механизмов от одного двигателя. В США в 1889 г. был введен в эксплуатацию первый электрический мостовой кран с индивидуальным электроприводом механизмов подъема грузов, передвижения грузовой тележки и передвижения моста крана.

Началом создания самоходных автомобильных кранов стал выпущенный в 1895 г. первый подъемный кран с двигателем внутреннего сгорания.

Появление первых конструкций лебедок с электрическим приводом относится концу XIX в. Первая электрореверсивная лебедка была создана в 1908 г. в Германии.

В России единственным заводом, основанным в 40-х гг. XIX в., оставался долгое время машиностроительный завод в г. Костроме, производивший крановое оборудование по единичным заказам. Начало отечественного краностроения относится к 1900 г., когда краны стали выпускать на Брянском, Краматорском и Путиловском и др. заводах.

Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную отрасль в конце двадцатых годов прошлого столетия.

Современные грузоподъемные машины и механизмы настолько разнообразны по своему назначению, принципам действия и конструктивному исполнению, что не представляется возможным дать в настоящем курсе их подробное описание и детальные расчеты. В предлагаемом ниже учебном пособии представлены типовые машины и изложены наиболее типичные расчеты с учетом требований обеспечения надежности проектируемых устройств, но с глубо-

ким, исчерпывающим анализом их работы, освещением вопросов выбора материалов, расчетных схем и т. д.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Грузоподъемные установки, машины и механизмы предназначены для перемещения грузов и людей в вертикальной и горизонтальной плоскостях на относительно небольшие расстояния. Они относятся к устройствам циклического действия, работающим в повторно-кратковременном режиме.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации грузоподъемных установок особое внимание обращают на повышение их надежности и долговечности и на соблюдение требований техники безопасности, регламентированных Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, утвержденными Ростехнадзором.

В зависимости от конструкции и конфигурации обслуживаемой зоны они классифицируются на подъемные механизмы (домкраты, лебедки, тали), краны, подъемники и роботы (рис. 2.1) [16].

Домкраты – простейшие грузоподъемные механизмы в виде толкателей (винтовых, рычажно-реечных, зубчато-реечных, параллелограммных или поршневых), поднимающих грузы при ремонтных и монтажных работах на небольшую высоту (до 0,8–1,0 м), действуя на них снизу.

Лебедки – простые грузоподъемные машины в виде приводного ворота (барабана) с тяговым органом – стальным канатом (цепью). Основное назначение лебедок – подъем, опускание и подтягивание грузов.

Краны – наиболее сложные и универсальные грузоподъемные установки, включающие в себя остов в виде металлической конструкции и несколько установленных на нем крановых механизмов.

Краны применяются для перемещения штучных или сыпучих грузов по пространственной трассе и изготавливаются в виде консольных или пролетных конструкций. У консольных (обычно стреловых) кранов груз подвешивается к стреле, укрепленной на поворотной части, а у пролетных кранов груз подвешивается к движущейся вдоль пролетного строения тележке.

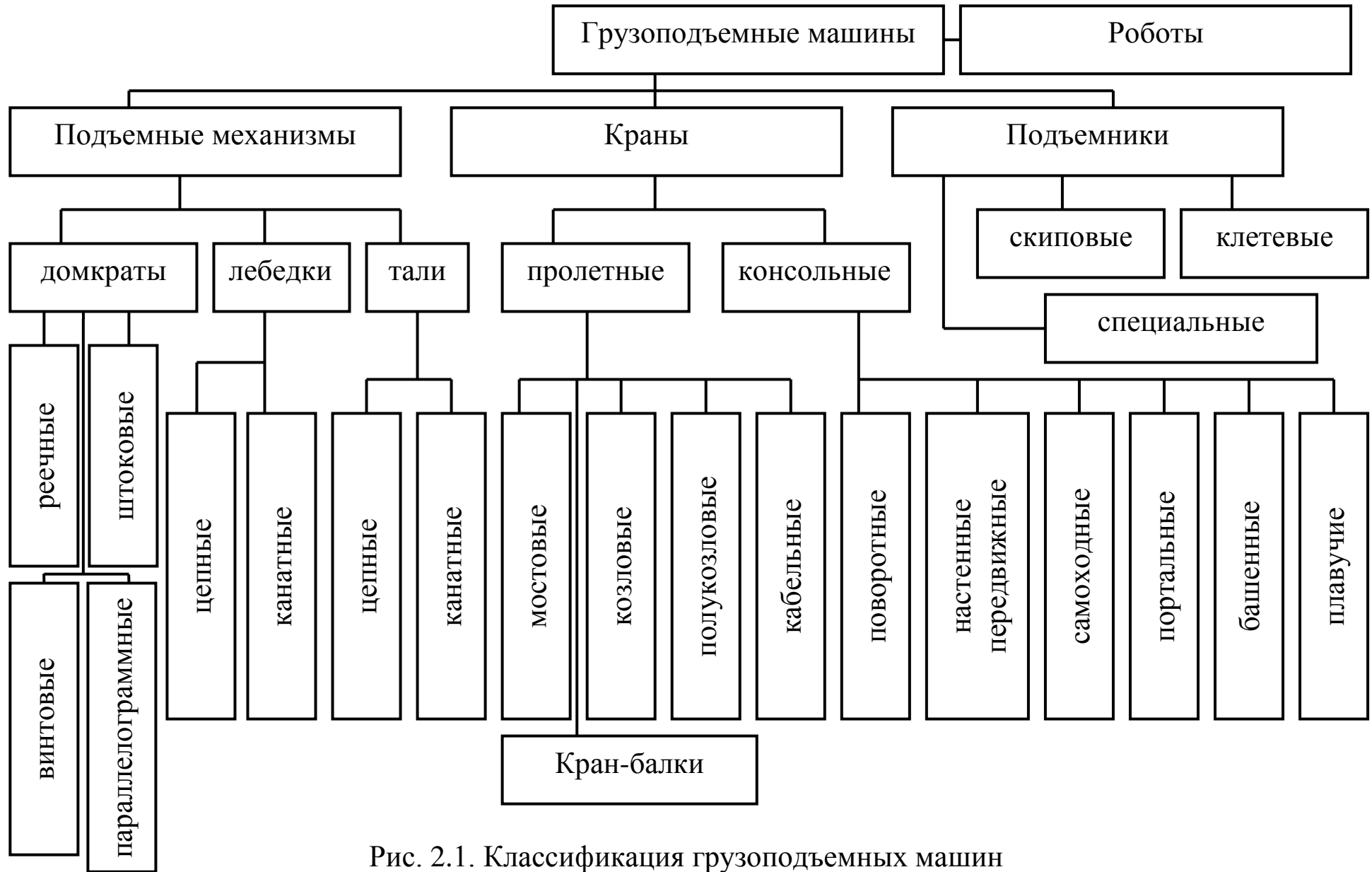


Рис. 2.1. Классификация грузоподъемных машин

Типовые крановые механизмы:

- механизм **подъема** в виде лебедки в комбинации с полиспас-
том;
- механизм **передвижения** (крана или какой-либо части);
- механизм **изменения вылета** (на стреловых кранах);
- механизм **вращения** поворотной части крана.

Подъемники – применяются для вертикального подъема грузов или людей в кабинах или на площадках, перемещающихся по направляющим.

Роботы – применяются для обслуживания технологических линий, погрузочно-разгрузочных операций бесконвейерной сборки машин в механосборочных цехах.

Раздел I. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

3. ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Грузоподъемные установки характеризуются следующими основными показателями:

- грузоподъемность;
- собственная масса машины;
- скорости различных движений отдельных механизмов;
- высота подъема;
- геометрические размеры машины (пролет, вылет);
- группа режима работы (режим работы).

Грузоподъемность полезная Q – груз массой Q (кг или т), поднимаемый краном и подвешенный при помощи съемных грузозахватных приспособлений или непосредственно к несъемным грузозахватным приспособлениям. Соотношение между весом G (Н) и массой Q (кг) выражается формулой

$$G = gQ, \quad (3.1)$$

где g – ускорение свободного падения.

Вылет L – расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части до вертикальной оси грузозахватного органа при установке крана на горизонтальной площадке.

Пролет S – расстояние по горизонтали между осями рельсов кранового пути для кранов мостового типа и кран-балок.

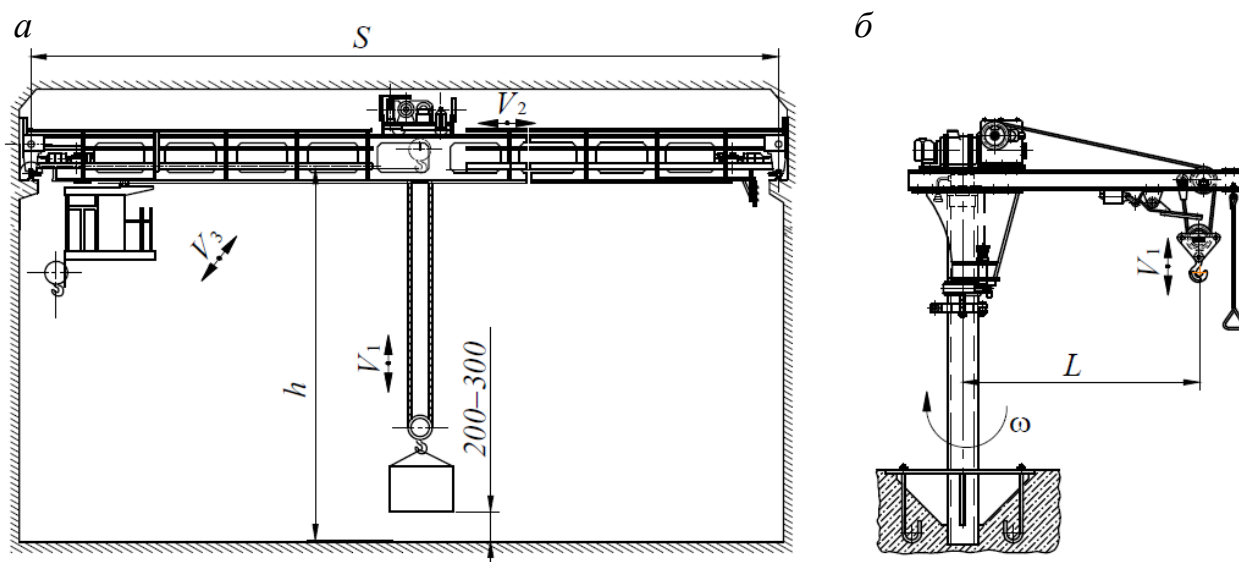


Рис. 3.1. Основные параметры кранов:
a – мостового; *б* – стрелового

Скорости движения V_1, V_2, V_3 различных механизмов выбирают в зависимости от технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, от характера ее работы и необходимой производительности.

Высота подъема h – расстояние по вертикали от уровня стоянки (для козловых, полукозловых, стреловых кранов и кранов с несущими канатами) или от уровня пола (для мостовых кранов) до грузозахватного органа, находящегося в верхнем положении.

Так как грузоподъемные установки являются устройствами периодического действия, то их часовая производительность (т/ч)

$$Q_{\text{ч}} = nQ, \quad (3.2)$$

где $n = \frac{3600}{\sum t_1}$ – количество циклов работы машины в час;

$\sum t_1$ – сумма времени, затрачиваемая на отдельные операции одного цикла, с;

Q – масса поднимаемого груза, т.

При работе с сыпучими материалами

$$Q = V\psi\gamma, \quad (3.3)$$

где V – емкость сосуда (например грейфера, бадьи, ковша), м^3 ;

ψ – коэффициент заполнения;

γ – насыпная плотность материала, $\text{т}/\text{м}^3$.

Отношение времени работы механизма $t_{\text{раб}}$ к полному времени цикла $t_{\text{ц}} = t_{\text{раб}} + t_{\text{пауз}}$, выраженное в процентах, называется относительной продолжительностью включения (ПВ).

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{ц}}} 100 \%. \quad (3.4)$$

Работа грузоподъемной установки зависит от различных факторов и кроме названных выше показателей ее характеризуют:

– K_{Γ} – коэффициент годового использования механизма, который характеризуется следующим отношением:

$$K_{\Gamma} = \frac{\text{число дней работы механизма в году}}{365}; \quad (3.5)$$

– $K_{\text{с}}$ – коэффициент суточного использования:

$$K_{\text{с}} = \frac{\text{число часов работы механизма в сутки}}{24}; \quad (3.6)$$

– ЧВ – число включений механизма в течение часа; (3.7)

– $K_{\text{ч}}$ – коэффициент часового использования:

$$K_{\text{ч}} = \frac{t_{\text{раб}}}{60}; \quad (3.8)$$

– t (°C) – температура окружающей среды. (3.9)

4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Номинальный режим работы грузоподъемной установки в целом определяется режимом работы механизма подъема груза и регламентируется ГОСТ 25835–83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы». Согласно указанному стандарту в зависимости от условий использования механизмов грузоподъемных машин различают шесть групп режима работы, определяемых классом использования и классом нагружения.

Класс использования характеризует интенсивность использования механизма при эксплуатации. Он устанавливается согласно данным табл. 4.1 в зависимости от общего времени (ч) работы:

$$T = T_0 n_{\text{дн}} h_{\text{г}}, \quad (4.1)$$

где T_0 – среднесуточное время работы, ч;

$n_{\text{дн}}$ – число рабочих дней в году, принимаемое равным 250 при двух выходных днях и 300 при одном выходном дне;

$h_{\text{г}}$ – срок службы, лет.

Таблица 4.1

Характеристика классов использования

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Время работы T , ч	до 800	800–1600	1600–3200	3200–6300	6300–12500	12500–25000	2500–50000

Коэффициент нагружения K определяется относительной нагрузкой механизма. Он характеризует класс нагружения механизма.

Величина коэффициента нагружения определяется

$$K = \sqrt[3]{\frac{\sum \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 t_i}{\sum t_i}}, \quad (4.2)$$

где P_i – нагрузка, действующая на механизм в течение периода времени t_i за заданный срок службы;

P_{\max} – наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение рабочего цикла;

$\sum t_i = T$ – общее время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

Зависимость класса нагружения от величины коэффициента нагружения приведена в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Характеристика классов нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальной и очень редко при номинальной
B2	Свыше 0,125 до 0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	Свыше 0,25 до 0,50	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	Свыше 0,50 до 1,00	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

В зависимости от сочетания класса использования и класса нагружения по данным табл. 4.3 устанавливаются группы режима работы механизмов.

Таблица 4.3

Группа режимов работы механизмов

Класс использования	Класс нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1М	1М	1М	2М
A1	1М	1М	2М	3М
A2	1М	2М	3М	4М
A3	2М	3М	4М	5М
A4	3М	4М	5М	6М
A5	4М	5М	6М	–
A6	5М	6М	–	–

До введения ГОСТ 25835–83 режим работы механизмов определялся согласно Правилам Ростехнадзора, которыми были установлены следующие режимы работы грузоподъемных установок в зависимости от условий эксплуатации: с ручным приводом (**Р**); с машинным приводом – легкий (**Л**, при ПВ = 15 %), средний (**С**, при ПВ = 25 %), тяжелый (**Т**, при ПВ = 40 %) и весьма тяжелый (**ВТ**, при ПВ = 60 %).

Примерное соответствие режимов работы, определяемых Правилами Ростехнадзора, и группы режимов работы, устанавливаемых ГОСТ 25835–83, следующее (табл. 4.4):

Таблица 4.4

Показатели режима

Режим работы	Показатели режима (группы режима) работы крана						Группа режима
	$K_{гр}$	K_r	K_c	ПВ, %	ЧВ	$t, ^\circ\text{C}$	
Л	0,5	0,25	0,33	15	60	25	1, 2, 3
С	0,5	0,5	0,67	25	120	25	4
Т	0,75	0,75	0,67	40	240	25	5
ВТ	1,0	1,0	1,0	60	300	45	6

Зная или определив показатели (3.4)–(3.9), норму времени работы механизма для пользования табл. 4.1 можно найти по выражению (4.3), приведенному ниже.

$$T = 365K_r 24K_c K_{\text{ч}} \frac{ПВ}{100} h_r. \quad (4.3)$$

Режимы работы кранов регламентирует ГОСТ 25546–82, согласно которому грузоподъемные машины в зависимости от условий использования разделяют на восемь групп режимов работы (от 1К до 8К), определяемых классом использования (от С0 до С9) и классом нагружения (от Q0 до Q4).

Расчет на прочность узлов и деталей механизмов грузоподъемных установок производят в соответствии с действительным режимом их работы. В зависимости от группы режима работы механизма производят расчет его двигателя и тормоза, определяют нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, возникающие при работе этого механизма и действующие на металлоконструкцию, принимают основные нормативные данные, запасы коэффициента прочности и торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов.

Рекомендуемые сроки службы основных элементов грузоподъемных установок приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5
Срок службы деталей грузоподъемных установок

Группа режима работы	Срок службы h_r , год			Время работы T , тыс. ч		
	подшипников качения	зубчатых передач	валов	подшипников качения	зубчатых передач	валов
1, 2, 3	10	15	25	1,0	1,5	2,5
4	5	10	15	3,5	7,0	10,0
5	3	8	10	5,0	13,0	16,0
6	3	5	10	10,0	16,0	32,0

5. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

При расчете механизмов грузоподъемных установок и их элементов необходимо учитывать возникающие в процессе работы нагрузки, возможное совпадение действия этих нагрузок, определять наиболее опасные их сочетания и по ним проводить расчет на прочность и сопротивление усталости. Для грузоподъемных установок возможные основные сочетания расчетных нагрузок можно разделить на три расчетных случая [3].

I расчетный случай – нормальная нагрузка рабочего состояния, включающая номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, нагрузки от ветра в рабочем состоянии машины (принимают равными 50 Па), а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных условиях использования механизма и нормальном состоянии подкрановых путей.

В этом случае металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на сопротивление усталости, а также на термостойкость, износостойкость и долговечность.

При расчете элементов механизмов кранов на сопротивление усталости исходят из обеспечения надежной работы всех элементов крана без ремонта и замены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования – тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т. п.) в течение расчетного срока, приведенного в табл. 4.5.

II расчетный случай – максимальная рабочая нагрузка, включающая нагрузки от номинального груза и максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении и выключении тока, и предельную нагрузку от ветра при рабочем состоянии машины. В этом расчетном случае проводят проверку грузовой устойчивости крана.

III расчетный случай – нагрузки в нерабочем состоянии машины, установленной на открытом воздухе, при отсутствии груза и неподвижных механизмах. При этом на машину кроме ее собственного веса действует предельная ветровая нагрузка, а иногда нагрузки, вызываемые снегом, обледенением или температурным воздействием. В этом случае рассчитывают прочность металлических конструкций, деталей противоугонных устройств кранов, тормозных устройств тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным значениям коэффициента запаса прочности.

Нагрузку от снега (с давлением 10^3 Па) определяют по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности. Толщину льда на оттяжках, канатах и решетчатых элементах металлоконструкций принимают равной 1,2 см (при плотности льда 9 кН/м^3). Снеговая и ветровая нагрузки одновременно не учитываются. Допускаемый интервал колебаний температур составляет ± 40 °С.

6. ПРАВИЛА РОСТЕХНАДЗОРА ПО БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Грузоподъемные машины, предназначенные для перемещения различных грузов и в различных условиях, относятся к оборудованию повышенной опасности. В целях предупреждения аварийности и травматизма при эксплуатации грузоподъемных машин в России создана специальная Федеральная служба горного и промышленного технического надзора «Ростехнадзор», являющаяся центральным органом федеративной исполнительной власти, осуществляющим государственное нормативное регулирование вопросов обеспечения промышленной безопасности на территории Российской Федерации, а также специальные разрешительные, надзорные и контрольные функции.

Основными задачами Ростехнадзора являются:

- осуществление государственного надзора в целях безопасного ведения работ, устранения влияния работ на население, природу и объекты народного хозяйства;
- разработка и осуществление мер по профилактике аварий и производственного травматизма;
- установление норм и правил по безопасной эксплуатации оборудования;
- анализ аварий и случаев производственного травматизма, расследование обстоятельств и причин этих инцидентов, разработка предложений по профилактике травматизма и аварий;
- установление порядка подготовки и проверки знаний персонала и специалистов предприятий по вопросам безопасного ведения работ.

Действующие в настоящее время «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» соответствуют международным стандартам на нормы расчета и требованиям к проектированию, устройству, изготовлению, установке, ремонту и эксплуатации грузоподъемных установок.

В соответствии с Правилами все вновь устанавливаемые грузоподъемные установки, а также грузозахватные устройства и приспособления до пуска в работу подлежат **техническому освидетельствованию**, при проведении которого необходимо убедиться,

что установка выполнена в соответствии с Правилами, соответствует техническим условиям и находится в исправном состоянии [27].

Различают полное и частичное освидетельствование.

При **частичном техническом освидетельствовании** проводят осмотр грузоподъемной установки без испытания ее под нагрузкой.

Полное техническое освидетельствование состоит из осмотра установки, а также статического и динамического испытаний под нагрузкой.

Полному техническому освидетельствованию подвергают грузоподъемные установки перед вводом их в работу (первичное техническое освидетельствование) и в процессе эксплуатации периодически не реже одного раза в 3 года.

Первичное освидетельствование установок, транспортируемых с завода-изготовителя на место эксплуатации в собранном состоянии, проводят ОТК завода-изготовителя перед их отправкой. Грузоподъемные установки, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться *частичному периодическому освидетельствованию* через каждые 12 месяцев.

При осмотре устанавливают надежность каждого узла и элемента установки. Так, убеждаются в отсутствии трещин в элементах металлоконструкций; устанавливают степень износа зева крюка (допускается восстановление изношенного места наплавкой при износе менее 10 % сечения); легкость вращения и надежность стопорения гайки хвостовика крюка; состояние и степень износа грузовых канатов; надежность крепления канатов; состояние механизмов и приборов безопасности; наличие заземления и нулевой блокировки; состояние ограждений; надежность противоугонных устройств и др. Состояние механизмов определяют без их разборки.

Статические испытания проводят с целью проверки прочности всей установки и ее отдельных элементов, а для передвижных стреловых кранов также с целью проверки их грузовой устойчивости под нагрузкой, на 25 % превышающей номинальную грузоподъемность машины. Например, для статических испытаний мостового крана его устанавливают над опорами подкрановых путей, а тележку в положение, соответствующее наибольшему прогибу моста (см. рис. 3.1, а). Крюк с грузом поднимают на высоту 200–300 мм и в таком состоянии выдерживают в течение 10 минут. Затем груз опускают и устанавливают наличие или отсутствие остаточной де-

формации металлоконструкции с помощью отвеса, подвешиваемого к крану. Если отвес занимает прежнее положение, это означает нормальное состояние металлоконструкции. При испытании стреловых кранов их поворотную часть устанавливают в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана.

Результаты статических испытаний считают удовлетворительными, если при выдержке груза на весу в течение 10 мин не наблюдается самопроизвольного опускания груза, нет остаточных деформаций, нет повреждений грузоподъемных устройств.

Установка, прошедшая статические испытания, подвергается *динамическому испытанию* грузом, на 10 % превышающим грузоподъемность машины. Эти испытания имеют целью проверку действия всех механизмов установки, тормозных и предохранительных устройств. При этом проводятся многократные подъемы и опускания груза, а также проверка действия всех других механизмов при совмещении рабочих движений, предусмотренных руководством по эксплуатации.

Механизм подъема и опускания стрелы с грузом проверяют под нагрузкой, соответствующей наибольшему рабочему вылету стрелы. При этом проверяют также действие конечных выключателей моста, тележки и др. Действие конечных выключателей механизма подъема груза и стрелы проверяют без груза.

Съемные грузозахватные приспособления при освидетельствовании также подвергают осмотру и испытанию под нагрузкой, на 25 % превышающей номинальную грузоподъемность.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных установок и машин осуществляет инспекция Ростехнадзора и инженер по техническому надзору, назначаемый администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Помимо инженера по надзору руководством предприятия назначается ответственный за содержание грузоподъемных машин в исправном состоянии.

Работы по закреплению грузов проводят стропальщики (такелажники, зацепщики), прошедшие специальное обучение и аттестованные квалификационной комиссией.

В особо опасных случаях (работа под ЛЭП, у борта уступа, у котлована или траншеи, подъем груза двумя кранами, подъем крупногабаритных грузов с высоким расположением центра тяжести и пр.) подъемно-транспортные операции можно проводить

только под непосредственным руководством и наблюдением лица, ответственного за безопасное перемещение грузов кранами.

Необходимую надежность и долговечность грузоподъемных установок и машин можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием.

ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

К составным частям и деталям грузоподъемных установок относятся:

1. блоки, полиспасты, звездочки и барабаны;
2. гибкие подъемные органы;
3. грузозахватные устройства;
4. остановочные и тормозные устройства;
5. приводы (двигатели);
6. передачи;
7. детали передач (оси и валы, подшипники, муфты);
8. рельсы и ходовые колеса;
9. остовы установок (крановые фермы);
10. приборы управления.

Раздел II. БЛОКИ И ПОЛИСПАСТЫ

7. ВИДЫ И УСТРОЙСТВО БЛОКОВ

Блоки подразделяются на неподвижные (направляющие) и подвижные (рис. 7.1). Блок 1 с неподвижной в пространстве осью

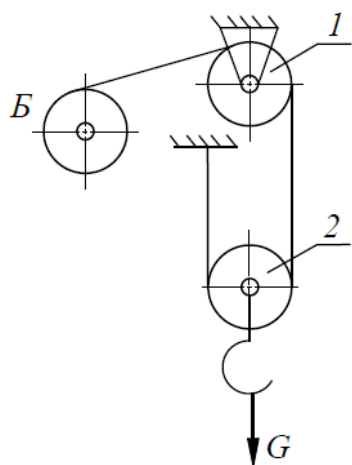


Рис. 7.1. Подвижный и неподвижный блоки

называют направляющим потому, что он служит для изменения направления гибкого подъемного органа. Блоки с перемещающимися в пространстве осями служат для изменения силовых или скоростных параметров механизмов. Так, на рис. 7.1 подвижный блок 2 дает выигрыш в силе.

Блоки для канатов выполняют из серого чугуна, предел прочности при растяжении которого должен быть не менее 150 МПа, или из литейной стали с пределом прочности не менее 450 МПа. Их можно

также изготавливать штампованными или литыми из стали с пределом прочности не менее 380–450 МПа.

Для повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным алюминием, резиной, пластмассой, что существенно повышает срок их службы. Так, если износ каната на чугунном блоке принять за единицу, то на стальном блоке за этот же срок износ составит 110 %, при футеровке алюминием – 80 %, капроном – 40–50 %.

Блоки должны обеспечить спокойное набегание на них канатов и цепей и исключить опасность выпадения гибкого органа из ручья блока.

Чтобы избежать возникновения больших напряжений изгиба в гибком органе, минимальные диаметры блоков принимают [27]:

- для канатов из пеньки или синтетических волокон $D_0 \geq 10d_k$;
- для стальных проволочных канатов $D_0 \geq (11,2-18)d_k$;
- для сварных круглозвенных цепей $D_0 \geq 20d$,

где D_0 – диаметр блока, измеренный по средней линии гибкого органа, мм;

d_k – диаметр каната, мм;

d – диаметр прутка сварной цепи, мм.

Таблица 7.1

Минимальные коэффициенты для выбора диаметров барабана, блока и уравнительного блока, огибаемых стальными канатами

Группа классификации механизма по ИСО 4301/1	Коэффициенты выбора диаметров		
	барабана	блоков	уравнительных блоков
M1	11,2	12,5	11,2
M2	12,5	14,0	12,5
M3	14,0	16,0	12,5
M4	16,0	18,0	14,0
M5	18,0	20,0	14,0
M6	20,0	22,4	16,0
M7	22,4	25,0	16,0
M8	25,0	28,0	18,0

Стандартный профиль ручья блока представлен на рис. 7.2 [15].

Развал боковых поверхностей ручья блока составляет угол порядка 45–55°, что позволяет отклоняться ветвям каната от средней плоскости блока на 5–6°. Канаты диаметрами d_k от 11 до 43,5 мм

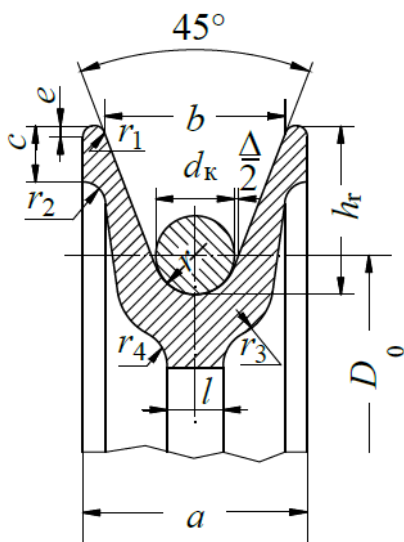


Рис. 7.2. Профиль ручья блока

подразделяются на шесть групп: 11–14; 14–18; 18–23; 23–28,5; 28,5–35; 35–43,5 мм, соответственно этим группам стандартизировано шесть профилей ручья блоков со своими размерами. Глубина ручья и радиус канавки ручья принимаются соответственно $h_r = 2d_{\min}$ и $r = (0,68 \div 0,7)d_{\min}$ для каждой группы, а при работе с ослаблением каната глубина ручья увеличивается до $h_r = [(5 \div 6)d_{\min}]$. Последнее соотношение обеспечивает суммарный боковой зазор каната в блоке $\Delta = (0,1 \div 0,12)d_k$ для исключения

возможности заклинивания каната, поскольку он при изгибании деформируется и расширяется в направлении оси блока.

Блок подлежит замене при износе ручья на глубину более 40 % от первоначального радиуса ручья [27].

Блоки для круглозвенных сварных цепей (рис. 7.3) могут иметь в различном сочетании профили ручьев: с бортами (гребнями) и без бортов, с цилиндрической поверхностью для горизонтальных звеньев и с коническими поверхностями встречной направленности [15, 19]. Наличие уклона конических поверхностей 1:4 не

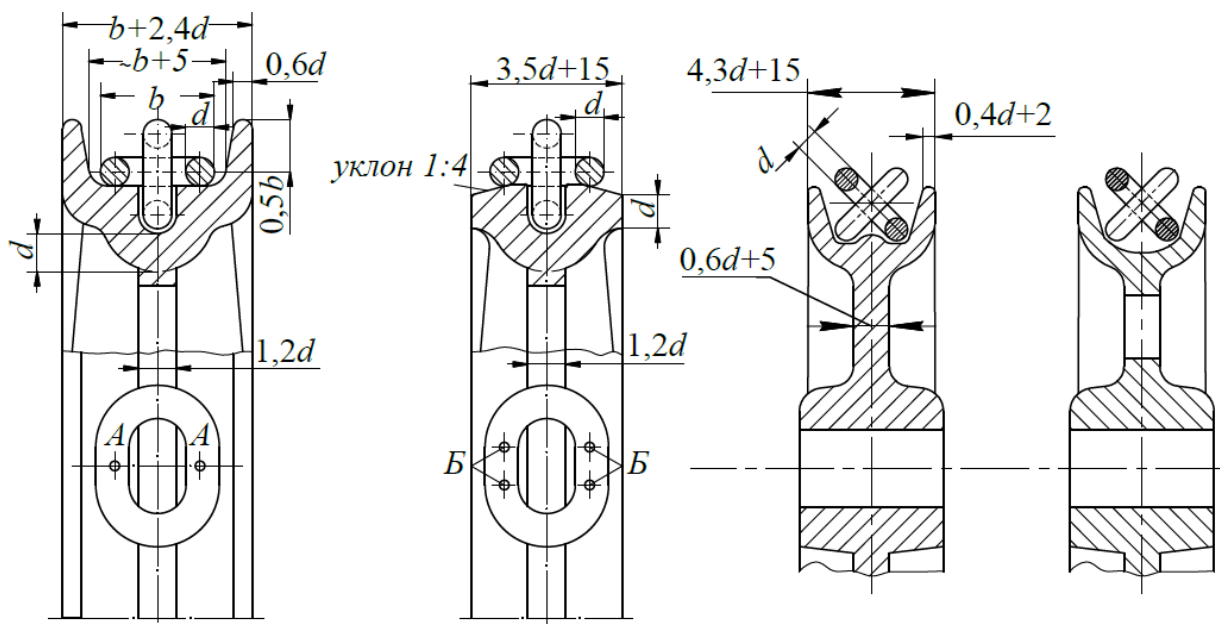


Рис. 7.3. Профиль ручья блоков для сварных цепей

только центрирует звенья цепи, но и дает по две точки (B) контакта с каждой стороны горизонтального звена с блоком.

Последнее обстоятельство существенно снижает возникающие в звеньях цепи напряжения изгиба.

8. СОПРОТИВЛЕНИЕ ГИБКИХ ОРГАНОВ ИЗГИБУ

На рис. 8.1, *а* представлен неподвижный блок, который вращается против часовой стрелки под действием усилия в канате S , преодолевающего вес поднимаемого груза G (усилие на другом конце каната). Путь тяговой силы h_S равен пути груза h_G ($h_S = h_G$).

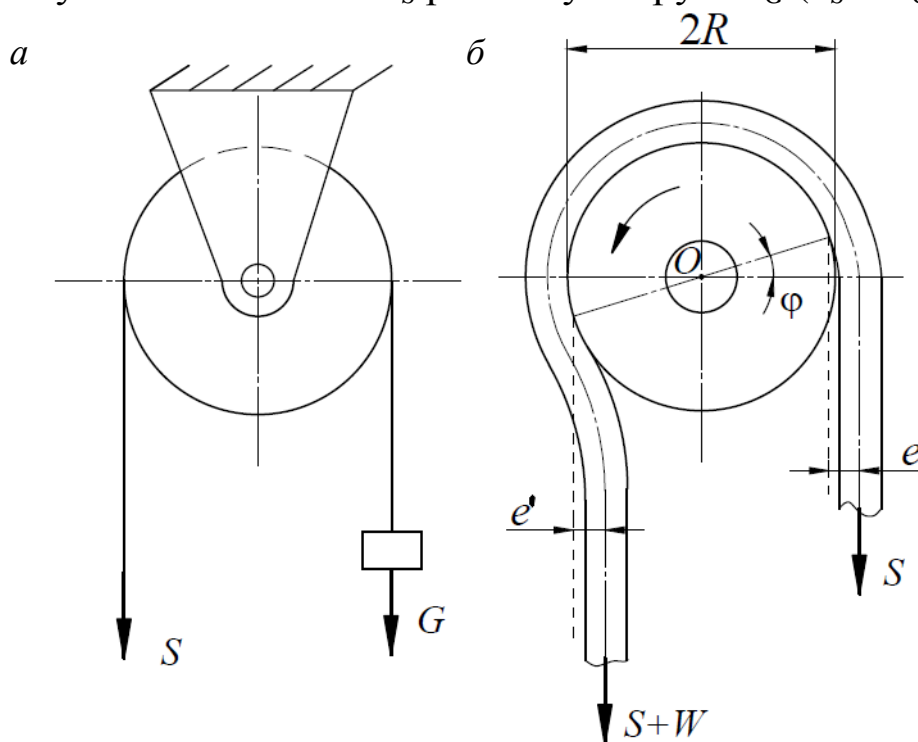


Рис. 8.1. Расчетные схемы действия сил на неподвижном блоке:
а – без учета сопротивлений; *б* – с учетом потерь от жесткости каната

Тяговое усилие без учета сопротивлений в блоке $S = G$. В действительности же вследствие сопротивлений в блоке, которые учитывают сопротивление гибких органов (канатов) изгибу, существует неравенство $S > G$. Для сгибания и разгибания каната к его сбегавшей ветви необходимо приложить дополнительную силу W .

Свойство жесткости в канатах при огибании блоков проявляется в том, что канат, набегая на блок, не сразу принимает его кривизну, а сначала отклоняется от него на величину e во внешнем направлении; сбегая с блока, он на близкую величину e' ($e \approx e'$) отклоняется во внутреннем направлении (рис. 8.1, *б*) [1]. Это приво-

дит к тому, что плечо силы при набегании каната увеличивается, а плечи сил при сбегании каната уменьшаются.

Уравнение моментов сил относительно оси блока (т. O) без учета сил трения в опоре ($\sum M_o = 0$) с учетом $e \approx e'$:

$$S(R \cos \varphi + e) - S(R \cos \varphi - e) - W(R \cos \varphi - e) = 0, \quad (8.1)$$

отсюда

$$W = S \frac{2e}{R \cos \varphi - e} = Sk. \quad (8.2)$$

Величина k носит название «жесткость каната». Она определяется экспериментально или по эмпирической зависимости:

$$k = \frac{2e}{R \cos \varphi - e} = 0,1 \frac{d_k}{D - 10}, \quad (8.3)$$

где диаметр каната d_k и диаметр блока D берут в сантиметрах.

Для практических расчетов сопротивление стальных канатов изгибу можно принимать [15]

$$W \approx (0,01 \div 0,02)S, \quad (8.4)$$

из растительных волокон

$$W \approx (0,04 \div 0,07)S. \quad (8.5)$$

9. СОПРОТИВЛЕНИЕ НА НЕПОДВИЖНОМ БЛОКЕ И ЕГО КПД

В блоке кроме сопротивления гибкого органа изгибу возникает сопротивление в опоре (подшипниках).

Нагрузка на блок N равна геометрической сумме усилий в набегающей и сбегаяющей ветвях гибкого органа. При определении нагрузки N с некоторым допущением принимают $S_{нб} \approx S_{сб}$ и тогда при угле обхвата канатом блока α [4]

$$N = (S_{нб} + S_{сб}) \sin \frac{\alpha}{2} \approx 2S_{нб} \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (9.1)$$

Сила трения в опоре (в подшипниковом узле)

$$F_{тр} = \mu N, \quad (9.2)$$

где μ – приведенный коэффициент сопротивления подшипников (для опор скольжения – $\mu = 0,08 \div 0,1$; для опор качения – $\mu = 0,01 \div 0,02$).

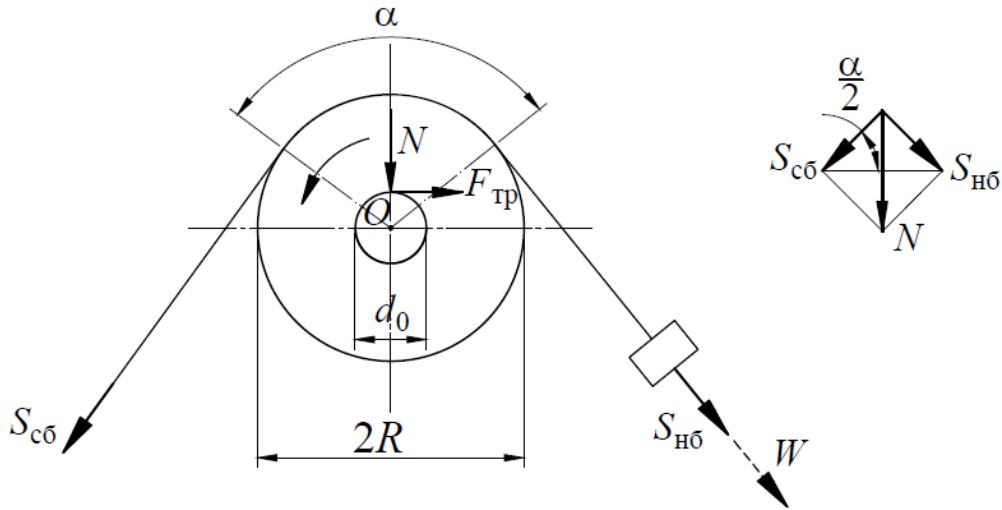


Рис. 9.1. Расчетные схемы действия сил на неподвижном блоке с учетом потерь на трение в опоре и от жесткости каната

Уравнение моментов сил относительно оси блока (т. O) ($\sum M_O = 0$):

$$S_{сб}R - S_{нб}R - kS_{нб}R - \mu N \frac{d_0}{2} = 0, \quad (9.3)$$

отсюда с учетом зависимости (9.1)

$$S_{сб} = S_{нб} \left(1 + k + \frac{2\mu d_0 \sin \frac{\alpha}{2}}{2R} \right) = S_{нб} \left(1 + k + 2\mu \frac{d_0}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right), \quad (9.4)$$

где d_0 – диаметр оси блока.

Учитывая (8.2), получим

$$S_{сб} = S_{нб} \left(1 + \frac{2e}{R \cos \varphi - e} + 2\mu \frac{d_0}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right). \quad (9.5)$$

Отношение тягового усилия S к усилию сопротивления (весу поднимаемого груза G) называется коэффициентом сопротивления блока [1]:

$$\varepsilon = \frac{S}{G}, \quad (9.6)$$

но поскольку G – это усилие в набегающей ветви каната ($S_{нб}$), а S – усилие в сбегающей ветви ($S_{сб}$), то коэффициент сопротивления блока

$$\varepsilon = \frac{S_{сб}}{S_{нб}} = 1 + \frac{2e}{R \cos \varphi - e} + 2\mu \frac{d_0}{D} \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (9.7)$$

КПД блока – отношение полезной работы $S_{нб}h$ при подъеме груза весом G на высоту h к полной работе, совершенной при этом силой $S_{сб}$ на том же пути h с учетом преодоления потерь на трение и жесткость каната:

$$\eta = \frac{S_{нб}h}{S_{сб}h} = \frac{S_{нб}}{S_{сб}} = \frac{S_{нб}}{S_{нб} \left(1 + \frac{2e}{R \cos \varphi - e} + 2\mu \frac{d_0}{D} \sin \frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (9.8)$$

отсюда

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{2e}{R \cos \varphi - e} + 2\mu \frac{d_0}{D} \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (9.9)$$

то есть

$$\eta = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (9.10)$$

Анализ формулы (9.9) показывает, что чем больше угол обхвата блока канатом и чем больше жесткость каната и трение в опоре блока, тем меньше КПД блока и тем больше дополнительная сила, которую необходимо приложить к канату, чтобы преодолеть сопротивление на блоке и обеспечить равномерное движение груза.

Определим примерную величину потерь на трение в опоре на подшипниках скольжения и качения для угла обхвата $\alpha = 180^\circ$ (соответственно $\mu = 0,1$ или $\mu = 0,02$) и соотношении $d_0/D \approx 1:6$ [15]:

$$\text{при опоре скольжения} - 2S_{нб} \cdot 0,1 \cdot \frac{1}{6} \approx 0,033S_{нб}; \quad (9.11)$$

$$\text{при опоре качения} - 2S_{нб} \cdot 0,02 \cdot \frac{1}{6} \approx 0,0066S_{нб}. \quad (9.12)$$

С учетом потерь на жесткость стального каната (см. зависимость (8.4)) общее сопротивление составит

$$\approx (0,01 \div 0,02)S_{нб} + (0,0066 \div 0,033)S_{нб} \approx (0,0166 \div 0,053)S_{нб},$$

то есть $1,7 \div 5,3$ % от натяжения набегающей на блок ветви каната.

Таким образом, для блоков на подшипнике скольжения

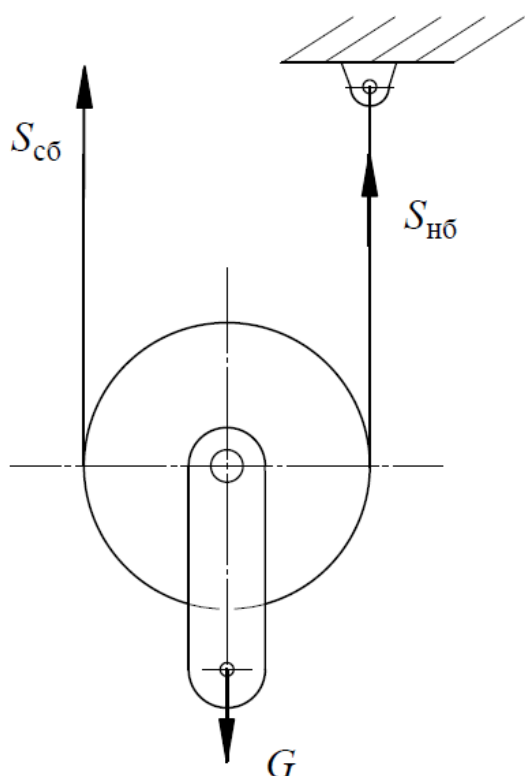
$$\eta = \frac{S_{нб}}{S_{сб}} = \frac{S_{нб}}{(1,053 \div 1,043)S_{нб}} \approx 0,95 \div 0,96, \text{ для блоков на подшипнике}$$

качения $\eta = \frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = \frac{S_{\text{нб}}}{(1,0266 \div 1,0166)S_{\text{нб}}} \approx 0,97 \div 0,98$. Меньшие значения

принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в запыленной или загазованной среде.

10. КПД ПОДВИЖНЫХ БЛОКОВ ДЛЯ ВЫИГРЫША В СИЛЕ

Схема действия сил на подвижном блоке для выигрыша в силе представлена на рис. 10.1.



В таком блоке путь тяговой силы равен двойному пути груза $h_{S_{\text{сб}}} = 2h_G$, соответственно скорость перемещения тяговой силы $v_{S_{\text{сб}}}$ и скорость перемещения груза v_G соотносятся как $v_{S_{\text{сб}}} = 2v_G$.

Равенство проекций сил на вертикальную ось при учете сопротивлений на блоке выразится как

$$S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}} = G. \quad (10.1)$$

Учитывая соотношения (9.7) и (10.1), запишем:

$$S_{\text{сб}} = \varepsilon S_{\text{нб}} = \varepsilon(G - S_{\text{сб}}), \quad (10.2)$$

Рис. 10.1. Схема действия сил на подвижный блок для выигрыша в силе

откуда:

$$S_{\text{сб}} = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} G. \quad (10.3)$$

КПД подвижного блока для выигрыша в силе – отношение полезной работы Gh_G при подъеме груза весом G на высоту h_G к полной работе, совершенной при этом силой $S_{\text{сб}}$ на пути $h_{S_{\text{сб}}}$ с учетом преодоления потерь на трение и жесткость каната.

Тогда зависимость между КПД блока η и коэффициентом сопротивления блока ε (с учетом, что $h_{S_{\text{сб}}} = 2h_G$):

$$\eta = \frac{Gh_G}{S_{сб}h_{S_{сб}}} = \frac{Gh_G}{\frac{\varepsilon G}{1+\varepsilon} 2h_G} = \frac{1+\varepsilon}{2\varepsilon}. \quad (10.4)$$

11. КПД ПОДВИЖНЫХ БЛОКОВ ДЛЯ ВЫИГРЫША В СКОРОСТИ

На рис. 11.1 представлена схема действия сил на блок для выигрыша в скорости.

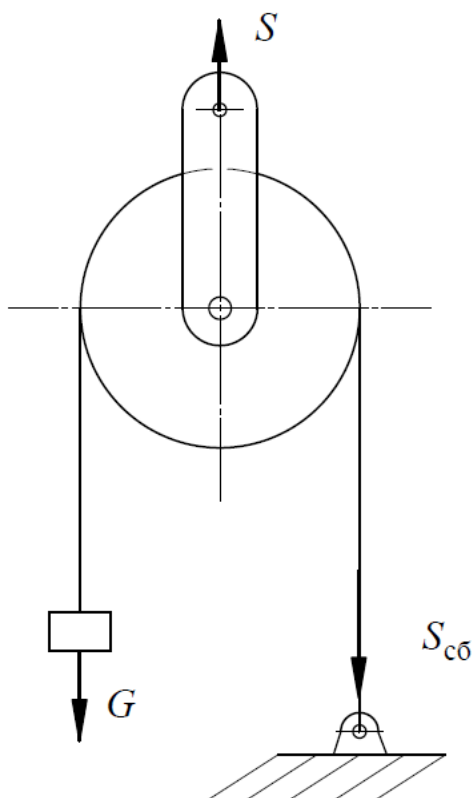


Рис. 11.1. Схема действия сил на подвижный блок для выигрыша в скорости

Согласно схеме (рис. 11.1) путь тяговой силы h_S равен половине пути груза $0,5h_G$ ($h_S = 0,5h_G$), как и зависимость скоростей приложения тяговой силы и груза $v_S = 0,5v_G$.

При учете сопротивлений в блоке и уравнения (9.6) запишем равенство проекций сил на вертикальную ось:

$$S = G + S_{сб} = G + \varepsilon G = (1 + \varepsilon)G. \quad (11.1)$$

КПД подвижного блока для выигрыша в скорости – отношение полезной работы Gh_G при подъеме груза весом G на высоту h_G к полной работе, совершенной при этом силой S на пути h_S с учетом преодоления потерь на трение и жесткость каната.

Тогда соотношение между КПД и коэффициентом сопротивления блока получим в виде

$$\eta = \frac{Gh_G}{Sh_S} = \frac{Gh_G}{(1+\varepsilon)G0,5h_G} = \frac{2}{1+\varepsilon}. \quad (11.2)$$

12. СОПРОТИВЛЕНИЯ И КПД ЦЕПНОГО БЛОКА

При набегании сварной цепи на блок соседние звенья поворачиваются на угол α (рис. 12.1). Такой же относительный поворот звеньев, но в противоположном направлении, совершается и при

сбегании цепи с блока. Работа сил трения при повороте блока на угол α :

$$\text{при набегании } A_1 = S_{\text{нб}} f_1 \frac{d}{2} \alpha; \quad (12.1)$$

$$\text{при сбегании } A_2 = S_{\text{сб}} f_1 \frac{d}{2} \alpha; \quad (12.2)$$

$$\text{полная } A = A_1 + A_2 = (S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}) f_1 \frac{d}{2} \alpha \approx 2S_{\text{нб}} f_1 \frac{d}{2} \alpha, \quad (12.3)$$

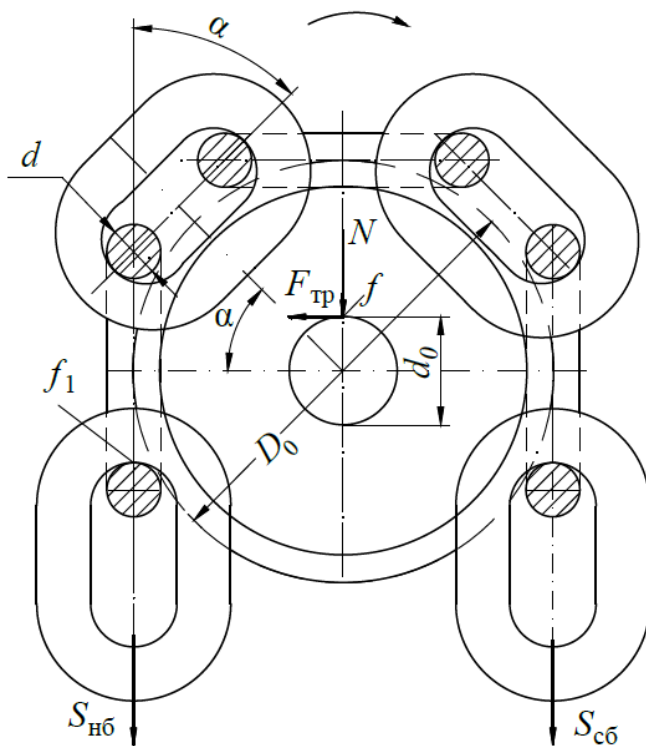


Рис. 12.1. Схема к расчету КПД цепного блока

где f_1 – коэффициент трения между звеньями ($f_1 = 0,25 \div 0,30$, так как у звеньев необработанные поверхности) [15].

Для совершения этой работы со стороны сбегаящей ветви должно быть приложено дополнительное усилие S' , величина которого может быть определена из равенства

$$2S_{\text{нб}} f_1 \frac{d}{2} \alpha = S' \frac{D_0}{2} \alpha,$$

отсюда

$$S' = 2S_{\text{нб}} f_1 \frac{d}{D_0}. \quad (12.4)$$

При коэффициенте трения между звеньями по необработанным поверхностям

$f_1 = 0,30$ и соотношением $\frac{d}{D_0} = \frac{1}{20}$ получим

$$S' = 2S_{\text{нб}} \cdot 0,3 \cdot \frac{1}{20} = 0,03S_{\text{нб}}, \quad (12.5)$$

то есть дополнительное усилие, затрачиваемое на поворот звеньев на звездочке, составляет 3 % от натяжения набегающей на блок ветви цепи.

Сопротивление в подшипниках цепного блока определяется так же, как и для канатного блока, поэтому полное сопротивление цепного блока составит

$$\approx 0,03S_{\text{нб}} + (0,0066 \div 0,033)S_{\text{нб}} \approx (0,0366 \div 0,063)S_{\text{нб}}.$$

Откуда его КПД

$$\eta = \frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} \approx \frac{S_{\text{нб}}}{(1,063 \div 1,0366)S_{\text{нб}}} \approx 0,94 \div 0,96.$$

Приведенная методика определения сопротивления цепного блока распространяется и на звездочки для пластинчатых грузовых цепей (рис. 12.2).

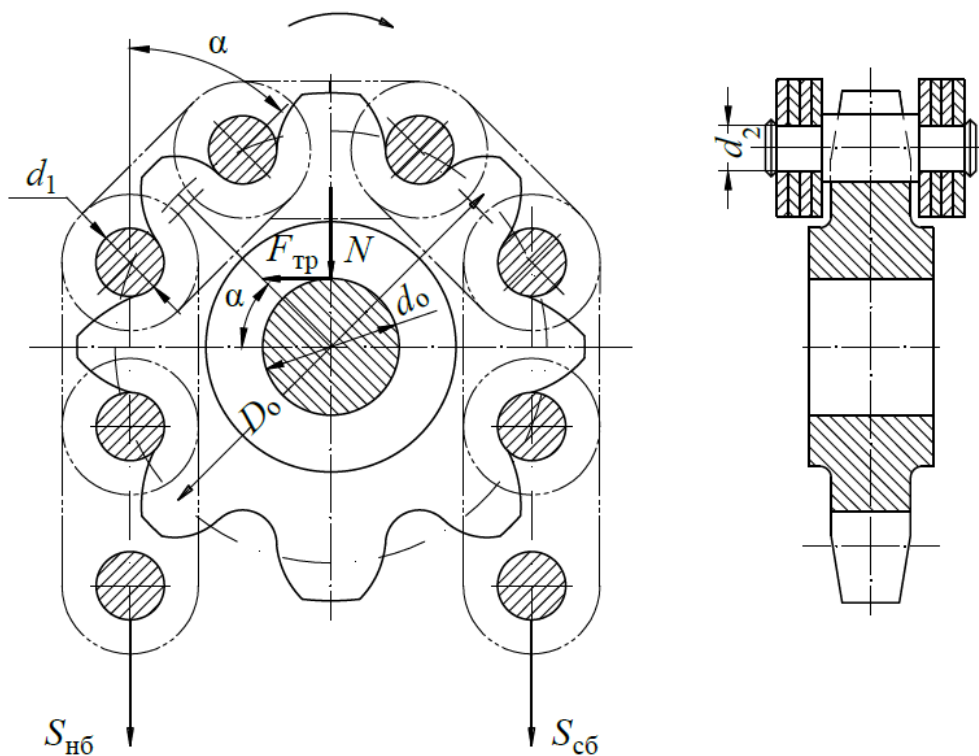


Рис. 12.2. Схема к расчету КПД звездочки для пластинчатой цепи

При набегании и сбегании цепи соседние звенья ее также поворачиваются на угол α . Для совершения работы трения шарниров со стороны сбегавшей ветви должно быть приложено дополнительное усилие

$$S' = 2S_{\text{нб}}f_1 \frac{d_2}{D_0}, \quad (12.6)$$

где d_2 – диаметр цапф валиков цепи;

f_1 – коэффициент трения между цапфами и пластинами.

При коэффициенте трения $f_1 = 0,1$ (обработанные поверхности) и $d_2/D_0 = 1/6 \div 1/8$, получим

$$S' = 2S_{\text{нб}} \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{8} \right) \approx (0,025 \div 0,035) S_{\text{нб}},$$

то есть $\approx 3\%$ от натяжения набегающей на блок ветви цепи.

Таким образом, сопротивления звездочки для пластинчатой цепи, а следовательно, ее КПД, получаются примерно такие же, как и для цепного блока, т. е. в пределах $\eta \approx 0,94 \div 0,96$.

13. СХЕМЫ И КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТОВ

Полиспастом называется система подвижных и неподвижных блоков, связанных между собой гибким тяговым органом (рис. 13.1), предназначенная для уменьшения натяжения каната и соответственно для уменьшения момента от рабочей нагрузки на барабане.

Введение силового полиспаста приводит к уменьшению передаточного отношения механизма, что влечет за собой уменьшение габаритов передачи, ее массы и стоимости.

Различают одинарные и сдвоенные полиспасты. В одинарных полиспастах гибкий орган, проходя через подвижные и неподвижные блоки, одним концом закрепляется за раму грузоподъемной установки – при четной кратности полиспаста или за крюковую подвеску – при нечетной кратности, а другим концом навивается на барабан установки (рис. 13.1, а).

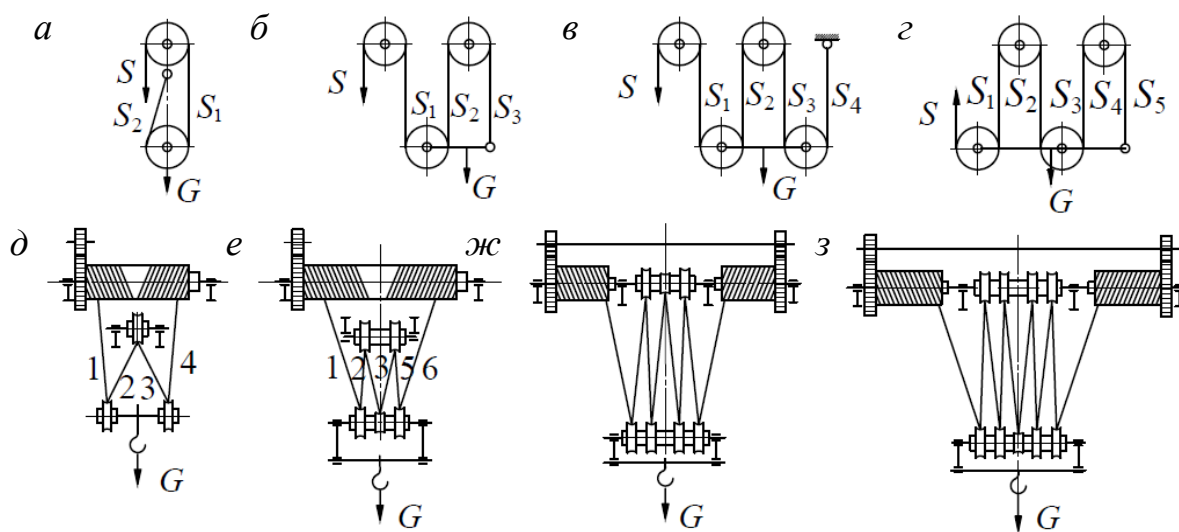


Рис. 13.1. Схемы полиспастов:
а, б, в, г – простого; д, е, ж, з – сдвоенного

При наматывании или сматывании каната с барабана, если отсутствуют обводные блоки, т. е. канат с блока крюковой обоймы непосредственно переходит на барабан, происходит перемещение груза не только по вертикали, но и по горизонтали.

Для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют сдвоенные полиспасты. В сдвоенных полиспастах оба конца каната навиваются на барабан (рис. 13.1, б).

Для устранения перекосов обоймы от неравномерной вытяжки каната, небольших отклонений в диаметрах барабана и каната и прочих случайных величин применяют установку балансира или, чаще, уравнительного блока. Уравнительный блок не является элементом полиспаста и не вращается при подъеме и опускании груза. Ввиду того, что блок практически не вращается и, следовательно, канат не подвергается на нем повторным изгибам, его диаметр можно делать значительно меньше, чем у рабочих блоков.

Кратность полиспаста $i_{\text{п}}$ (т. е. его передаточное число) определяется отношением числа грузонесущих ветвей гибкого органа к числу тяговых. У простых полиспастов на схеме (рис. 13.1, а–з) кратность $i_{\text{п}}$ соответственно равна 2, 3, 4 и 5. У сдвоенных полиспастов на схеме (рис. 13.1, д–з) кратность $i_{\text{п}}$ соответственно равна 2, 3, 4 и 5 [2].

14. НАТЯЖЕНИЕ ГИБКОГО ОРГАНА И КПД ПОЛИСПАСТА

При установившемся движении справедливо равенство

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{i_{\text{п}}-1} + S_{i_{\text{п}}} = G. \quad (14.1)$$

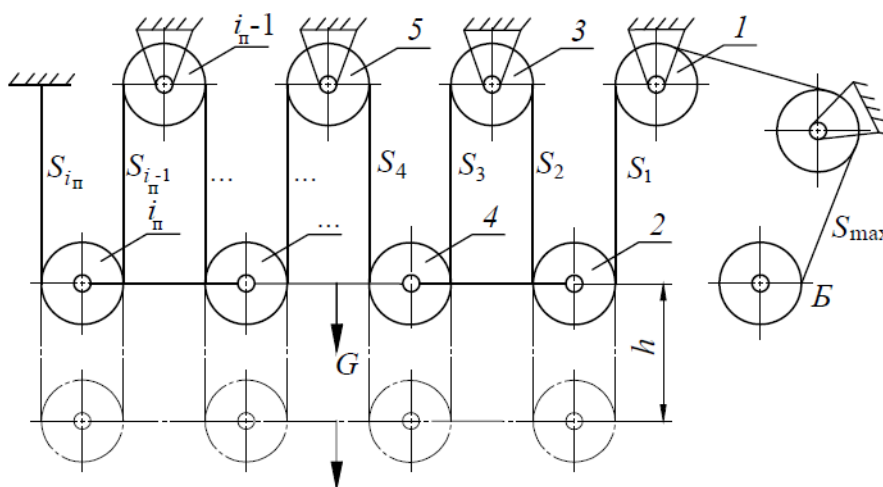


Рис. 14.1. Расчетная схема полиспаста

Причем сопротивления всех блоков полиспастной системы определяют неравномерные распределения нагрузки по всем ветвям гибкого органа, т. е. $S_1 \neq S_2 \neq S_3 \neq \dots \neq S_{i_{\Pi}-1} \neq S_{i_{\Pi}}$.

Зависимость между величинами $S_1, S_2, S_3, \dots, S_{i_{\Pi}-1}, S_{i_{\Pi}}$ определяется соотношением между натяжениями набегающей и сбегающей ветвями у всех блоков полиспаста (9.8) $S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}}\eta$.

$$\begin{aligned} \text{Тогда для подвижного блока } 2 - & S_2 = S_1\eta, \\ \text{для неподвижного блока } 3 - & S_3 = S_2\eta = S_1\eta^2, \\ \text{для подвижного блока } 4 - & S_4 = S_3\eta = S_1\eta^3, \\ \text{для последнего неподвижного блока } i_{\Pi} - 1 - & S_{i_{\Pi}-1} = S_1\eta^{i_{\Pi}-2}, \\ \text{для последнего подвижного блока } i_{\Pi} - & S_{i_{\Pi}} = S_1\eta^{i_{\Pi}-1}. \end{aligned}$$

Подставляя это в (14.1), получим [4]:

$$S_1 + S_1\eta + S_1\eta^2 + \dots + S_1\eta^{i_{\Pi}-2} + S_1\eta^{i_{\Pi}-1} = G, \quad (14.2)$$

$$\text{с учетом преобразований: } S_1(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-2} + \eta^{i_{\Pi}-1}) = G, \quad (14.3)$$

$$\text{откуда: } S_1 = \frac{G}{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-2} + \eta^{i_{\Pi}-1}}. \quad (14.4)$$

Выражение (14.4) можно упростить, умножив числитель и знаменатель на $(1-\eta)$:

$$S_1 = \frac{G(1-\eta)}{(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-2} + \eta^{i_{\Pi}-1})(1-\eta)} = G \frac{(1-\eta)}{1 - \eta^{i_{\Pi}}}. \quad (14.5)$$

Натяжение каната, подводимого к барабану B (рис. 14.1), больше натяжения S_1 , так как необходимо преодолевать сопротивление в обводных блоках. При количестве обводных блоков t максимальное натяжение (H) каната при подъеме груза

$$S_{\text{max}} = \frac{S_1}{\eta^t} = G \frac{(1-\eta)}{(1 - \eta^{i_{\Pi}})\eta^t}. \quad (14.6)$$

КПД полиспаста определяется как отношение полезной работы при подъеме груза G на высоту h к затраченной при этом работе на вытягивание каната длиной $i_{\Pi}h$ усилием S_{max} :

$$\eta_{\Pi} = \frac{Gh}{S_{\text{max}}i_{\Pi}h} = \frac{(1 - \eta^{i_{\Pi}})\eta^t}{(1 - \eta)i_{\Pi}}. \quad (14.7)$$

При этом максимальное натяжение (H) ветви каната, набегающей на барабан, при подъеме груза может быть определено по зависимости

$$S_{\max} = \frac{G}{i_{\Pi} \eta_{\Pi}}. \quad (14.8)$$

При опускании груза максимальное натяжение (H) будет в последней ветви, а натяжение ветви каната, сбегаящей с барабана, определится как

$$S_{\text{бар}}^{\text{оп}} = \frac{G \eta_{\Pi}}{i_{\Pi}}. \quad (14.9)$$

Раздел III. ГИБКИЕ ГРУЗОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ИХ ДЕТАЛИ

15. УСТРОЙСТВО КАНАТОВ

В механизмах грузоподъемных установок с машинным приводом в качестве гибкого органа для подвешивания поднимаемых грузов почти исключительно применяются стальные проволочные канаты. Из-за термической обработки проволок канатов, производимой совместно с волочением (в результате получается наклеп на поверхности проволоки), они имеют высокие прочностные показатели. Кроме того, находят свое применение канаты из синтетических и растительных волокон, а также сварные и шарнирные пластинчатые цепи.

15.1. Канаты из синтетических и растительных волокон

Канаты из синтетических и растительных волокон применяют в качестве расчалок и оттяжек, а также для подъема небольших по массе грузов устройствами с ручным приводом.

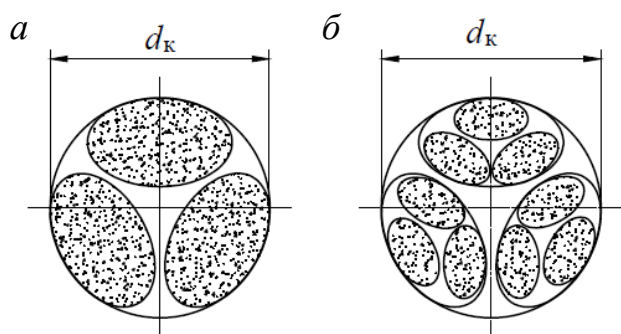


Рис. 15.1. Сечение каната из растительных волокон: a – обыкновенного; b – отворотного

Канаты свивают из волокон в два приема – сначала изготавливают пряди, из которых потом свивается канат тросовой (обыкновенной) конструкции (рис. 15.1, a). Во избежание раскручивания каната под нагрузкой свивание волокон в пряди и прядей в канат производится в различных направле-

ниях. При свивке в противоположном направлении трех обычных канатов получается канат кабельтовой (отворотной) конструкции (рис. 15.1, б) [18].

Канаты из синтетических и растительных волокон подвержены механическим повреждениям, в связи с чем они применяются повсеместно для строповки и зачаливания таких грузов, которые могут быть повреждены стальными стропами (канатными и цепными).

При работе в подъемном механизме волокна каната подвергаются растяжению, изгибу и кручению. Напряжение растяжения (σ_p) определяется

$$\sigma_p = \frac{S_{\max}}{F}, \quad (15.1)$$

где F – площадь сечения каната, м^2 .

При расчете каната обычно пользуются его условным сечением (м^2)

$$F_o = \frac{\pi d_k^2}{4}, \quad (15.2)$$

представляющим собой площадь круга, описанного около действительного сечения каната F . Соотношение этих площадей

$$F \approx \frac{2}{3} F_o. \quad (15.3)$$

Напряжения, возникающие в волокнах каната при огибании блоков и навивании на барабан, сложно описать. Во избежание перенапряжения волокон каната при его изгибе на блоке и вследствие этого ускоренного износа установлен минимальный диаметр блоков и барабанов $D_{\min} = 10d_k$.

Предел прочности канатов из растительных волокон $\sigma \approx 150$ МПа, из синтетических волокон – $\sigma \approx 450\text{--}640$ МПа. Коэффициент запаса прочности для определения допускаемого напряжения принимается равным $c = 10$. Такая большая величина запаса прочности объясняется не поддающимся непосредственному определению напряжению изгиба и постепенным снижением прочности волокон от их перетирания в процессе эксплуатации и разрушения при работе во влажной среде.

Расчетное допускаемое напряжение растяжения для канатов из растительных волокон [15]

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{c} = \frac{150}{10} = 15 \text{ МПа.} \quad (15.4)$$

Так как при расчете на растяжение принято условное сечение, то допускаемое напряжение, отнесенное к этому сечению:

$$[\sigma]' = \frac{2}{3}\sigma = \frac{2}{3}15 = 10 \text{ МПа.} \quad (15.5)$$

Расчетная формула для определения диаметра каната d_k выводится из (15.6) при условии $\sigma_p = [\sigma]'$:

$$\sigma_p = \frac{S_{\max}}{\frac{\pi d_k^2}{4}} \leq [\sigma]'. \quad (15.6)$$

Аналогичным образом определяется диаметр каната из синтетических волокон.

15.2. Стальные проволочные канаты

В грузоподъемных установках наибольшее применение находят канаты, свитые из тонких проволок 0,6–3 мм с пределом прочности при растяжении от 1600 до 2000 МПа.

Использование канатов с более низким пределом прочности проволоки приводит к увеличению диаметра каната, а с более высоким пределом прочности – к снижению срока службы из-за увеличения жесткости проволок.

По механическим свойствам проволока разделяется на высшего (марка В), нормального качества (марка I) и марку II. Проволока марки В применяется в особо ответственных случаях, например в устройствах для подъема людей. Применение проволоки марки II для кранов нежелательно.

По виду покрытия используется проволока светлая (без покрытия) и оцинкованная. По толщине цинкового покрытия проволока разделяется для средних, жестких и особо жестких агрессивных условий эксплуатации.

Стальные проволочные канаты имеют следующие достоинства:

1. небольшую собственную погонную массу (по сравнению с цепями, рассчитанными на ту же нагрузку);
2. хорошее восприятие рывков и толчков;
3. бесшумность хода даже при больших скоростях;

4. высокую надежность в работе (цепи рвутся внезапно, а канаты постепенно);

5. большая гибкость во всех направлениях;

6. вследствие большой упругости канатов снижаются динамические усилия в механизмах и металлоконструкциях крана.

Недостатки:

1. удлинение канатов (т. е. их «вытяжка») в процессе эксплуатации;

2. небольшой срок службы;

3. во избежание повышенного изгиба проволок диаметр канатных блоков и барабанов принимается равным $(11,5 \div 28,0)d_K$ в зависимости от группы режима работы.

На гибкость и износостойкость стального каната оказывает существенное влияние его структура, т. е. способ свивки. Простейшим по структуре является канат одинарной свивки, в котором проволоки свиваются в один или несколько концентрических слоев в спиральный канат. Такие канаты обладают большой жесткостью и вследствие этого непригодны для крановой работы, где им приходится огибать блоки и барабаны сравнительно небольшого диаметра. Спиральные канаты используются для вант, оттяжек, в качестве несущих канатов подвесных дорог и т. п.

В грузоподъемных установках применяют в основном канаты двойной свивки: сначала вокруг центральной проволоки их свивают в пряди, а затем пряди свивают вокруг сердечника в канат тросовой конструкции. Наибольшее применение в грузоподъемных установках находят шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 или 36 (37) (рис. 15.2). Восемипрядные канаты используются в грузоподъемных установках, в приводах которых применяются шкивы трения или барабаны малого диаметра. В настоящее время количество прядей в канатах может достигать десяти и более.

Сердечники канатов могут быть выполнены из органических (пенька, сизаль, манила) или синтетических волокон (нейлон, капрон, перлон). Такие сердечники являются одним из основных факторов, определяющих гибкость каната.

Исследование проволочных канатов различной структуры показало, что их гибкость возрастает с увеличением количества включенных в них сердечников. Это послужило основанием для появления канатов тройной свивки, в которых процесс свивания происхо-

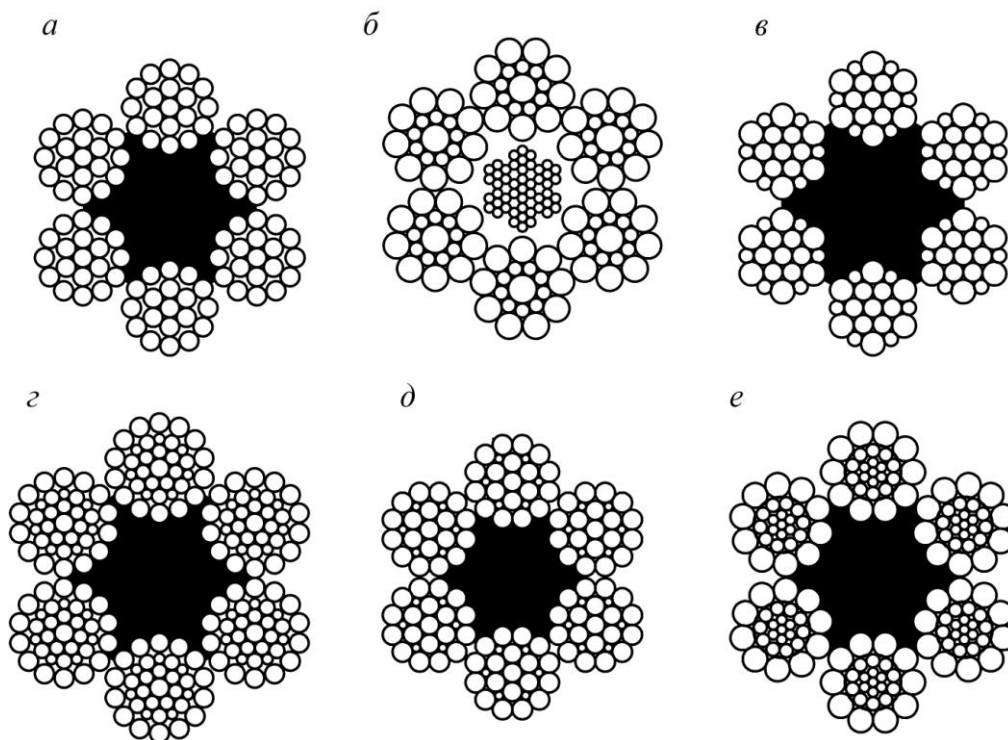


Рис. 15.2. Канаты двойной свивки: *a* – ТК $6 \times 19(1+6+12)+1$ о.с.;
б – ЛК-О $6 \times 19(1+9+9)+7 \times 7$; *в* – ЛК-Р $6 \times 19(1+6+6/6)+1$ о.с.;
г – ЛК-РО $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ о.с.; *д* – ЛК-З $6 \times 25(1+6; 6+12)+1$ о.с.;
е – ТЛК-О $6 \times 27+1$ о.с.

дит в три приема: сначала из тонких проволок свиваются пряди с включением в них мягких сердечников, затем из прядей свиваются стренги, также с включением мягких сердечников, и, наконец, из стренг свивается канат кабельтовой конструкции с центральным сердечником. При такой технологии свивки между проволоками вводится большое количество мягких прокладок – сердечников, которые обеспечивают повышенную гибкость каната. Несмотря на это, канаты тройной свивки не получили широкого применения, так как независимо от сложности их изготовления и более высокой стоимости для их производства приходится применять тонкую проволоку, подвергающуюся быстрому износу от соприкосновения с поверхностью блоков и барабанов.

Канаты со стальным сердечником применяются при их многослойной навивке на барабан или при работе в условиях высоких температур, исключающих применение канатов с органическим сердечником.

Канаты с органическим сердечником более гибки, чем канаты с жестким (стальным) сердечником, и они лучше удерживают смазку, так как сердечник пропитывается ею. Для этих целей использу-

ется канатная мазь «39у» или смазка «торсиол 35». В особо ответственных грузоподъемных установках возможно использование более дорогой смазки «торсиол 55».

По роду свивки проволок в прядях канаты изготавливаются типа ЛК (с линейным касанием отдельных проволок между слоями прядей) и типа ТК (с точечным касанием) отдельных проволок между слоями в пряди (рис. 15.2).

При свивке пряди вокруг одной проволоки в первом ряду можно положить плотно только шесть проволок того же диаметра. В каждом следующем концентрическом ряду (слое) можно свить на шесть проволок больше при одинаковом их диаметре. Конструкция такой пряди: $1 + 6 + 12 + 18 + 24 + \dots$ проволок.

Чтобы проволоки последующих слоев не западали между проволоками предыдущих рядов, применяют различные шаги свивки в прядях (рис. 15.2, *a*). Это создает их перекрещивание под некоторым углом и точечное соприкосновение.

В местах соприкосновения проволок различных концентрических рядов их свивки возникают большие местные напряжения при различных деформациях канатов под нагрузкой. Вследствие взаимного относительного перемещения проволок в пределах упругих деформаций внутри каната во время его работы они подвержены быстрому износу в местах соприкосновения.

Для канатов типа ЛК требуется применение проволок различного диаметра и специальное расположение их внутри пряди.

В канатах с конструкцией пряди типа ЛК-О поверхностный слой пряди образован проволоками одинакового диаметра. Конструкция такой пряди: $1 + 9 + 9$ проволок.

При равенстве числа проволок в первом и втором рядах свивки пряди необходимо применение для центральной проволоки пряди проволоки увеличенного диаметра, и проволоки первого ряда свивки пряди должны иметь значительно меньший диаметр, чем проволоки второго слоя.

Канаты типа ЛК-Р имеют в поверхностном слое свивки пряди проволоки двух диаметров – большего и меньшего, чередующихся между собой. Конструкция такой пряди: $1 + 6 + 6/6$ проволок.

Тонкие проволоки таких канатов повышают его гибкость, а толстые (их диаметр больше на $\approx 20\%$) хорошо защищают его от износа при соприкосновении с блоками и барабанами.

В канатах типа ЛК-РО в прядях имеются слои, составленные из проволок одинакового и разного диаметра. Конструкция такой пряди: $1 + 7 + 7/7 + 14$ проволок.

Такие канаты состоят из большого количества проволок в прядях, что повышает их гибкость. Наличие в наружном слое проволок увеличенного диаметра позволяет применять в условиях абразивного износа.

Канаты типа ЛК-РР состоят из проволок различного диаметра во внутреннем и наружном слоях. Конструкция такой пряди: $1 + 6/6 + 6/6$ проволок.

В канатах типа ЛК-З между слоями размещаются тонкие проволоки заполнения. Канаты обладают хорошей гибкостью, но применяются, когда они не подвергаются воздействию агрессивной среды, так как тонкие проволоки легко поддаются коррозии.

Существуют канаты с точечно-линейным контактом типа ТЛК-О ($1 + 6 + 15 + 15$), в котором два слоя свиты в одну сторону, а третий – в противоположную, и типа ТЛК-РО, наружный слой пряди которого образован проволоками одинакового диаметра, а внутренний – разного диаметра.

Такие канаты применяют, когда использование канатов с линейным касанием невозможно, так как требуется большая гибкость каната на устанавливаемые барабаны сравнительно небольшого диаметра (чаще из-за нарушения соотношения D/d_k).

В настоящее время наибольшее распространение получают канаты с поверхностным (полосовым) контактом.

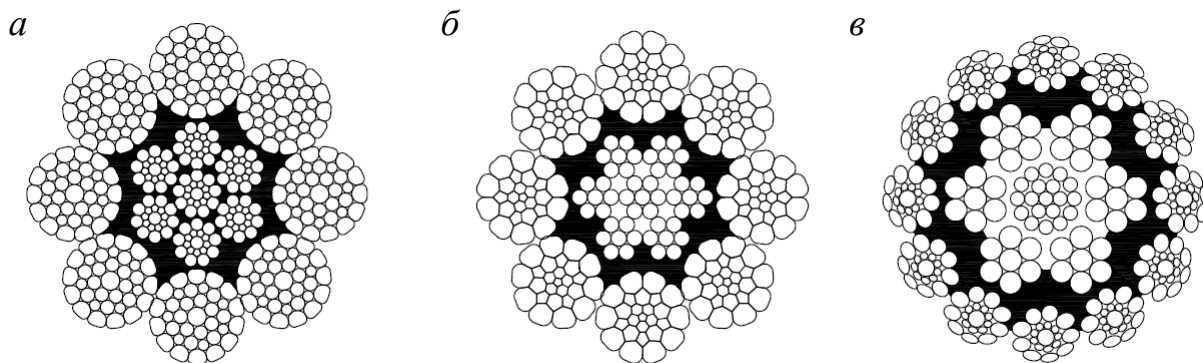


Рис. 15.3. Канаты восьмипрядные с пластически обжатыми прядями: *a* – $8 \times 36(1+7+7/7+14) + 6 \times 19(1+9+9) + 1 \times 19(1+9+9)$ по СТО 71915393 – ТУ 053–2008; *б* – PYTHON SUPER 8С в полимерной оболочке; *в* – десятипрядный стальной канат MULTI с сердечником в полимерной оболочке, калиброванный при помощи молоткового пресса

В десятипрядном стальном канате сердечник свит в противоположном направлении по отношению к внешнему слою каната. При эксплуатации определенных типов кранов это позволяет избежать перекручивания блоков крюковой обоймы. Такой канат менее чувствителен к неправильной намотке на барабан.

Канаты с линейным касанием (типа ЛК) имеют лучшее заполнение сечения проволочками, они более гибкие и износостойкие, выдерживают большее число переменных изгибов. Канаты с точечным контактом проволок (типа ТК) применяются только для ненапряженных режимов работы, когда длительность срока службы определяется в основном условиями использования каната, а не его качеством.

По направлению свивки каната из прядей различают канаты правого и левого направления свивки (по аналогии с правой и левой резьбами резьбовых соединений).

Выбор каната по направлению свивки имеет большое значение для правильной эксплуатации при навивке на гладкий барабан. При навивке каната за каждый оборот барабана происходит его смещение, равное одному его диаметру, в результате этого к деформации изгиба прибавляется деформация кручения. В зависимости от принятого направления свивки прядей каната эта деформация может увеличить или уменьшить его скручивание.

Для создания благоприятных условий работы каната следует так подбирать направление навивки каната на барабан, чтобы он в процессе работы дополнительно подкручивался, что приведет к увеличению плотности и его срока службы.

При закреплении обоих концов каната на сдвоенном барабане направление свивки можно принять любым.

По направлению свивки проволок в прядях канаты выпускают односторонней, крестовой и комбинированной свивки (рис. 15.4). В канатах односторонней свивки направление навивки проволок в прядях и прядей в канате одно и то же; в канатах крестовой свивки эти направления противоположны. Канаты односторонней свивки имеют более ровную поверхность, лучшее заполнение сечения проволоками, они более гибки, более долговечны (на 25–50 %), чем канаты крестовой свивки. Однако из-за стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки канаты односторонней

свивки не пригодны к использованию в тех случаях, когда груз подвешивается на одной ветви.

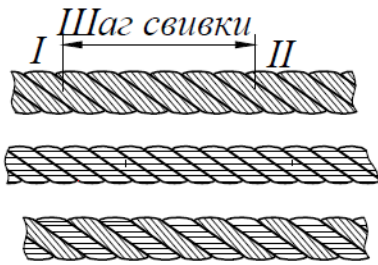


Рис. 15.4. Канаты параллельной, крестовой и комбинированной свивки

При комбинированной свивке каната проволоки в его прядях свиты во взаимно противоположных направлениях.

По способу свивки различают канаты раскручивающиеся, нераскручивающиеся и малокрутящиеся (некрутящиеся). В раскручивающихся канатах проволоки и пряди после снятия перевязок с концов стремятся выпрямиться. Нераскручивающиеся канаты свивают из заранее дефор-

мированной по винтовой линии проволоки и пряди. Проволоки нераскручивающихся канатов в нагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений. Растягивающая нагрузка в них более равномерно распределяется между прядями и между проволоками в прядях. Они обладают большей сопротивляемостью переменным изгибам, оборванные проволоки сохраняют свое положение и не выходят из каната, что облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блока лопнувшими проволоками.

Малокрутящиеся канаты – это многослойные канаты, которые имеют противоположное направление свивки по отдельным слоям. Однако отдельные слои иногда при огибании блока легко сдвигаются относительно друг друга, что приводит иногда к выпучиванию прядей или преждевременному выходу каната из строя.

15.3. Спиральные закрытые канаты

Спиральные канаты используются, как правило, в качестве несущих канатов на подвесных дорогах. В последнее время их все чаще стали использовать как вантовые растяжки на подвесных мостовых строениях большого пролета.

Закрытые спиральные канаты свиваются из круглых и фасонных проволок. Обычно такие канаты изготавливают многослойными из проволок круглых, x -образных и z -образных (рис. 15.5, *a*). Ядро каната составляет открытый спиральный канат из 19 ÷ 90 проволок диаметром 2,5 ÷ 4,5 мм. Сверху ядра навивается промежуточный слой клиновидных или z -образных проволок, что создает лучшую опору для наружного слоя [13].

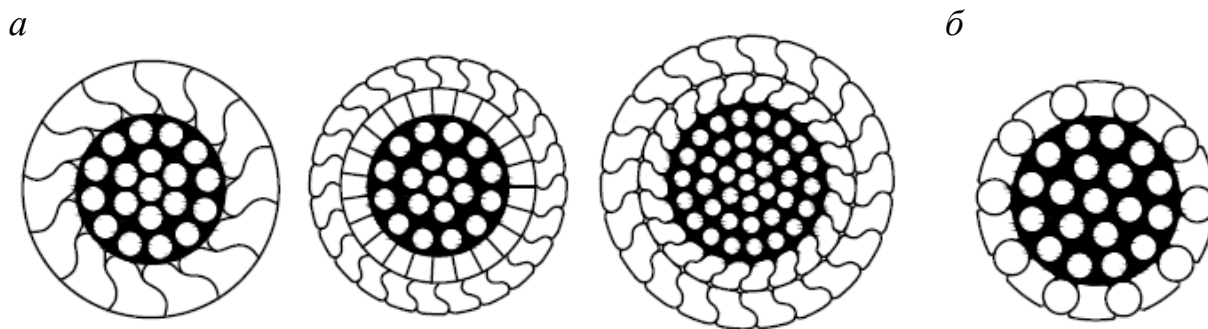


Рис. 15.5. Спиральные канаты: *а* – закрытые; *б* – полузакрытый

Достоинства закрытых канатов:

а) гладкая наружная поверхность (радиус кривизны поверхности z -образной проволоки равен радиусу каната) дает возможность уменьшить давление на одну проволоку и уменьшить изнашивание проволоки;

б) фасонная проволока уплотняет поверхность каната, что сохраняет смазку и способствует уменьшению абразивного и коррозионного внутреннего изнашивания каната;

в) канаты не крутятся и не раскручиваются (для уменьшения стремления к самораскручиванию направления свивки слоев проволок чередуются);

г) при обрыве внешняя проволока сохраняет свое первоначальное положение и не оказывает разрушающего действия на футеровку блоков и барабанов.

Недостатки:

а) возможны различные структурные дефекты: волнистость, выход проволок из замка, отслоение наружного слоя, выпучивание внутренних слоев.

Полузакрытые спиральные канаты (рис. 15.5, *б*) имеют наружный слой из чередующихся фасонных и круглых проволок, которые при обрыве не выходят на поверхность каната. Круглые проволоки воспринимают высокие контактные напряжения, а фасонные проволоки имеют клиновидные боковые края, являющиеся концентраторами напряжения, что способствует образованию усталостных трещин. Все это существенно понижает долговечность полузакрытых канатов.

16. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КАНАТОВ

Преждевременный износ канатов и их повреждения могут являться следствием неправильного выбора конструкции каната, типа

и направления свивки, неправильной навивки на барабан, неправильного выбора соотношения диаметров барабана или блока, а также профиля и размера ручья блока и канавок барабана, возможной работы с перегрузками (если на грузоподъемной установке отсутствует ограничитель грузоподъемности), наличия абразивного и коррозионного износа вследствие неправильной эксплуатации каната.

Как показывает практика, усталостное разрушение проволок каната происходит не одновременно, а постепенно прогрессируя, длится довольно продолжительное время, особенно при легких условиях эксплуатации. Поэтому первые единичные обрывы проволок, сигнализирующие о начавшемся процессе разрушения каната, еще не являются указанием на немедленную замену каната новым, учитывая большое количество проволок в канате и довольно высокий коэффициент запаса прочности. После обнаружения оборванных проволок за состоянием каната на этом участке устанавливается систематическое наблюдение с регистрацией количества обрывов. На основе исследований установили нормы предельных количеств обрывов проволок каната с определенным сочетанием свивки, конструкцией пряди и группы режима работы. Таким образом, степень износа каната и необходимость его замены определяется нормами Ростехнадзора по допустимому количеству оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине $6d_k$ и $30d_k$ (или одного шага свивки). Выдержки из правил представлены в табл. 16.1 [27].

Таблица 16.1

Число обрывов проволок, при наличии которых канаты двойной свивки, работающие со стальными и чугунными блоками, бракуются

Число несущих проволок в наружных прядях	Конструкции канатов по ИСО и государственным стандартам	Тип свивки	ГОСТ на канат	Группа классификации (режима) механизма							
				M1, M2, M3 и M4				M5, M6, M7 и M8			
				крестовая свивка	односторонняя свивка	крестовая свивка	односторонняя свивка	крестовая свивка	односторонняя свивка	крестовая свивка	односторонняя свивка
				на участке длиной							
$6d_k$	$30d_k$	$6d_k$	$30d_k$	$6d_k$	$30d_k$	$6d_k$	$30d_k$	$6d_k$	$30d_k$		
$n \leq 50$	$6 \times 7(1+6)+1$ о.с.	ЛК-0	3069–80	2	4	1	2	4	8	2	4

Продолжение табл. 16.1

Число несущих проволок в наружных прядях	Конструкции канатов по ИСО и государственным стандартам	Тип свивки	ГОСТ на канат	Группа классификации (режима) механизма							
				M1, M2, M3 и M4				M5, M6, M7 и M8			
				крестовая свивка	односторонняя свивка	крестовая свивка	односторонняя свивка	на участке длиной			
								$6d_k$	$30d_k$	$6d_k$	$30d_k$
$51 \leq n \leq 75$	$6 \times 19(1+9+9)+1$ о.с.	ЛК-0	3077-80	3	6	2	3	6	12	3	6
$101 \leq n \leq 120$	$6 \times 19(1+6+6/6)+1$ о.с.	ЛК-Р	2688-80	5	10	2	5	10	19	5	10
	$6 \times 25(1+6; 6+12)+1$ о.с.	ЛК-3	7665-80								
$161 \leq n \leq 180$	$6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ о.с.	ЛК-РО	7668-80	7	14	4	7	14	29	7	14
$181 \leq n \leq 200$	$6 \times 37(1+6+15+15)+1$ о.с.	ТЛК-О	3079-80	8	16	4	8	16	32	8	16

При наличии у каната поверхностного износа или коррозии проволок число обрывов должно быть уменьшено в соответствии с табл. 16.2.

Таблица 16.2

Нормы браковки каната в зависимости от поверхностного износа или коррозии

Уменьшение диаметра проволок в результате поверхностного износа или коррозии, %	Количество обрывов проволок, % от норм, указанных в табл. 16.1
10	85
15	75
20	70
25	60
30 и более	50

При уменьшении первоначального диаметра наружных проволок в результате износа или коррозии на 40 % канат бракуется.

Для оценки состояния внутренних проволок, т. е. для контроля потери металлической части поперечного сечения каната (потери внутреннего сечения), вызванной обрывами, механическим износом

и коррозией проволок внутренних слоев прядей, канат необходимо подвергать дефектоскопии по всей его длине. При регистрации при помощи дефектоскопа потери сечения металла проволок, достигшей 17,5 % и более, канат бракуется.

При обнаружении в канате одной или нескольких оборванных прядей канат к дальнейшей работе не допускается.

При уменьшении диаметра каната в результате поверхностного износа или коррозии на 7 % и более по сравнению с номинальным диаметром канат подлежит браковке даже при отсутствии видимых обрывов проволок.

При местном уменьшении диаметра каната в результате повреждения сердечника – внутреннего износа, обмятия, разрыва и т. п. (на 3 % от номинального диаметра у некрутящихся канатов и на 10 % у остальных канатов) канат подлежит браковке даже при отсутствии видимых обрывов проволок.

Волнистость каната характеризуется шагом и направлением ее спирали (рис. 16.1). При совпадении направлений спирали волнистости и свивки каната и равенстве шагов спирали волнистости H_B и свивки каната H_K канат бракуется при $d_B \geq 1,08d_K$, где d_B – диаметр спирали волнистости, d_K – номинальный диаметр каната. При несовпадении направлений спирали волнистости и свивки каната и неравенстве шагов спирали волнистости и свивки каната или совпадении одного из параметров канат подлежит браковке при $d_B \geq 4/3d_K$. Длина рассматриваемого отрезка каната не должна превышать $25d_K$.

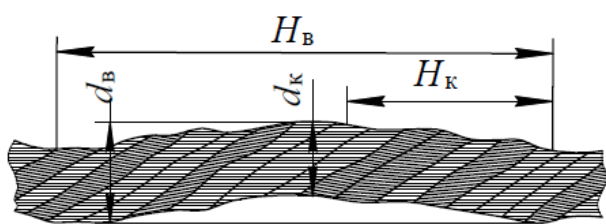


Рис. 16.1. Волнистость каната

вышать $25d_K$.

Канаты не должны допускаться к дальнейшей работе при обнаружении: корзинообразной деформации (рис. 16.2, а); выдавливания сердечника (рис. 16.2, е); выдавливания или расслоения прядей (рис.

16.2, б и ж); местного увеличения диаметра каната (рис. 16.2, в); местного уменьшения диаметра каната; раздавленных участков (рис. 16.2, з); перекручиваний (рис. 16.2, г); заломов (рис. 16.2, д); перегибов (рис. 16.2, и); повреждений в результате температурных воздействий или электрического дугового разряда.

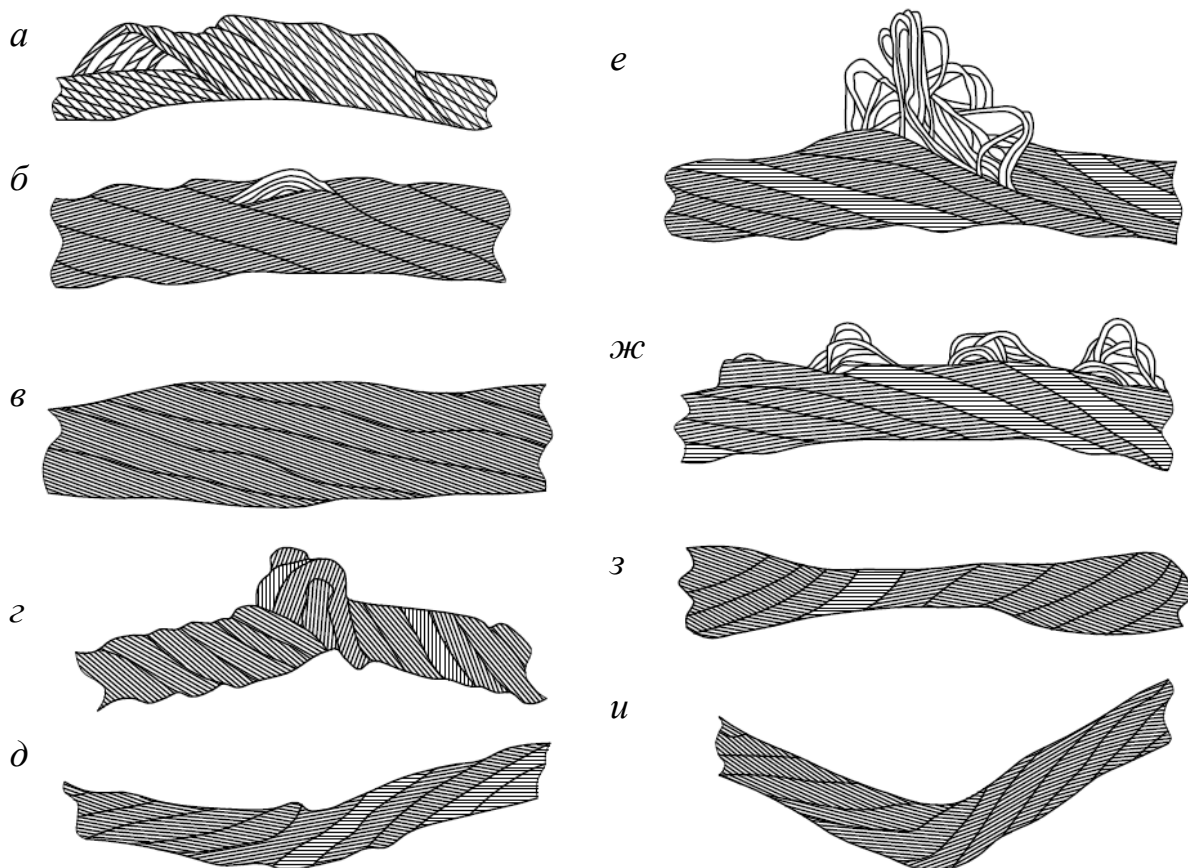


Рис. 16.2. Деформации: *а* – корзинообразная; *б* – выдавливание проволок одной пряди; *в* – местное увеличение диаметра каната; *г* – перекручивание каната; *д* – залом каната; *е* – выдавливание сердечника; *ж* – выдавливание проволок в нескольких прядях; *з* – раздавливание каната; *и* – перегиб каната

Канатный строп подлежит браковке, если число видимых обрывов наружных проволок каната превышает указанное в табл. 16.3.

Таблица 16.3

Число обрывов проволок, при наличии которых канатные стропы, бракуются

Стропы из канатов двойной свивки	Число видимых обрывов проволок на участке канатного стропа длиной		
	$3d_k$	$6d_k$	$30d_k$
	4	6	16

17. РАСЧЕТ ПРОВОЛОЧНЫХ КАНАТОВ

Отдельные проволоки в нагруженном изогнутом на блоке или барабане канате претерпевают следующие виды деформаций:

- а) растяжение;
- б) изгиб;
- в) кручение;

- г) контактные напряжения;
- д) истирание.

Долгое время основными напряжениями, определяющими прочность каната, считали напряжения растяжения и изгиба.

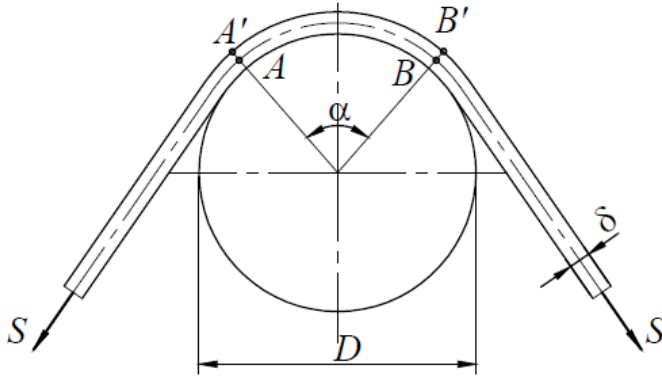


Рис. 17.1. Схема к расчету каната на изгиб

Рассмотрим деформацию изгиба на блоке диаметром D (рис. 17.1) отдельной проволоки, которая имеет диаметр δ и нагружена усилиями растяжения S [1]. На дуге контакта α по линии центров тяжести сечений она до изгиба имела длину участка AB , которой соответствовала длина по внешнему волокну $A'B'$, т. е.

$$AB = A'B'.$$

После изгиба их соотношение стало таким:
 $A'B' > AB$.

Относительная деформация проволоки

$$\varepsilon = \frac{A'B' - AB}{AB} = \frac{(D/2 + \delta)\alpha - (D/2 + \delta/2)\alpha}{(D/2 + \delta/2)\alpha} = \frac{\delta}{D + \delta}. \quad (17.1)$$

Поскольку $\delta \ll D$, то величиной δ как бесконечно малой 2-го порядка в знаменателе можно пренебречь и с достаточной степенью точности считать, что $\varepsilon \approx \frac{\delta}{D}$, а следовательно, напряжение (Па) от изгиба проволоки можно получить, используя закон Гука, в виде

$$\sigma_{\text{из}} = E\varepsilon = E \frac{\delta}{D}. \quad (17.2)$$

В целом напряжение растяжения (Па) каната (если бы он состоял из прямых проволок) запишем как

$$\sigma_p = \frac{S}{z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}}, \quad (17.3)$$

где z – число проволок в канате.

Тогда результирующее напряжение (σ), действующее в проволоках каната, будет иметь вид [15]

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{из} = \frac{S}{z \frac{\pi \delta^2}{4}} + E \frac{\delta}{D}. \quad (17.4)$$

Такое напряжение было бы в прямой проволоке, если бы она не являлась составной частью каната. В действительности же проволока, находясь в канате, зажата между соседними проволоками и представляет собой спираль двойной или тройной кривизны.

Заменив диаметр проволоки δ на диаметр каната d_k , распространяя вывод (17.4) на канат в целом за счет введения поправочного коэффициента $3/8$, была получена зависимость для расчета напряжений (σ) в канатах [15]:

$$\sigma = \frac{S}{z \frac{\pi d_k^2}{4}} + \frac{3}{8} E \frac{d_k}{D}. \quad (17.5)$$

Но и эта формула не точна, так как не отражает усталостных, а также контактных напряжений от соприкосновения проволок между собой и с поверхностью барабанов и блоков. Предельное число изгибов каната на блоке и барабане до усталостного разрушения проволок зависит от натяжения каната, с увеличением которого число изгибов понижается, и соотношения диаметра блока к диаметру каната.

Поэтому в настоящее время расчет проволочных канатов производится только на растяжение, долговечность каната обеспечивается надлежащим выбором коэффициента запаса прочности каната k и отношения D/d_k , соответствующим заданным условиям проектируемого крана.

Для выбора каната по Правилам Ростехнадзора определяют его минимальное разрывное усилие (H) [27]:

$$S_{разр} = k S_{max}, \quad (17.6)$$

где k – коэффициент запаса прочности (коэффициент использования), принимаемый по нормам Ростехнадзора в зависимости от назначения каната и группы классификации механизма (табл. 17.1);

S_{\max} – наибольшее натяжение ветви каната (Н), определяемое при подъеме номинального груза с учетом потерь на направляющих блоках и блоках полиспастов, но без учета динамической нагрузки.

Таблица 17.1

Минимальные значения коэффициентов использования канатов k

Группа классификации механизма по ИСО 4301/1	Подвижные канаты	Неподвижные канаты
	k	
M1	3,15	2,50
M2	3,35	2,50
M3	3,55	3,00
M4	4,00	3,50
M5	4,50	4,00
M6	5,60	4,50
M7	7,10	5,00
M8	9,00	5,00

По найденной величине разрывного усилия каната в целом $S_{\text{разр}}$ выбирают по таблицам соответствующих ГОСТов подходящий канат.

18. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ СВАРНЫХ ЦЕПЕЙ

Сварные (круглозвенные) цепи достаточно широко используются в качестве грузовых органов грузоподъемных установок (рис. 18.1).

Они изготавливаются из круглого прутка Ст2 или СтЗЦ ($\sigma_{\text{в}} = 300\text{--}400$ МПа) с последующей контактной электрической или кузнечно-горновой сваркой.

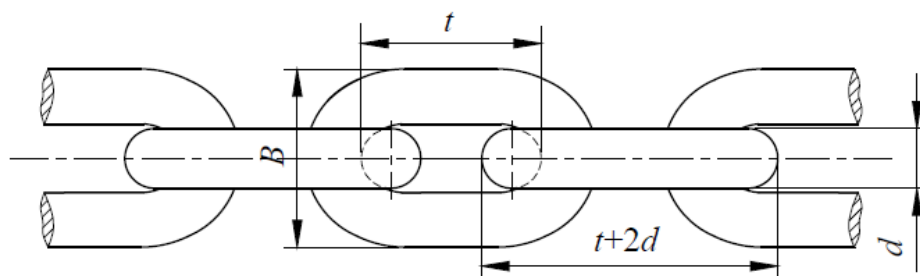


Рис. 18.1. Сварная цепь

По точности изготовления цепи подразделяются на калиброванные и некалиброванные. У калиброванных цепей отклонение шага звена t допускается не более $\pm 0,03d$, а отклонение ширины звена B не должно превышать $\pm 0,05d$. У некалиброванных цепей

допускаемые отклонения как шага t , так и ширины звена B должны быть в пределах $\pm 0,1d$. Некалиброванные цепи могут работать только с гладкими барабанами или как чалочные [3].

По длине звена цепи подразделяются на короткозвенные ($t \leq 2,8d$) и длиннозвенные ($t \geq 3,5d$). По Правилам Ростехнадзора для подъема грузов применяют короткозвенные цепи по ГОСТ 2319–81.

По количеству стыков (сварных швов) цепи делятся на одностыковые и двухстыковые. Стыки располагаются в середине длинной или короткой стороны звеньев.

Звенья сварной цепи овальной формы лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, и это обстоятельство определяет их достоинства:

- а) большая гибкость во всех направлениях;
- б) возможность применения блоков и барабанов малых диаметров;
- в) простота конструкции и изготовления;
- г) наличие открытого самоочищающегося шарнира.

Недостатки сварных цепей следующие:

- а) большая собственная масса;
- б) чувствительность к толчкам и перегрузкам;
- в) внезапность разрыва;
- г) большой износ звеньев в местах их сопряжения;
- д) малые допустимые скорости движения (до 0,5 м/с на звездочках и до 1,5 м/с на блоках и барабанах).

При предварительном расчете можно учитывать только напряжения растяжения в боковых частях звена (рис. 18.2) [15].

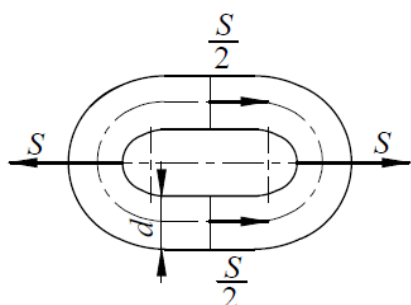


Рис. 18.2. Схема к расчету цепи на растяжение

Согласно расчетной схеме напряжения растяжения (σ_p) определяются в виде

$$\sigma_p = \frac{\frac{S}{2}}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (18.1)$$

Если учитывать влияние изгиба, контактные напряжения и ослабление звена сваркой, то действительная разрушающая звено нагрузка получается меньше теоретической примерно на 36 %.

Кроме того, в звеньях возникают напряжения изгиба при огибании цепью блоков и навивании ее на барабан (см. расчетную схему на рис. 18.3). Согласно схеме угол взаимного отклонения звеньев φ при огибании блока диаметром D_0 может быть определен приближенно как

$$\sin \varphi \approx \frac{t}{\frac{D_0}{2}}. \quad (18.2)$$

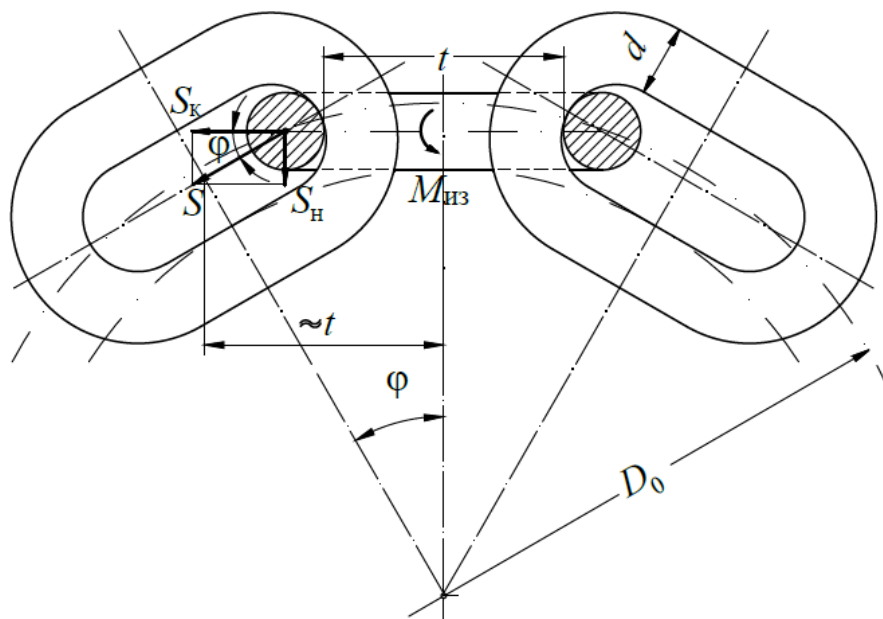


Рис. 18.3. Схема к расчету сварной цепи на изгиб

В связи с поворотом звеньев друг относительно друга на угол φ усилие растяжения цепи S может быть разложено на составляющие S_k и S_n . Касательная составляющая силы S_k вызывает действие напряжений растяжения σ_p (18.1), а нормальная составляющая силы S_n (Н) – изгибающий момент $M_{из}$.

$$S_n = S \sin \varphi, \quad (18.3)$$

тогда изгибающий момент (Н·м), действующий на горизонтальное звено, составит значение

$$M_{из} = S_n \frac{t+d}{2} = S \frac{t+d}{2} \sin \varphi. \quad (18.4)$$

Решая совместно уравнения (18.4) и (18.2), получим изгибающий момент (Н·м), приходящийся на две продольные части звена, по значению которого (18.5) с учетом суммарного момента сопро-

тивления двух сечений в продольной части звена ΣW оценим по напряжениям изгиба (Па) (18.6) прочность звена:

$$M_{\text{из}} = S \frac{t+d}{2} \cdot \frac{t}{\frac{D_0}{2}} = S \frac{t(t+d)}{D_0}. \quad (18.5)$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{\Sigma W} \leq \sigma_{\text{из}}. \quad (18.6)$$

Суммарный момент сопротивления (м^3) сечений звена находится

$$\Sigma W = 2 \cdot 0,1d^3 = 0,2d^3. \quad (18.7)$$

В грузоподъемных установках с машинным приводом с целью недопущения больших величин $M_{\text{из}}$ применяют исключительно короткозвенные цепи. С этой же целью минимальные диаметры барабанов ограничены соотношением

$$D_{\text{min}} \geq 30d. \quad (18.8)$$

Для установок с ручным приводом (18.7) принимается в виде

$$D_{\text{min}} \geq 20d. \quad (18.9)$$

Исходя из этого расчет можно вести только на одно растяжение при пониженных допускаемых напряжениях σ'_p . С учетом выражения (18.1) получим уравнение по определению допустимой нагрузки (Н) на сварную цепь:

$$S = 2[\sigma]'_p \frac{\pi d^2}{4} = [\sigma]'_p \frac{\pi d^2}{2}, \quad (18.10)$$

где $[\sigma]'_p = a[\sigma]_p$, Па;

a – коэффициент понижения расчетного напряжения за счет явлений изгиба и ослабления звена сваркой ($a = 1 - 0,36 = 0,64$).

В свою очередь допускаемые напряжения растяжения определяются временным пределом прочности материала σ_B , из которого изготовлены звенья цепи:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{k}, \quad (18.11)$$

где k – коэффициент запаса прочности, принимаемый согласно табл. 18.1 [27].

Таблица 18.1

Минимальные коэффициенты запаса прочности сварных цепей

Назначение цепи	Группа классификации (режима) механизма по ИСО 4301/1	
	M1, M2	M3–M8
Грузовая, работающая на гладком барабане	3	6
Грузовая калиброванная, работающая на звездочке	3	8
Стропы	4	4

Цепной строп подлежит браковке при удлинении звена цепи более 3 % от первоначального размера (рис. 18.4, *a*) и при уменьшении диаметра сечения звена цепи вследствие износа более 10 % (18.4, *б*).

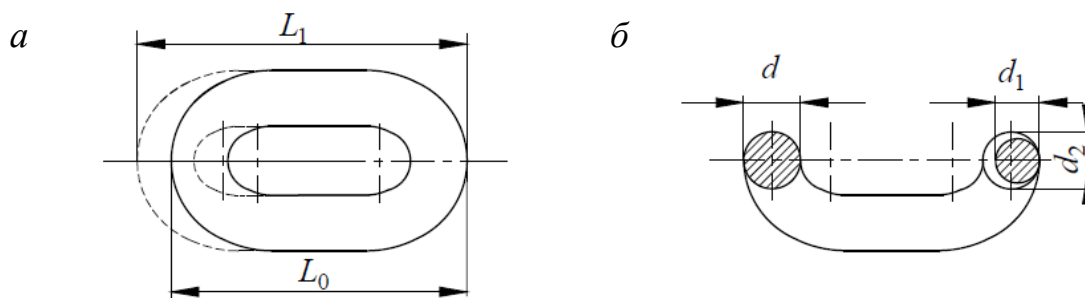


Рис. 18.4. Браковка сварной цепи при: *a* – удлинении звена цепи; *б* – уменьшении диаметра сечения звена

Допускаемые изменения параметров цепи составляют:

$$L_1 \leq 1,03L_0 \text{ и } \frac{d_1 + d_2}{2} \geq 0,9d ,$$

где L_0 – первоначальная длина звена, мм;

L_1 – увеличенная длина звена, мм;

d – первоначальный диаметр прутка, мм;

d_1, d_2 – фактические диаметры сечения звена, измеренные во взаимно перпендикулярных направлениях, мм.

19. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГРУЗОВЫЕ ЦЕПИ

Пластинчатые (шарнирные) цепи состоят из пластин, шарнирно соединенных между собой валиками. Пластинчатые цепи надеж-

нее сварных, деформация их звеньев под действием нагрузки значительно меньше. Движение пластинчатой цепи происходит более плавно, но максимальная скорость из-за повышенной чувствительности к инерционным нагрузкам не должна превышать 0,25 м/с.

Для небольших нагрузок цепи изготавливаются с двумя пластинами в звене, для больших грузоподъемностей число пластин может доходить до 12.

Способы закрепления пластин на валиках и схемы распределения нагрузок в них представлены на рис. 19.1.

Достоинства пластинчатых цепей:

- а) отсутствие сварного стыка;
- б) пластины изготавливают из стали марок 40, 45 или 50 с пределом прочности 570–600 МПа;
- в) лучшие условия передачи усилия с одного звена на соседнее по сравнению со сварными, где звенья соприкасаются теоретически в точке, что является причиной интенсивного износа этих мест;
- г) большая гибкость;
- д) допустимая рабочая скорость, при которой обеспечивается спокойная и плавная работа выше, чем у сварных цепей;
- е) разрыв одной пластины не вызывает разрыва всей цепи и позволяет принять соответствующие меры;
- ж) диаметр приводной звездочки меньше, чем диаметр барабана для канатов, в связи с этим уменьшается грузовой момент, а следовательно, и передаточное число, размеры и вес передаточного механизма, поэтому применение в качестве гибкого органа тяжелой цепи компенсируется малым весом передачи.

Недостатки, присущие пластинчатым цепям:

- а) гибкость только в плоскости перпендикулярной к осям шарниров (валиков), не допуская изгиба в плоскости шарниров. Даже небольшое раскачивание груза ведет к искривлению цепи в этом направлении, что приводит к ее одностороннему нагружению и перенапряжению пластин;
- б) быстрый износ шарниров при работе в запыленных условиях;
- в) ограниченная скорость движения;
- г) большая стоимость и масса по сравнению со сварными цепями.

В расчетах элементов шарнирных цепей на прочность предполагают, что натяжение цепи S равномерно распределяется по всем пластинам (рис. 19.1). Если их в звене z , то в каждой пластине действует усилие $S' = S / z$ [15].

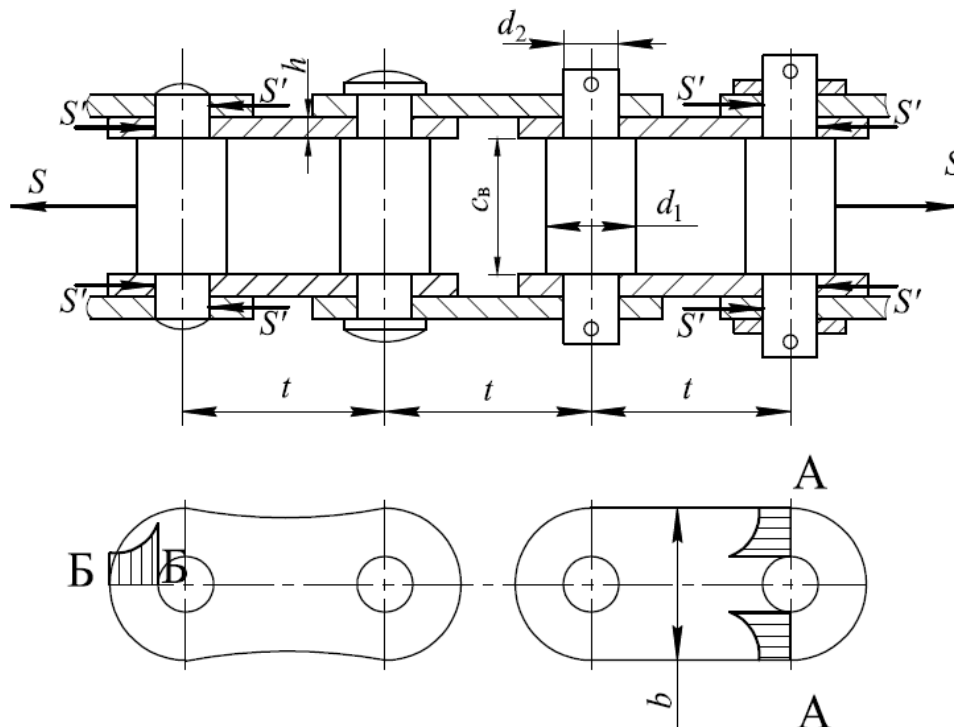


Рис. 19.1. Шарнирная пластинчатая грузовая цепь

Среднее напряжение (σ_p) в ослабленном сечении А–А пластины:

$$\sigma_p \approx \frac{S'}{(b - d_2)h} \leq \sigma_p', \quad (19.1)$$

где b – ширина пластины, м;

d_2 – диаметр отверстия под цапфу, м;

h – толщина пластины, м.

Удельное давление (p) на контакте пластина – валик:

$$p \approx \frac{S'}{d_2 h} \leq p_{\text{доп}}. \quad (19.2)$$

Напряжения (σ_p) в проушине (сечение Б–Б) определяют по формуле Ламе

$$\sigma_p' = p \frac{b^2 + d_2^2}{b^2 - d_2^2} \leq [\sigma]_p. \quad (19.3)$$

При расчете цепи производится проверка валиков на срез (Н):

$$S' = \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{\text{ср}} \quad (19.4)$$

Неточность изготовления и сборки не дает равного распределения нагрузок между пластинами звеньев. По нормам Ростехнадзора рекомендуется подбирать цепи по агрегатной прочности (по разрывному усилию) с использованием формулы (17.6). При этом коэффициент запаса прочности принимается не менее 3 для групп классификации (режима) М1–М2 по ИСО 4301/1 и не менее 5 для остальных групп классификации механизмов.

20. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ГИБКИХ ОРГАНОВ

При сравнительной оценке цепей и канатов (табл. 20.1) за единицу примем массу одного метра стального каната (т. е. его погонную массу), имеющего некоторую разрывную прочность, и сравним с ним другие гибкие органы грузоподъемных машин, рассмотренные ранее в настоящем учебном пособии, которые имеют такую же прочность [15].

Таблица 20.1

Относительная оценка погонных масс гибких тяговых органов

Вид гибкого органа	Отношение погонных масс
Стальной проволочный канат	1
Канат из растительных или синтетических волокон	2–3
Сварная цепь	7–11
Пластинчатая цепь	9–13

21. КОНЦЕВОЕ КРЕПЛЕНИЕ ЦЕПЕЙ И КАНАТОВ

Крепление концов цепей и канатов осуществляется различными способами. Грузоподъемные цепи к раме тележки или тали (тельфера) крепятся с помощью специального концевого звена (рис. 21.1), а крюк к концу цепи может крепиться болтом с помощью разъемной скобы (рис. 21.2).

Основные требования к любому концевому соединению – это его подвижность и равнопрочность с грузонесущим органом.

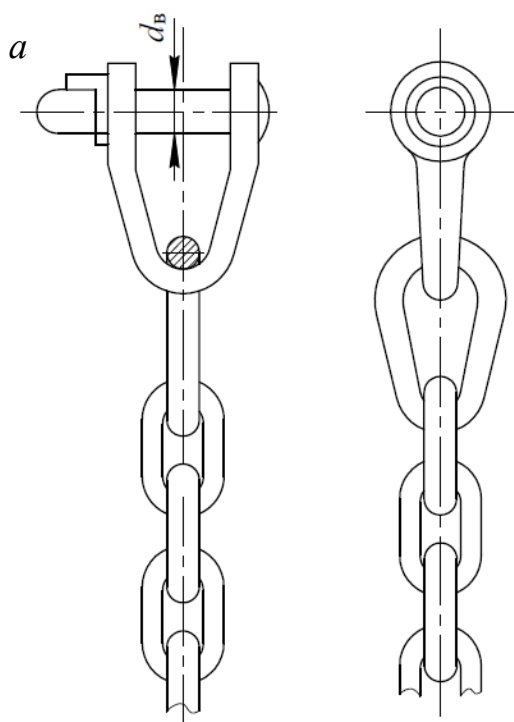


Рис. 21.1. Концевые звенья для цепей:
а – сварной; *б* – пластинчатой

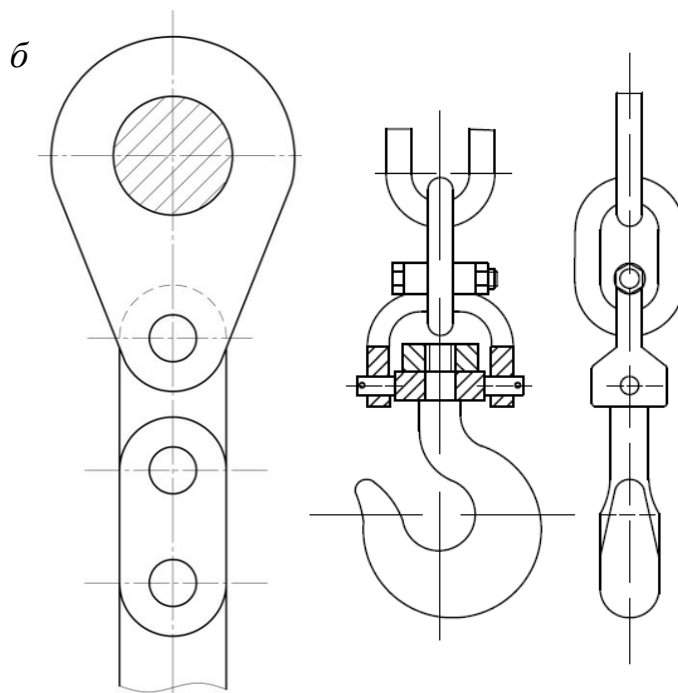


Рис. 21.2. Крепление крюка
 разъемной скобой с болтом

При подвеске крюка к одной ветви каната (рис. 21.3) для защиты каната от истирания в его петлю закладывается коуш – специальное фасонное полукольцо из стали желобчатого сечения (рис. 21.4).

Петля каната может быть получена путем сращивания («заплеткой» с последующей обвязкой мягкой проволокой). «Заплетка» строп производится следующим способом. Сначала на расстоянии 0,5–0,7 м от конца каната накладывают перевязку, конец каната расплетают на пряди, вырезают сердечник и накладывают перевязки на концы всех прядей. Затем конец огибают вокруг коуша и перевязывают расплетенный конец с основным канатом в том месте, где будет начинаться пробивка. Первую прядь для пробивки (прокола) выбирают так, чтобы после снятия перевязки не было закручиваний каната, при этом она должна лежать ближе к низу справа, если смотреть со стороны ходового конца. При первой пробивке ходовую прядь пробивают под одну коренную, вторую – под две пряди, третью – под три пряди, четвертую прядь пробивают через то же место, что и первые три, но в обратном направлении под две коренные пряди; пятую – в том же месте под одну прядь, шестую – в обратном направлении под ту же прядь, что и первую (рис. 21.5, *а*). При последующих пробивках производят пробивку каждой ходовой пряди через одну смежную под две следующие ко-

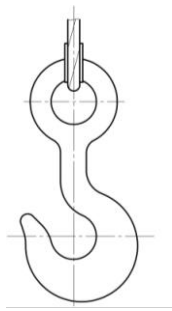


Рис. 21.3. Подвеска чалочного крюка к канату

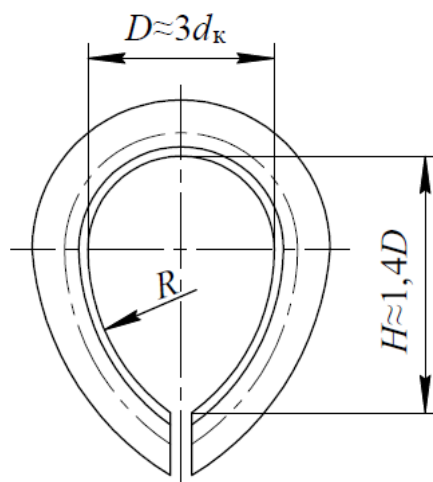
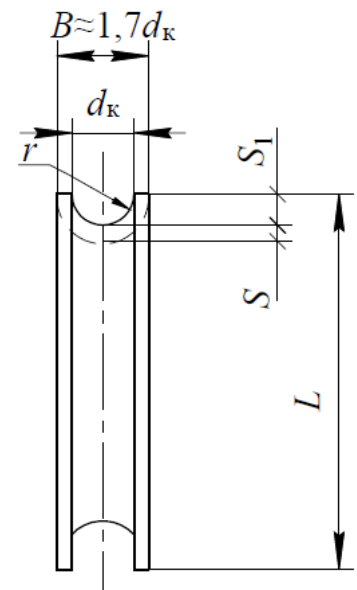


Рис. 21.4. Коуш



ренные. В последней пробивке три пряди оставляют, а три пробивают или последняя пробивка каждой прядью производится половинным числом ее проволок (половинным сечением пряди). Концы пряди отрезают у самого каната и обматывают проволокой заплетенную часть каната.

Количество проколов каната каждой прядью при «заплетке» должно соответствовать указанному в табл. 21.1 [27].

Таблица 21.1

Количество проколов каната прядями при «заплетке»

Диаметр каната, мм	Минимальное число проколов каждой прядью
До 15	4
От 15 до 28	5
От 28 до 60	6

В связи со сложностью проведения таких работ чаще всего петли делают с помощью зажимов (рис. 21.5, б). Количество зажимов согласно Правилам Ростехнадзора определяется расчетом, но не должно быть меньше трех. Шаг расположения зажимов составляет не менее шести диаметров каната. Скобы зажима должны устанавливаться со стороны свободного конца каната [27].

Если пренебречь (в счет запаса надежности) трением каната о поверхность коуша, а также между канатом и деталями зажимов, то расчетное уравнение такого соединения примет вид [15]

$$zPw = cS, \quad (21.1)$$

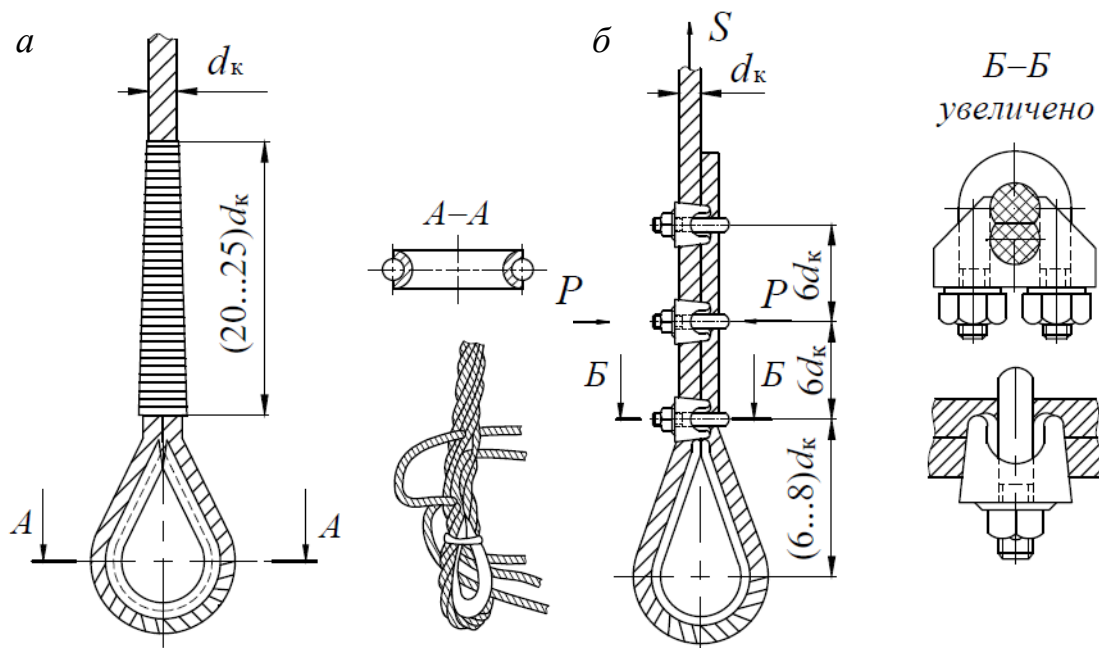


Рис. 21.5. Закрепление конца каната: *a* – «заплетка»; *б* – зажимами

где S – натяжение каната, Н;

P – требуемое усилие нажатия одного зажима, Н;

z – количество зажимов;

$w \approx 0,35$ – коэффициент удельного (на 1 Н усилия P) сопротивления продвижению канатов в зажимах;

$c = 1,5 - 2,5$ – коэффициент запаса прочности соединения в зависимости от группы режима.

Решая (21.1) относительно P (Н), получим

$$P = \frac{cS}{zw}, \quad (21.2)$$

а следовательно, напряжение (Па) на одном конце скобы зажима или в одном болту (при двухболтовых зажимах):

$$\sigma_p = \frac{1,3P}{2 \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (21.3)$$

где 2 – количество болтов в зажиме;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, м;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения в болтах;

$[\sigma]_p$ – допустимое напряжение растяжения болтов, определенное при коэффициенте запаса прочности, равном 2,5, относительно предела текучести (для болтов из стали 20 $[\sigma]_p = 100$ МПа).

Крепление конца каната к крюку может быть осуществлено достаточно надежным способом – при помощи конической втулки с последующей заливкой легкоплавким сплавом (рис. 21.6).

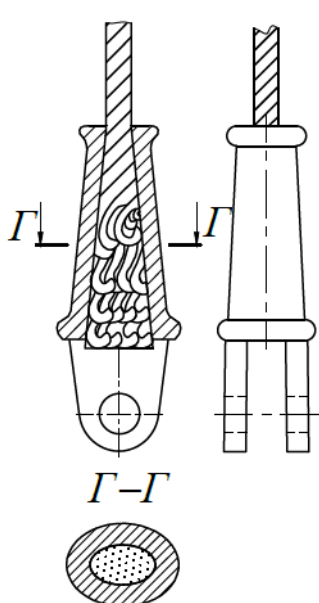


Рис. 21.6. Крепление каната в конической втулке

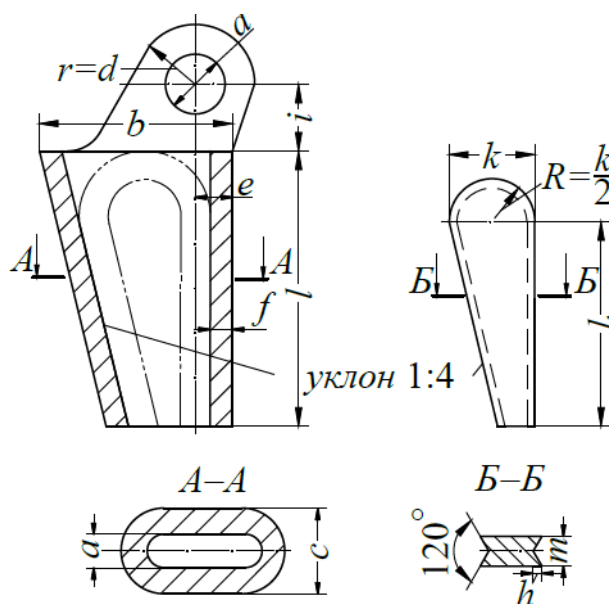


Рис. 21.7. Клиновой зажим для стального каната

Канат пропускается через стальную втулку, конец его расплетается на длину примерно двух втулок, вырезается органический сердечник, проволоочки обезжириваются и протравливаются паяльной кислотой. После чего каждая проволоочка сгибается вдвое, канат вытягивается во втулку и заливается свинцом или баббитом. Перед заливкой втулка подогревается примерно до 100 °С для равномерного заполнения сплавом всего объема.

Широкое распространение получили клиновые зажимы (рис. 21.7), позволяющие осуществлять быструю сборку и разборку соединения. При коэффициенте трения между канатом, клином и корпусом, равном 0,15, и уклоне клина 1:4 коэффициент запаса надежности соединения против выскользывания каната составляет около трех. При таком уклоне отсутствует ослабление зажатия каната даже при полном снятии нагрузки с каната.

Раздел IV. БАРАБАНЫ И ЗВЕЗДОЧКИ

22. УСТРОЙСТВО КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ

Барабаны для канатов из синтетических волокон, а также для пеньковых канатов изготавливают гладкими и с высокими ребордами,

чтобы можно было навивать канат в несколько слоев. Это позволяет значительно сократить длину барабана. По Правилам Ростехнадзора реборды барабанов должны выступать над верхним слоем уложенного каната не менее чем на $2,0d_k$, а для гладких барабанов для сварных цепей – не менее чем на ширину звена цепи. Диаметры барабанов выбираются по тем же рекомендациям, что и диаметры блоков.

Барабаны для проволочных канатов изготавливаются литыми из серого чугуна (с пределом прочности не менее 150 МПа), из стального литья (с пределом прочности не менее 450 МПа), реже сварными из стали (с пределом прочности не менее 380–490 МПа).

Барабаны для механизмов подъема, работающих в режимах **T** и **BT** (группа режима 5 и 6), а также для механизмов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, должны изготавливаться только из стали.

В большинстве случаев в грузоподъемных установках с машинным приводом применяют нарезные барабаны, на которые канат навивается в один слой. При этом поверхность барабана обязательно снабжают винтовыми канавками для того, чтобы канат правильно укладывался и меньше подвергался износу, так как при этом увеличивается поверхность соприкосновения каната, уменьшаются напряжения смятия, устраняется трение между соседними витками и износ каната. При нарезных барабанах увеличивается срок службы канатов.

Шаг нарезки t должен быть не менее $1,1d_k$. Обычно принимают шаг $t = d_k + (2 - 3)$ мм, а радиус канавки $R \approx 0,54d_k$. Основные размеры нарезного барабана показаны на рис. 22.1. Глубина винтовой канавки должна быть $(0,25 \div 0,4)d_k$ для барабанов крюковых кранов и не менее $0,5d_k$ для барабанов грейферных кранов.

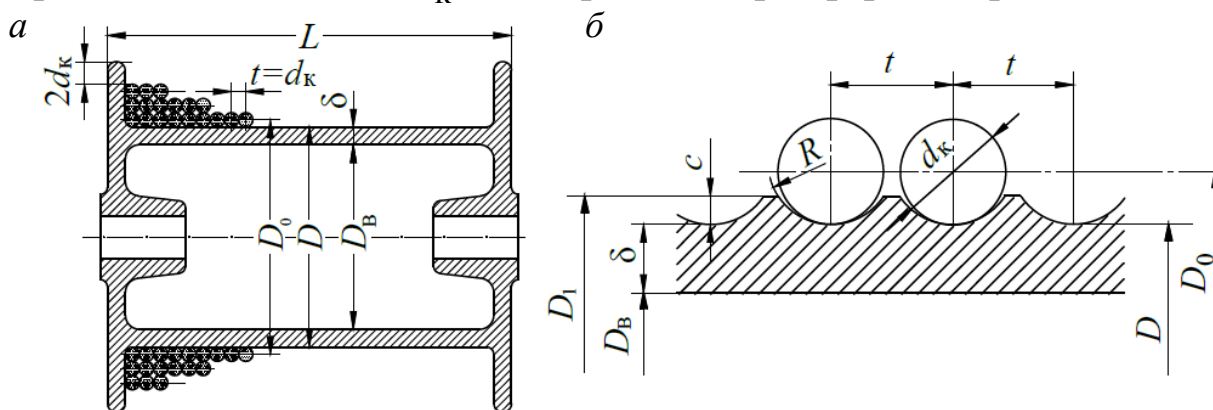


Рис. 22.1. Барабаны: *a* – гладкий барабан для простого полиспаста; *б* – профиль канавок для каната на нарезном барабане

При износе ручья барабана по профилю более 2 мм или появлении трещин любых размеров барабан снимается с эксплуатации.

Барабаны, на которые наматывается одна ветвь, имеют только одну спираль канавок (правую или левую), а барабаны для двух ветвей – две спирали: правую и левую.

При навивке каната на барабан существует опасность выхода каната из ручья нарезки барабана при значительном отклонении каната от линии винтовой нарезки (угле девиации). В соответствии с техническими условиями на проектирование кранов предельное значение этого угла не должно превышать 6° (для гладких барабанов 2°) [9]. Окончательное значение этого угла увязывается с углом наклона винтовой линии γ (см. рис. 22.3) и направлением навивки каната (в сторону пустой или заполненной канавки).

С учетом допустимого угла отклонения каната $\alpha = 6^\circ$ при верхнем положении крюковой подвески определяется длина l_1 ненарезанной средней части барабана сдвоенного полиспафта (рис. 22.2).

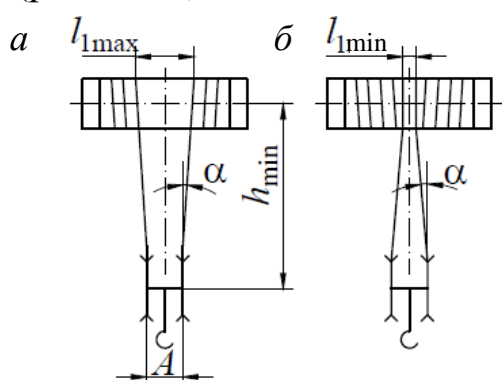


Рис. 22.2. Схема набегания каната на барабан: *a* – при максимальной длине ненарезанной части; *б* – при минимальной

Максимально возможная длина (мм) ненарезанного участка

$$l_{1\max} \leq A + 2h_{\min} \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (22.1)$$

а минимально возможная длина этого участка (мм)

$$l_{1\min} \geq A - 2h_{\min} \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (21.2)$$

где A – расстояние между блоками подвески, с которых направляются на барабан ветви каната, мм;

h_{\min} – наименьшее расстояние между осями барабана и блоков подвески.

С учетом минимально допустимого расстояния между верхней точкой крюковой подвески и упором (барабаном) ($h_{\min \text{ доп}} \geq 50$ мм – для талей и $h_{\min \text{ доп}} \geq 200$ мм – для других грузоподъемных машин) (здесь h_r – глубина ручья блока (см. рис. 7.2))

$$h_{\min} = h_{\min \text{ доп}} + \frac{D_1}{2} + \frac{D_0}{2} + h_r - \frac{d_k}{2} \quad (22.3)$$

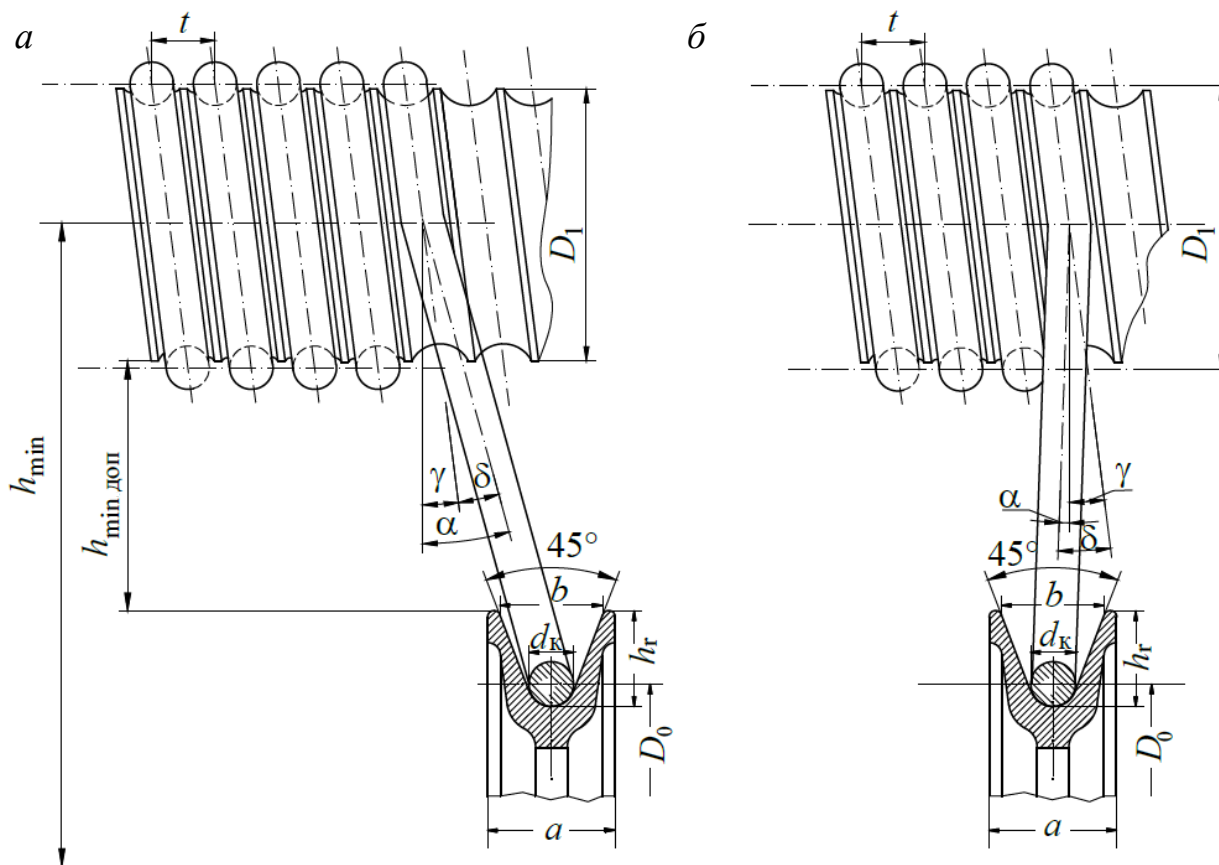


Рис. 22.3. Схема для определения угла девиации каната при навивке на нарезной барабан в сторону: *a* – пустой канавки; *б* – заполненной канавки

Рабочая длина барабана определяется в основном его канатоемкостью, т. е. длиной каната L_k , которая должна быть намотана на него. Величина L_k (м) определяется заданной высотой подъема H и кратностью принятого полиспаста $i_{\text{п}}$ [20].

$$L_k = Hi_{\text{п}}, \quad (22.4)$$

где H – высота подъема груза, м;

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста.

Число витков на барабане для одной ветви каната

$$z = \frac{L_k}{\pi D_0} + 1,5 \div 2 = \frac{Hi_{\text{п}}}{\pi D_0} + 1,5 \div 2, \quad (22.5)$$

где D_0 – диаметр барабана по центру наматываемого каната, м;

2 – количество витков трения (по нормам Ростехнадзора должно быть не менее 1,5 витка).

Витки трения никогда не сматываются с барабана и служат для уменьшения усилия, действующего на крепление конца каната к барабану.

Рабочая длина барабана (мм)

$$l = zt, \quad (22.6)$$

причем для гладкого барабана $t = d_k$.

При многослойной навивке полная канатоемкость барабана L_k складывается из длин каната в отдельных слоях [4]:

$$L_k = L_{k1} + L_{k2} + L_{k3} + L_{k4} + \dots \quad (22.7)$$

Для z витков в каждом слое и k слоев длина каната в каждом слое определится:

$$\begin{aligned} \text{в 1-м слое} \quad & L_{k1} = \pi D_0 z; \\ \text{в 2-м слое} \quad & L_{k2} = \pi(D_0 + 2d_k)z; \\ \text{в 3-м слое} \quad & L_{k3} = \pi(D_0 + 4d_k)z; \\ \text{в 4-м слое} \quad & L_{k4} = \pi(D_0 + 6d_k)z; \\ & \dots \end{aligned} \quad (22.8)$$

Просуммировав равенства в (22.8), получим

$$L_k = \pi z \left[D_0 k + d_k (1 + 4 + 6 + \dots + 2(k-1)) \right]. \quad (22.9)$$

Применив к выражению в квадратных скобках формулу суммы членов арифметической прогрессии и преобразовав, получим

$$L_k = \pi z \left[D_0 k + d_k k(k-1) \right] = \pi z k \left[D_0 + d_k (k-1) \right]. \quad (22.10)$$

При помощи этого уравнения при заданной канатоемкости L_k (с учетом длины витков трения) можно найти сопряженные значения z и k .

Оставляя на закрепление каната дополнительную длину $\approx 4t$ и принимая толщину реборд с обеих сторон, равную $\approx 2t$, получим полную длину барабана с учетом минимального количества витков трения [8]:

$$L = \left(\frac{Hi_{\Pi}}{\pi D_0} + 7,5 \right) t. \quad (22.11)$$

Если на барабан наматывается две ветви каната (при сдвоенном полиспасте), то полная длина барабана:

$$L = \left(\frac{2Hi_{\Pi}}{\pi D_0} + 11 \right) t + l_1, \quad (22.12)$$

где l_1 – количество дополнительных витков (с каждой стороны оставляется по 1,5 витка трения и по 4 витка на закрепление каната и на борта (участок от края барабана до крепления каната)).

23. КПД КАНАТНОГО БАРАБАНА

При вращении барабана возникают сопротивления, аналогичные сопротивлениям в блоке, т. е. обусловленные преодолением жесткости набегающего на барабан каната и трения цапф вращающейся оси в подшипниках (рис. 23.1).

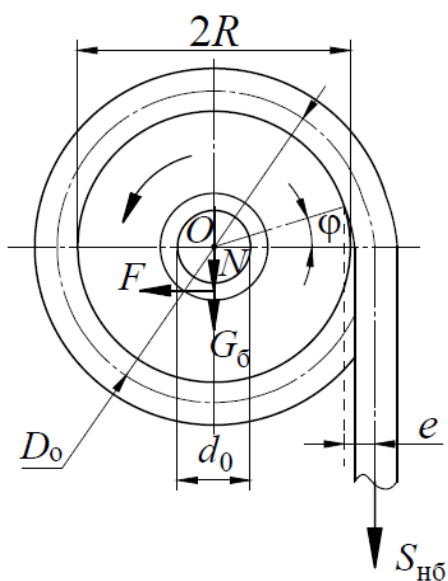


Рис. 23.1. Схема действия сил на простой барабан для определения его КПД

Вследствие этого момент $M_{\text{б}}$ для вращения барабана должен быть больше грузового момента [15]:

$$M_{\text{гр}} = S \frac{D_0}{2}, \quad (23.1)$$

т. е.
$$M_{\text{б}} = M_{\text{гр}} + M' + M'', \quad (23.2)$$

где M' – момент, затрачиваемый на преодоление жесткости каната;

M'' – момент, затрачиваемый на преодоление трения в подшипниках оси барабана.

Коэффициент полезного действия барабана определяется по выражению

$$\eta_{\text{б}} = \frac{M_{\text{гр}}}{M_{\text{б}}} = \frac{M_{\text{гр}}}{M_{\text{гр}} + M' + M''}. \quad (23.3)$$

Величина сопротивлений вращению барабана примерно вдвое меньше, чем у блока, так как на блоке канат сгибается, а потом разгибается, то на барабане второй процесс отсутствует. Пренебрегая весом $G_{\text{б}}$ барабана, так как $G_{\text{б}} \ll S_{\text{нб}}$, получаем давление барабана на ось $N = S_{\text{нб}} + G_{\text{б}} \approx S_{\text{нб}}$, тогда как у блока $N = S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}} \approx 2S_{\text{нб}}$.

На основе этого КПД канатного барабана с учетом трения в подшипниках качения и потерь на жесткость каната ориентировочно принимают в расчетах $\eta \approx 0,98 \div 0,99$.

На сдвоенный барабан навиваются две ветви каната, вследствие этого на барабане сгибаются обе ветви каната. Давление барабана на ось с учетом двух ветвей $N \approx 2S_{\text{нб}}$. Соответственно КПД сдвоенного барабана на подшипниках качения получается примерно равным КПД блока ($\eta \approx 0,97 \div 0,98$).

24. РАСЧЕТ КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ

Стенки барабана испытывают сложное напряжение при сжатии, кручении и изгибе. Определяющим является расчет напряжений при сжатии. В барабанах длиной менее трех диаметров напряжение в его обечайке при изгибе и кручении обычно не превышает 10–15 % напряжения сжатия. Поэтому расчет напряжений при изгибе и кручении производят только для барабанов большого диаметра и длины ($L \geq (3 \div 4)D_0$).

Выделим из тела барабана полукольцо толщиной δ и шириной, равной шагу навивки каната t (рис. 18.1) [1].

Влияние отрезанного полукольца заменим силами натяжения каната $2S$.

Площадь (м^2) элементарного участка на дуге $d\varphi$ полукольца составит:

$$dF = tRd\varphi, \quad (24.1)$$

тогда сила dS (Н), приходящаяся на элементарную площадку:

$$dS = Rtpd\varphi, \quad (24.2)$$

где p – нормальное давление на единицу площади поверхности барабана (Па).

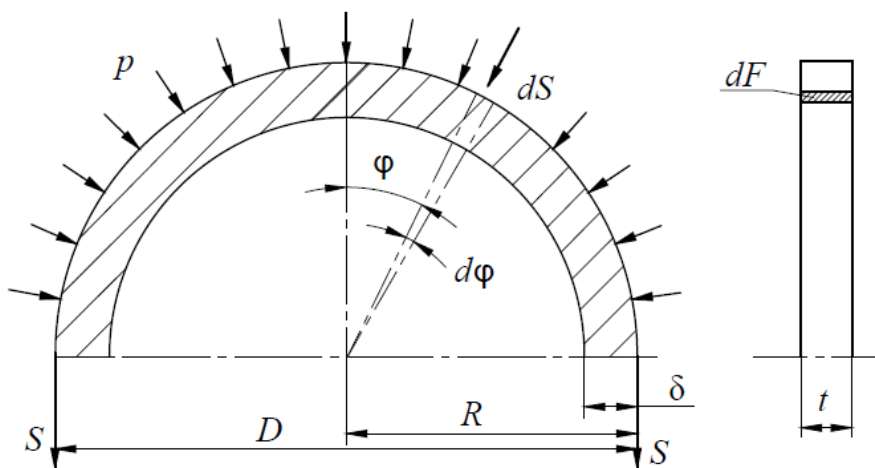


Рис. 24.1. Схема к расчету барабана на сжатие

Сумма проекций всех элементарных сил (Н) на вертикальную плоскость составит [9]:

$$2S = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} Rtp \cos \varphi d\varphi = 2Rtp \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi = 2Rtp, \quad (24.3)$$

откуда (Па)
$$p = \frac{2S}{2Rt} = \frac{2S}{Dt}. \quad (24.4)$$

Так как на поверхности барабана действуют равномерно распределенные силы с интенсивностью p , барабан можно представить как сосуд с наружным давлением, напряжение (Па) в стенке которого определяется по формуле Ламе:

$$\sigma_{\max} = 2p_{\text{нар}} \frac{D^2}{D^2 - D_{\text{в}}^2}. \quad (24.5)$$

Подставим в (24.5) $p_{\text{нар}} = p$ и $D_{\text{в}} = D - 2\delta$:

$$\sigma_{\max} = 2p \frac{D^2}{D^2 - (D - 2\delta)^2} = \frac{4SD^2}{Dt(D^2 - D^2 + 4D\delta - 4\delta^2)}. \quad (24.6)$$

В итоге получим (Па)

$$\sigma_{\max} = \frac{SD}{(D - \delta)\delta t}. \quad (24.7)$$

В связи с малостью толщины стенки барабана по сравнению с его диаметром можно считать $D/(D - \delta) \approx 1$, тогда:

$$\sigma_{\max} = \frac{S}{\delta t} \leq \sigma_{\text{сж}}, \quad (24.8)$$

где $[\sigma]_{\text{сж}}$ – допускаемое напряжение при сжатии, принимаемое в зависимости от группы режима работы и материала барабана. Для группы режима работы не ниже 4 ориентировочно можно принять $[\sigma]_{\text{сж}} = 90\text{--}100$ МПа и $[\sigma]_{\text{сж}} = 110\text{--}170$ МПа соответственно для чугунных и стальных барабанов.

Приближенное значение напряжения в стенке многослойного барабана может быть найдено как [16]

$$\sigma_{\max} = kk_1 \frac{S}{\delta t}, \quad (24.9)$$

где k – коэффициент, учитывающий число слоев навивки (принимается равным 1; 1,4; 1,8 и 2 при числе слоев навивки 1, 2, 3 и 4 соответственно);

k_1 – коэффициент, учитывающий ослабление натяжения нижних слоев при навивке верхних (принимается равным 0,7 для чугунного барабана и 0,8 – для стального).

Из условий технологии изготовления литых чугунных барабанов толщина стенки $\delta \geq 12$ мм, для стальных – $\delta \geq 15$ мм.

Кроме сжатия в теле барабана возникают напряжения при изгибе и кручении. Наибольшие напряжения изгиба получаются при набегании каната на середину барабана (рис. 24.2, а). Изгибающий момент (Н·м) при расположении одной ветви каната на середине длины барабана [20]:

$$M_{\text{из}} \approx \frac{SL'}{4}. \quad (24.10)$$

где L' – расстояние между осями ступиц, м.

Напряжения изгиба (Па) в теле барабана:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{\frac{SL'}{4}}{\frac{\pi}{32} \frac{D^4 - D_B^4}{D}} \approx \frac{SL'D}{0,4(D^4 - D_B^4)}, \quad (24.11)$$

где W – момент сопротивления сечения барабана, м³.

Крутящий момент (Н·м), создаваемый натяжением одной ветви каната (от веса груза), равен грузовому моменту на барабане:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{гр}} = S \frac{D_0}{2}. \quad (24.12)$$

Напряжения кручения (Па) определяются следующим образом:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{S \frac{D_0}{2}}{\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - D_B^4}{D}} \approx \frac{SD_0 D}{0,4(D^4 - D_B^4)}, \quad (24.13)$$

где W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения барабана, м³.

При сдвоенном полиспасте наибольший изгибающий момент будет при полной навивке обеих ветвей каната на барабан (рис. 24.2, б), тогда изгибающий момент (Н·м) определится как

$$M_{из} \approx SL' . \quad (24.14)$$

где L' – расстояние между осью ступицы и ветвью каната, м.

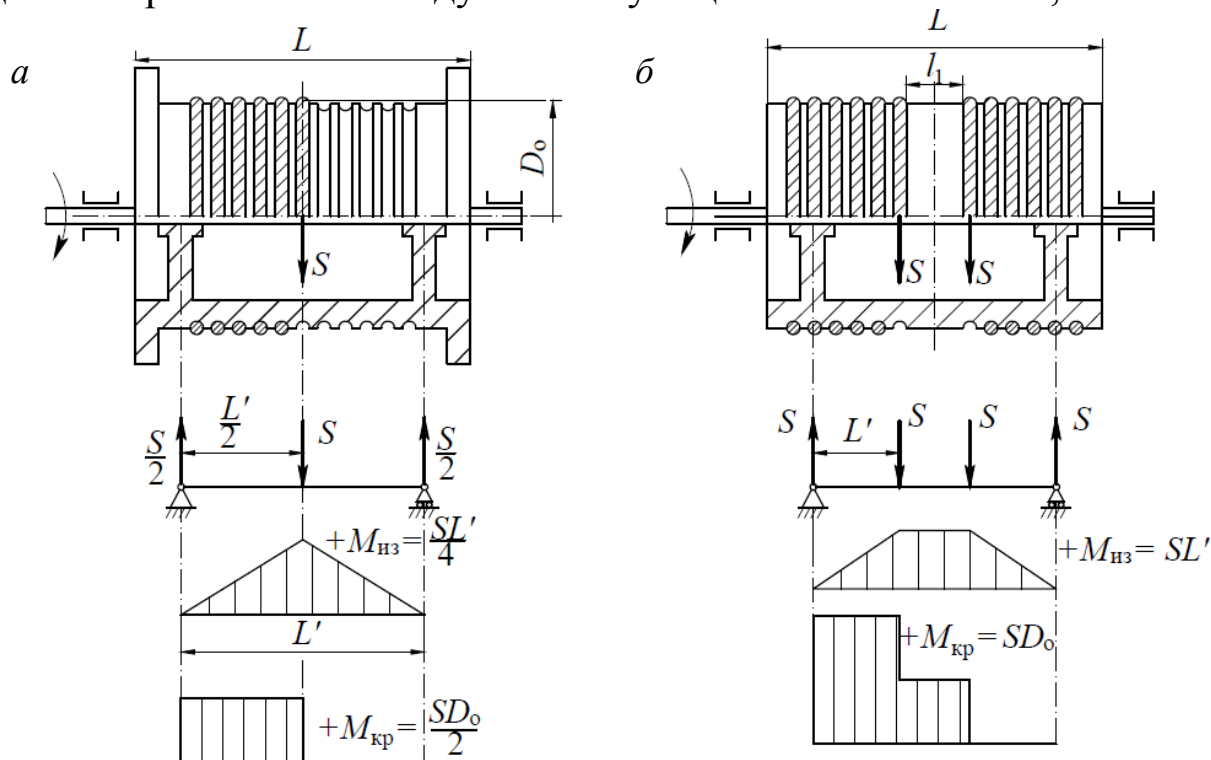


Рис. 24.2. Схема к расчету барабана на изгиб и кручение: а – простого; б – сдвоенного

Крутящий момент (Н·м), создаваемый натяжением двумя ветвями каната, равен удвоенному грузовому моменту на барабане:

$$M_{кр} = 2M_{гр} = 2S \frac{D_0}{2} = SD_0 . \quad (24.15)$$

Результирующее напряжение (Па) в стенке стального барабана определится как [9]

$$\sigma_{сум} = \sqrt{(\sigma_{из} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2} . \quad (24.16)$$

Для чугунного барабана результирующее напряжение вычисляется по первой теории прочности [7]:

$$\sigma_{сум} = \frac{\sigma_{сж} + \sigma_{из}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{сж} + \sigma_{из})^2 + 4\tau_{кр}^2} . \quad (24.17)$$

25. ЗАКРЕПЛЕНИЕ КОНЦА КАНАТА НА БАРАБАНЕ

Узел крепления каната на барабане должен быть надежным, доступным для осмотра, удобным для замены каната и достаточно простым. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует достаточно много различных конструкций узлов крепления каната на барабане.

На рис. 25.1 показано крепление конца каната с помощью двух нажимных болтов и планки [15]. С целью разгрузить нажимные болты от напряжений среза на планке выполнен Г-образный упор. Канавка на планке для лучшего закрепления каната выполняется полукруглой, треугольной или трапециевидной. В некоторых случаях для большей надежности на барабане делают по два таких диаметрально расположенных узла крепления.

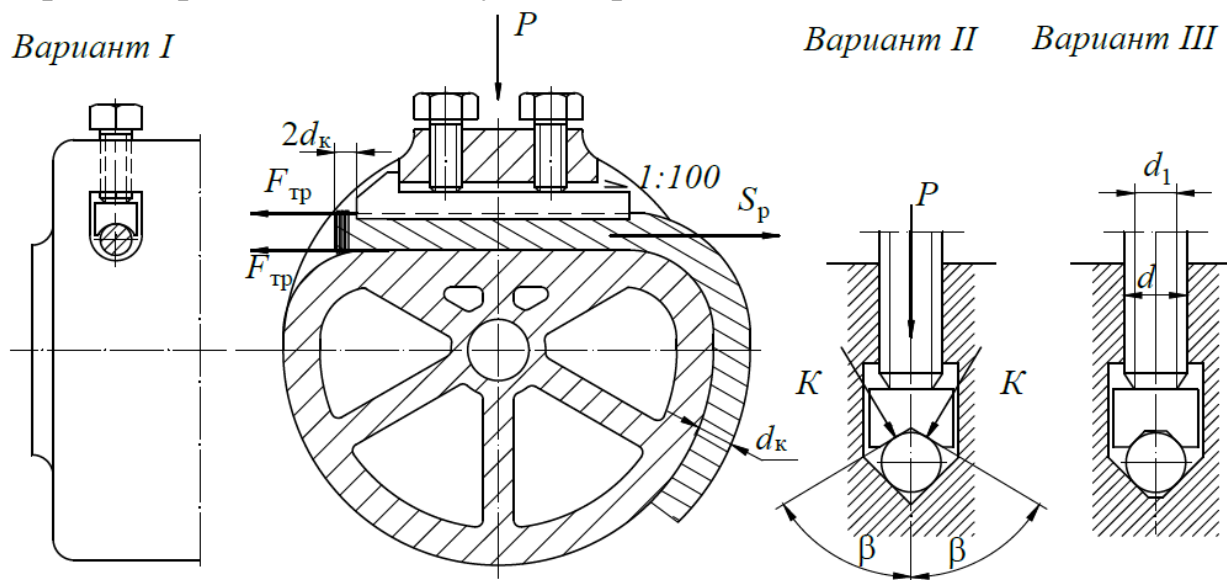


Рис. 25.1. Крепление каната на барабане планкой

При расчете креплений необходимо учитывать ослабление натяжение каната, действующего на крепление, за счет трения дополнительных витков о поверхность барабана, вводя в расчет достаточно низкий коэффициент трения $f = 0,1$ и минимальное количество этих витков 1,5 (т. е. $\alpha = 3\pi$). Тогда усилие для расчета крепления

$$S_p = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}}, \quad (25.1)$$

где S_{\max} – максимальное натяжение каната, Н;

f – коэффициент трения между канатом и барабаном, канатом и планкой ($f = 0,1 \div 0,16$);

$\alpha = 3\pi$ – угол обхвата барабана дополнительными витками каната (витками трения), рад.

Для надежного закрепления каната требуется, чтобы $2F_{\text{тр}} \geq S_p$, где $F_{\text{тр}}$ – силы трения между канатом и барабаном, канатом и нажимной планкой, Н. С другой стороны:

$$F_{\text{тр}} = fP, \quad (25.2)$$

где P – суммарное нажатие болтов, Н.

Отсюда для планки с полукруглой канавкой:

$$P = \frac{S_p}{2f}. \quad (25.3)$$

Внутренний диаметр (м) болтов рассчитывается на сжатие по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3P}{\frac{\pi z}{4} [\sigma]_{\text{сж}}}}, \quad (25.4)$$

где z – количество болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения;

$[\sigma]_{\text{сж}}$ – допускаемое напряжение сжатия (для Ст4, из которой изготовлен болт, $[\sigma]_{\text{сж}} = 70\text{--}80$ МПа), Па.

По расчетному внутреннему диаметру d_1 подбирают номинальный диаметр d болтов.

Для уменьшения расчетного нажатия болтов P целесообразно использовать принцип заклинивания, выполнив прилегающие к канату поверхности барабана и планки, как показано на рис. 25.1 (вариант II). При такой конструкции суммарное давление болтов P передается на канат со стороны планки в виде двух сил K , в сумме составляющих:

$$2K = 2 \frac{\frac{P}{2}}{\sin \beta} = \frac{P}{\sin \beta}, \quad (25.5)$$

откуда $P = 2K \sin \beta$.

Угол заклинивания 2β обычно принимается равным $80\text{--}90^\circ$.

Наибольшее применение имеет крепление каната накладками, прижимающими канат к барабану (рис. 25.2). В этом случае при

навивке канат из крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично срезают (вырубают) гребешки нарезки, разделяющие канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных болтов. Каждая прижимная планка прижимает канат к барабану при помощи одного болта. Независимо от расчета одноболтовых планок согласно Правилам Ростехнадзора их устанавливают не менее двух. Если планки двухболтовые (рис. 25.3), то их устанавливают по одной для канатов диаметром не более 31 мм и по две планки при больших диаметрах каната.

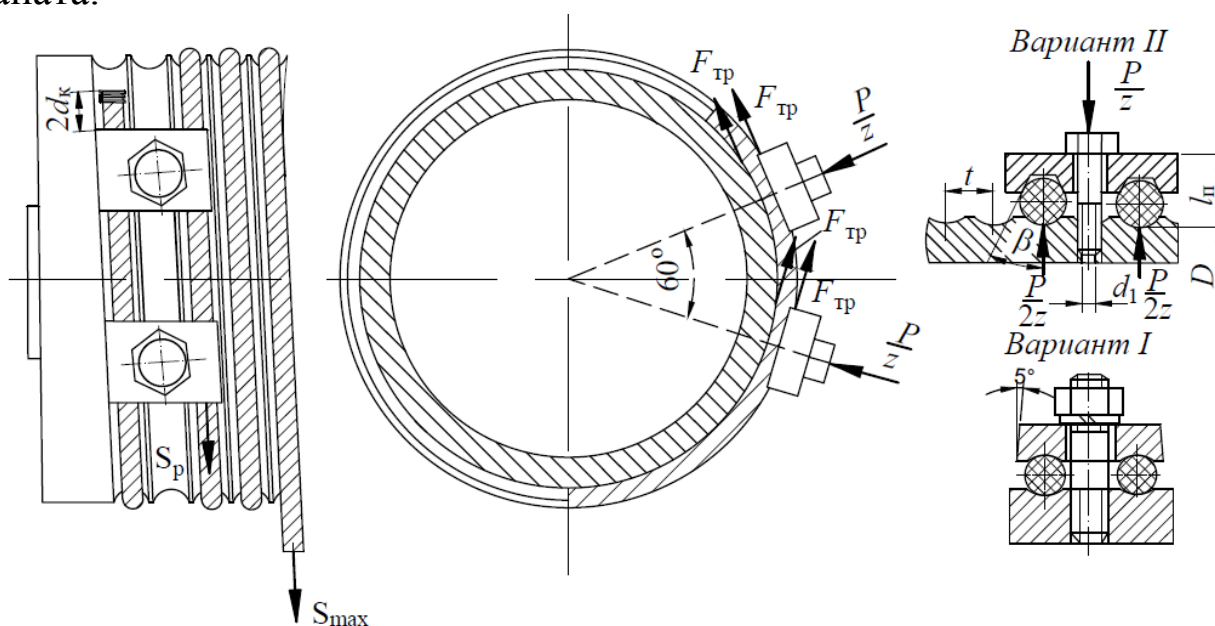


Рис. 25.2. Крепление каната на барабане одноболтовыми накладками

Методика расчета крепления аналогична расчету крепления нажимными болтами за исключением того, что здесь болты работают не на сжатие, а на растяжение.

Как отмечалось выше (см. формулу (22.5)), на барабане должно быть не менее полутора дополнительных витков, уменьшающих натяжение каната в месте его крепления к барабану. Усилие натяжения каната перед прижимной накладкой (планкой) определяется по формуле (25.1).

Знаменатель выражения (25.1) при указанных выше значениях f и α равен $e^{f\alpha} = 2,56 \div 4,49$, т. е. витки трения уменьшают натяжение каната в месте крепления более чем в два раза.

Для надежного крепления каната сила трения, возникающая между канатом и барабаном и между канатом и накладкой, должна быть не менее расчетного усилия S_p каната. Для накладки с трапе-

цеидальной канавкой (см. вариант II рис. 25.2) суммарное усилие нажатия болтов определяется [11]:

$$P = \frac{S_p}{f + f_1}, \quad (25.6)$$

где $f_1 = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$ – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой;

β – угол наклона трапецеидальной канавки (принимается $\beta = 40^\circ$).

Для накладки с полукруглой канавкой (см. вариант I рис. 25.2) суммарное усилие нажатия болтов определяется по (25.3).

Болты испытывают растяжение от усилия P и изгиб от силы трения $F_{тр}$, приложенной к планке.

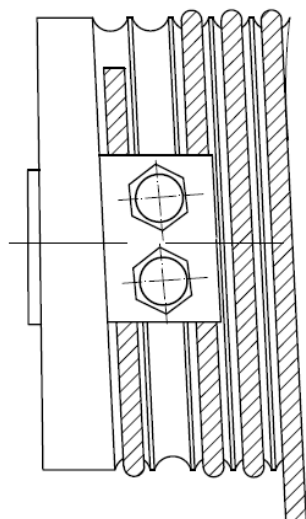


Рис. 25.3. Крепление каната на барабане двухболтовой накладкой

Момент (Н·м), изгибающий болты:

$$M_{изг} = F_{тр} l_{п} = P f l_{п}, \quad (25.7)$$

где $l_{п}$ – плечо изгиба, равное расстоянию от головки болта до поверхности барабана, м.

Напряжение растяжения (Па) в одном болту определяются как

$$\sigma_p = \frac{1,3nP}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{5,2nP}{z \pi d_1^2}, \quad (25.8)$$

где z – количество болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения;

d_1 – внутренний диаметр болта, м;

n – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану, учитывающий возможные отклонения фактического коэффициента трения от расчетного и влияние динамических нагрузок ($n \geq 1,5$).

Напряжение (Па) изгиба для одного болта

$$\sigma_{изг} = \frac{nM_{изг}}{zW}, \quad (25.9)$$

где $W = 0,1d_1^3$ – момент сопротивления сечения болта, м^3 .

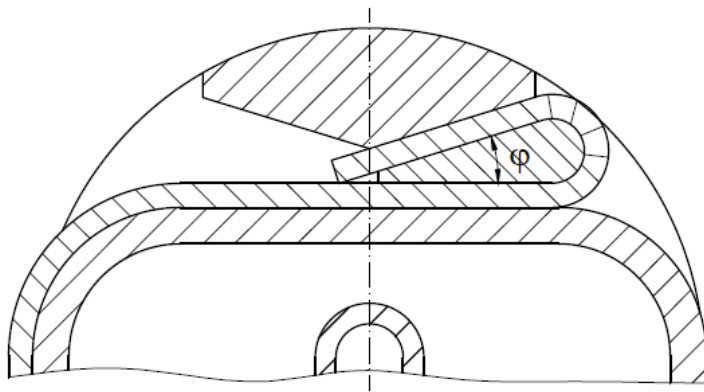
Суммарное напряжение (Па) в каждом болту [12]

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{из} = \frac{5,2nP}{z\pi d_1^2} + \frac{nM_{изг}}{0,1zd_1^3} \leq \sigma_p^-, \quad (25.10)$$

где $\sigma_p^- \approx \frac{\sigma_T}{2,5}$ – допускаемое напряжение растяжения в болте, Па;

σ_T – предел текучести, Па

Надежным является крепление конца каната на барабане клиновым зажимом (рис. 25.4). Такое крепление



применяется для относительно тонких канатов диаметром до 10–12 мм. Для самоторможения клина уклон его $\text{tg}\varphi$ принимается от 1:4 до 1:5, что удовлетворяет условию самоторможения:

Рис. 25.4. Клиновое крепление каната к барабану

$$\text{tg}\varphi < 2f; \quad (25.11)$$

$$1:4 \div 1:5 < 2(0,1 \div 0,15).$$

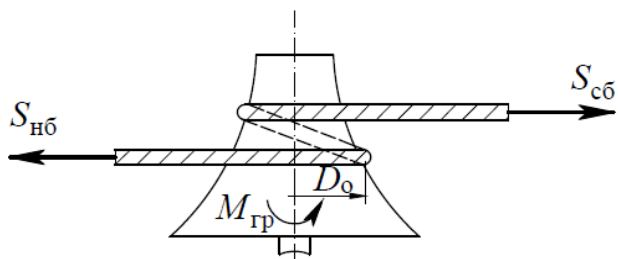
Преимуществами клинового крепления являются отсутствие винтов, требующих систематического наблюдения и проверки, возможность использования в барабанах с многослойной навивкой за счет расположения крепления каната внутри корпуса барабана. Недостатком является – сложность изготовления барабана.

26. ФРИКЦИОННЫЕ БАРАБАНЫ (ШПИЛИ)

Большое расстояние перемещения груза требует большую длину барабана или заставляет прибегать к многослойной навивке каната на барабан. Во избежание этого применяют специальные фрикционные барабаны, которые отличаются от обычных тем, что конец каната крепится не к нему, а удерживается на его поверхности исключительно за счет сил трения между витками каната и барабана. Такие устройства применяются преимущественно в меха-

низмах для подачи железнодорожных вагонов при маневровых работах.

Канат, при помощи которого перемещается груз, охватывает несколькими витками барабан, а сбегаящая его ветвь натягивается



усилием $S_{сб}$ рабочего. Согласно уравнению Эйлера усилие (Н) в набегающей ветви определяется:

$$S_{нб} = S_{сб} e^{f\alpha}, \quad (26.1)$$

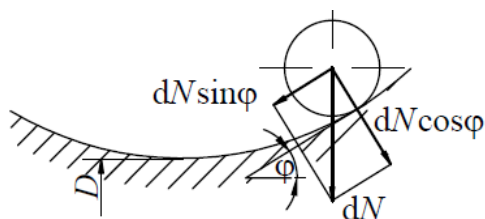
Рис. 26.1. Вертикальный шпиль

где α – угол обхвата канатом барабана, рад;

f – коэффициент трения между канатом и барабаном.

Для повышения коэффициента трения f (до 0,2) на поверхности барабана иногда нарезают невысокие ребра, расположенные по образующим.

Шпильки выполняют, как правило, переменного диаметра для обеспечения постоянного сбегания каната к центру барабана. Элемент каната, натянутого с силой S , охватывающий угол $d\alpha$, создает элементарную радиальную силу $dN = Sd\alpha$. Касательная составляющая радиальной силы $dN \sin\varphi$ (здесь φ – угол между осью вращения барабана и касательной к поверхности барабана, проведенной в точке касания каната с барабаном) стремится передвинуть канат к центру барабана (на минимальный диаметр) (рис. 26.2). Этому пре-



пятствует сила трения $fdN \cos\varphi$ между канатом и барабаном. Для того чтобы канат перемещался вдоль оси барабана, должно выполняться условие [4]

$$dN \sin\varphi > fdN \cos\varphi, \quad (26.2)$$

Рис. 26.2. Схема действия сил на канат

т. е. угол φ больше угла трения ρ , где $\rho = \arctg f$.

Грузовой момент (Н·м) барабана определяется [15]

$$M_{гр} = (S_{нб} - S_{сб}) \frac{D_0}{2} \approx S_{нб} \frac{D_0}{2}, \quad (26.3)$$

так как $S_{сб} \ll S_{нб}$.

Момент M_{δ} для преодоления $M_{гр}$ (Н·м)

$$M_{\delta} = \frac{M_{гр}}{\eta_{\delta}} = \frac{(S_{н\delta} - S_{с\delta}) \frac{D_0}{2}}{\eta_{\delta}} \approx \frac{S_{н\delta} \frac{D_0}{2}}{\eta_{\delta}}. \quad (26.4)$$

27. ЗВЕЗДОЧКА ДЛЯ СВАРНОЙ ЦЕПИ

Для уменьшения грузового момента, а следовательно, и передаточного числа передаточного механизма в подъемных механизмах со сварными цепями применяют вместо барабанов звездочки, представляющие собой фасонные блоки с ячейками для звеньев цепи. Основания этих звездочек плоские, вследствие чего звенья цепи при огибании ею звездочки не подвергаются изгибу. Поэтому условие $D_0 \geq 20d$ на звездочки не распространяется – диаметр их может быть значительно меньше $20d$.

Звездочки изготавливают из стали или чугуна.

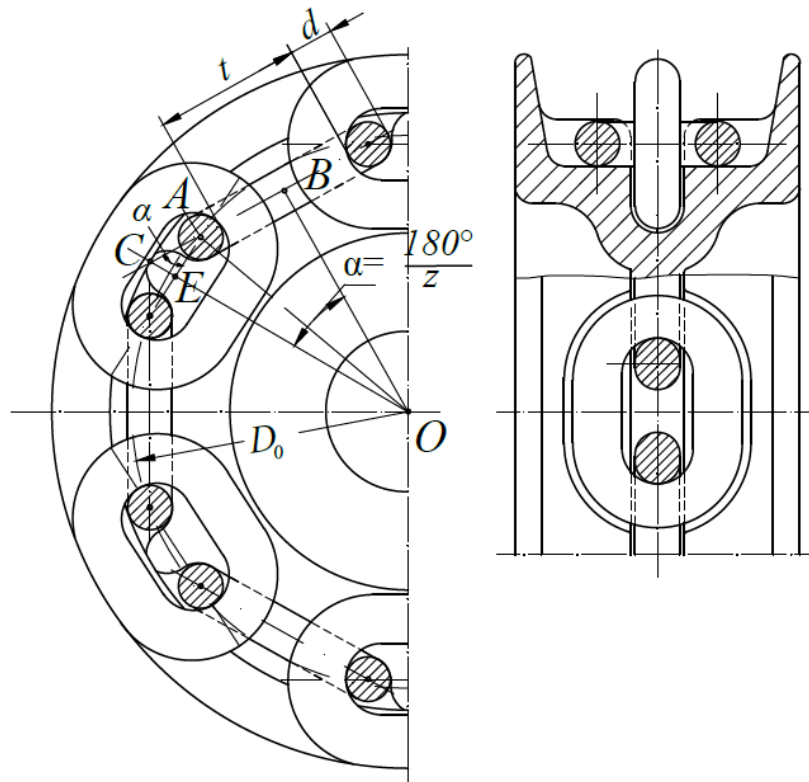


Рис. 27.1. Звездочка для калиброванной сварной цепи

Для того чтобы по периметру звездочки разместилось целое число z ячеек для звеньев цепи, диаметр звездочки D_0 должен иметь определенную величину.

Рассмотрим ΔOAB (рис. 27.1) [15]:

$$OA = \frac{D_0}{2} = \sqrt{OB^2 + AB^2} \quad (27.1)$$

и
$$OB = BC \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}, \quad (27.2)$$

где $AB = \frac{t}{2} + \frac{d}{2};$

t – шаг цепи;

d – диаметр прутка, из которого изготовлена цепь.

Так как $BC = AB + AC = AB + \frac{AE}{\cos \frac{180^\circ}{z}} = \frac{t+d}{2} + \frac{\frac{t-d}{2}}{\cos \frac{180^\circ}{z}},$

следовательно:

$$OB = \left(\frac{t+d}{2} + \frac{\frac{t-d}{2}}{\cos \frac{180^\circ}{z}} \right) \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} = \frac{\frac{t}{2} \left(1 + \cos \frac{180^\circ}{z} \right) - \frac{d}{2} \left(1 - \cos \frac{180^\circ}{z} \right)}{\sin \frac{180^\circ}{z}} =$$

$$= \frac{\frac{t}{2} \cos^2 \frac{90^\circ}{z} - \frac{d}{2} \sin^2 \frac{90^\circ}{z}}{\sin \frac{90^\circ}{z} \cos \frac{90^\circ}{z}} = \frac{t}{2} \operatorname{ctg} \frac{90^\circ}{z} - \frac{d}{2} \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z}.$$

Подставив значение OB в исходное уравнение (27.2), получим

$$OA = \frac{D_0}{2} = \sqrt{\left(\frac{\frac{t}{2}}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \right)^2 + \left(\frac{\frac{d}{2}}{\cos \frac{90^\circ}{z}} \right)^2}, \quad (27.3)$$

окончательно

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}} \right)^2}. \quad (27.4)$$

При большом количестве ячеек ($z > 16$) второй член подкоренного выражения становится весьма малым по сравнению с первым,

вследствие этого им можно пренебречь и принять начальный диаметр звездочки равным

$$D_0 \approx \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}. \quad (27.5)$$

Использование в подъемных механизмах сварных цепей, значительно уступающих по эксплуатационным качествам стальным канатам (см. табл. 20.1), оправдывается возможностью применения для них вместо барабана звездочки, обуславливающей значительное уменьшение грузового момента, а следовательно, и размеров и веса передаточного механизма. Для доведения этого уменьшения до возможного предела при проектировании звездочек принимают наименьшие количества ячеек ($z = 5 \div 6$, даже 4) для получения минимально конструктивно осуществимого диаметра звездочки. Требование Правил Ростехнадзора – цепь при работе на звездочке должна находиться одновременно в полном зацеплении не менее чем с двумя зубьями звездочки [27].

28. ЗВЕЗДОЧКА ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТОЙ ЦЕПИ

Звездочка для шарнирной грузовой цепи представляет собой своеобразное зубчатое колесо, на которое цепь опирается только средней частью своих валиков. Звездочку изготавливают из стального проката (Ст4, Ст5, 20) или литья.

Диаметр начальной окружности звездочки определяется из ΔAOB (рис. 28.1) [15]:

$$OA = \frac{D_0}{2} = \frac{\frac{t}{2}}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (28.1)$$

или

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (28.2)$$

И в этом случае стремятся к минимальному D_0 , приняв наименьшее конструктивно возможное число зубьев (обычно $z = 5 \div 7$).

Профилирование зубьев звездочки производится по ГОСТ 592–81. Впадины звездочки с учетом постепенного увеличения шага

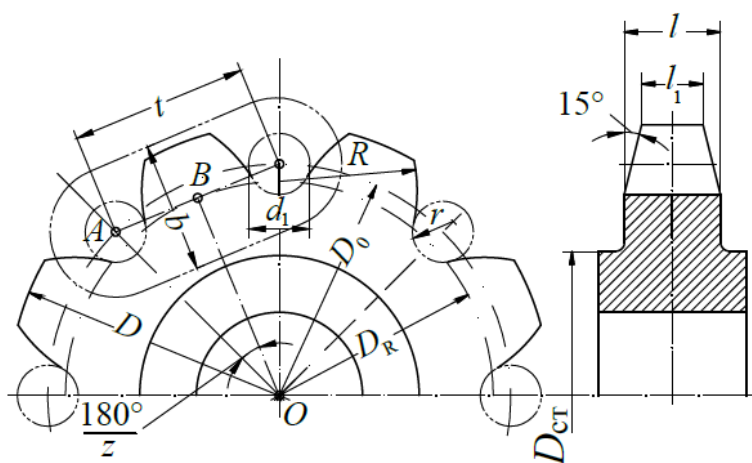


Рис. 28.1. Звездочка для пластинчатой цепи

цепи вследствие износа
делаются немного шире
диаметра валиков
 $r = 0,53d_1$.

Головки зубьев
очерчиваются радиусом
 $R = t - r$ из центров,
расположенных на
вспомогательной
окружности диаметром

$$D_R = D_0 - 0,2t. \quad (28.3)$$

Высоту зубьев делают немного больше диаметра валиков цепи, и наружный диаметр определяется как

$$D = D_0 + 1,2d_1. \quad (28.4)$$

Для исключения контакта пластин со ступицей звездочки должно выполняться условие

$$D_{ст} \leq t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,2b, \quad (28.5)$$

где b – ширина пластины.

Ширина основания зубьев звездочки $l = 0,9c_B$,

где c_B – расстояние между пластинами в свету (см. рис. 19.1).

Ширина вершины зубьев звездочки $l_1 = l - 0,16t$.

КПД приводных звездочек следует принимать $\eta = 0,97 \div 0,98$.

Раздел V. ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для грузоподъемных установок общего назначения грузозахватным приспособлением служат крюки и скобы (петли), к которым груз подвешивается с помощью канатных или цепных стропов.

Материалом для всех видов крюков и скоб служит сталь 20 (или 20Г), из которой они отковываются или штампуются. При современном уровне развития дефектоскопии стальных изделий расширяется производство литых крюков, особенно крюков большой грузоподъемности. После всех видов обработки крюки и скобы

подвергаются тщательному отжигу для снятия внутренних напряжений.

Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается треугольная или трапециевидная резьба.

29. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ОДНОРОГИХ КРЮКОВ

Форма и конструкция крюков выбирается так, чтобы обеспечить его минимальные размеры и вес при достаточной и притом одинаковой прочности во всех сечениях. Чаще всего крюки имеют трапециевидное поперечное сечение, причем большая сторона трапеции лежит на внутреннем очертании крюка (рис. 29.1). После изготовления крюк испытывают на прочность под нагрузкой, превышающей его номинальную грузоподъемность на 25 %. При испытании крюк выдерживают под нагрузкой не менее 10 мин, после снятия нагрузки на крюке не должно быть трещин, надрывов, остаточных деформаций. Заварка или заделка дефектов крюка не допускается.

Крюк должен быть снят с эксплуатации при наличии трещин и надрывов на поверхности или при износе зева более 10 % от первоначальной высоты вертикального сечения крюка [27].

В расчете крюка наибольшую сложность представляет определение прочностных размеров изогнутой его части.

В произвольном сечении А–А (см. рис. 29.1) прикладываем в центре тяжести сечения две направленные в противоположные стороны силы G , уравнивающие друг друга, равные по величине и параллельные заданной силе G [15]. Момент, образованный весом груза G и действующий в сечении А–А:

$$M_{\text{из}} = Gx. \quad (29.1)$$

Силу G раскладываем на нормальную G_n и касательную к сечению G_k составляющие, т. е. приведенное напряжение в сечениях изогнутой части крюка складывается в общем случае из напряжений изгиба, растяжения и среза.

Наиболее опасным представляется сечение 1–2, для которого изгибающий момент имеет максимальную величину:

$$M_{\text{из}} = G\left(\frac{a}{2} + e_1\right), \quad (29.2)$$

где a – диаметр зева крюка;
 e_1 – координата центра тяжести S сечения.

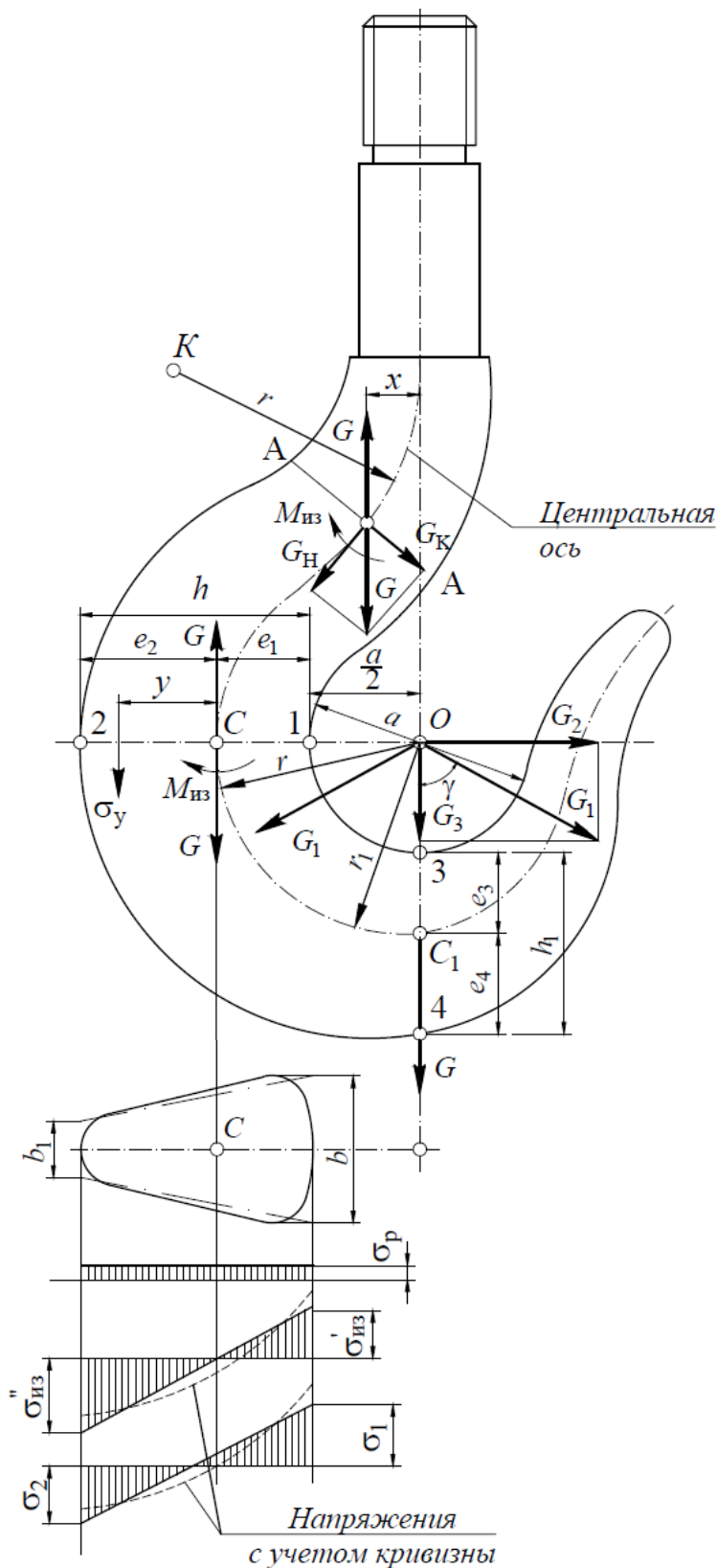


Рис. 29.1. Схема к расчету однорогого крюка на прочность

Поскольку сечение 1–2 расположено горизонтально, то сила G ориентирована к нему перпендикулярно, а следовательно, нормальная и касательная составляющие соответственно равны $G_H = G$ и $G_K = 0$. Это свидетельствует о том, что в сечении 1–2 возникают только напряжения изгиба $\sigma_{из}$ и напряжения растяжения σ_r .

Грузовые крюки по своей форме относятся к криволинейным стержням большой кривизны, вследствие чего расчет напряжений в его сечениях нужно производить с учетом кривизны. Но формулы для расчета криволинейных стержней более удобны для проверки напряжений в сечениях крюка с принятыми размерами, чем для определения прочностных размеров крюка.

А потому когда проектируют новые крюки, то определяют сначала его размеры, не

учитывая кривизны, но компенсируя это понижением допускаемых напряжений $\sigma_{\text{п}}^-$, а затем производят проверку прочности при полученных размерах с учетом кривизны.

Наибольшие напряжения, возникающие в сечении 1–2, будут в крайних волокнах 1 и 2. Определение их без учета кривизны производится по формулам

$$\sigma_1 = \sigma'_{\text{из}} + \sigma_{\text{р}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_1} + \frac{G}{F} = \frac{G\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{\frac{J}{e_1}} + \frac{G}{F} \leq \sigma_{\text{п}}^-; \quad (29.3)$$

$$\sigma_2 = \sigma''_{\text{из}} - \sigma_{\text{р}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_2} - \frac{G}{F} = \frac{G\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{\frac{J}{e_2}} - \frac{G}{F} \leq \sigma_{\text{п}}^-, \quad (29.4)$$

где $\sigma'_{\text{из}}$ и $\sigma''_{\text{из}}$ – напряжения изгиба в волокнах 1 и 2;

$\sigma_{\text{р}}$ – напряжения растяжения;

J – момент инерции сечения;

F – площадь сечения;

W_1, W_2 – моменты сопротивления сечения для волокон 1 и 2.

Для лучшего использования механических свойств материала желательно, чтобы напряжения σ_1 и σ_2 были одинаковы по абсолютной величине.

Симметричные сечения (прямоугольник, круг, эллипс), у которых размеры $e_1 = e_2 = \frac{h}{2}$, будут всегда давать результат $\sigma_1 > \sigma_2$.

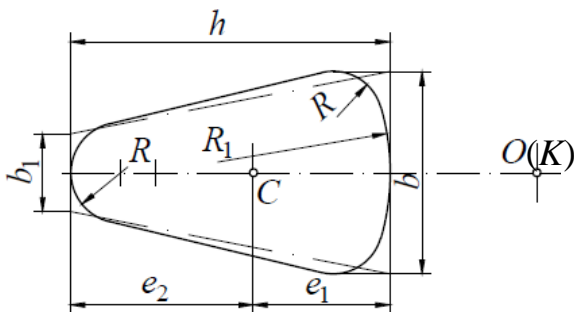


Рис. 29.2. Трапециевидное сечение грузового крюка

Для обеспечения условия $\sigma_2 \approx \sigma_1$ наиболее удобно использовать сечения, имеющие форму трапеции (рис. 29.2), у которых $e_1 < e_2$, а вследствие этого и $\sigma'_{\text{из}} < \sigma''_{\text{из}}$.

Для определения рациональных соотношений размеров трапеции для однорогих крюков приравняем правые части уравнений (29.3) и (29.4):

$$\frac{G(\frac{a}{2} + e_1)}{J} + \frac{G}{F} = \frac{G(\frac{a}{2} + e_1)}{J} - \frac{G}{F}. \quad (29.5)$$

После преобразований уравнение (29.5) принимает вид

$$\frac{(\frac{a}{2} + e_1)(e_2 - e_1)}{J} = \frac{2}{F}. \quad (29.6)$$

Трапециевидное сечение с закругленными краями при инженерных расчетах можно заменить сечением в виде равнобедренной трапеции с основаниями b_2 и b_1 и высотой h .

Входящие в уравнение величины F , J , e_1 и e_2 определяются через элементы трапеции как

$$F \approx \frac{b + b_1}{2} h; \quad J \approx \frac{b^2 + 4bb_1 + b_1^2}{b + b_1} \frac{h^3}{36};$$

$$e_1 \approx \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}; \quad e_2 \approx \frac{2b + b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}. \quad (29.7)$$

Подставляя эти выражения в уравнение (29.6) и преобразовывая, получим

$$\frac{b}{b_1} = 2 \frac{h}{a} + 1. \quad (29.8)$$

В большинстве случаев отношение $\frac{h}{a} \approx 0,8 \div 1$, поэтому соотношения размеров трапеции, при которых обеспечивается условие $\sigma_2 \approx \sigma_1$, определяются как $\frac{b}{b_1} \approx 2,5 \div 3$ и $\frac{h}{b} \approx 1,5 \div 1,6$.

Для вывода расчетного напряжения в рассматриваемом сечении подставим отношения $\frac{h}{a} \approx 1$ и $\frac{b}{b_1} \approx 3$ в уравнение (29.3) и после ряда преобразований получим зависимости

$$b \approx \frac{9G}{h \sigma_p} \text{ и } b_1 \approx 3 \frac{9G}{h \sigma_p}, \quad (29.9)$$

которые введем в формулу (29.7) для определения площади сечения, после преобразований получим

$$\sigma_p \approx 6 \frac{G}{F}. \quad (29.10)$$

Таким образом, расчетное напряжение в шесть раз превышает напряжение растяжения.

Пониженное допускаемое напряжение для предварительного расчета крюков, изготовленных из стали марки 20, определяется по пределу текучести этой стали с учетом запаса прочности $c = 1,6$ и повышением напряжения за счет кривизны крюка на 40 % и составляет $\sigma_p^- = \frac{\sigma_{\pm}}{1,4c} \approx \frac{240}{1,4 \cdot 1,6} \approx 100 \div 110$ МПа.

В отличие от прямолинейного бруса, в котором при изгибе имеет место линейный закон распределения нормальных напряжений и нейтральная линия проходит через центр тяжести сечения, в бруске большой кривизны нормальные напряжения меняются по гиперболическому закону, а нейтральная линия смещается относительно центра тяжести сечения.

Согласно теории изгиба бруса большой кривизны определение напряжений в изогнутой части крюка с учетом его кривизны производится по уравнению

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_{из} = \frac{G}{F} + \frac{M_{из}}{Fr} + \frac{M_{из}}{Frk} \cdot \frac{y}{r+y}. \quad (29.11)$$

В этом уравнении G представляет нормальную силу, приложенную к центру C тяжести сечения 1–2, которая считается положительной ($+G$), если она вызывает напряжения растяжения, и отрицательной ($-G$) при напряжениях сжатия. Момент $M_{из}$ представляет изгибающий момент, действующий в сечении 1–2, который считается положительным, если он стремится увеличить кривизну бруса, и отрицательным – при стремлении уменьшить кривизну бруса. Так как моменты, действующие на наиболее опасных сечениях крюка, стремятся разогнуть крюк, т. е. уменьшить его кривизну, необходимо их считать отрицательными. Для сечения 1–2 изгибающий момент

$$M_{из} = -G \left(\frac{a}{2} + e_1 \right). \quad (29.12)$$

В (29.11) кроме перечисленного также входят:

F – площадь рассматриваемого сечения;

r – радиус кривизны центральной оси крюка у рассматриваемого сечения;

y – расстояние рассматриваемого волокна сечения от его центра тяжести (координата y считается положительной для волокон, расположенных наружу относительно центра кривизны центральной оси, и отрицательной – для волокон, лежащих между центром тяжести сечения и центром кривизны центральной оси). Так, для волокна 1: $y = -e_1$, а для волокна 2: $y = +e_2$;

k – расчетный коэффициент, зависящий от формы сечения бруса и его кривизны, определяемый в общем случае по формуле

$$k = -\frac{1}{F} \int_{y=-e_1}^{y=+e_2} \frac{y}{r+y} dF. \quad (29.13)$$

Для трапециевидного сечения коэффициент может быть аналитически проинтегрирован и представлен в виде

$$k = -1 + \frac{2r}{(b+b_1)h} \left[\left\{ b_1 + \frac{b-b_1}{h} e_2 \right\} \ln \frac{r+e_2}{r-e_2} - (b-b_1) \right]. \quad (29.14)$$

У крюков центр кривизны K примерно совпадает с центром зена крюка O . Тогда радиус кривизны центральной оси крюка у сечения 1–2 определится как

$$r \approx \frac{a}{2} + e_1. \quad (29.15)$$

Подставляя вышеизложенные величины в уравнение (29.11), получаем

$$\sigma_y = \frac{G}{F} + \frac{-G(\frac{a}{2} + e_1)}{F(\frac{a}{2} + e_1)} + \frac{-G(\frac{a}{2} + e_1)}{F(\frac{a}{2} + e_1)k} \cdot \frac{y}{r+y} = -\frac{G}{Fk} \cdot \frac{y}{r+y}. \quad (29.16)$$

Наибольшие по абсолютной величине напряжения получаются в крайних волокнах сечения 1–2:

для волокна 1

$$y = -e_1 \quad \sigma_1 = -\frac{G}{Fk} \cdot \frac{-e_1}{\frac{a}{2} + e_1 + (-e_1)} = \frac{G}{Fk} \cdot \frac{e_1}{\frac{a}{2}}; \quad (29.17)$$

для волокна 2

$$y = +e_2 \quad \sigma_2 = -\frac{G}{Fk} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + e_1 + e_2} = -\frac{G}{Fk} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + h}. \quad (29.18)$$

При расчете крюка без учета влияния его кривизны равенство напряжений $|\sigma_1| = |\sigma_2|$ достигалось при $\frac{b}{b_1} \approx 3$. Координаты центра тяжести такой трапеции $e_1 \approx 0,42h$ и $e_2 \approx 0,58h$. Подставляя эти координаты в уравнения (29.17) и (29.18), а также принимая $h \approx a$ и $k \approx 0,1$, получим

$$\sigma_1 \approx 8,4 \frac{G}{F} \text{ и } \sigma_2 \approx -3,9 \frac{G}{F}. \quad (29.19)$$

Сопоставляя выражения (29.19) с зависимостью (29.10), выявляем, что влияние кривизны сказывается в повышении напряжения σ_1 на 40 % и в понижении σ_2 на 35 %. Таким образом, пренебрежение влиянием кривизны при расчете грузовых крюков на прочность влечет к существенным погрешностям.

В вертикальном сечении 3–4 при подвеске груза на одной ветви стропа (см. рис. 29.1) возникают напряжения среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{G}{F_1}, \quad (29.20)$$

где F_1 – площадь сечения 3–4.

Значительно опаснее для сечения 3–4 подвеска груза на двух наклонных стропах, когда вес груза передается на крюк в виде двух сил:

$$G_1 = \frac{G}{2 \cos \gamma}, \quad (29.21)$$

где γ – угол наклона стропа ($\gamma = 45^\circ$).

Раскладываем силу G_1 на горизонтальную G_2 и вертикальную G_3 составляющие:

$$G_2 = G_1 \sin \gamma = \frac{G \sin \gamma}{2 \cos \gamma} = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \gamma; \quad (29.22)$$

$$G_3 = G_1 \cos \gamma = \frac{G \cos \gamma}{2 \cos \gamma} = \frac{G}{2}. \quad (29.23)$$

Действие составляющей G_2 приводится к приложенной к центру тяжести C_1 рассматриваемого сечения силе G_2 и изгибающему моменту

$$M_{\text{из}} = -G_2 \left(\frac{a}{2} + e_3 \right). \quad (29.24)$$

Наибольшие напряжения получаются в крайних волокнах сечения 3–4 и определяются по уравнению (29.12) с учетом выражения $r_1 \approx \frac{a}{2} + e_3$:

для волокна 3

$$y = -e_3 \quad \sigma_3 = -\frac{G_2}{F_1 k_1} \cdot \frac{-e_3}{\frac{a}{2} + e_3 + (-e_3)} = \frac{G_2}{F_1 k_1} \cdot \frac{e_3}{\frac{a}{2}}; \quad (29.25)$$

для волокна 4

$$y = +e_4 \quad \sigma_4 = -\frac{G_2}{F_1 k_1} \cdot \frac{e_4}{\frac{a}{2} + e_3 + e_4} = -\frac{G_2}{F_1 k_1} \cdot \frac{e_4}{\frac{a}{2} + h_1}. \quad (29.26)$$

Составляющая G_3 вызывает напряжения среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{G_3}{F_1}. \quad (29.27)$$

Приведенное напряжение определится:

$$\text{для волокна 3} \quad \sigma'_3 = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2}; \quad (29.28)$$

$$\text{для волокна 4} \quad \sigma'_4 = \sqrt{\sigma_4^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2}. \quad (29.29)$$

Кроме того, необходимо произвести расчет нарезанной части хвостовика крюка на растяжение

$$\sigma_p = \frac{G}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{p-}, \quad (29.30)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Так как в этом сечении, кроме основного напряжения растяжения, возникает дополнительное напряжение изгиба вследствие возможного раскачивания подвешенного к крюку груза, то допускаемое напряжение берется при этом расчете пониженное, равное $\sigma_{p+} = 50 - 70$ МПа, а при малых грузоподъемностях, когда раскачивание груза наиболее вероятное, – $\sigma_{p+} = 30$ МПа.

30. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ДВУРОГИХ КРЮКОВ

Двурогие крюки применяются при подъеме и перемещению длинномерных грузов (балки, рельсы, металлопрокат и т. п.). Размеры крюков выбирают по таблицам стандартов применительно к роду привода и заданной грузоподъемности. Поэтому расчет крюков обычно сводят к определению напряжений в опасных сечениях изогнутой части крюка. Диаметр зева у двурогих крюков меньше, чем у однорогих такой же грузоподъемности. Размеры цилиндрической части и резьбы незначительно отклоняются от соответствующих размеров однорогих крюков. Груз подвешивается на стропах, угол между которыми 2γ не должен превышать 90° [27].

При весе груза G усилие вдоль ветви стропа G_1 (см. рис. 30.1) определится:

$$G_1 = \frac{G}{2\cos\gamma}. \quad (30.1)$$

Несимметричность подвески, а также возможная неравномерность распределения веса груза по рогам крюка учитывается коэффициентом $c \approx 1,2$, следовательно:

$$G_1 = c \frac{G}{2\cos\gamma} \approx 1,2 \frac{G}{2\cos\gamma}. \quad (30.2)$$

В свою очередь усилие G_1 может быть разложено на составляющие:

$$G_2 = G_1 \sin \gamma; \quad (30.3)$$

$$G_3 = G_1 \cos \gamma. \quad (30.4)$$

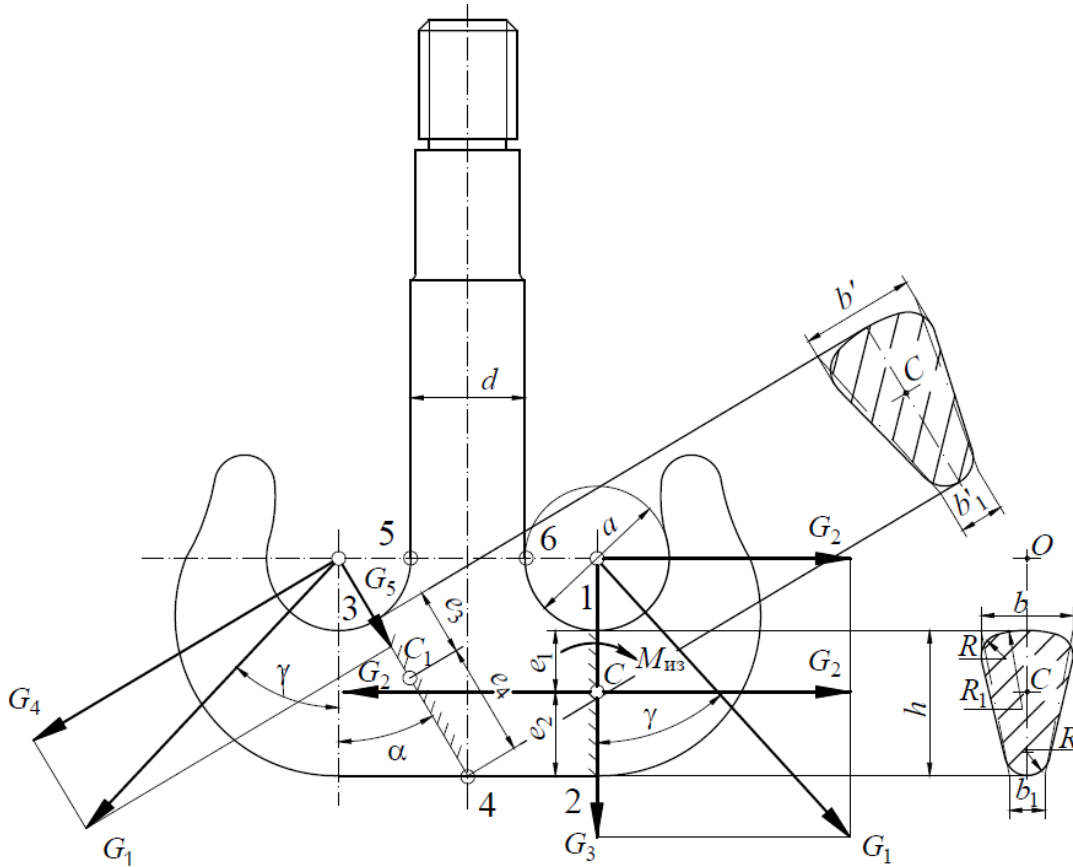


Рис. 30.1. Схема к расчету двурогого крюка на прочность

Составляющая G_3 вызывает напряжения среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{G_3}{F}, \quad (30.5)$$

где F – площадь опасного сечения (т. е. сечения 1–2), м^2 .

Составляющая G_2 вызывает в сечении 1–2 напряжение растяжения σ_p и напряжение изгиба $\sigma_{\text{из}}$, поскольку в сечении 1–2 действует момент (Н·м):

$$M_{\text{из}} = -G_2 \left(\frac{a}{2} + e_1 \right). \quad (30.6)$$

С учетом кривизны крюка напряжения (Па) в крайних волокнах определяются [15]:

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_{\text{из}} = \frac{G_2}{F} + \frac{M_{\text{из}}}{Fr} + \frac{M_{\text{из}}}{Frk} \cdot \frac{y}{r+y}, \quad (30.7)$$

где r – радиус кривизны центральной оси крюка у рассматриваемого сечения, м;

k – коэффициент, зависящий от формы сечения и его кривизны;

y – расстояние рассматриваемого волокна сечения от его центра тяжести, м;

r – радиус кривизны этого волокна, м.

Подставив (30.6) в (30.7), получим

$$\sigma_y = \frac{G_2}{F} + \frac{-G_2\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{Fr} + \frac{-G_2\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{Frk} \cdot \frac{y}{r + y}, \quad (30.8)$$

а поскольку $r \approx \frac{a}{2} + e_1$, то подставив r в (30.8), после ряда преобразований получим выражение для определения напряжения (Па):

$$\sigma_y = -\frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{y}{r + y}. \quad (30.9)$$

Напряжение в крайних волокнах
для волокна 1

$$y = -e_1 \quad \sigma_1 = -\frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{-e_1}{\frac{a}{2} + e_1 + (-e_1)} = \frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{e_1}{\frac{a}{2}}; \quad (30.10)$$

для волокна 2

$$y = +e_2 \quad \sigma_2 = -\frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + e_1 + e_2} = -\frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + h}, \quad (30.11)$$

где h – высота трапецеидального сечения, м.

Приведенное напряжение определится:

$$\text{для волокна 1} \quad \sigma'_1 = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2}; \quad (30.12)$$

$$\text{для волокна 2} \quad \sigma'_2 = \sqrt{\sigma_2^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2}. \quad (30.13)$$

Поскольку усилия в стропях действуют наклонно, необходимо проверить прочность сечения 3–4, приняв наибольший теоретиче-

ски возможный угол $2\gamma = 120^\circ$. Силу G_1 раскладываем на составляющие G_4 – нормальную и G_5 – касательную к данному сечению:

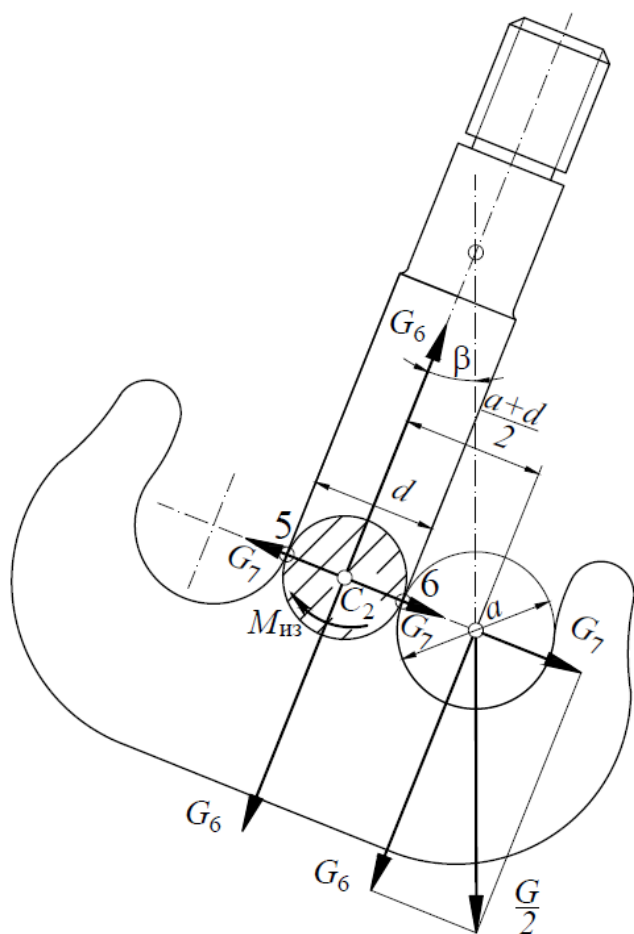
$$G_4 = G_1 \sin(\alpha + \gamma) \quad (30.14)$$

и

$$G_5 = G_1 \cos(\alpha + \gamma). \quad (30.15)$$

Составляющая G_4 вызывает напряжения изгиба и растяжения, а составляющая G_5 – напряжения среза. Далее расчет производится аналогично, как и для предыдущего сечения 1–2.

Сечение стержня крюка 5–6 при нагружении обоих рогов работает в основном на растяжение.



В практике эксплуатации кранов запрещается подвешивать груз только на один рог двурогого крюка, однако этот случай вполне возможен в каких-то экстремальных обстоятельствах. Предположим, что половинный груз подвешен на один рог (рис. 30.2).

В этом случае перегружен будет основной стержень крюка. Наиболее опасным будет сечение 5–6, по отношению к которому нормальная G_6 и касательная G_7 составляющие веса груза будут равны:

$$G_6 = \frac{G}{2} \cos \beta; \quad (30.16)$$

$$G_7 = \frac{G}{2} \sin \beta. \quad (30.17)$$

Рис. 30.2. Схема одностороннего нагружения двурогого крюка

В сечении 5–6 действуют напряжения:

растяжения $\sigma_p = \frac{G_6}{F}; \quad (30.18)$

среза (т. е. касательные) $\tau_{ср} = \frac{G_7}{F}, \quad (30.19)$

а также напряжения изгиба $\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W}$, вызванные изгибающим моментом:

$$M_{из} = -G_6 \left(\frac{a+d}{2} \right), \quad (30.20)$$

где W – момент сопротивления сечения 5–6, м³;

F – площадь сечения 5–6, м².

Так как сечение 5–6 представляет собой круг диаметром d , то момент сопротивления сечения и его площадь определяются соответственно как

$$W = 0,1d^3 \text{ и } F = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (30.21)$$

Приведенное напряжение (Па), действующее в сечении 5–6, будет определяться по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{из})^2 + 3\tau_{ср}^2}. \quad (30.22)$$

31. ГЛУХИЕ ГРУЗОВЫЕ ПЕТЛИ

В установках, грузоподъемность которых превышает 100 т, для соединения с грузом могут применяться петли (скобы), поскольку они легче крюков такой же грузоподъемности (рис. 31.1), так как их элементы не подвергаются действию больших изгибающих моментов, возникающих в сечениях крюков.

Грузовые скобы бывают глухие и шарнирные. На рис. 31.1, *а* представлена специализированная глухая грузовая скоба, а на рис. 31.1, *б* – глухая грузовая скоба общего назначения.

Недостаток грузовых скоб общего назначения состоит в том, что стропы для подвешивания груза надо пропускать через замкнутое отверстие (у крюков их зев разомкнут).

Представленная на рис. 31.1, *а* специализированная скоба используется, например, в мостовых кранах машинных залов гидроэлектростанций, где все элементы гидроагрегата большой массы (от 300–500 т) оборудуются парными проушинами, между которыми заводится грузовая скоба. Соединение скобы с проушинами элементов гидроагрегата осуществляется цилиндрическим пальцем, который при диаметральных размерах до 150–200 мм имеет значитель-

ную массу, вследствие чего кроме основного механизма подъема крана на его тележке имеется вспомогательный механизм подъема грузоподъемностью 5–10 т.

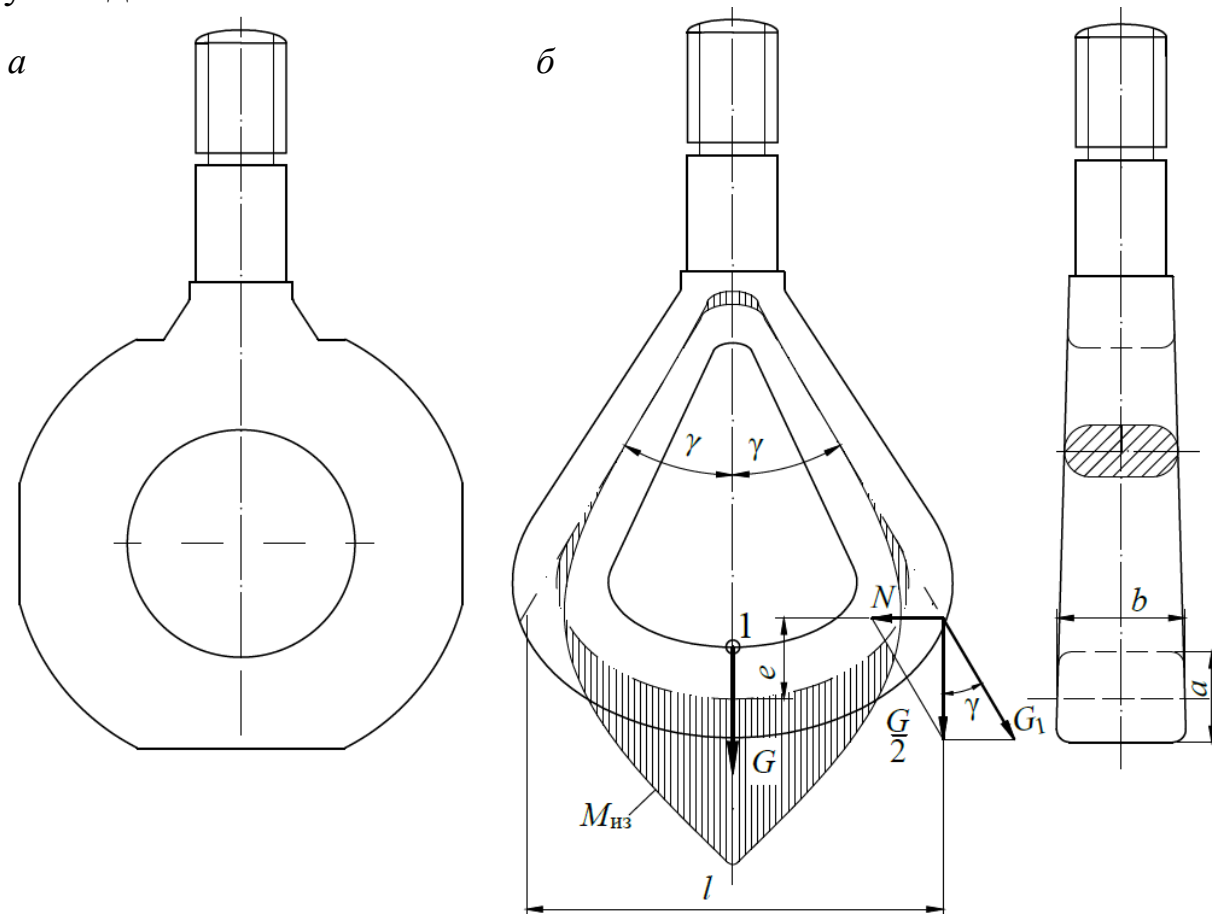


Рис. 31.1. Кованые грузовые петли: *a* – специализированная; *б* – общего назначения

Глухие скобы отковываются из одного куска металла (из стали марки 20, как и крюки).

Цельнокованая петля представляет собой статически дважды неопределимую систему, все элементы которой (поперечина, тяги) работают на изгиб [9]. Эпюра этих напряжений показана на рис. 31.1, *б*. Нахождение фактических напряжений с учетом изложенного представляет сложную задачу. Поэтому пользуются приближенным способом расчета, рассматривая поперечину в качестве балки, имеющей неполное защемление концов, но не имеющей шарнирных опор.

Изгибающий момент (Н·м) в среднем сечении поперечины:

$$M_{из1} \approx \frac{Gl}{6}, \quad (31.1)$$

где G – вес груза, Н;

l – длина пролета поперечины, измеряемая по нейтральной линии сечения, м.

Знак примерного равенства использован потому, что поперечина скобы составляет одно жесткое целое с боковыми частями и, работая на изгиб, она вызывает также изгиб боковин. В связи с этим все места переходов в скобе должны быть выполнены плавно, без острых углов.

Изгибающий момент (Н·м) в месте перехода боковых частей в поперечину составляет:

$$M_2 \approx \frac{Gl}{13}. \quad (31.2)$$

Растягивающее усилие G_1 (Н) в боковых частях скобы:

$$G_1 = \frac{\frac{G}{2}}{\cos \gamma} = \frac{G}{2 \cos \gamma}, \quad (31.3)$$

где γ – угол наклона боковины (принимается в пределах $15 \div 30^\circ$).

Наибольшее напряжение (Па) в поперечине скобы (в т. 1 опасного сечения) может быть определено по формуле

$$\sigma_1 = -\sigma_{сж} - \sigma_{из} = -\frac{N}{F} - \frac{M_{из}}{W} \leq \bar{\sigma}, \quad (31.4)$$

где $M_{из} \approx \frac{Gl}{6} + Ne$ – суммарный изгибающий момент, Н·м;

e – расстояние от центра тяжести сечения до точки пересечения нейтральных линий (величина кривизны поперечины), м;

$N = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \gamma$ – сила, сжимающая поперечину, Н;

W – момент сопротивления среднего сечения поперечины, м³;

F – площадь сечения поперечины, м²;

$\bar{\sigma}$ – допускаемое напряжение (для Ст3 с учетом неточности расчета $\bar{\sigma} = 80$ МПа), Па.

Для формы поперечного сечения, близкой к прямоугольнику со скругленными кромками, момент сопротивления можно приближенно принимать [18]

$$W \approx \frac{a^2 b}{6} \text{ при отношении } \frac{a}{b} = 1,4 \div 1,7, \quad (31.5)$$

где a, b – размеры сечения, м.

32. СОСТАВНЫЕ ГРУЗОВЫЕ ПЕТЛИ

Изготовление глухих петель (скоб) встречает ряд технологических трудностей. Поэтому для работы с тяжелыми грузами общего назначения ($Q \geq 300$ т) чаще всего используются составные шарнирные петли (скобы). Трехшарнирная грузовая петля представлена на рис. 32.1.

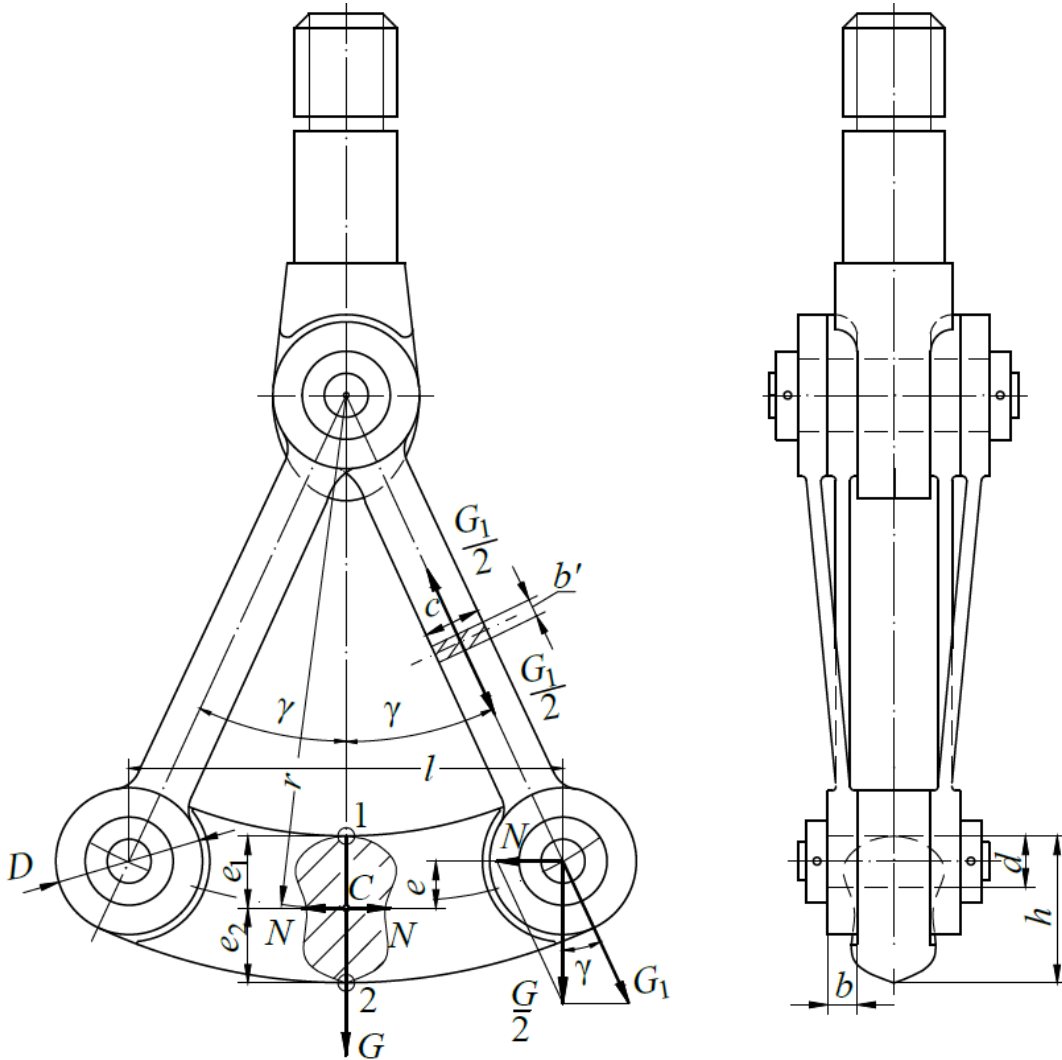


Рис. 32.1. Составная грузовая петля

Напряжение растяжения (Па) в каждой из четырех тяг трехшарнирных петель с учетом (31.3):

$$\sigma_p = \frac{G_1}{F_1} = \frac{G}{4F_1 \cos \gamma} \leq [\sigma_p] \quad (32.1)$$

где $F_1 = cb'$ – площадь поперечного сечения тяги, m^2 ;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, равное 120 МПа.

Поперечина рассчитывается на изгиб и сжатие как балка на двух опорах. Напряжения в поперечине скобы определяются как напряжения бруса с криволинейной осью [15]:

$$\sigma_y = \sigma_{сж} + \sigma_{из} = -\frac{N}{F} + \frac{M_{из}}{Fr} + \frac{M_{из}}{Frk} \cdot \frac{y}{r+y}, \quad (33.2)$$

где $M_{из} = \frac{Gl}{4} + Ne$ – изгибающий момент, действующий в среднем сечении поперечины (момент положительный, так как он стремится увеличить кривизну бруса), Н·м;

$N = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \gamma$ – сила, сжимающая поперечину, Н;

F – площадь среднего сечения поперечины, м²;

y – расстояние от центральной оси до наиболее нагруженного волокна, м;

r – радиус кривизны этого волокна, м;

k – расчетный коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны поперечины.

Для сечения, близкого к форме эллипса, расчетный коэффициент можно определить, ограничившись тремя слагаемыми:

$$k = \frac{1}{4} \left(\frac{h}{2r} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{h}{2r} \right)^4 + \frac{5}{64} \left(\frac{h}{2r} \right)^6 + \dots, \quad (32.3)$$

где h – высота эллипса (поперечины), м.

Далее расчет производится аналогично, как для крюков, при этом расстояние от волокна 1 до центральной оси составит $y = -e_1$ и от волокна 2 до оси – $y = e_2$.

Проушина тяги рассчитывается по формуле Ламе:

$$\sigma_p = p \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (32.4)$$

где $p = \frac{G_1}{bd} = \frac{G}{4bd \cos \gamma}$ – удельное давление в проушине, Па;

b – толщина проушины, м;

D, d – наружный и внутренний диаметр проушины, м;

$\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение, равное 100 МПа.

Откуда толщина проушины (м) определяется из выражения (32.5), принимая для предельного случая $\sigma_p = \bar{\sigma}_p$,

$$b = \frac{G(D^2 + d^2)}{4d \cos \gamma (D^2 - d^2) \bar{\sigma}_p}. \quad (32.5)$$

Толщина проушины проверяется расчетом на удельное давление p (Па):

$$p = \frac{G}{bd} \leq \bar{p}, \quad (32.6)$$

отсюда толщина (м)

$$b = \frac{G}{4d \bar{p}}, \quad (32.7)$$

где \bar{p} – допускаемое удельное давление, равное 30÷35 МПа.

Оси шарниров поперечины рассчитывают на срез по четырем сечениям:

$$\tau_{ср} = \frac{G}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq \bar{\tau}_{ср}, \quad (32.8)$$

отсюда диаметр оси (м)

$$d = \sqrt{\frac{G}{\pi \bar{\tau}_{ср}}}, \quad (32.9)$$

где $\bar{\tau}_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез, равное 25÷30 МПа.

Аналогично рассчитывают диаметр (м) оси верхней траверсы, при этом нагрузка принимается равной $G/2$:

$$d_o = \sqrt{\frac{2G}{\pi \bar{\tau}_{ср}}}. \quad (32.10)$$

Внутренний диаметр резьбы хвостовика скобы из расчета на растяжение определится:

$$\sigma_p = \frac{G}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \bar{\sigma}_p, \quad (32.11)$$

отсюда внутренний диаметр резьбы (м)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4G}{\pi \sigma_p}}. \quad (32.12)$$

Полученный диаметр округляется до стандартного значения из ГОСТ 9484–81 и ГОСТ 10177–82.

33. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КРЮКИ

Пластинчатые крюки изготавливаются из отдельных стальных пластин толщиной не менее 20 мм (из стали марки Ст3 или 20), вырезанных по шаблону и сваренных (склепанных) между собой (рис. 33.1). Пластинчатые крюки менее сложны в изготовлении, не требуют мощного кузнечно-прессового оборудования и более надежны в работе, чем кованные, так как они разрушаются не мгновенно (как кованные), а отдельными пластинами, которые при осмотре можно обнаружить. В зев пластинчатых крюков вставляют бронзовые вкладыши или стальные накладки, защищающие пластины крюка от истирания и сохраняющие цапфы ковша или стропы от резких перегибов.

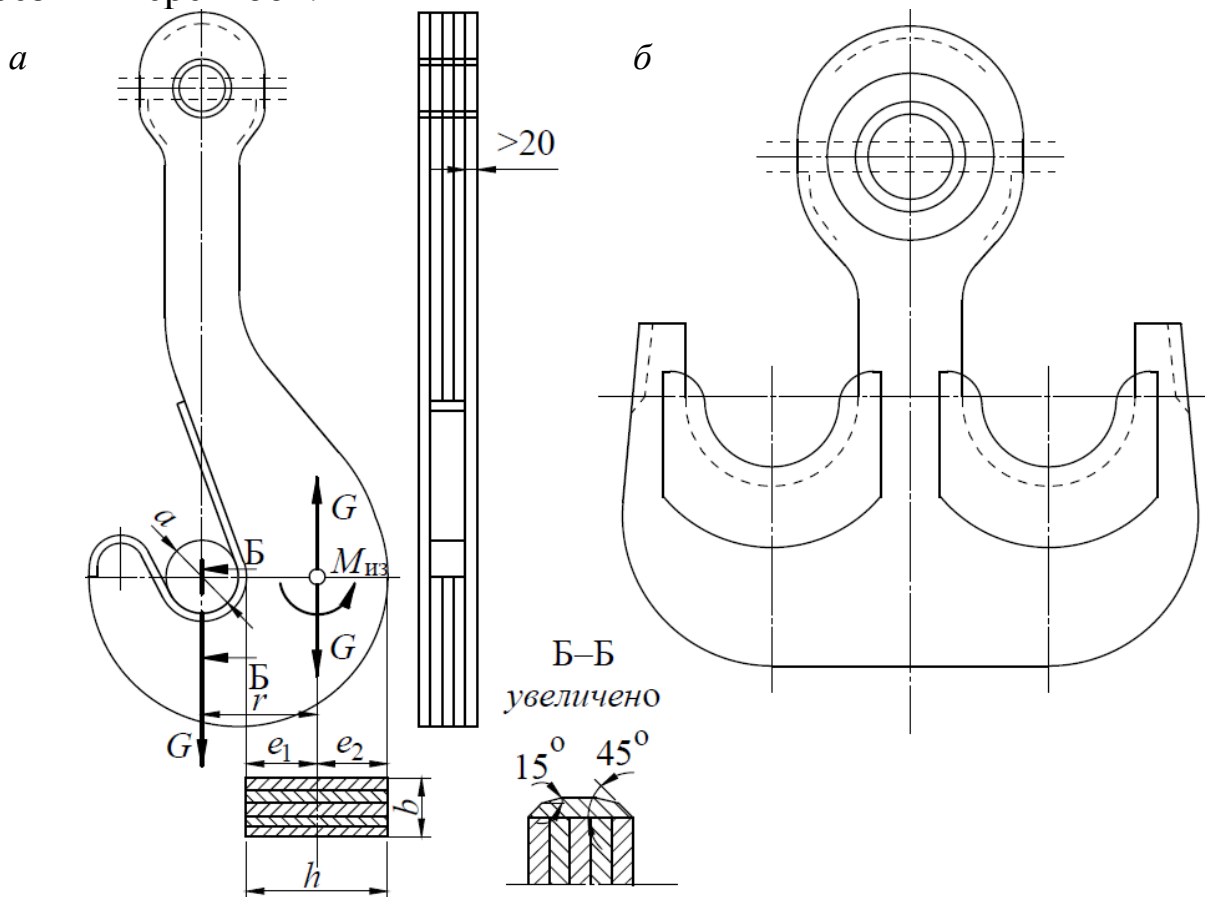


Рис. 33.1. Пластинчатый крюк: *а* – однорогий; *б* – двурогий

Пластинчатые крюки бывают однорогие или двурогие. Однорогие крюки применяют, как правило, попарно в литейном производстве для подъема ковшей грузоподъемностью 37,5 ÷ 315 т. Двурогие пластинчатые крюки применяют для кранов общего назначения с подъемом грузов (100 ÷ 350 т) стропами.

Расчет пластинчатых крюков производится аналогично расчету кованых крюков. Расчетное сечение пластинчатого крюка – прямоугольное, следовательно, коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны крюка, определится как [8]

$$k = \frac{1}{12} \left(\frac{h}{r} \right)^2 + \frac{1}{80} \left(\frac{h}{r} \right)^4, \quad (33.1)$$

где h – высота сечения;

r – радиус кривизны центральной оси.

Допускаемое напряжение для пластинчатых крюков – $[\sigma_p] = 100$ МПа.

34. ВИДЫ И УСТРОЙСТВО КРЮКОВЫХ ПОДВЕСОК

При подвеске груза на нескольких ветвях каната конструкция соединения крюка с гибким органом включает в себя блоки, их оси и элементы для передачи нагрузки отвеса груза и крюка на оси блоков. Перечисленная выше совокупность элементов, выполненных как одна сборочная единица, называется «крюковая подвеска» или «крюковая обойма». Различают два типа крюковых подвесок: нормальные (рис. 34.1) и укороченные (рис. 34.2).

При использовании нормальных крюковых подвесок траверса, на которой закреплен крюк, соединена с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой стали и усиленными серьгами, изготовленными из полосовой стали Ст3.

В укороченных подвесках блоки размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста.

Траверса нормальной подвески имеет на концах цапфы, через которые передается нагрузка от веса груза на крюке на щеки и серьги, которые, в свою очередь, передают нагрузки на ось канатных блоков. Хвостовик крюка проходит через отверстие в траверсе и за-

крепляется гайкой, опирающейся на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3,2 т) либо на упорный шарикоподшипник (при грузоподъемности свыше 3,2 т). Отверстие в траверсе делается на $2 \div 5$ мм больше хвостовика крюка.

Для предохранения от выскакивания каната из ручьев блоки крюковой подвески должны быть защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Радиальный зазор между ребрами блока и кожухом не должен превышать $0,2$ диаметра каната [27].

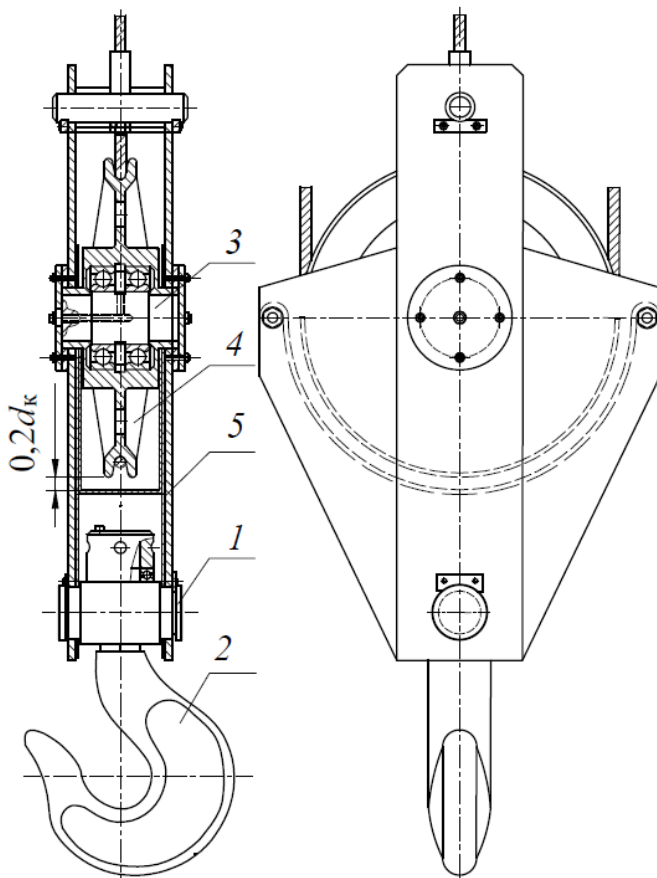


Рис. 34.1. Нормальная крюковая обойма (подвеска)

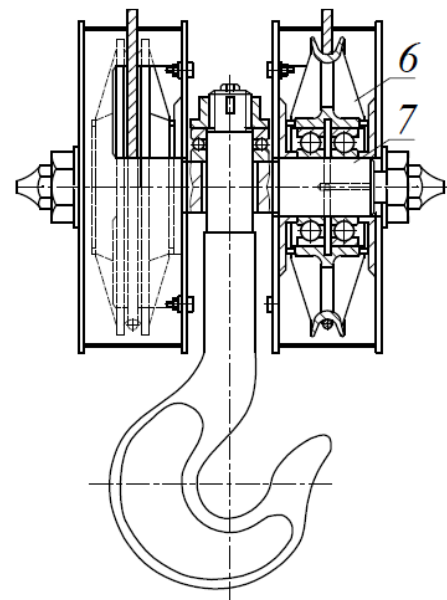


Рис. 34.2. Укороченная крюковая обойма (подвеска)

Для обеспечения легкого поворота нагруженного крюка или скобы при подъеме грузов массой свыше 3,2 т применяются упорные шариковые подшипники. Наилучшим является подшипник со сферической опорной обоймой и сферической подкладной шайбой (рис. 34.3).

Выточка в траверсе для подкладной шайбы делается глубиной от 3 до 10 мм. Защита подшипника от пыли и влаги может быть выполнена в виде штампованного кожуха, устанавливаемого под гай-

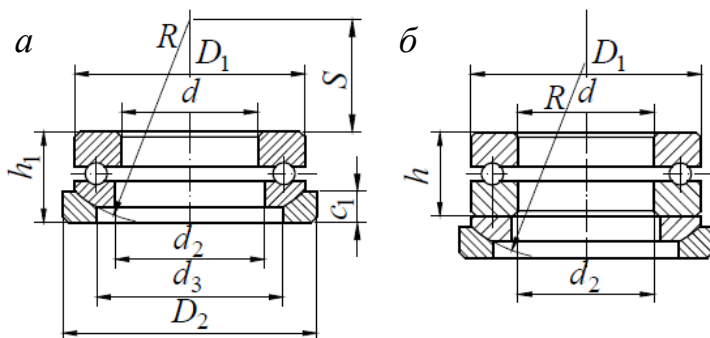


Рис. 34.3. Подшипниковый узел: *а* – со сферическими самоустанавливающейся опорной обоймой и подкладной шайбой; *б* – с одинарным упорным подшипником и со сферическим подкладным узлом

ку, либо нижний торец гайки делается с кольцевым буртиком (юбкой), охватывающим подшипник.

Во избежание самопроизвольного отвинчивания гайка должна быть зафиксирована стопорной планкой, закрепленной на гайке двумя болтами и входящей в паз на хвостовике крюка. Согласно Правилам Ростехнадзора стопорение

гаек посредством штифтов, шплинтов или стопорных болтов допускается в соответствии с нормативными документами.

35. РАСЧЕТ НОРМАЛЬНОЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

Наиболее нагруженными частями нормальной подвески являются траверса, серьги и ось блоков.

35.1. Расчет траверсы

Траверса отковывается из сталей марок 40, 45 или Ст4. Цапфы траверсы по концам имеют кольцевые проточки для размещения в них стопорных планок. Они не только препятствуют осевому перемещению траверсы, но и дают ей возможность свободно поворачиваться относительно горизонтальной оси (рис. 35.1).

В среднем сечении траверсы действует изгибающий момент (Н·м):

$$M_{\text{из}} \approx \frac{Gl_0}{4}. \quad (35.1)$$

Знак «приблизительно равно» использован в записи (35.1) из-за того, что нагрузка G является распределенной. Но ввиду неопределенности закона этого распределения надежнее считать нагрузку G сосредоточенной.

Размер по центрам серег l_0 определяется размером l – расстоянием между щеками подвески в свету. При одном блоке в крюковой подвеске размер l определяется диаметром упорного подшипника

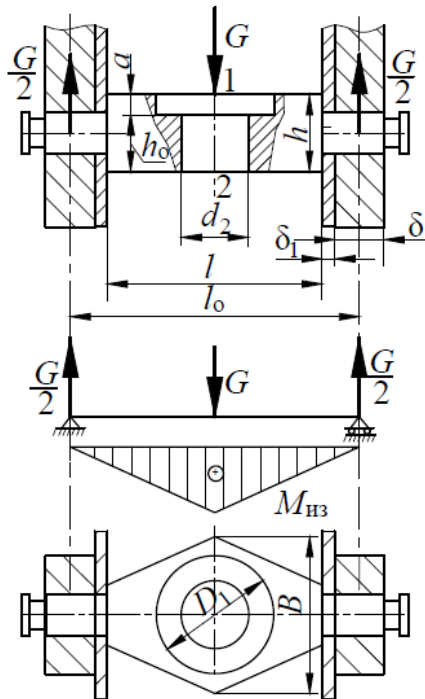


Рис. 35.1. Траверса обоймы и расчетная схема с эпюрами

D_1 (или D_2): $l > D_1$. При нескольких блоках размер l (м) должен быть увязан с длиной ступиц $l_{ст}$ блоков и их числом

$$l \geq nl_{ст} + (n+1)s, \quad (35.2)$$

где n – количество блоков;

s – зазор между блоками (блоком и щекой), м.

Зазор s принимается в пределах $0,2 \div 0,5$ мм.

Расстояние между осями серег

$$l_0 = l + 2\delta_1 + 2\frac{\delta}{2}, \quad (35.3)$$

где δ – толщина серьги, м;

δ_1 – толщина щеки, м.

Ширина траверсы B также определяется диаметром D_1 подшипника $B = D_1 + (20 \div 40)$ (мм). Упорные шариковые подшипники подбираются по диаметру d_1 ненарезанной части (шейки) крюка и проверяются не по работоспособности, а по допускаемой статической нагрузке c_0 (Н), принимаемой на 25 % больше номинальной:

$$c_0 \geq 1,25G. \quad (35.4)$$

Напряжения (Па) в сечении 1–2 траверсы [15]:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{\frac{Gl_0}{4}}{\frac{(B-d_2)h_0^2}{6}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Gl_0}{(B-d_2)h_0^2} \leq \sigma_{из}, \quad (35.5)$$

где W – момент сопротивления среднего сечения траверсы, ослабленного отверстием под шейку крюка, м³;

d_2 – диаметр отверстия под шейку крюка, м;

$\sigma_{из}$ – допускаемое напряжение (вследствие фасонного очертания траверсы и наличия в ней отверстия принимается в пределах $70 \div 80$ МПа);

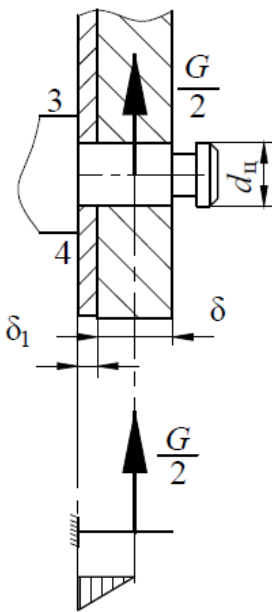
h_0 – высота траверсы до проточки под подшипник, поскольку $h_0 < h$, то такое допущение повышает надежность расчета.

Диаметр отверстия под шейку крюка подбирается как

$$d_2 = d_1 + (2 \div 5), \text{ мм.} \quad (35.6)$$

35.2. Расчет цапфы траверсы

Цапфа траверсы рассчитывается как консольно закрепленная балка (рис. 35.2).



Для сечения 3–4 по цапфе траверсы величина изгибающего момента (Н·м) составляет [15]:

$$M_{\text{из}} = \frac{G}{2} \left(\frac{\delta}{2} + \delta_1 \right). \quad (35.7)$$

Тогда изгибные напряжения (Па) в опасном для цапфы сечении:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{\frac{G}{2} \left(\frac{\delta}{2} + \delta_1 \right)}{0,1d_{\text{ц}}^3}. \quad (35.8)$$

где W – момент сопротивления сечения цапфы, м^3 ;

$d_{\text{ц}}$ – диаметр цапфы, м.

Кроме того, поверхность контакта цапф траверсы с серьгами проверяется на удельное

Рис. 35.2. Схема к расчету цапф траверсы
давление (Па):

$$p = \frac{G}{d_{\text{ц}} \delta} \leq [p]_{\text{доп}}, \quad (35.9)$$

где $[p]_{\text{доп}}$ – допустимое удельное давление. Во избежание задирання соприкасающихся поверхностей при повороте траверсы принимается $[p]_{\text{доп}} = 30\text{--}35$ МПа.

35.3. Расчет оси канатного блока

Ось блоков рассчитывается на изгиб. Так как трудно гарантировать равномерное давление по длине ступицы блока, то изгибаю-

щий момент (Н·м) оси в опасном сечении (при одном блоке) считают как [15]

$$M_{\text{из}} \approx \frac{Gl_0}{6}, \quad (35.10)$$

представляющей среднее между значениями

$$M_{\text{из}} = \frac{Gl_0}{4} \text{ и } M_{\text{из}} \approx \frac{ql_0^2}{8} = \frac{Gl_0}{8} \quad (35.11)$$

для сосредоточенной и равномерно распределенной нагрузок соответственно (рис. 35.3, а).

При двух блоках (рис. 35.3, б) их давление на ось считают как действие сосредоточенных сил, изгибающий момент (Н·м) от которых

$$M'_{\text{из max}} = \frac{G}{2} \left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_c}{2} \right), \quad (35.12)$$

где l_c – длина ступиц блоков, м.

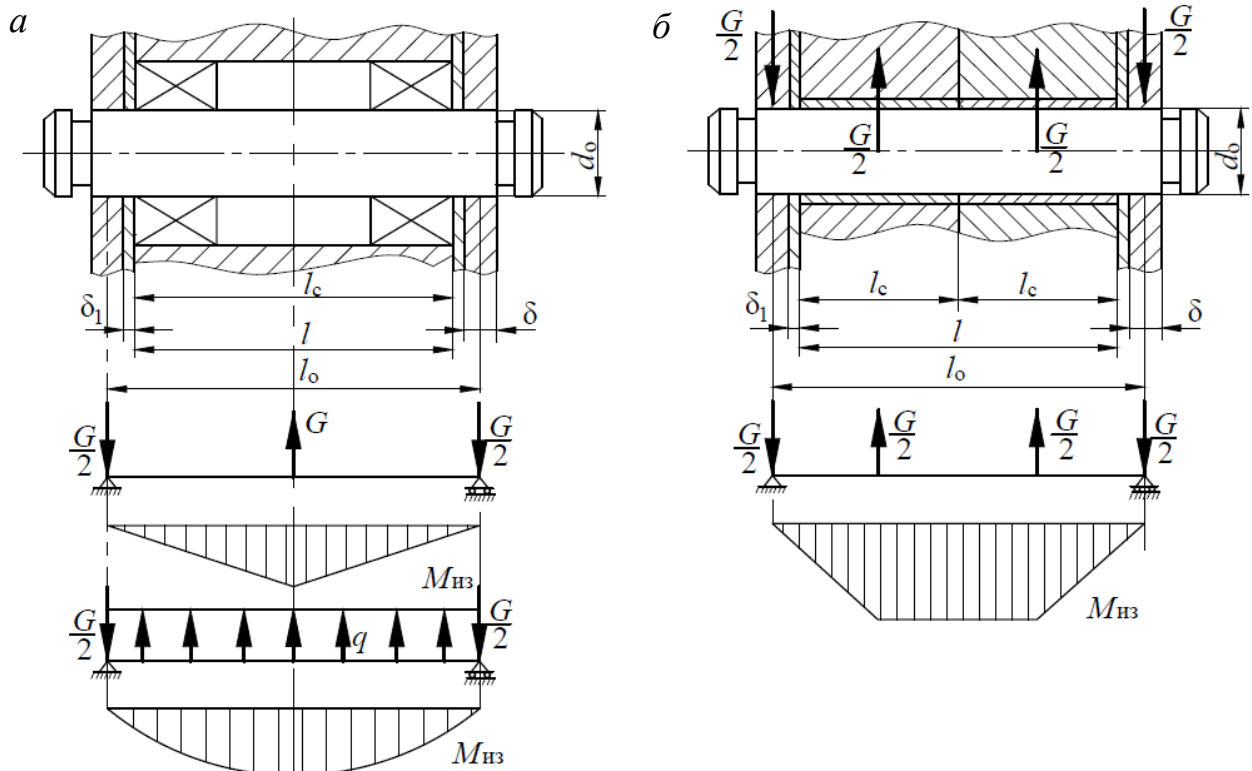


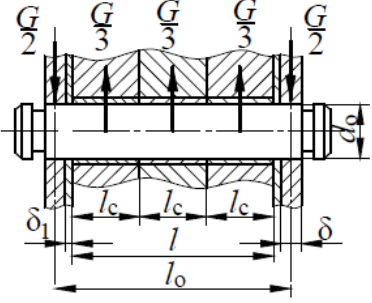
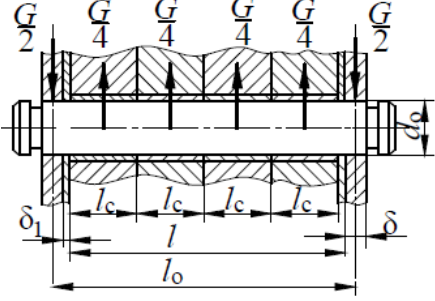
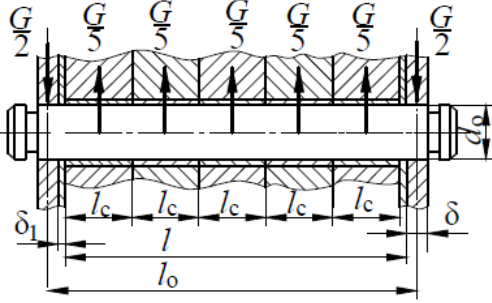
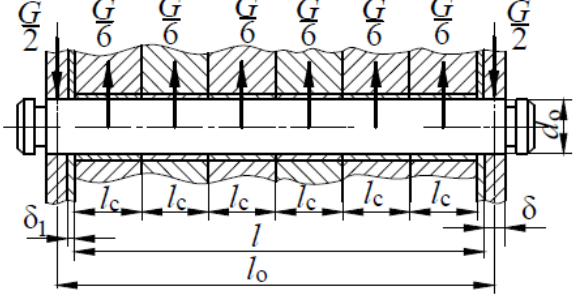
Рис. 35.3. Схема к расчету оси крюковой подвески на прочность:

а – одноблочной; б – двухблочной

Изгибающие моменты в сечении оси для трех-, четырех-, пяти- и шестиблочной обоймы представлены в табл. 35.1 [18].

Таблица 35.1

Расчетная схема и изгибающий момент в сечении оси

<p style="text-align: center;">Трехблочная ось</p> 	<p style="text-align: center;">Четырехблочная ось</p> 
$M_{\text{из max}}^{\text{III}} = G \left(\frac{l_o}{4} - \frac{l_c}{3} \right)$	$M_{\text{из max}}^{\text{IV}} = G \left(\frac{l_o}{4} - \frac{l_c}{2} \right)$
<p style="text-align: center;">Пятиблочная ось</p> 	<p style="text-align: center;">Шестиблочная ось</p> 
$M_{\text{из max}}^{\text{V}} = G \left(\frac{l_o}{4} - \frac{3l_c}{5} \right)$	$M_{\text{из max}}^{\text{VI}} = G \left(\frac{l_o}{4} - \frac{3l_c}{4} \right)$

Диаметр оси (м) определяется из условия расчета на изгиб как

$$d_o = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{из}}}{0,1 \sigma_{\text{из}}}}, \quad (35.13)$$

где $\sigma_{\text{из}}$ – допускаемое напряжение, принимаемое для сталей марок Ст5, Ст6, 40 и 50, из которых изготавливаются оси блоков, в пределах 120–140 МПа.

Так как блоки располагаются на подшипниках качения, полученное значение диаметра оси округляется до значения кратного пяти.

При блоках на опорах скольжения диаметр оси и принятая длина ступиц проверяется на удельное давление ($[p]_{\text{доп}} = 5,0$ или 12,5 МПа соответственно для чугунных и бронзовых опор):

$$p' = \frac{z}{d_0 l_c} \leq p'_{\text{доп}}, \quad (35.14)$$

где z – количество блоков в обойме.

При блоках на подшипниках качения подшипники выбираются по диаметру оси и по динамической грузоподъемности C (Н) [20].

$$C = L^{1/\alpha} P, \quad (35.15)$$

где L – номинальная долговечность подшипника, млн. об.;

P – эквивалентная нагрузка, Н;

α – показатель степени (для шарикоподшипников $\alpha = 3$, для роликоподшипников $\alpha = 3,33$).

Поскольку подшипники блоков работают при переменном режиме нагрузки, то эквивалентная нагрузка (Н) определяется как

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (35.16)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n – нагрузки при соответствующем режиме, Н;

L_1, L_2, \dots, L_n – долговечность подшипника при соответствующем режиме, млн. об.

Для радиальных подшипников эквивалентная нагрузка при каждом режиме вычисляется по формуле

$$P_n = (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_t, \quad (35.17)$$

где $F_r = \frac{1,25G}{n_{\text{п}}}$ – радиальная нагрузка, Н;

$n_{\text{п}}$ – количество подшипников в крюковой обойме;

F_a – осевая нагрузка, Н;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ $X = 1, Y = 0$ (здесь e – коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта);

V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки $V = 1$ и при вращении наружного кольца $V = 1,2$);

k_{σ} – коэффициент безопасности (запаса долговечности) (принимаемый $k_{\sigma} = 1,5 \div 1,7$);

k_t – температурный коэффициент (так как рабочая температура подшипника не превышает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, то $k_t = 1$).

Номинальная долговечность подшипника (млн. об.) определяется как

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h, \quad (35.18)$$

где L_h – расчетная долговечность подшипника, ч;

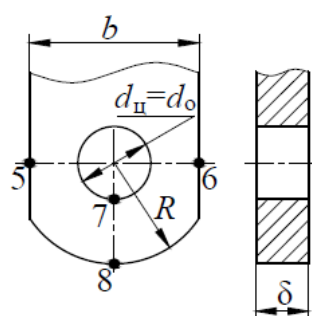
$$n = \frac{60V_{\phi}(i_{\Pi} - 1)}{\pi D_o} \text{ – частота вращения подвижного блока крюковой обоймы, с которого канат сматывается на барабан, при установленном режиме (здесь } V_{\phi} \text{ – скорость подъема груза, м/с), мин}^{-1}.$$

Расчетная их долговечность берется в зависимости от группы режима и составляет не менее 1000 часов (см. табл. 4.5).

35.4. Расчет серьги

Серьги подвески (рис. 35.3) рассчитываются на растяжение в ослабленных сечениях (5–6 и 7–8). Ширина серьги b во избежание больших концентраций напряжений принимается $b \approx (1,8 \div 2,0)d_o$.

По конструктивным и технологическим соображениям желательно иметь одинаковые отверстия в серьге под цапфу и ось, т. е.



$$d_{\text{ц}} = d_o.$$

Напряжения растяжения (Па) в сечении 5–6:

$$\sigma_p = \frac{G}{(b - d_o)\delta}. \quad (35.19)$$

Расчет сечения 7–8 производится по формулам Ламе. Удельное давление p в отверстии было определено по (35.9). Тогда напряжение (Па) на внутренней поверхности (точка 7) находится как

$$\sigma_7 = \frac{p \left[(2R)^2 + d_o^2 \right]}{(2R)^2 - d_o^2}, \quad (35.20)$$

а напряжение (Па) на наружной поверхности (точка 8):

$$\sigma_8 = \frac{p2d_o^2}{(2R)^2 - d_o^2}, \quad (35.21)$$

где R – радиус проушины, м

Наибольшим будет напряжение на внутренней поверхности ослабленного сечения. Подставив в формулу (35.20) выражение (35.9), получим (Па)

$$\sigma_7 = \frac{G(4R^2 + d_o^2)}{2d_o\delta \left[(2R)^2 - d_o^2 \right]}. \quad (35.22)$$

Если в (35.22) приравнять $\sigma_7 = [\sigma]_p$, то отсюда можно найти минимально необходимую толщину (м) серьги:

$$\delta = \frac{G(4R^2 + d_o^2)}{2d_o \cdot [\sigma]_p (4R^2 - d_o^2)}, \quad (35.23)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения (для стали марки Ст3 $[\sigma]_p = 100$ МПа).

Для обеспечения прочности серьги радиус проушины принимают обычно равным

$$R \approx (0,6 \div 0,65)b. \quad (35.24)$$

36. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА УКРОЧЕННОЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

В укороченных крюковых подвесках цапфы траверсы крюка одновременно являются осями канатных блоков (рис. 36.1).

Поскольку кратность полиспаста i_n в укороченной подвеске может быть только четной, то при любом количестве блоков равнодействующие натяжений канатов $G/2$ прикладываются к середине каждой цапфы. В случае, показанном на рис. 36.1, подвеска принята с четырьмя блоками (по два на каждой цапфе), и расстояние (м) между равнодействующими $G/2$ рассчитывается как

$$l_o = l + 2l_c + 2\delta_1, \quad (36.1)$$

где l_c – длина ступиц блоков, м;

δ_1 – толщина щеки кожуха, м.

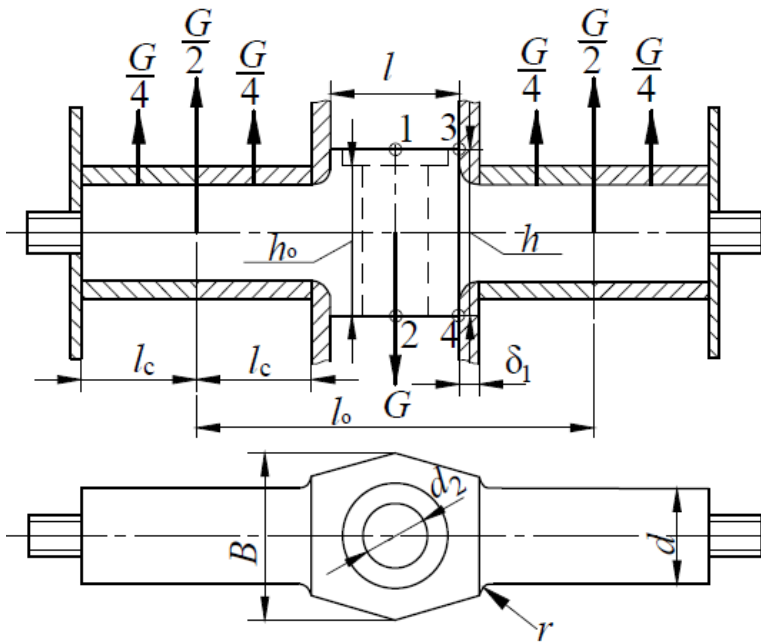


Рис. 36.1. Траверса укороченной подвески

В общем случае расстояние (м) [1]:

$$l_o = l + \frac{i_{\text{п}}}{2} l_c + 2\delta_1. \quad (36.2)$$

Изгибающий момент (Н·м), действующий в среднем сечении траверсы [15]:

$$M_{\text{из max}} = \frac{Gl_o}{4}. \quad (36.3)$$

Следовательно, напряжение (Па) в сечении 1–2 траверсы:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{\frac{Gl_o}{4}}{\frac{(B-d_2)h_o^2}{6}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Gl_o}{(B-d_2)h_o^2}, \quad (36.4)$$

где W – момент сопротивления (м^3) сечения 1–2, ослабленного отверстием d_2 под хвостовик крюка.

Другим опасным сечением является переход цапфы к телу траверсы. Во избежание концентрации напряжений переход выполняется по радиусу, численно равному толщине щеки, т. е. $r = \delta_1$.

В сечении 3–4 изгибающий момент (Н·м) равен:

$$M_{\text{из}} = \frac{G}{2} \cdot \frac{l_o - l}{2} \quad (36.5)$$

и напряжения изгиба (Па):

$$\sigma = \frac{M}{W'} = \frac{G(l_o - l)}{4 \cdot 0,1d^3}, \quad (36.6)$$

где W' – момент сопротивления (м^3) цапфы;

d – диаметр цапфы, м.

Поскольку, как отмечалось ранее, цапфы являются осями блоков, то для изготовления траверсы используют сталь марок Ст5, 40

или 45, для которых допускаемые напряжения на изгиб составляют $[\sigma]_{из} = 120 \div 140$ МПа.

37. ВИДЫ И РАСЧЕТ СТРОПОВ

Для захватывания и подвешивания к крюку грузоподъемной установки штучных грузов применяют стропы, которые могут быть цепными и канатными. Безопасность операций по перемещению груза зависит от прочности стропов и правильного зачаливания ими грузов. Стропы должны накладываться на груз без перекручиваний, с использованием подкладок под острые ребра груза для предохранения от повреждений. Использование стропов из сварных цепей имеет весьма ограниченное применение. Текстильные стропы легкие, гибкие и безопасней в эксплуатации, чем канатные, на них не бывает торчащих проволок, но они легко повреждаются от порезов, сварочных работ, открытого огня. Для изготовления текстильных стропов применяют синтетические материалы: полиэстер, капрон и т. д.

Канатные стропы состоят из отрезков стального проволочного каната, укрепленных одним концом на серьге, надеваемой на крюк крана, и имеющих на другом конце чалочные крюки для захвата груза (рис. 37.1, а). Их выбирают такой длины, чтобы угол α между наклонной ветвью стропа и вертикалью был не больше 45° , так как увеличение угла ведет к увеличению нагрузки на ветвь.

Зачастую стропы выполняются в виде замкнутой кольцевой петли каната, охватывающей поднимаемый груз и надеваемой свободными участками на крюк крана (рис. 37.1, б).

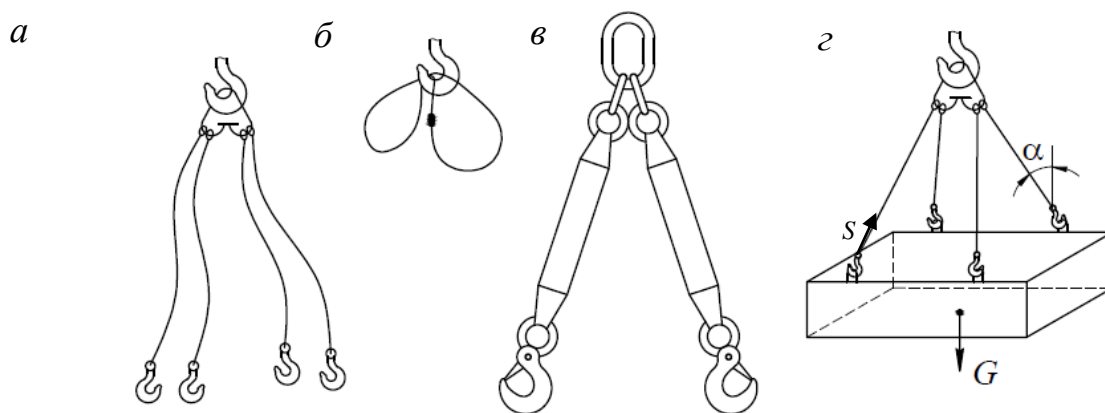


Рис. 37.1. Канатные и текстильные стропы:
а – канатные на серьге; б – петлевые; в – текстильные;
г – схема действия нагрузок

Усилие (Н) в каждой ветви стропа при подъеме груза G (Н) и числе ветвей m (рис. 37.1, z) может быть определено как

$$S = \frac{G}{m \cos \alpha}. \quad (37.1)$$

При весе груза G (кН), числе ветвей $m = 4$ и предельном значении угла $\alpha = 45^\circ$ (для текстильных стропов – $\alpha = 60^\circ$) выражение (37.1) примет вид

$$S = \frac{G}{4 \cos 45^\circ} = 353 \cdot G, (\text{Н}). \quad (37.2)$$

В этом случае условие прочности канатной ветви стропа диаметром d_k будет представлено уравнением

$$\frac{\pi d_k^2}{4} \cdot \frac{\sigma_B}{k} = 353G. \quad (37.3)$$

Приняв временное сопротивление разрыву каната стропа $\sigma_B = 1600$ МПа и коэффициент запаса прочности $k = 6$ (для цепных стропов принимается $k = 4$, для лент и канатов из пеньковых, хлопчатобумажных и синтетических волокон – $k = 8$), уравнение (37.3) решим относительно d_k (м):

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 353kG}{\pi \sigma_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 353 \cdot 6G}{3,14 \cdot 1600}} = 1,3G. \quad (37.4)$$

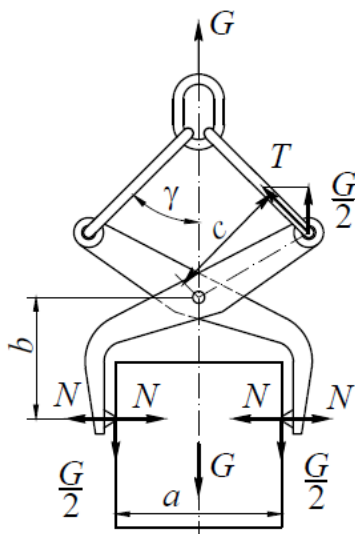
Текстильные стропы бракуются при повреждении более 10 % площади поперечного сечения ленты, при наличии расслоения нитей, поперечных порезов, прожогов, разрывов лент.

38. КЛЕЩИ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

Для подъема массовых однотипных грузов (ролики, трубы, рулоны, бочки, ящики, слитки и т. п.) применяются специальные клещи. Все типы клещей представляют собой рычажные системы, захватывающие или зажимающие груз. В последнем случае суммарная сила трения, возникающая между клещами и грузом, должна быть больше веса груза G , что достигается соответствующим подбором плеч рычажной системы (рис. 38.1).

Описанное выше условие запишем в виде равенства силы трения лапы рычага по поверхности груза Nf весу груза $G/2$, приходящегося на рычаг:

$$Nf = \frac{G}{2}, \quad (38.1)$$



где f – коэффициент трения между лапой захвата и грузом, который зависит как от материала груза и лап клещей, так и от состояния соприкасающихся поверхностей.

Из уравнения (38.1) с учетом коэффициента надежности удержания груза $k_H = 1,25 \div 1,5$ получим необходимое нажатие (Н) рычагов с каждой стороны:

$$N = \frac{Gk_H}{2f}. \quad (38.2)$$

Рис. 38.1. Клещевой захват для профилей квадратного сечения

Уравнение равновесия рычага запишем в виде суммы моментов относительно оси шарнира [4]:

$$-T \cdot c + N \cdot b - \frac{G}{2} \cdot \frac{a}{2} = 0. \quad (38.3)$$

Подставим в уравнение (38.3) силу нажатия N из выражения (38.2) и силу T , направленную вдоль тяги ($T = \frac{G}{2 \cos \gamma}$):

$$-\frac{Gc}{2 \cos \gamma} + \frac{Gbk_H}{2f} - \frac{Ga}{4} = 0. \quad (38.4)$$

После упрощения уравнения (38.4) получим

$$\frac{bk_H}{f} - \frac{c}{\cos \gamma} - \frac{a}{2} = 0. \quad (38.5)$$

Уравнение (38.5) можно записать в следующем виде:

$$\frac{bk_H}{f} - \frac{c}{\cos \gamma} = \frac{a}{2}. \quad (38.6)$$

Уравнение (38.6) справедливо только при выбранных для данной конструкции захвата значениях размеров a , b и c .

Следовательно, при проектировании захвата, имея заданный размер груза a , примем для него минимальное значение коэффициента трения $f \leq f_{\min}$ и подберем размеры плеч c , b и угол γ таким образом, чтобы необходимое равенство по условию (38.6) было удовлетворено. В этом случае надежность работы клещевого захвата будет обеспечена.

Согласно Правилам Ростехнадзора применение фрикционных захватов для транспортирования взрывчатых и воспламеняющихся веществ, а также сосудов, находящихся под давлением газа или воздуха, не допускается [27].

39. ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ ЗАХВАТЫ

Эксцентрикковые захваты применяются для подъема и перемещения листовых материалов в вертикальном положении (рис. 39.1).

Захват подвешивается к крюку крана.

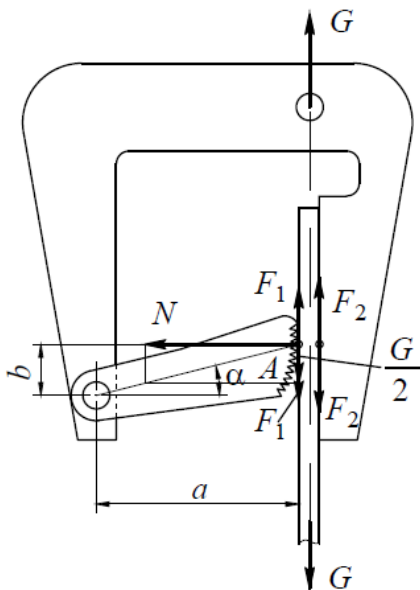


Рис. 39.1. Эксцентрикковый захват для транспортирования стальных листов в вертикальном положении

Захват подвешивается к крюку крана. В начале подъема эксцентрик, касающийся листа в точке A , увлекается силой трения вниз под действием веса листа и прижимает лист к упору рамки захвата. Усилие распора N при подъеме листа действует перпендикулярно (нормально) к плоскости листа. Лист удерживается в захвате силами трения между листом и эксцентриком F_1 и между листом и упором рамки F_2 . Эксцентрик проектируется таким образом, чтобы при его повороте, связанном с различной толщиной под-

нимаемого листа, угол α к точке контакта с листом составлял величину порядка $6-10^\circ$. С уменьшением угла α усилие распора, а значит и сила трения быстро возрастают, что обеспечивает надежное удерживание листа захватом.

Рассматривая условие равновесия эксцентрика как сумму моментов относительно оси его поворота (трением в оси пренебрегаем), составим уравнение:

$$F_1 a - Nb = 0, \quad (39.1)$$

из которого получим соотношение

$$\frac{F_1}{N} = \frac{b}{a} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (39.2)$$

С одной стороны, из соотношения (39.2) выражаем силу трения как $F_1 = N \operatorname{tg} \alpha$, а с другой стороны, сила трения F_1 равна произведению силы распора N на коэффициент трения f_1 между эксцентриком и листом, т. е. $F_1 = N f_1$, а сила трения F_2 определится как $F_2 = N f_2$ (здесь f_2 – коэффициент трения между листом и упором рамки).

Из равенства правых частей уравнений с F_1 получим, что

$$\operatorname{tg} \alpha = f_1. \quad (39.3)$$

Равенство (39.3) – это и есть условие захватывания листа эксцентриком.

Условие удержания поднятого листа выразится как

$$F_1 + F_2 \geq G. \quad (39.4)$$

Откуда необходимое усилие нажатия эксцентрика (усилие распора) с учетом коэффициента запаса $k = 1,3 \div 1,5$ [9]:

$$N = k \frac{G}{f_1 + f_2}. \quad (39.5)$$

40. ГРЕЙФЕРЫ

Для транспортирования насыпных грузов применяют ковши, бадьи и грейферы. Разгрузка ковшей и бадей производится при раскрытии створок дна, опусканием дна или опрокидыванием. Засыпание груза в ковши и бадьи является трудоемкой операцией, часто требующей специальных приспособлений и применения ручного труда. Операцию зачерпывания (захватывания) насыпного груза можно механизировать, применяя автоматические грузозахватные

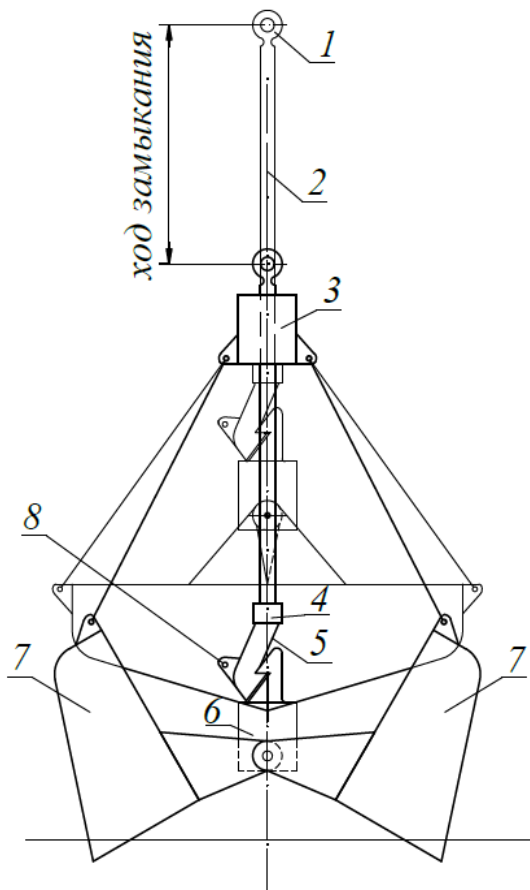


Рис. 40.1. Принципиальная схема одноканатного грейфера

устройства – грейферы. Грейферы широко используют для работы на угольных складах и для перегрузки других материалов. По схеме действия различают одноканатные, двухканатные и моторные грейферы.

Одноканатный грейфер проушиной 1 центральной тяги 2 подвешивается на крюк грузоподъемного крана (рис. 40.1). Грейфер в раскрытом состоянии висит на центральной тяге, упираясь верхней траверсой 3 в опору 4 разгрузочного крюка 5. В таком положении он опускается на штабель насыпного груза. При дальнейшем опускании крюковой подвески крана центральная тяга опускается до нижней траверсы 6 и захватывает ее крюком. Подъем крюковой подвески крана сначала

сопровождается подъемом верхней траверсы и смыканием челюстей 7. После чего начинается совместное движение вверх центральной тяги и всего грейфера. При размещении грейфера над местом разгрузки машинист крана включает лебедку троса 8 разгрузки, который через рычаг выводит крюк из зацепления с нижней траверсой, и грейфер раскрывается.

Двухканатный грейфер подвешивается к двухбарабанной или двум однобарабанным лебедкам на подъемном 1 и замыкающем 2 канатах (рис. 40.2).

При опускании замыкающего каната и неподвижном подъемном канате челюсти 3 и 4 раскрываются под действием собственного веса, траверсы 5 и материала, находящегося в грейфере, и материал высыпается из грейфера. При параллельном включении обоих механизмов на спуск раскрытый грейфер опускается на материал. Замыкание челюстей грейфера производится натягиванием замыкающего каната при ослабленном подъемном канате. Так как грей-

фер лежит на материале, то при замыкании челюстей они врезаются в материал, который собирается внутри челюстей. Чем тяжелее и крупнее транспортируемый материал, тем больше должен быть и вес грейфера G_2 и замыкающее усилие P_1 . Так как натяжение в канате 2 не может быть больше веса грейфера G_2 , то для создания достаточно большого замыкающего усилия канат 2 присоединяют к нижней траверсе 5 через полиспаст, кратность которого назначают в соответствии с плотностью и крупностью материала.

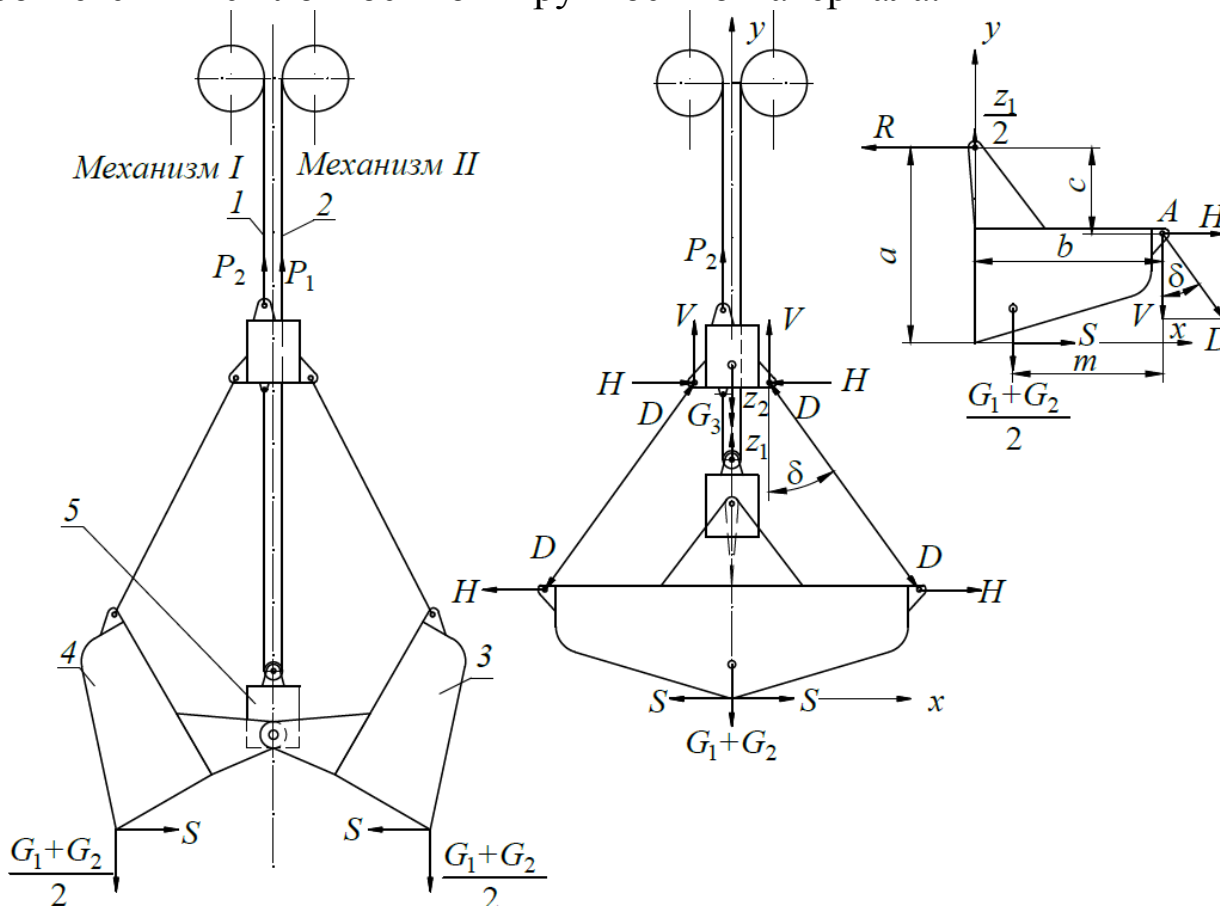


Рис. 40.2. Двухканатный грейфер

При подъеме груженого грейфера подъемный и замыкающий канаты синхронно наматываются на соответствующие барабаны. После переноса грейфера к месту разгрузки замыкающий канат ослабляется, и грейфер повисает на подъемном канате, а челюсти раскрываются.

В положении при зачерпывании на грейфер действуют силы натяжения замыкающего каната и силы сопротивления внедрению челюстей грейфера в материал. Усилие натяжения (H) в обоих канатах P_1 и P_2 равны весу Q груженого грейфера [6]:

$$P_1 + P_2 = Q. \quad (40.1)$$

Усилие z_1 (Н), действующее вверх и приложенное к нижней траверсе:

$$z_1 = (n+1)P_1. \quad (40.2)$$

Усилие z_2 (Н), действующее вниз и приложенное к верхней траверсе:

$$z_2 = nP_1, \quad (40.3)$$

где n – общее количество блоков полиспастов.

Для определения усилия зачерпывания рассмотрим схему сил правой части грейфера, заменив действие левой части равнодействующей реакцией (Н)

$$R = S + H, \quad (40.4)$$

где S – усилие замыкания грейфера, Н;

H – горизонтальная реакция тяги, Н.

Составим уравнение моментов относительно т. A $\sum M_A = 0$:

$$-S(a-c) + \frac{z_1}{2}b - \frac{G_1 + G_2}{2}m - (S+H)c = 0, \quad (40.5)$$

отсюда

$$S = \frac{1}{a} \left[\frac{z_1}{2}b - \frac{G_1 + G_2}{2}m - Hc \right], \quad (40.6)$$

где a, b, c, m – плечи действия сил, м;

G_1 – собственный вес нижней траверсы, м.

Для определения вертикальной реакции (Н) тяги составим равновесие верхней траверсы грейфера, проектируя силы на ось y $\sum F_y = 0$:

$$P_2 + 2V + 2D \cos \delta - z_2 - G_3 = 0, \quad (40.7)$$

отсюда

$$V = \frac{G_3 + z_2 - P_2 - 2D \cos \delta}{2}, \quad (40.8)$$

где G_3 – собственный вес верхней траверсы, м;

D – усилие в тяге, Н;

δ – угол наклона тяги, град.

Моторный грейфер подвешен на подъемном канате, присоединенном к верхней траверсе, внизу к которой подвешена электрическая таль (рис. 40.3).

ка

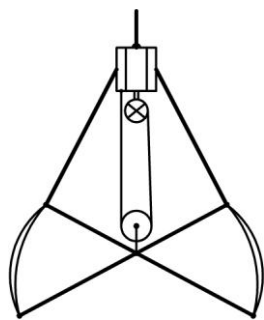


Рис. 40.3. Грейфер с талью

Зачерпывание материала и разгруз-грейфера производится при включении электротали на наматывание каната на барабан или сматывание каната с барабана соответственно.

Возможности его применения независимо от типа крана, раскрытия челюстей на любую величину в пределах максимальной и разгрузки на любой высоте – основные преимущества моторных грейферов. В то же время они обладают ограниченной производительностью и недостаточной устойчивостью [9].

Раздел VI. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

41. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВАМ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Роликовые и храповые остановы относятся к стопорящим устройствам. Как известно, стопорящие устройства в конечном итоге выполняют функцию удержания груза на остановленной или не работающей машине. В то же время имеются такие виды тормозных устройств, которые предназначены не только для удержания неработающей машины или механизма подъема от самопроизвольного опускания груза, но и для того, чтобы снизить скорость машины вплоть до ее остановки.

Требования, предъявляемые к тормозным устройствам:

- 1 – создание достаточной величины тормозного момента;
- 2 – даже при экстренных перегрузках в остановленной машине не допускать пробуксовывания элементов тормоза;
- 3 – быстродействие при затормаживании и растормаживании;
- 4 – возможность регулирования быстродействия затормаживания с целью снижения динамических нагрузок;
- 5 – минимальный износ трущихся поверхностей, хороший теплоотвод от трущихся поверхностей;
- 6 – прочность, надежность и долговечность элементов тормоза, заключающиеся, как правило, в большом количестве допускаемых циклов его включения и выключения;
- 7 – простота конструкции;

8 – удобство осмотра, регулирования и замены изношенных частей;

9 – устойчивость регулирования;

10 – минимальные габариты.

Вид тормозного устройства зависит от назначения машины, места установки тормоза в трансмиссии машины, режима работы машины (реверсивная или нереверсивная машина), крутящего момента на затормаживаемом валу, частоты вращения тормозного шкива.

Классификация тормозных устройств:

1. По назначению:

а – стопорящие тормоза, которые должны остановить движущуюся машину, предотвратить дальнейшее движение ее элементов, вступающие в действие в конце движения;

б – регуляторы скорости – ограничивающие скорость движения в определенных пределах, работающие в течение всего периода работы механизма (спускные тормоза и центробежные регуляторы), служащие для поддержания постоянной скорости машины, независимо от ее загрузки.

2. По конструктивному выполнению рабочих частей:

а – колодочные (одно-, двух- и многоколодочные);

б – ленточные (а, б – тормоза с радиальным нажатием);

в – дисковые;

г – колодочно-дисковые;

д – конические (в, г, д – тормоза с осевым нажатием).

3. По характеру взаимодействия рабочих поверхностей:

а – нормально замкнутые – это тормоза, у которых растормаживание, т. е. соприкосновение трущихся поверхностей, происходит только при приложении внешнего размыкающего усилия, преодолевающего постоянно действующее усилие замыкания тормоза;

б – нормально разомкнутые – для которых внешнее усилие прикладывается для того, чтобы затормозить машину или механизм (используются в самоходных грузоподъемных машинах, например в автокранах);

в – комбинированные (например, если в автомобиле стояночный тормоз воздействует на колодки колес, то в режиме стоянки колодки являются нормально замкнутыми, а в режиме движения они нормально разомкнутые).

4. По принципу действия:

а – автоматические тормоза (тормоза с электромагнитным или электрогидравлическим приводом, а также тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза и др.);

б – управляемые тормоза (срабатывающие от педали или при помощи рукоятки управления).

5. По роду питания (виду привода):

а – электрические;

б – электрогидравлические;

в – механические;

г – пневматические;

д – ручные (ножные).

42. ВИДЫ ХРАПОВЫХ ОСТАНОВОВ

Остановы – устройства, служащие для удержания груза в подвешенном состоянии. Они не препятствуют подъему груза, но исключают возможность его самопроизвольного опускания под действием собственного веса. В грузоподъемных установках главным образом применяют храповые остановки внешнего зацепления.

Храповый останов (рис. 42.1, а) состоит из храпового колеса 1, закрепленного на валу 2, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма и должна располагаться на касательной к внешней окружности колеса.

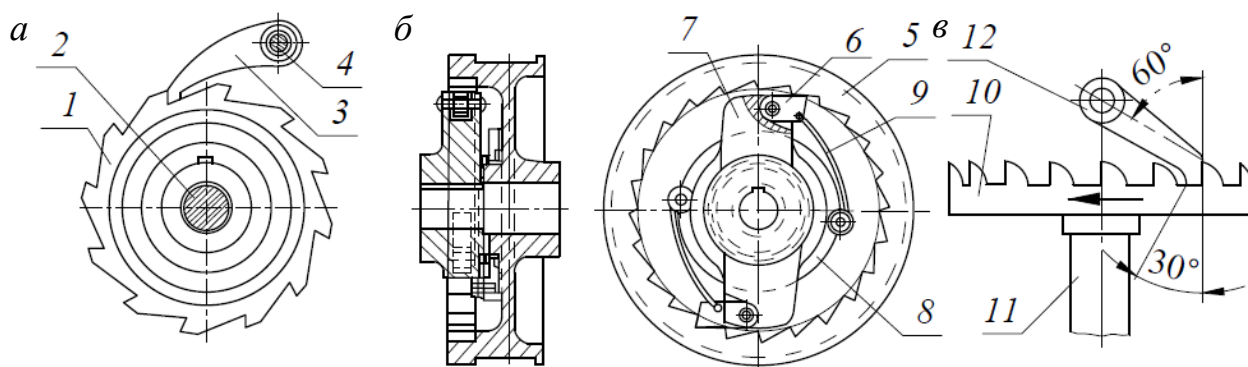


Рис. 42.1. Храповые остановки: а – внешнего зацепления; б – внутреннего зацепления; в – с торцевым зацеплением

Собачка входит в зацепление с храповым колесом, задерживая его движение, а следовательно, и движение механизма в сторону опускания, не препятствуя движению в сторону подъема груза.

Так как для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом, то как самостоятельные тормозные

устройства храповые и другие виды остановов используют крайне редко. Гораздо чаще они входят в состав более сложных тормозных устройств.

В некоторых случаях используют храповые остановки внутреннего зацепления (рис. 42.1, б), когда внутри вращающегося корпуса 5 выполнены зубья храпового колеса. Собачку или две собачки 6 устанавливают на рычаге 7. Они управляются с помощью фрикционного хомута 8 и оттяжных пружин 9. Эффект расклинивания между осями колеса и собачки в данной конструкции неизбежен, но достоинство такого останова заключается в том, что наружная поверхность храпового колеса одновременно может служить тормозным барабаном, т. е. в одном изделии возможно совмещение тормоза и останова.

Крайне редко свое применение находят остановки торцевого зацепления (рис. 42.1, в). Они состоят из диска 10, вращающегося на валу 11, кинематически соединенного с грузоподъемным барабаном. На диске по торцевой поверхности выполнены зубья, с которыми входит в зацепление собачка 12.

Ограниченное использование торцевых храповых остановов объясняется существенно более сложным и трудоемким процессом

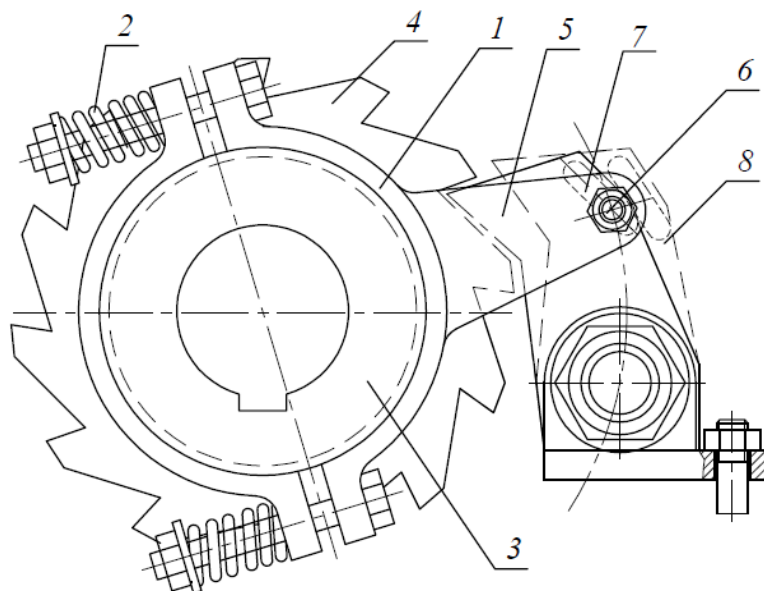


Рис. 42.2. Бесшумный храповый останов внешнего зацепления

изготовления храпового диска по сравнению с храповыми остановами внешнего зацепления.

В отдельных случаях в механизмах грузоподъемных установок используют бесшумные храповые остановки, которые могут быть нескольких разновидностей.

В изображенной конструкции на

рис. 42.2 использованы два серповидных фрикционных элемента 1, прижимаемых пружинами 2 к ступице 3, выполненной заодно с храповым колесом 4. Один из фрикционных элементов снабжен внешним поводком 5. Поводок в свою очередь снабжен пальцем 6, который входит в наклонный паз 7 собачки 8. В соответствии с направлением вращения храпового колеса и ступицы фрикционных элементов поводок последних своим пальцем, движущимся по наклонному пазу, выводит или вводит собачку в зацепление с зубьями храпового колеса. Бесшумные остановки используются в случае, если размещение внешнего привода для поднятия собачки вызывает затруднения или в этом нет необходимости.

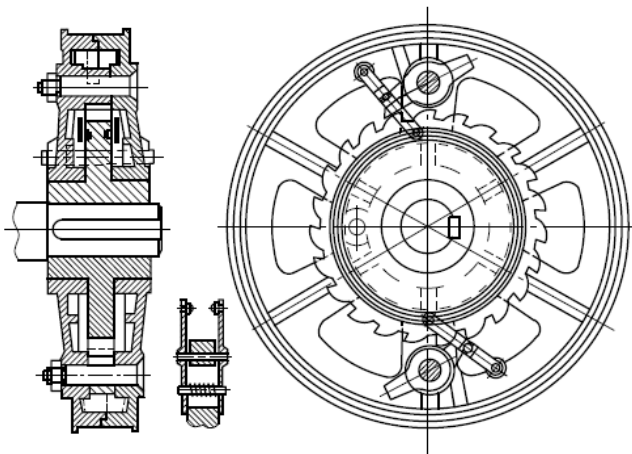


Рис. 42.3. «Безударный» храповый останов внешнего зацепления

Работа храпового останова характеризуется резким ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового останова, иногда на одно храповое колесо устанавливают несколько собачек, смещенных относительно друг друга по фазе зацепления на половину (при двух собачках)

или треть шага (при трех собачках) зубьев колеса (рис. 42.3). При этом максимально возможный угол поворота храпового колеса до упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом происходит более мягко [3].

43. РАСЧЕТ ХРАПОВОГО ОСТАНОВА

Поскольку наиболее распространенными являются храповые остановы внешнего зацепления, то на их примере и рассмотрим расчет останова (рис. 43.1).

Диаметр храпового колеса определяется как [18]

$$D = mz, \quad (43.1)$$

где m – модуль зацепления ($m = t/\pi$), м;

t – шаг зубьев колеса, м;

z – число зубьев храпового колеса (принимается 6–9 для храповых механизмов талей, трещоток домкратов; 12–20 для самостоятельных храповых устройств; 16–25 для тормозов с храповиком в лебедках).

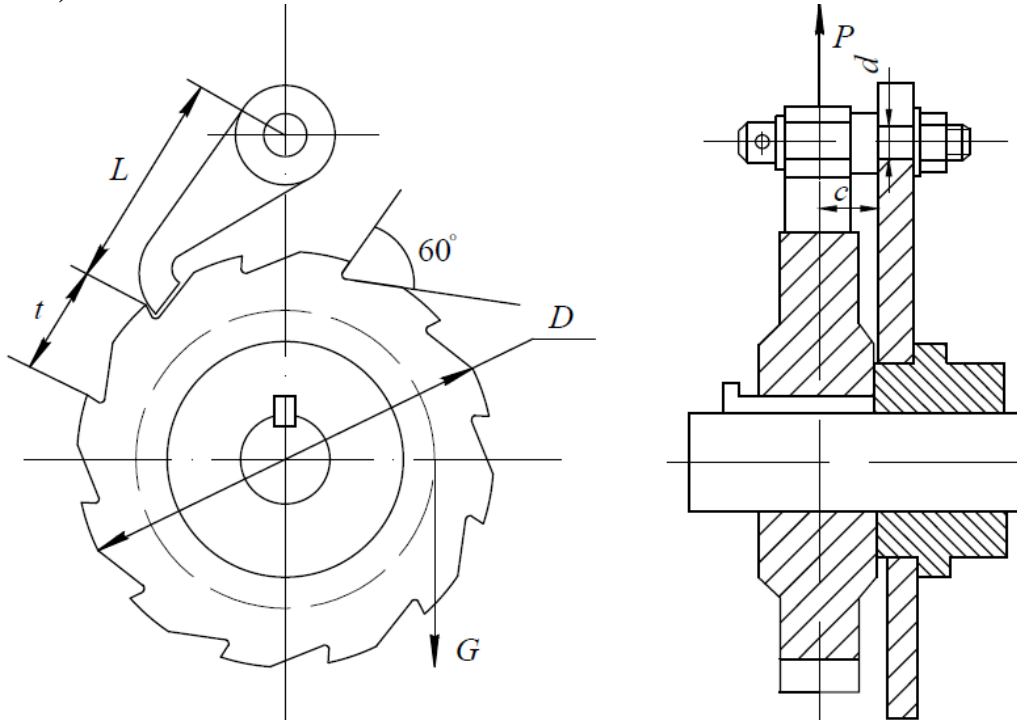


Рис. 43.1. Схема к расчету храпового останова на прочность

Изобразим на рис. 43.2 взаимодействие собачки с зубом храпового колеса, а на рис. 43.3 аксонометрическую проекцию зуба храпового колеса.

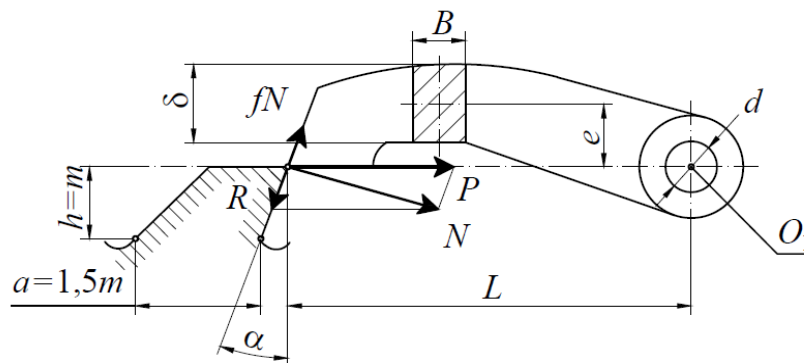


Рис. 43.2. Схема зацепления собачки с зубом

Усилие P , с которым упирается зуб колеса в собачку (окружное усилие на поверхности колеса), следует определять как

$$P = \frac{M_{кр}}{\frac{D}{2}} = \frac{2M_{кр}}{mz}, \quad (43.2)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, Н·м.

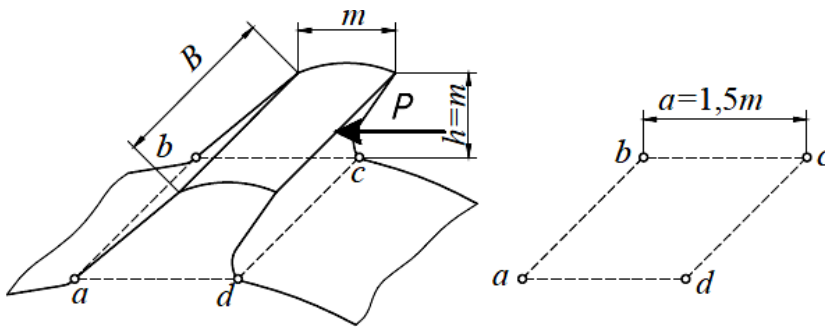


Рис. 43.3. Зуб храпового останова

Наиболее опасным для элементов останова является положение собачки, упирающейся в вершину зуба храпового колеса. Поскольку зацепление зубьев с собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба и собачки сминаются. Поэтому уравнение прочности кромок зуба и собачки запишем как

$$P = B[q] , \quad (43.3)$$

где B – ширина зуба храпового колеса, м;

$[q]$ – допустимое удельное линейное давление, Па.

Собачки и храповые колеса могут изготавливаться из различных материалов в зависимости от условий применения и места установки. Например, в механизме с ручным приводом колесо и собачка могут быть чугунными, у механизмов с машинным приводом, как правило, используются цементируемые стали. Для храповиков из чугуна марки СЧ 15 давление $[q] = 150$ кН/м; для стали марки Ст3 – $[q] = 350$ кН/м; для стали марки 45 – $[q] = 400$ кН/м для групп режима М1 – М3. Для остальных режимов значение допустимого линейного давления снижается на 25 ÷ 30 % [9]. В мало нагруженных механизмах, работающих в агрессивных средах, с целью предотвращения коррозии допускается изготовление элементов останова из цветных металлов.

Соотношение между шириной зуба B и модулем m определяется коэффициентом ширины зуба

$$\frac{B}{m} = c. \quad (43.4)$$

Это отношение является табличной (справочной) величиной, зависящей от материалов, из которых изготовлено храповое колесо и собачка. Для чугуна марки СЧ 15–32 коэффициент принимается $c = 1,5 \div 6$, для сталей марок Ст3 и 45 – $c = 1 \div 2$ [18].

Решая уравнения (43.3) и (43.4) относительно P , получим

$$P = mc \ q = \frac{2M_{кр}}{mz}. \quad (43.5)$$

Таким образом, можем получить минимальное значение модуля (m) зацепления храпового колеса по условию линейной контактной прочности:

$$m = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{cz \ q}}. \quad (43.6)$$

Второе условие, по которому должен определяться модуль зацепления храпового колеса, составим по условию прочности зуба на изгиб. Сила P стремится изогнуть зуб (отломить) относительно сечения $a-b-c-d$, лежащего в основании зуба (рис. 43.3). Изгибающий момент (Н·м), действующий в этом сечении:

$$M_{из} = Ph = \frac{2M_{кр}m}{mz} = \frac{2M_{кр}}{z}. \quad (43.7)$$

Напряжение изгиба (Па) находим как:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W}, \quad (43.8)$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу, m^3 .

Момент сопротивления сечения $a-b-c-d$ изгибу, с учетом, что ширина основания зуба численно равна $a = 1,5m$:

$$W = \frac{a^2 B}{6} = \frac{(1,5m)^2 mc}{6} = \frac{2,25m^3 c}{6}, \quad (43.9)$$

отсюда значение модуля:

$$m = 1,753 \sqrt{\frac{M_{кр}}{zc \ \sigma_{из}}}, \quad (43.10)$$

где $\sigma_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб (для чугуна СЧ 15–32 $\sigma_{из} = 30$ МПа; для сталей марок Ст3 и 45 $\sigma_{из} = 100$ МПа и $\sigma_{из} = 120$ МПа соответственно).

Получили два значения модуля. Один модуль по условию линейной контактной прочности, а второй по условию прочности зуба храпового колеса на изгиб. Окончательно необходимо принимать максимальное значение модуля. При этом при проектировании храповых остановов допускается принимать любые большие значения модуля в соответствии с коэффициентом динамичности нагрузок в проектируемой машине или с габаритами механизма и размерами его элементов.

У храпового останова внутреннего зацепления ширина основания зуба численно равна $a = 3m$, следовательно, значение модуля:

$$m = 1,13 \sqrt{\frac{M_{кр}}{z_c \sigma_{из}}}. \quad (43.11)$$

Независимо от наличия устройств, которые прижимают собачку к храповому колесу, в храповом зацеплении должен быть обеспечен передний угол зуба храпового колеса – α , который, если собачка войдет в контакт в зубом, заставит ее проскользнуть вниз и войти в зацепление по полной поверхности контакта.

Составим уравнение равновесия собачки (весом собачки пренебрегаем) относительно оси ее поворота с учетом силы трения $F_{тр}$ в оси (по рис. 42.2):

$$NL \sin \alpha - fNL \cos \alpha - P\mu \frac{d}{2} = 0, \quad (43.12)$$

где $N = P \cos \alpha$ – нормальная составляющая окружного усилия, Н;

f – коэффициент трения собачки по передней поверхности зуба колеса (при расчетах принимают $f = 0,2-0,35$ для остановов, выполненных из цементируемых сталей);

μ – коэффициент трения в оси собачки;

L – расстояние от вершины зуба до оси собачки, м.

Поскольку $P = N/\cos \alpha$, то равенство (43.12) можем переписать в виде

$$NL \sin \alpha = fNL \cos \alpha + \mu \frac{dN}{2 \cos \alpha}. \quad (43.13)$$

После сокращений и преобразований получим

$$\sin \alpha = f \cos \alpha + \mu \frac{d}{2L \cos \alpha}; \quad (43.14)$$

$$\operatorname{tg}\alpha - f = \frac{\mu d}{2L \cos^2 \alpha}. \quad (43.15)$$

Анализируя последнее выражение (43.15), можно установить, что поскольку правая часть всегда больше нуля, значит $\operatorname{tg}\alpha > f$. Выполнение этого неравенства обеспечивает автоматический вход собачки в зацепление, независимо от того, есть усилие внешнего воздействия на нее (груз, пружина) или нет. С учетом исключения возможного заедания собачки на зубе храпового колеса принимают угол $\alpha = 20^\circ$ [9].

Уравнение прочности собачки на изгиб в опасном сечении будет выглядеть как [9]:

$$\sigma = -\sigma_{\text{сж}} - \sigma_{\text{из}} = -\frac{P}{F} - \frac{M_{\text{из}}}{W} \leq [\sigma]_{\text{из}} \quad (43.16)$$

или

$$\sigma = \frac{P}{l\delta} + \frac{6Pe}{l^2\delta}, \quad (43.17)$$

где $\sigma_{\text{сж}}$, $\sigma_{\text{из}}$ – сжимающее и изгибающее напряжения соответственно, Па;

$F = l\delta$ – площадь опасного поперечного сечения собачки, м²;

δ – ширина собачки (принимают $\delta = B + (0,002 \dots 0,003)$), м;

l – высота опасного сечения собачки, м;

$M_{\text{из}} = Pe$ – изгибающий момент, Н·м;

e – расстояние от точки приложения силы до центра тяжести сечения (плечо изгиба), м;

$W = \frac{\delta l^2}{6}$ – момент сопротивления поперечного сечения собачки

при изгибе, м³;

$[\sigma]_{\text{из}}$ – допускаемое напряжение на изгиб (с учетом ударных нагрузок принимают для стали 45 $[\sigma]_{\text{из}} = 30 \div 50$ МПа).

Ось собачки рассчитывается на изгиб как консольная балка, нагруженная на свободном конце сосредоточенной силой P (окружным усилием) (см. рис. 43.1). Напряжения изгиба (Па):

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{Pc}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{\text{из}}, \quad (43.18)$$

откуда диаметр оси (м)

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pc}{0,1 \sigma_{из}}}, \quad (43.19)$$

где $M_{из} = Pc$ – изгибающий момент, Н·м;

c – плечо изгиба, м;

$W = 0,1d^3$ – момент сопротивления поперечного сечения оси при изгибе, м³;

$\sigma_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб (с учетом ударных нагрузок принимают для стали марки 35 и 45 пониженное значение $\sigma_{из} = 50$ МПа).

44. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ РОЛИКОВОГО ОСТАНОВА

Роликовые остановы относятся к безударным устройствам стопорения вращающихся валов, поскольку являются самотормозящимися фрикционными механизмами, так как их действие основано на использовании силы трения. Роликовые остановы являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими плавное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию.

Устройство роликового останова представлено на рис. 44.1. Останов состоит из полого корпуса, внутри которого расположена вращающаяся втулка. Между корпусом и вращающейся втулкой в пазах последней расположены ролики. Как правило, число роликов принимается нечетное (3; 5; 7...). При вращении вала в сторону подъема (на рис. 44.1 против часовой стрелки) ролики, сжимающие пружины, находятся в уширенной части пазов и не препятствуют вращению втулки. Если втулка попытается повернуться в обратном направлении (по часовой стрелке), ролики под действием сил трения и усилия пружин откатятся в клиновую щель и заклинят втулку на корпус, который зафиксирован (заторможен) в раме привода. При этом произойдет остановка и удержание груза на высоте.

Найдем максимальный момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок [3]:

$$M_{\max} = k_d M_{кр}, \quad (44.1)$$

где k_d – коэффициент динамичности системы;

$M_{кр}$ – крутящий момент от груза, действующий на валу остано-
ва, Н·м.

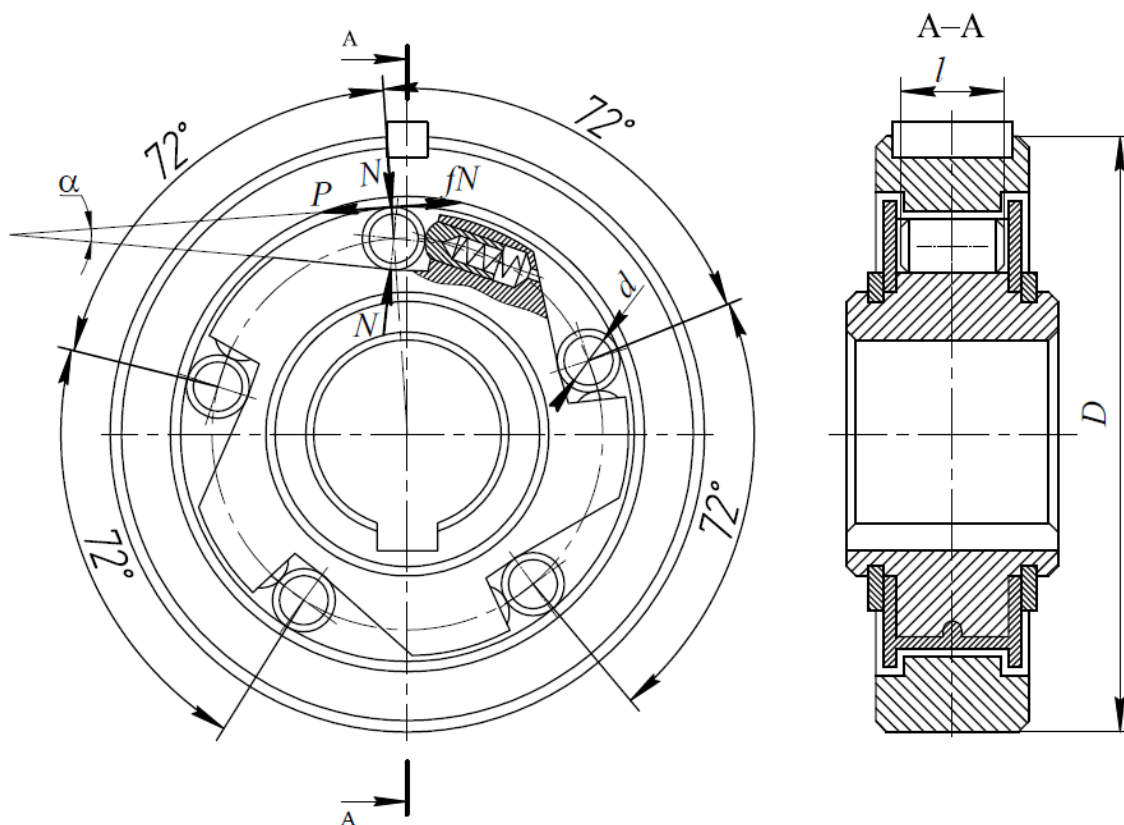


Рис. 44.1. Роликовый останов

Коэффициент динамичности системы определяется как сумма коэффициентов двигателя и машины:

$$k_{д} = k_{дв} + k_{м}, \quad (44.2)$$

где $k_{дв}$ – коэффициент, учитывающий влияние типа двигателя (для электродвигателя $k_{дв} = 0,25$);

$k_{м}$ – коэффициент, зависящий от типа машины (для элеваторов и подъемников $k_{м} = 1,2$; для кранов $k_{м} = 2$).

Расчетный крутящий момент:

$$M_{р} = \frac{M_{max}}{k_{т}}, \quad (44.3)$$

где $k_{т}$ – коэффициент, учитывающий точность изготовления и монтажа роликового останова (рекомендуется принимать $k_{т} = 0,6-0,9$).

В зависимости от расчетного момента определяются размеры роликового останова.

Окружное усилие на втулке (Н) [9]:

$$P = \frac{M_p}{\frac{D}{2}} = \frac{2M_p}{D}, \quad (44.4)$$

где D – внутренний диаметр корпуса, м.

Сила (Н) нормального давления на ролик при остановке втулки определяется с учетом равенства возникающей силы трения $F_{\text{тр}}$ окружному усилию P :

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{zf} = \frac{P}{zf} = \frac{2M_p}{Dfz}, \quad (44.5)$$

где f – коэффициент трения роликов по цилиндрической поверхности корпуса и втулки;

z – количество роликов.

Исходя из условия самоторможения при одинаковых значениях коэффициентов трения между роликом и втулкой (корпусом) должно выполняться условие [18]

$$f \geq \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (44.6)$$

где α – угол зацепления, град.

Сила нормального давления на ролик с учетом (44.6) определится как

$$N = \frac{2M_p}{D \cdot z \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}. \quad (44.7)$$

Диаметр ролика (м) определяется по формуле

$$d \approx 1,88 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{9,81 \cdot M_p}{z}}. \quad (44.8)$$

И так же, как в храповых остановках, где все геометрические размеры определяются через модуль, в роликовых остановках все размеры вычисляются через диаметр ролика d .

Длина ролика $l = (1,25 - 1,5)d$; внутренний диаметр корпуса $D = 8d$; число роликов $z = 3 - 5$; $\alpha = 6 - 8^\circ$ для обеспечения само-

расклинивания останова, если этот угол будет больше, потребуется больший момент для стопорения. Если угол будет меньше, будет затруднено выведение останова из заклиненного состояния.

По величине нормального давления N (44.7) выполняют расчет деталей на контактное смятие. Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика со втулкой [3]:

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{N E}{l d}} \leq \tau . \quad (44.9)$$

Максимальные касательные напряжения между роликом и корпусом не должны превышать допускаемые контактные напряжения $[\tau]$, зависящие от материала изготовления деталей останова и их термической обработки:

$$\tau = 0,2 \sqrt{\frac{N E}{l} \frac{D-d}{Dd}} \leq \tau , \quad (44.10)$$

где E – модуль упругости материала рассчитываемой детали, МПа.

Как правило, в ответственных механизмах элементы роликового останова изготавливают из инструментальных сталей. Ролики остановов изготавливают из стали ШХ15 твердостью 59–63 HRC, для механизмов с малым числом включений применяют сталь У8А твердостью 60–62 HRC. Корпус и втулку выполняют из сталей ШХ15, 40Х (48–55 HRC), У10 (60–64 HRC). Для этих материалов с малым числом включений механизма $N_{ц} \leq 10^7$ принимают

$$[\tau] = (8,0 - 12,0) \text{ HRC (МПа)}, \quad (44.11)$$

где HRC – число твердости по Роквеллу.

45. УСТРОЙСТВО КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Различают одноколодочные, двухколодочные и многоколодочные тормоза. Применяемые в грузоподъемных установках колодочные тормоза различаются в основном схемами рычажных систем. Одноколодочные и многоколодочные тормоза в настоящее время практически не применяются. Наиболее широко известны двухколодочные тормоза с колодками, шарнирно связанными с рычагами тормоза, с диаметральной расположением по отношению

к тормозному шкиву. Такие тормоза по сравнению с одноколодочными не создают дополнительных нагрузок на подшипники, действуют на тормозной шкив с меньшим давлением и имеют большую надежность.

Различают короткоходовые и длинноходовые двухколодочные тормоза. Принципиальное их отличие заключается в величине необходимого перемещения приводной системы для затормаживания или растормаживания. Для того чтобы затормозить или растормозить короткоходовой тормоз, нужны небольшие перемещения клапана приводного электромагнита.

Короткоходовые колодочные тормоза часто выполняются на прямых тормозных рычагах, как это показано на рис. 45.1. При подаче электрического напряжения на катушку 1 поворотный клапан 2, притягиваясь к сердечнику электромагнита, воздействует на тягу 3. Тяга проходит через отверстие в П-образной скобе 5, концы которой шарнирно присоединены к правому рычагу 6. Внутри скобы

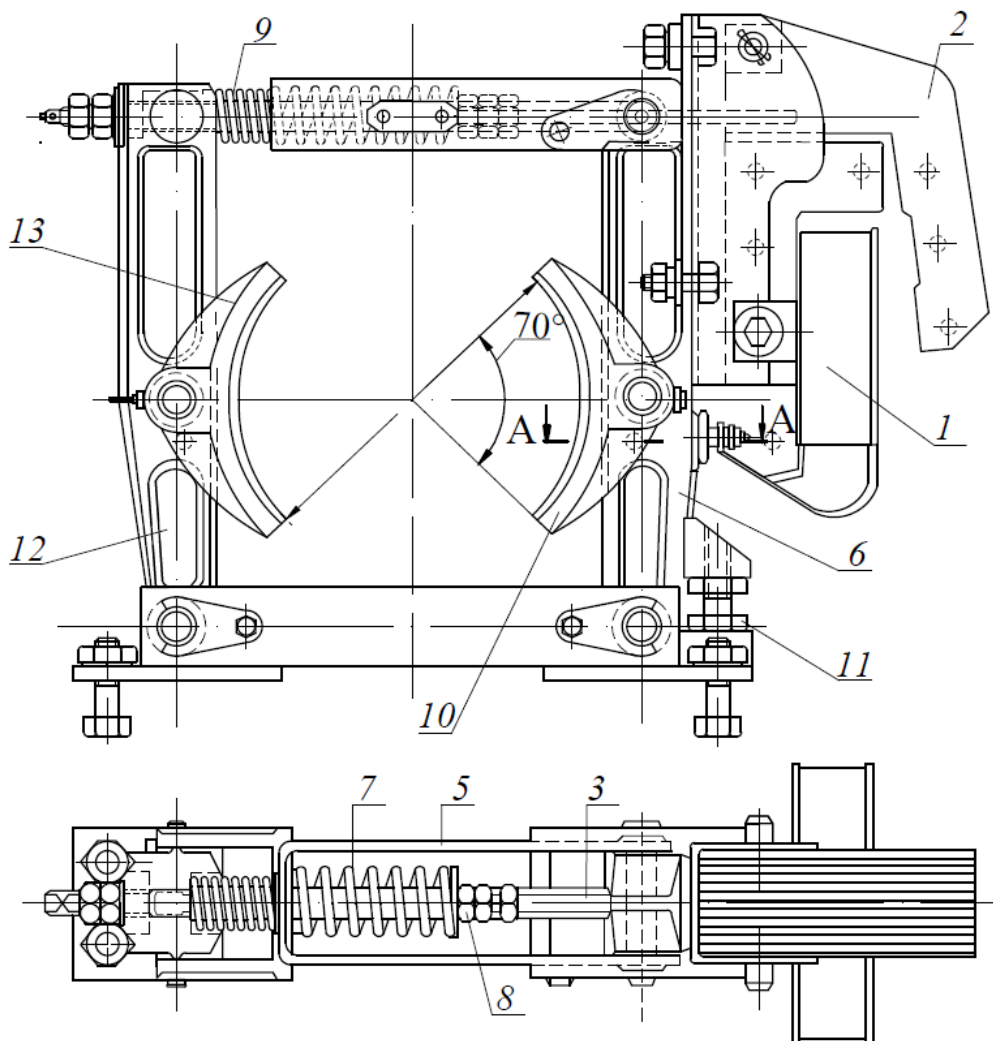


Рис. 45.1. Короткоходовой колодочный тормоз

на тяге размещена главная пружина 7. Левый конец пружины упирается в скобу, а правый ее конец зафиксирован гайками 8, нагруженными на тягу. Вследствие перемещения тяги влево сжимается рабочая пружина, и тяга выдвигается из отверстия в скобе. При этом под действием силы тяжести электромагнита и силы вспомогательной пружины 9 рычаг 6 с колодкой 10 отходит вправо до тех пор, пока регулировочный болт 11 не дойдет до упора. При дальнейшем выдвигении тяги вспомогательная пружина отодвигает влево рычаг 12 с колодкой 13. Таким образом тормоз оказывается расторможенным. Когда питание катушки электромагнита отключается, рабочая пружина разжимается, при этом правый рычаг (соединенный со скобой) перемещается влево, а левый рычаг (соединенный с тягой) – вправо. Тормоз затормаживается. Тормозные рычаги, на которых закрепляются колодки, как правило, имеют двутавровое сечение и делаются литыми или штампованными.

Длинноходовой тормоз с грузовым замыканием и электромагнитным размыканием с изогнутыми рычагами представлен на рис. 45.2. Приводная рычажная система у этого тормоза требует больших перемещений по сравнению с предыдущим. Верхние концы рычагов 1 и 2 через пальцы 3 и 4 соединены между собой рычажной системой 5. Чтобы затормозить, необходимо обесточить катушки 6 трехфазного электромагнита, что позволит приводному рычагу 7 под действием веса груза 8 повернуться по часовой стрелке и переместить вертикальную тягу 9 вниз. В результате произойдет взаимное сведение тормозных рычагов, колодок 10 и 11 на

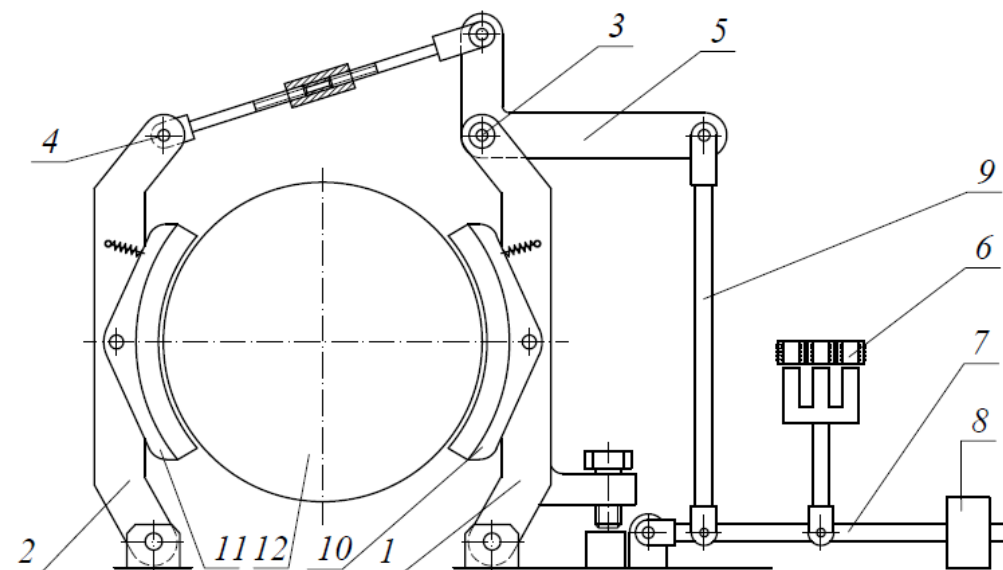


Рис. 45.2. Длинноходовой колодочный тормоз с электромагнитом

них и остановка тормозного барабана 12. При подаче напряжения на катушки приводной рычаг поднимается и происходит растормаживание.

Аналогичные длинноходовые тормоза могут быть с пружинным замыканием и электрогидравлическим размыканием (рис. 45.3).

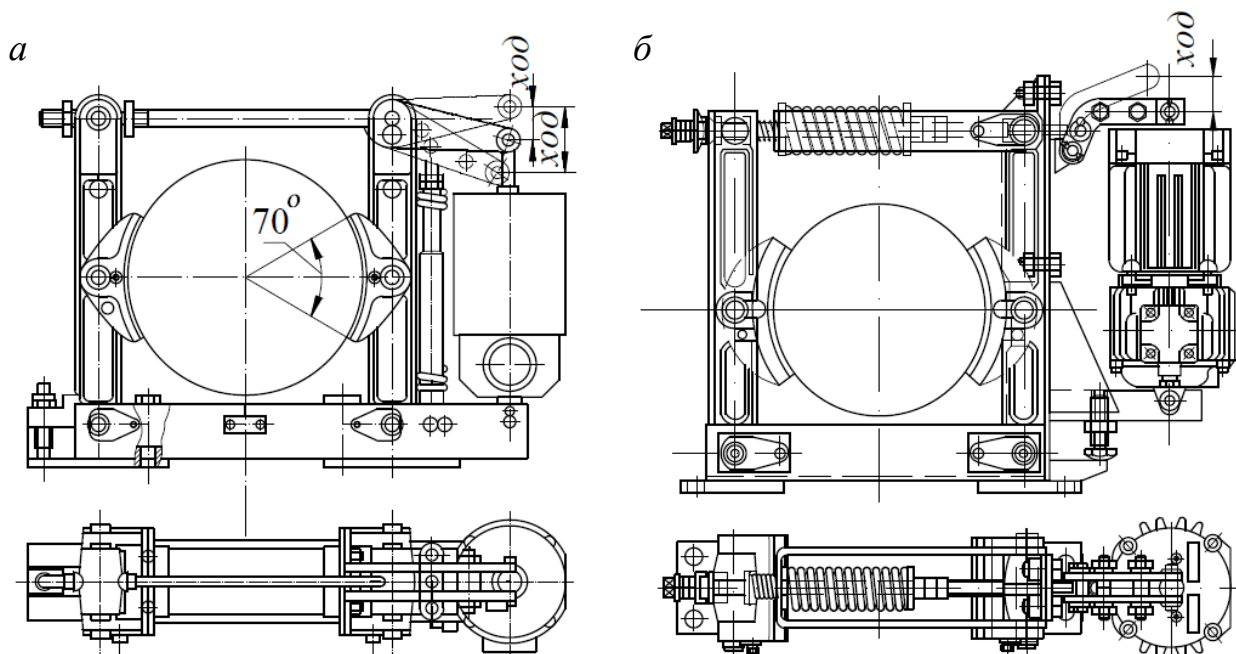


Рис. 45.3. Колодочный тормоз с электрогидротолкателем:
а – с вертикальной; *б* – с горизонтальной замыкающей пружиной

Электрогидравлический толкатель (рис. 45.4) состоит из двигателя, колеса центробежного насоса, поршня со штоком и цилиндра [9]. На верхнем конце вала 1 ротора 2 установлено насосное лопастное колесо 3, которое находится в нижней части цилиндра 4 внутри него. Над колесом насоса находится поршень 5, который неподвижно связан с нижним концом штока 6 цилиндра.

Полость цилиндра на 75–80 % заполнена маслом. При подаче напряжения на двигатель его ротор начинает вращаться, и колесо центробежного насоса создает избыточное давление масла под поршнем, заставляя поршень со штоком перемещаться вверх. К верхнему концу штока шарнирно крепится рычаг (см. рис. 45.3, *б*), который при повороте сжимает пружину, и тормоз размыкается.

Тормозные барабаны делают из конструкционных сталей 35С и 65СГ, прошедших термообработку (закалку ТВЧ на глубину 3÷4 мм). Твердость поверхности тормозного барабана должна составлять не менее 350 единиц НВ. Чистота рабочей поверхности тормозного шкива не ниже $Ra = 1,25$ мкм [3]. При образовании на

поверхности шкива неровностей более 0,5 мм необходимо произвести переточку, если позволяет глубина закаленного слоя, или

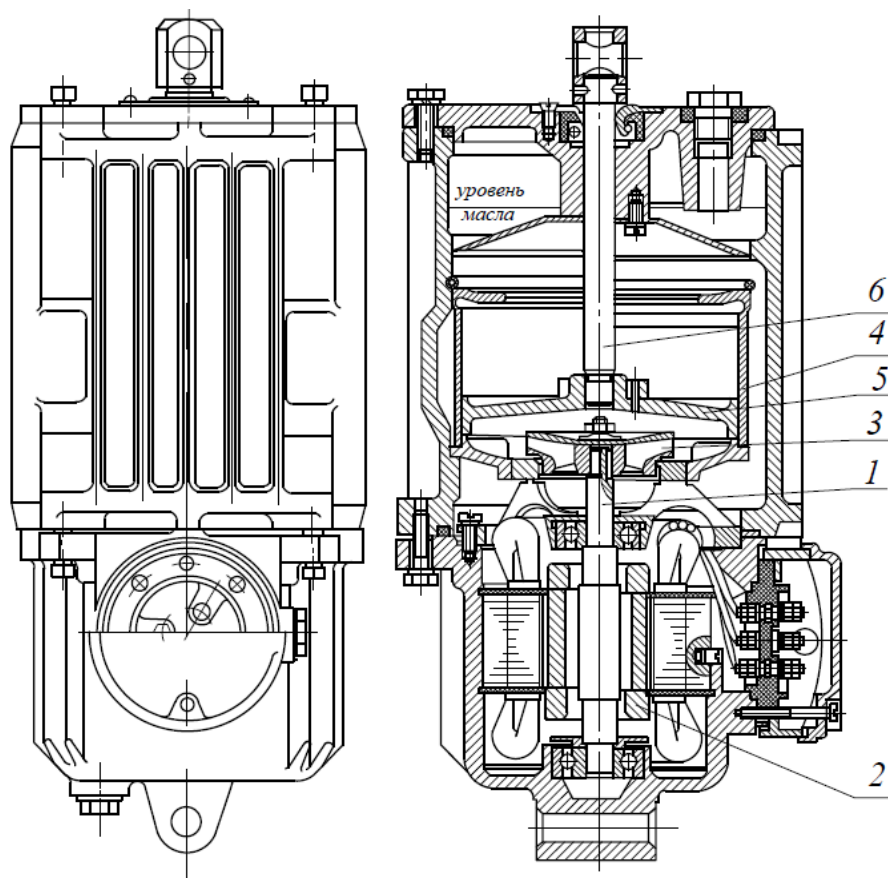


Рис. 45.4. Электрогидравлический толкатель

наплавку с дальнейшей механической обработкой. Износ рабочей поверхности обода шкива допускается не более 25 % от первоначальной толщины [27].

Для наиболее эффективного затормаживания к тормозным колодкам прикрепляются тормозные накладки. Наибольшее распространение имеют вальцованные тормозные накладки

марки 6ВК. Они присоединяются к стальным литым колодкам клеем или заклепками (рис. 45.5). Присоединение клеем не всегда удобно, поскольку это исключает возможность замены накладок, но зато появляется возможность длительной работы за счет достижения

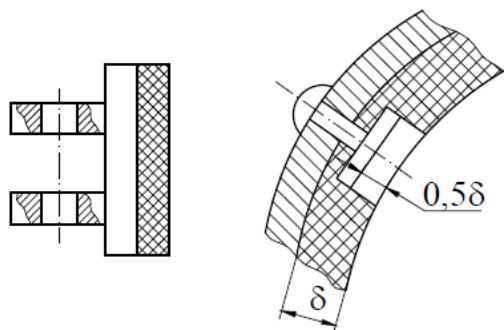


Рис. 45.5. Крепление накладок к колодке

более полного износа накладок по толщине. Если накладки присоединяются к колодкам заклепками, то это позволяет заменять накладки в условиях механического цеха шахты. Заклепки обычно используют алюминиевые, реже медные. Износ тормозной накладки по толщине допускается до появления головок заклепок или не более 50 % от первоначальной толщины [27].

При растормаживании колодочных тормозов между колодкой и барабаном появляется зазор. Колодка под действием своего собственного веса может повернуться на оси своего закрепления, что приводит к их неравномерному износу. Во избежание этого устанавливают под нижние концы колодок упорные винты или на верхние концы колодок пружины (см. рис. 45.2).

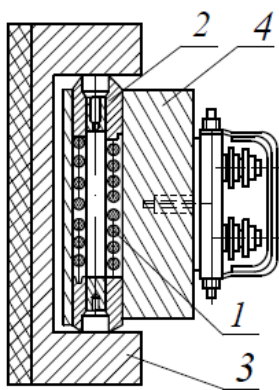


Рис. 45.6. Регулировка колодок

Для уменьшения работы по обслуживанию тормоза, связанного с заменой тормозных колодок из-за их неравномерного износа по высоте, под щеками колодки на тормозном рычаге делают отверстие (см. сечение А–А на рис. 45.1). В него помещают распираемые пружиной 1 два бронзовых цилиндрика 2, которые упираются в щеки тормозной колодки 3 (рис. 45.6). Это удерживает колодку от произвольного поворачивания относительно оси ее закрепления на рычаге 4. Поскольку в любом тормозе массы составных элементов на

левом и правом тормозных рычагах разные, то время и путь отхода их от тормозного барабана будут различными. Поэтому на рычагах ставят винты, которые ограничивают отход тормозного рычага.

Изогнутые тормозные рычаги предназначены для обеспечения более равномерного износа колодок по сравнению с колодками тормоза на прямых рычагах. Расположение шарнира рычага под точкой контакта середины колодки с барабаном (изогнутый рычаг) обеспечивает одновременный отход всей поверхности накладки при растормаживании.

У тормозов, имеющих прямые рычаги, нижний конец колодки изнашивается быстрее.

46. РАСЧЕТ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

На рис. 46.1 представлена расчетная схема, где: P – усилие замыкания тормоза, b – эксцентриситет изгиба тормозного рычага, D – диаметр тормозного барабана, L – длина рычагов, L_1 – высота закрепления колодок. При срабатывании тормоза усилие, действующее на поверхности контакта колодки и барабана, передается на тормозной рычаг в точке закрепления колодки. Поэтому в этих точках (шарнирах) мы прикладываем нормальные реакции N_1 и N_2 и

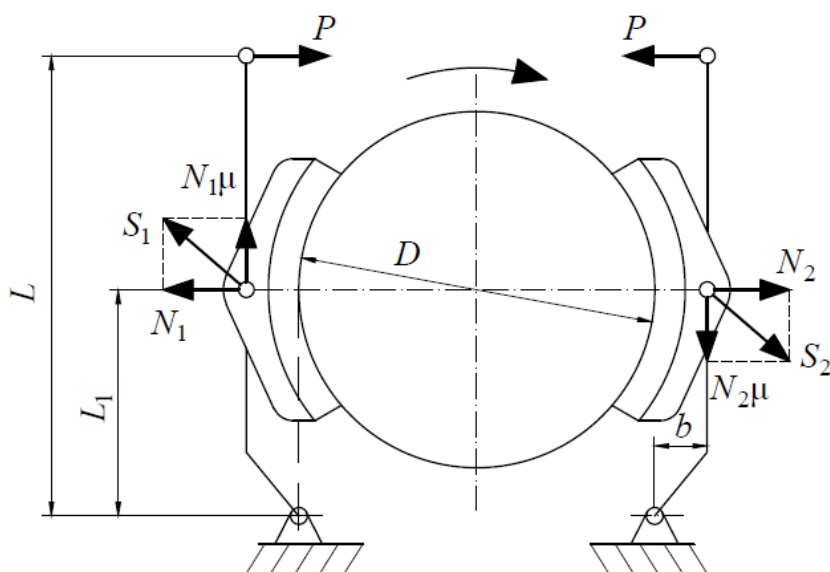


Рис. 46.1. Схема двухколодочного тормоза

реакции сил трения $N_1\mu$ и $N_2\mu$. Тормозные силы, которые приложены к колодкам по касательной, передаются на рычаги через шарниры в зависимости от направления вращения барабана, вверх или вниз.

Уравнения равновесия левого и правого тормозных

рычагов относительно осей их закрепления запишем соответственно [4]:

$$PL = N_1L_1 - N_1\mu b \quad \text{и} \quad PL = N_2L_1 + N_2\mu b. \quad (46.1)$$

Отсюда нормальные реакции (Н):

$$N_1 = \frac{PL}{L_1 - \mu b} \quad \text{и} \quad N_2 = \frac{PL}{L_1 + \mu b}. \quad (46.2)$$

При одном и том же механизме замыкания, который создает одинаковые усилия замыкания P на обоих рычагах, силы прижатия N_1 и N_2 тормозных колодок к барабану получаются не одинаковые.

Если $N_1 \neq N_2$, то и равнодействующие $S_1 \neq S_2$, что приводит к их взаимно не скомпенсированному воздействию на вал тормозного барабана. Поскольку

$$S_1 = N_1\sqrt{1 + \mu^2} \quad \text{и} \quad S_2 = N_2\sqrt{1 + \mu^2},$$

то

$$\Delta S = S_1 - S_2 = 2PLb\mu \frac{\sqrt{1 + \mu^2}}{L_1^2 - \mu^2 b^2}. \quad (46.3)$$

Усилие ΔS не только создает дополнительные изгибающие нагрузки на валу тормозного барабана, но и нагружает дополнительными усилиями подшипники этого вала.

Тормозной момент (Н·м) на барабане будет равен:

$$M_o = (N_1 + N_2) \frac{D}{2} \mu = \frac{PLL_1 D \mu}{L_1^2 - \mu^2 b^2}. \quad (46.4)$$

Анализ выражения (46.3) показывает, что усилие, изгибающее тормозной вал, равно нулю ($\Delta S = 0$) при плече $b = 0$ (т. е. при прямых тормозных рычагах), тогда $N_1 = N_2$. Поэтому в современных конструкциях грузоподъемных установок находят преимущественное применение тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, будут одинаковы и независимы от направления вращения тормозного шкива.

Тогда общий тормозной момент (Н·м), создаваемый двухколодочным тормозом при прямых рычагах:

$$M_o = \frac{PD\mu\eta L}{L_1}, \quad (46.5)$$

где $\eta = 0,9 \div 0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

Таблица 46.1

Допускаемые давления p (МПа)
в колодочных и ленточных тормозах

Материал трущихся поверхностей	Тип тормоза	
	стопорящий	спускной
Чугун и сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканая асбестовая лента по металлу	0,6	0,3
Вальцованный и прессованный фрикционный материал по металлу	0,6	0,3

Условное среднее давление между шкивом и колодкой определяют из соотношения

$$p = \frac{N}{F_k} = \frac{N}{\frac{\pi D}{360} \beta B} \leq p, \quad (46.6)$$

где F_k – площадь трения одной тормозной колодки, м²;

B – ширина колодки, которую принимают равной примерно $0,4D$ и на 5–10 мм меньше ширины тормозного шкива для обеспечения полного контакта между колодкой и тормозным барабаном (шкивом), м;

$\beta = 60\text{--}100^\circ$ – угол обхвата шкива одной колодкой (на рис. 45.1 $\beta = 70^\circ$);

p – допускаемое удельное давление, зависящее от материалов трущихся поверхностей (табл. 46.1), Па.

47. СХЕМЫ ЛЕНТОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Ленточные тормоза используются, как правило, в самоходных грузоподъемных машинах, где в конструкции привода применяется планетарная передача. Затормаживание или растормаживание зубчатого венца внутреннего зацепления, по которому оббегают сателлиты, приводит или к вращению водила, а значит и исполнительного органа машины, или к его остановке. Например, такие тормоза нашли свое применение в конструкциях автокранов, где надо плавно включать и выключать вращение канатных барабанов механизмов подъема груза и подъема стрелы, а также механизмов поворота кранов.

Ленточные тормоза характеризуются большим углом обхвата тормозного барабана (шкива). Стальная лента, как правило, изготавливаемая из стали марок Ст4, 30, 40, выполнена толщиной $\delta = 2 \div 5$ мм. На внутреннюю поверхность ленты приклепана тормозная накладка (лента) из тканевого материала. Прижимаясь к тормозному барабану, лента создает затормаживающий момент. Для растормаживания иногда используется электромагнит. Ленточные тормоза бывают трех видов: простые, суммирующие и дифференциальные.

47.1. Ленточные простые тормоза

На рис. 47.1 представлен простой ленточный тормоз. Одним и тем же весом груза создается разный тормозной момент, зависящий от направления вращения барабана. Здесь справедлива формула Эйлера: $S_{сб}$ увеличивается до $S_{нб}$ в $e^{\mu\alpha}$ раз. При вращении тормозного барабана по часовой стрелке усилие $S_{сб}$, создаваемое весом груза на тормозном рычаге, увеличивается к точке набегания, а силы трения на контакте трения между лентой и барабаном «помогают» грузу прижать ленту. При противоположном направлении вращения тормозного барабана грузом будет создаваться усилие $S_{нб}$, уменьшающееся к точке сбегания и стремящееся «приподнять»

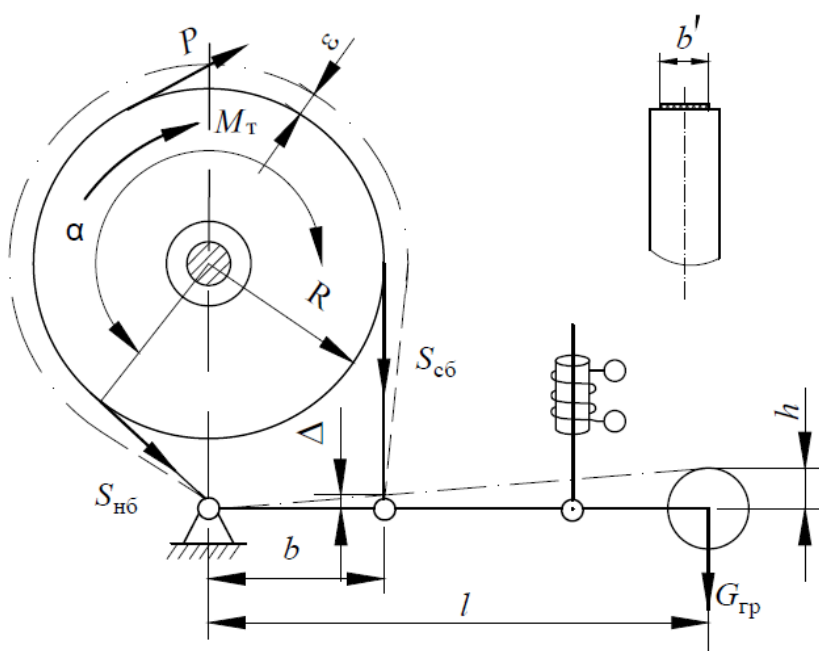


Рис. 47.1. Схема простого ленточного тормоза

тормозной рычаг.

Окружное усилие (H) на рабочей поверхности шкива при его диаметре D

$$P = \frac{M_T}{\frac{D}{2}}, \quad (47.1)$$

где M_T – тормозной момент, Н·м.

Натяжения $S_{сб}$ и $S_{нб}$ должны иметь такую величину, чтобы вызванное ими нажатие ленты

на шкив создало на поверхности соприкосновения силу трения $F_{тр}$, равную окружной силе P .

Натяжения $S_{сб}$ и $S_{нб}$ (Н) на концах ленты определяют по двум уравнениям [15]:

$$S_{нб} = S_{сб} e^{\mu\alpha} \quad (\text{уравнение Эйлера}) \quad (47.2)$$

и

$$S_{нб} = S_{сб} + F_{тр} = S_{сб} + P, \quad (47.3)$$

где μ – коэффициент трения между фрикционным материалом, который наклеивается (приклепывается) на стальную ленту, и барабаном;

α – угол обхвата шкива лентой (обычно $250\text{--}270^\circ$).

Решая эту систему уравнений, получаем необходимые для торможения натяжения на концах ленты:

$$S_{нб} = \frac{P e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}; \quad (47.4)$$

$$S_{сб} = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1}. \quad (47.5)$$

Для торможения шкива нет необходимости принудительно создавать натяжения на обоих концах ленты, вполне достаточно натя-

нуть один из ее концов, второй конец можно закрепить на неподвижном шарнире. При этом согласно закону Эйлера необходимое натяжение установится на втором конце. Очевидно, что выгоднее натягивать сбегаящую ветвь, где действует меньшее усилие $S_{сб}$, а набегающую ветвь с ее бóльшим натяжением – крепить к шарниру. В большинстве случаев для крепления ленты используют шарнир рычага.

Для определения рабочего усилия $G_{гр}$ составляется уравнение равновесия всех сил, действующих на рычаг (рис. 47.2, а):

$$-S_{сб}b + G_{гр}l = 0, \quad (47.6)$$

отсюда

$$G_{гр} = \frac{S_{сб}b}{l} = \frac{Pb}{(e^{\mu\alpha} - 1)l}. \quad (47.7)$$

При изменении направления момента M_T натяжения $S_{сб}$ и $S_{нб}$, сохраняя свою величину, меняются местами (рис. 47.2, б). Уравнение равновесия всех сил, действующих на рычаг:

$$-S_{нб}b + G_{гр}l = 0, \quad (47.8)$$

отсюда

$$G_{гр} = \frac{S_{нб}b}{l} = \frac{Pbe^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1)l}. \quad (47.9)$$

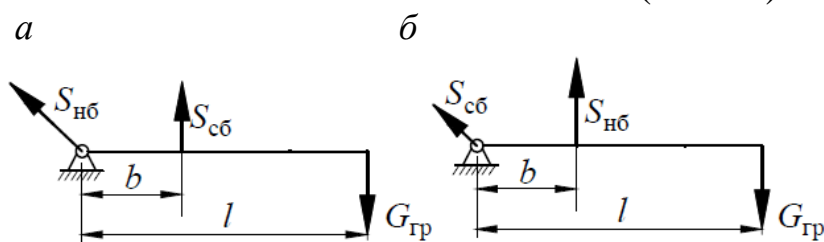


Рис. 47.2. Схема действия сил на рычаг при вращении шкива: а – по часовой стрелке; б – против часовой стрелки

Таким образом, необходимое для торможения усилие увеличилось в $e^{\mu\alpha}$ раз, что при $\mu = 0,2 \div 0,4$ и $\alpha = 250 \div 270^\circ$ составляет от 2 до 6,

следовательно, изменение величины усилия $G_{гр}$ получается весьма значительным и неприемлемым. Такие ленточные тормоза применяют, как правило, в нереверсивных подъемно-транспортных машинах.

Отход ε ленты от шкива при размыкании тормоза принимается в пределах от 1 до 2 мм в зависимости от диаметра шкива. Для от-

хода ленты от шкива на эту величину ее рабочая часть (дуга α) должна удлиниться на

$$\Delta \approx \left(\frac{D}{2} + \varepsilon \right) \alpha - \frac{D}{2} \alpha = \varepsilon \alpha, \quad (47.10)$$

для чего необходимо переместить на эту величину Δ точку крепления к рычагу сбегающей ветви ленты. Рабочий ход тормозного рычага в месте приложения силы $G_{\text{гр}}$

$$h \approx \frac{\Delta l}{b} = \frac{\varepsilon a l}{b}. \quad (47.11)$$

47.2. Дифференциальные ленточные тормоза

Дифференциальные ленточные тормоза также используются в нереверсивных механизмах, но тормозной момент при том же угле обхвата барабана, как и у простых ленточных тормозов, бóльший. Тормозная лента присоединяется к одному и тому же тормозному рычагу по разные стороны от шарнира его закрепления (рис. 47.3). Соотношение плеч $b > a$. При направлении вращения шкива по часовой стрелке сила трения, которая действует между барабаном и

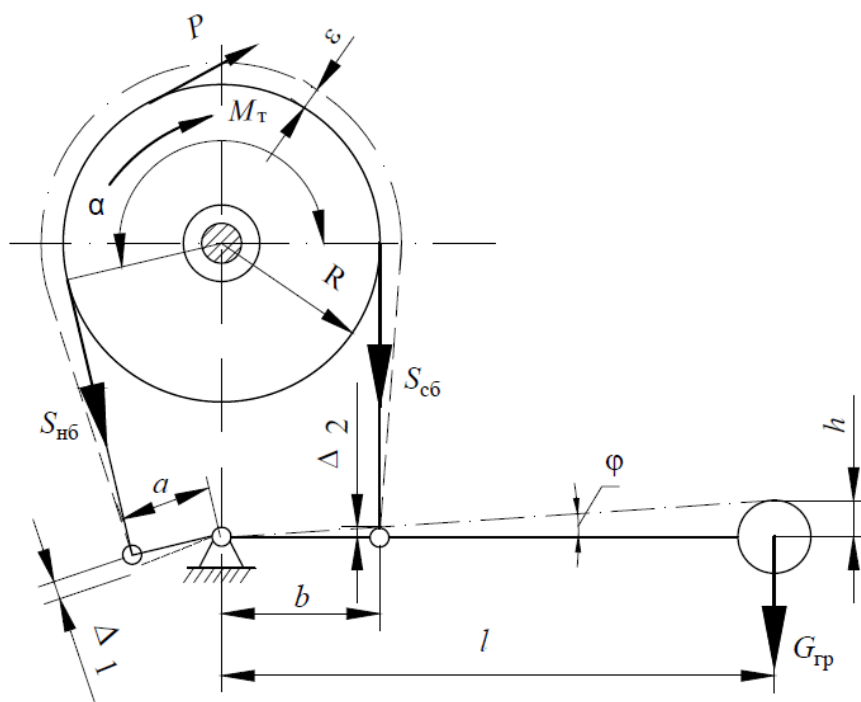


Рис. 47.3. Схема дифференциального ленточного тормоза

лентой, будет тянуть ленту, помогая поворачивать рычаг в создании бóльшей величины тормозного усилия. При вращении барабана против часовой стрелки он будет силами трения через ленту «поднимать» тормозной рычаг, чем существенно уменьшит тормозной момент.

Рабочее усилие $G_{гр}$ находится из уравнения равновесия всех сил, действующих на рычаг (рис. 47.4, а), которое принимает вид

$$S_{нб}a - S_{сб}b + G_{гр}l = 0, \quad (47.12)$$

отсюда

$$G_{гр} = \frac{S_{сб}b - S_{нб}a}{l} = \frac{\frac{Pb}{e^{\mu\alpha} - 1} - \frac{Pe^{\mu\alpha}a}{e^{\mu\alpha} - 1}}{l} = \frac{P(b - ae^{\mu\alpha})}{(e^{\mu\alpha} - 1)l}. \quad (47.13)$$

Сравнивая это выражение $G_{гр}$ с формулой (47.8) для простого ленточного тормоза, видим, что при равных условиях усилие $G_{гр}$ у дифференциального тормоза получается всегда меньше, чем у простого тормоза, и в этом его преимущество. В этом случае выражение $(b - ae^{\mu\alpha})$ при соответствующих значениях a и b может быть как положительным, так и отрицательным, а его определяет и знак $G_{гр}$. Отрицательное значение силы $G_{гр}$ является признаком «самозатягивающегося» тормоза, который замыкается без принудительного приложения усилия $G_{гр}$, только за счет внутренних сил механизма. Очевидно, такой тормоз практически является еще одной разновидностью остановов, которые в этом исполнении не используются в механизмах грузоподъемных машин.

Условие управляемости дифференциального ленточного тормоза

$$b - ae^{\mu\alpha} > 0, \quad (47.14)$$

отсюда

$$\frac{b}{a} > e^{\mu\alpha}. \quad (47.15)$$

При изменении направления вращения натяжения $S_{сб}$ и $S_{нб}$, сохраняя свою величину, также меняются местами, как и в простом ленточном тормозе (рис. 47.4, б). Уравнение равновесия всех сил, действующих на рычаг:

$$S_{сб}a - S_{нб}b + G_{гр}l = 0, \quad (47.16)$$

отсюда

$$G_{гр} = \frac{S_{нб}b - S_{сб}a}{l} = \frac{\frac{Pe^{\mu\alpha}b}{e^{\mu\alpha} - 1} - \frac{Pa}{e^{\mu\alpha} - 1}}{l} = \frac{P(be^{\mu\alpha} - a)}{(e^{\mu\alpha} - 1)l}. \quad (47.17)$$

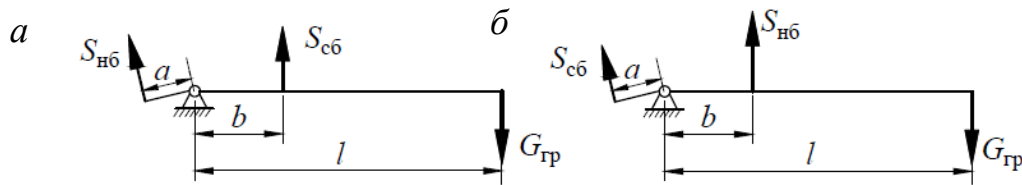


Рис. 47.4. Схема действия сил на рычаг дифференциального тормоза при вращении шкива: *a* – по часовой стрелке; *б* – против часовой стрелки

Таким образом, изменение направления момента M_T в дифференциальном ленточном тормозе отражается на величине рабочего усилия еще более резко, вследствие чего такой тормоз применять для переменного вращения нецелесообразно.

Рабочий ход рычага дифференциального тормоза рассчитывается несколько иначе, чем простого ленточного тормоза. Удлинение рабочей части ленты при отходе ее от шкива на величину ϵ также равно $\epsilon\alpha$, но так как при размыкании тормоза сбегаящая ветвь ленты поднимается, а набегающая опускается, то

$$\epsilon\alpha \approx \Delta_2 - \Delta_1 = b\varphi - a\varphi = (b - a)\varphi, \quad (47.18)$$

отсюда

$$\varphi \approx \frac{\epsilon\alpha}{b - a}, \quad (47.19)$$

следовательно:

$$h \approx l\varphi = \frac{\epsilon\alpha l}{b - a}. \quad (47.20)$$

47.3. Суммирующий ленточный тормоз

Суммирующие тормоза используются в реверсивных механизмах. Суммирующий тормоз (рис. 47.5) отличается тем, что тормозная лента обоими концами присоединена к тормозному рычагу. Плечи приложения усилий делаются одинаковыми и равными b . При обоих направлениях вращения шкива (рис. 47.6, *a* и рис. 47.6, *б*) тормозной момент будет одинаковый и примет вид

$$-S_{сб}b - S_{нб}b + G_{тр}l = 0, \quad (47.21)$$

отсюда

$$G_{тр} = \frac{S_{нб}b + S_{сб}b}{l} = \frac{Pe^{\mu\alpha}b}{e^{\mu\alpha} - 1} + \frac{Pb}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{Pb(e^{\mu\alpha} + 1)}{(e^{\mu\alpha} - 1)l}. \quad (47.22)$$

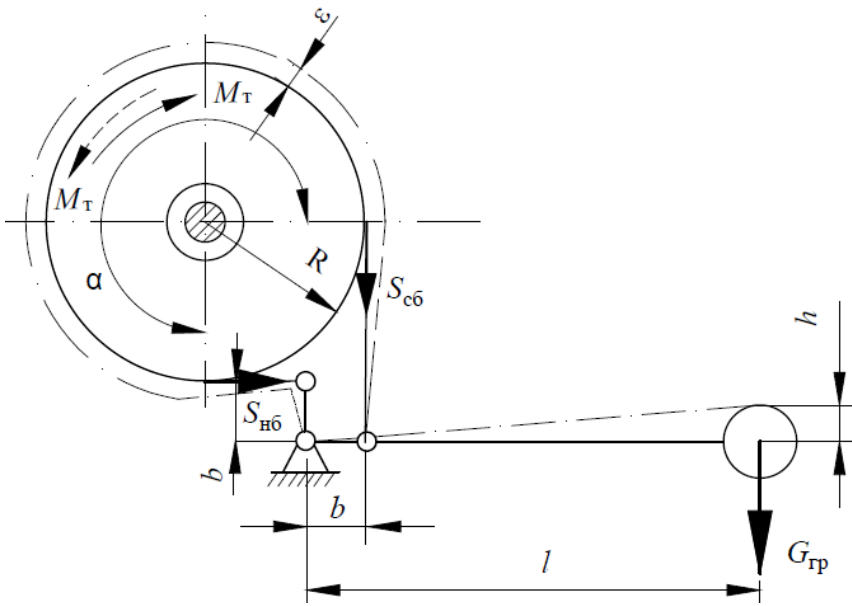


Рис. 47.5. Суммирующий тормоз

Сравнивая это выражение с выражением, определенным по формуле (47.7) для простого ленточного тормоза, видим, что при равных условиях рабочее усилие $G_{\text{тр}}$ у суммарного тормоза получается в $(e^{\mu\alpha} + 1)$ раз больше, чем у простого тормоза. Таким образом,

удовлетворение условия независимости величины рабочего усилия $G_{\text{тр}}$ от направления момента M_T достигается за счет существенного понижения эксплуатационных качеств тормоза. Вследствие этого суммирующие ленточные тормоза широкого распространения не получили.

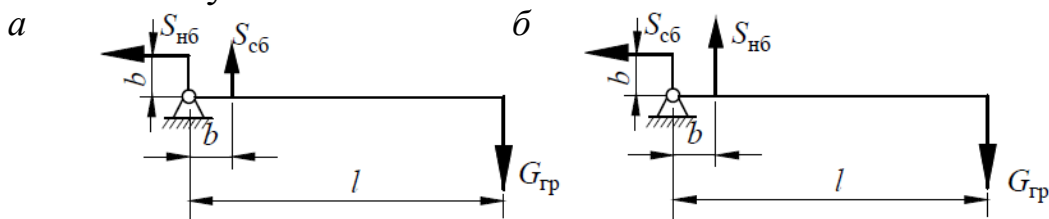


Рис. 47.6. Схема действия сил на рычаг суммирующего тормоза при вращении шкива: *a* – по часовой стрелке; *б* – против часовой стрелки

Ход рычага

$$h \approx \frac{\varepsilon \alpha l}{2b}. \quad (47.23)$$

47.4. Ленточный тормоз с увеличенным углом обхвата лентой шкива

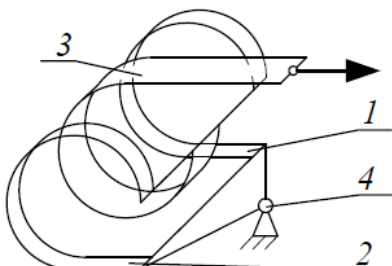


Рис. 47.7. Схема ленты

В ленточных тормозах для увеличения эффективности можно увеличивать угол обхвата тормозного барабана лентой за счет перехода от двух тормозных лент 1 и 2 к одной ленте 3 (рис. 47.7), соединенных

общим пальцем 4. При этом можно получить суммарный угол обхвата лентой тормозного барабана более 360° .

48. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА

Основная деталь ленточного тормоза – лента рассчитывается по наибольшему натяжению $S_{\text{нб}}$ с учетом ослабления сечения ленты отверстиями для заклепок, при помощи которых крепится накладка и осуществляется соединение ленты с шарниром и тормозным рычагом.

Напряжение растяжения, действующее в ослабленном сечении [15]:

$$\sigma_p = \frac{S_{\text{нб}}}{(b' - z_1 d) \delta} \leq [\sigma_p]^- \quad (48.1)$$

где b' – ширина тормозной ленты, м;

δ – ее толщина, м;

z_1 – количество заклепок в расчетном сечении;

d – диаметр заклепок, м;

$[\sigma_p]^-$ – допускаемое напряжение (для ленты с фрикционной накладкой $[\sigma_p]^- = 80 \div 100$ МПа, для нефутерованной стальной ленты, непосредственно подвергающейся износу, $[\sigma_p]^- \approx 60$ МПа).

Крепление ленты к соединительной детали производится односторонними или двухсторонними заклепками (рис. 48.1, а). Заклепочное соединение проверяется на срез заклепок и на смятие их на поверхности соприкосновения с лентой:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{нб}}}{z \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{\text{ср}}]^- \quad \text{или} \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{\frac{S_{\text{нб}}}{z}}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{\text{ср}}]^- \quad (48.2)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{S_{\text{нб}}}{z d \delta} \leq [\sigma_{\text{см}}]^- \quad (48.3)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]^-$ – допускаемое напряжение на срез ($[\tau_{\text{ср}}]^- = 50 \div 60$ МПа);

$[\sigma_{\text{см}}]^-$ – допускаемое напряжение смятия ($[\sigma_{\text{см}}]^- \approx 100$ МПа).

Для компенсации износа ленты и сохранения первоначального положения тормозного рычага в механизме тормоза предусматрива-

ется регулировочное приспособление в виде винтовой стяжки с правой и левой резьбой, обычно помещаемой на сбегающей ветви ленты, где действует меньшее натяжение $S_{сб}$. Во избежание самоотвин-

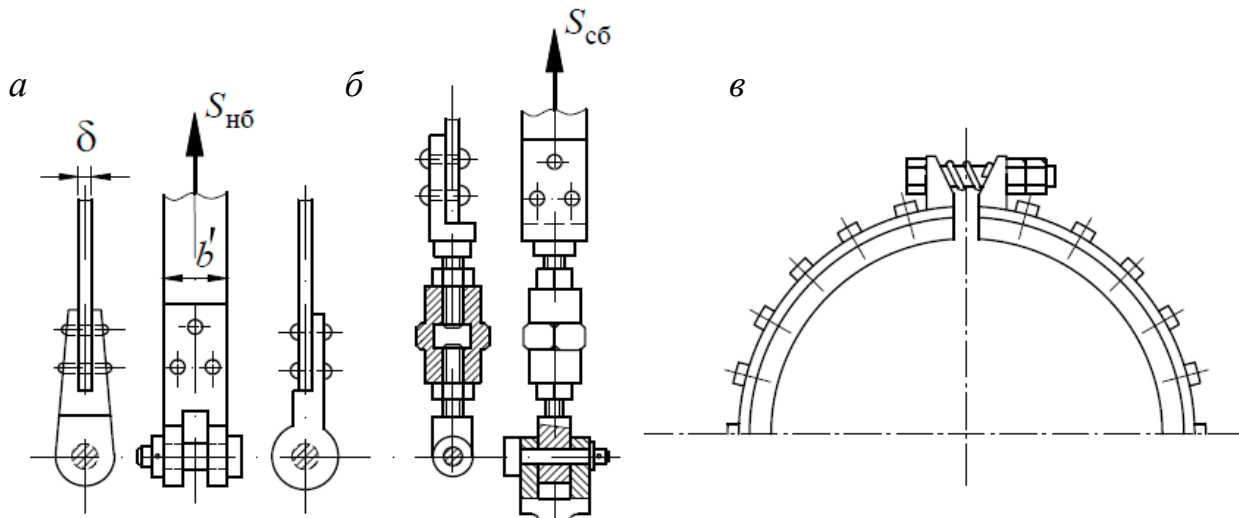


Рис. 48.1. Детали ленточных тормозов: *а* – нерегулируемое крепление ленты к рычагу; *б* – крепление к рычагу при помощи винтовой стяжки; *в* – регулируемый стык ленты

чивания стяжки необходимо, по крайней мере, с одной стороны поставить контргайку (рис. 48.1, б). Недостаток этого устройства – его большая конструктивная длина, заставляющая удалять шарнир рычага от тормозного шкива, что приводит к уменьшению угла обхвата α и невыгодному увеличению расчетных натяжений $S_{сб}$ и $S_{Hб}$.

Предпочтительнее использовать устройство, показанное на рис. 48.1, в. Данная конструкция представляет собой регулируемый стык разрезанной в этом месте ленты. Расположение стыка на ленте безразлично для работы тормоза, поэтому для него выбирают наиболее удобное для обслуживания место.

Ширину ленты назначают по допускаемому давлению на смятие $p_{см}^- = 0,3 \div 0,6$ МПа. Натяжение ленты в различных точках обхвата α непостоянно и изменяется от $S_{сб}$ до $S_{Hб}$, соответственно изменяются и удельные давления, поэтому среднее удельное давление:

$$p = \frac{\frac{S_{Hб} + S_{сб}}{2}}{\frac{D}{2}b'} = \frac{S_{Hб} + S_{сб}}{Db'} \leq p_{см}^-, \quad (48.4)$$

где D – диаметр тормозного шкива, м.

Кроме истирания лента может разрушиться от перегрева, если теплота, выделяющаяся от внутреннего трения при прижатии, не будет успевать отводиться от поверхности. Поэтому также производится проверка ленточного тормоза на нагрев по удельной условной работе торможения pV . Для стопорных тормозов $pV \leq 2,5 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$, для спускных – $pV \leq 1,5 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$, где V – окружная скорость на шкиве, м/с.

49. ТОРМОЗА С ОСЕВЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Тормоза с осевым давлением отличаются от ранее рассмотренных тем, что усилие, прижимающее деталь к шкиву, направлено не перпендикулярно оси его вращения, как в колодочном или ленточном тормозах, а вдоль его оси.

49.1. Конические тормоза

Конический тормоз состоит из сидящего на валу на шпонке или шлицах конуса и неподвижной чаши с конической расточкой (рис. 49.1). Замыкание и размыкание тормоза производится посредством перемещения конуса вдоль вала при помощи специального рычажного механизма. Для свободного перемещения конуса по валу должна быть применена ходовая посадка.

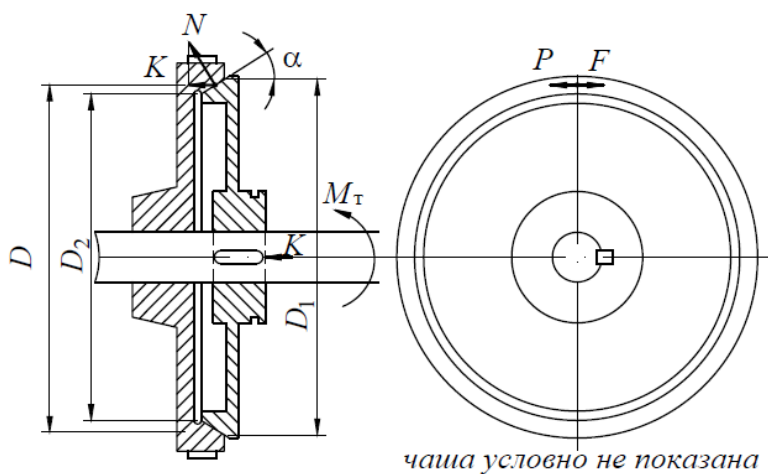


Рис. 49.1. Конический тормоз

Исходной величиной для расчета этого тормоза является тормозной момент M_T . При среднем диаметре конуса

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (49.1)$$

окружное усилие на средней окружности его поверхности

$$P = \frac{M_T}{\frac{D}{2}} \quad (49.2)$$

Для уравнивания этого усилия на рабочих поверхностях тормоза должна возникнуть сила трения $F = P$. Для этого конические поверхности тормоза следует прижать друг другу с силой N , величина которой получается из зависимости [15]

$$Nf = F = P, \quad (49.3)$$

отсюда
$$N = \frac{P}{f}, \quad (49.4)$$

где N – алгебраическая сумма нормальных давлений на поверхности конуса, Н;

f – коэффициент трения на рабочих поверхностях (при наличии футеровки конуса $f = 0,3 \div 0,4$).

Требующееся нажатие N создается осевым усилием K , приложенным к ступице конуса.

Соотношение между силами N и K определяется из силового треугольника:

$$K = N \sin \alpha = \frac{P \sin \alpha}{f} = \frac{M_T \sin \alpha}{\frac{D}{2} f}. \quad (49.5)$$

Для уменьшения величины рабочего усилия следует принимать малые значения угла α . Однако во избежание заедания конуса при размыкании тормоза угол должен быть не менее 15° .

Удельное давление на рабочей поверхности конуса

$$p = \frac{N}{S_{\text{кон}}} = \frac{K}{S_{\text{кон}} \sin \alpha} = \frac{K}{S_{\text{пр}}} \leq p_{\text{пр}}, \quad (49.6)$$

где $S_{\text{пр}} = S_{\text{кон}} \sin \alpha$ – проекция рабочей поверхности на плоскость, перпендикулярную к оси тормоза и равную

$$S_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2), \quad (49.7)$$

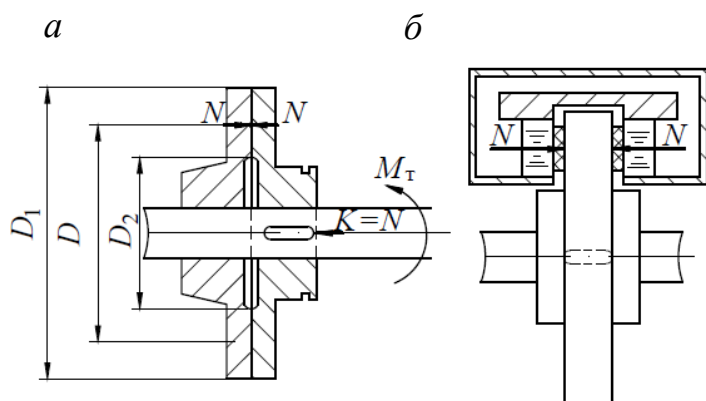
В данном типе тормоза в работе участвуют все элементы поверхности, расположенные на разном расстоянии от оси вращения и имеющие вследствие этого разные скорости скольжения, что является предпосылкой неравномерного износа рабочих поверхностей тормоза. Поэтому во избежание быстрого износа поверхностей ко-

нусов и нарушения нормальной работы удельное давление p не должно превышать $0,1 \div 0,15$ МПа.

49.2. Дисковые тормоза

По сравнению с коническим у дискового тормоза угол $\alpha = 90^\circ$ (рис. 49.2, *a*). Осевое усилие определяется как [15]

$$K = N \sin 90^\circ = N = \frac{P}{f} = \frac{M_T}{\frac{D}{2} f}. \quad (49.8)$$



Удельное давление на рабочей поверхности кольца

$$p = \frac{K}{S} \leq [p], \quad (49.9)$$

где S – площадь кольцевой рабочей поверхности, равная

$$S = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2). \quad (49.10)$$

Осевые тормоза входят в состав автоматических тормозов, в которых используются для нажатия рабочих поверхностей внутренние силы механизма. В дальнейшем разобраны характерные разновидности таких тормозов.

Колодочно-дисковые тормоза (рис. 49.2, *б*) широко используются в механизмах передвижения самоходных машин, но в механизмах подъема грузов не нашли своего применения.

50. ГРУЗОУПОРНЫЕ ТОРМОЗА

50.1. Осевой тормоз с неразмыкаемыми поверхностями трения

Данные тормоза применяются в подъемных механизмах с червячной передачей. Тормоз состоит из конуса 1, выполненного за одно целое с червяком 2, чаши 3 с конической расточкой и храповым

венцом на наружной поверхности и собачки 4 (рис. 50.1). Направление зубьев храповика и положение собачки выбираются таким образом, чтобы при подъеме груза чаша могла свободно вращаться вместе с червяком, а по окончании подъема и при опускании груза собачка должна упираться в зубья храповика и удерживать чашу в неподвижном состоянии.

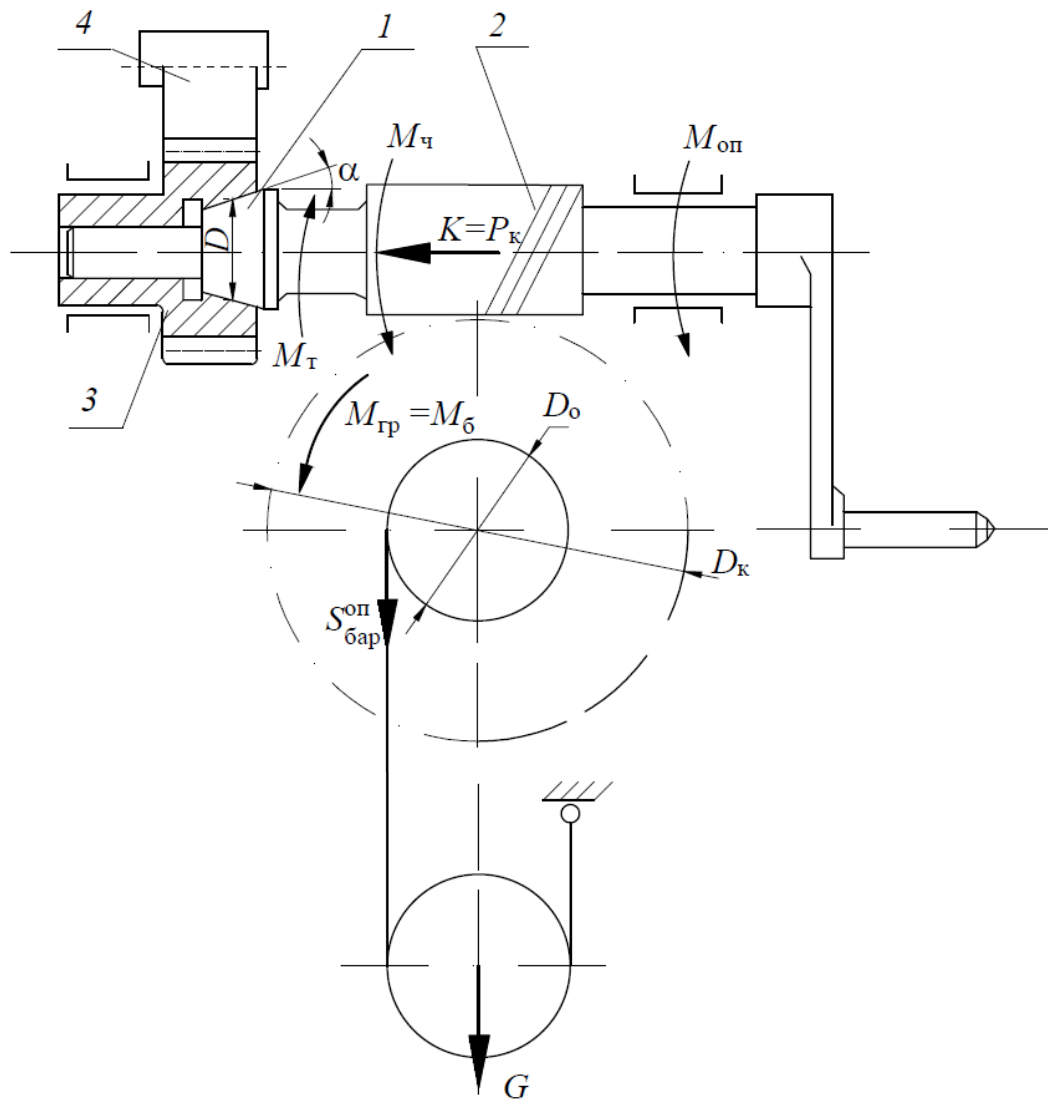


Рис. 50.1. Осевой тормоз с неразмыкаемыми поверхностями трения

Натяжение сбегавшей с барабана ветви каната при опускании груза определяется согласно формуле (14.9)

$$S_{\text{бар}}^{\text{оп}} = \frac{G\eta_{\text{п}}}{i_{\text{п}}}.$$

Грузовой момент на барабане (пояснения см. к формуле (23.3))

$$M_{\delta} = S_{\text{бар}}^{\text{оп}} \frac{D_o}{2} \eta_{\delta} = \frac{GD_o \eta_{\text{п}} \eta_{\delta}}{2i_{\text{п}}}, \quad (50.1)$$

где η_{δ} – КПД барабана.

Момент на червяке [15]

$$M_{\text{ч}} = \frac{M_{\delta} \eta'_{\text{ч}}}{i_{\text{ч}}} = \frac{GD_o \eta_{\text{п}} \eta_{\delta} \eta'_{\text{ч}}}{2i_{\text{п}} i_{\text{ч}}}, \quad (50.2)$$

где $i_{\text{ч}}$ – передаточное число червячной передачи;

$\eta'_{\text{ч}}$ – КПД червячной передачи при опускании груза (от червячного колеса к червяку).

Расчетный момент тормоза

$$M_{\text{т}} = n_{\text{т}} M_{\text{ч}} = \frac{n_{\text{т}} GD_o \eta_{\text{п}} \eta_{\delta} \eta'_{\text{ч}}}{2i_{\text{п}} i_{\text{ч}}}, \quad (50.3)$$

где $n_{\text{т}}$ – коэффициент запаса торможения.

Окружное усилие на червячном колесе

$$P_{\text{к}} \approx \frac{M_{\delta}}{\frac{D_{\text{к}}}{2}} = \frac{GD_o \eta_{\text{п}} \eta_{\delta}}{D_{\text{к}} i_{\text{п}}} = K, \quad (50.4)$$

где $D_{\text{к}}$ – диаметр червячного колеса.

Окружное усилие, действующее вдоль оси червяка, используется в качестве рабочего усилия тормоза.

Расчетный момент $M_{\text{т}}$ тормоза, необходимый для удержания на весу груза G , и используемое рабочее усилие K для замыкания тормоза изменяются пропорционально величине поднимаемого груза, т. е. данный тормоз обладает свойством саморегулирования. Направление усилия K при подъеме и опускании не изменяется, и поэтому рабочие поверхности всегда остаются прижатыми друг к другу.

Так как разомкнуть этот конус нельзя, то для опускания груза приходится преодолевать избыточный момент тормоза:

$$M_{\text{оп}} = M_{\text{т}} - M_{\text{ч}} = (n_{\text{т}} - 1) M_{\text{ч}}, \quad (50.5)$$

вращая в обратную сторону рукоятку. Необходимость затрачивать энергию на опускание груза является недостатком данного тормоза.

Для уменьшения расчетного момента на рукоятке $M_{оп}$ при опускании груза принимаются пониженные значения коэффициента запаса торможения $n_T = 1,20 \div 1,30$, т. е. значительно меньше рекомендуемого (ПБ 10–382–00) коэффициента $n_T \geq 1,5$ (см. табл. 59.1) [27].

50.2. Осевой тормоз с размыкаемыми поверхностями трения

Осевой тормоз с размыкаемыми поверхностями трения может быть установлен на любом валу подъемного механизма как с ручным, так и с машинным приводом.

Тормоз состоит из неподвижно закрепленного на валу 1 диска 2, свободно вращающегося на валу плоского храпового колеса 3, собачки 4, шестерни 5, выполненной заодно с диском 6, сидящего на винтовой нарезке вала, и регулировочной гайки 7 (рис. 50.2). При вращении шестерни 5 относительно вала происходит перемещение ее влево или вправо, вследствие этого храповик 3 или зажимается между торцевыми поверхностями деталей 2 и 6, или освобождается.

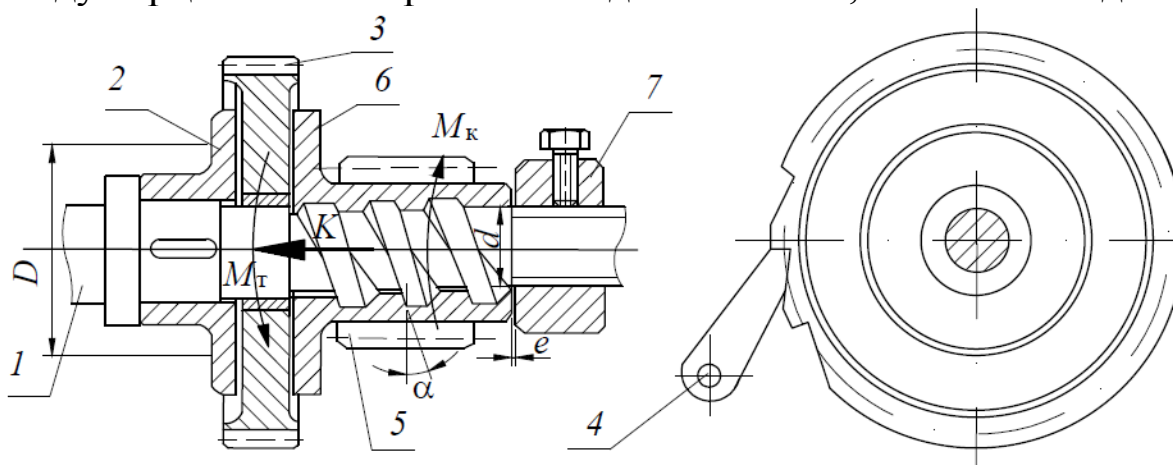


Рис. 50.2. Осевой тормоз с размыкаемыми поверхностями трения

Исходной величиной при расчете является момент шестерни M_K , который создается на ней грузом G при его опускании. Для определения этого момента предварительно находим грузовой момент на барабане при опускании груза:

$$M_6 = S_{бар}^{оп} \frac{D_o}{2} \eta_6 = \frac{GD_o \eta_{II} \eta_6}{2i_{II}}. \quad (50.6)$$

Искомый момент

$$M_K = \frac{M_6 \eta}{i} = \frac{GD_o \eta_{II} \eta_6 \eta}{2i_{II} i}, \quad (50.7)$$

где i – передаточное число механизма от барабана до шестерни тормоза;

η – КПД этой части механизма.

Направление резьбы (правая или левая) выбирается таким образом, чтобы шестерня под воздействием момента M_k перемещалась по валу в сторону храповика. При этом движении диск $б$ шестерни приходит во взаимодействие с храповиком, затем они перемещаются совместно, пока храповик не упрется в неподвижный диск 2. При этом на шестерне устанавливается равновесие между тремя моментами – внешним моментом M_k , моментом M_p , действующим на шестерню со стороны винтовой резьбы вала, и моментом трения M' на поверхности соприкосновения храпового колеса и диска $б$ шестерни [15]:

$$M_k = M_p + M'. \quad (50.8)$$

Обозначив возникающее при этом процессе осевое усилие через K , получим выражения моментов M_p и M' (Н·м):

$$M_p = K \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \quad (50.9)$$

и

$$M' = Kf \frac{D}{2}, \quad (50.10)$$

где d – средний диаметр винтовой резьбы, м;

α – угол подъема винтовой линии;

ρ' – приведенный угол трения на винтовой линии, определяемый по формуле

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{f'}{\cos \frac{\gamma}{2}}, \quad (50.11)$$

где f' – коэффициент трения в резьбе;

γ – угол профиля резьбы (для трапецеидальной $\gamma = 30^\circ$);

D – средний диаметр соприкасающихся торцевых поверхностей диска $б$ и храповика 3, м;

f – коэффициент трения на этих поверхностях.

Подставляя эти выражения в первоначальное уравнение, получаем

$$M_{\kappa} = K \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + Kf \frac{D}{2}. \quad (50.12)$$

Задавшись величинами D , d , α , осевое усилие (H) определится:

$$K = \frac{M_{\kappa}}{\frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + f \frac{D}{2}}. \quad (50.13)$$

Тормозной момент представляет собой сумму моментов трения на поверхностях соприкосновения храповика 3 с диском 2 и диском б шестерни:

$$M_{\tau} = 2M' = 2Kf \frac{D}{2}. \quad (50.14)$$

Коэффициент запаса торможения

$$n_{\tau} = \frac{M_{\tau}}{M_{\kappa}} \quad (50.15)$$

должен быть в пределах 1,2–1,3 (см. пояснения к (50.5)).

Работа подъемного механизма с таким тормозом протекает следующим образом. В начале процесса подъема, как только груз отделится от земли, на шестерне возникает момент, который перемещает ее по резьбе к храповику и зажимает силой K , после этого эта сжатая система (диск, храповик и шестерня) продолжает вращаться как одно целое. Направление зубьев храповика и положение собачки выбраны таким образом, чтобы храповой механизм не препятствовал процессу подъема.

По окончании подъема и прекращении работы привода груз начинает опускаться и вращать валы механизма в обратную сторону, но собачка в тот же момент упрется в храповое колесо и остановит его, а следовательно, и связанную с ним силой трения шестерню, в связи с чем дальнейшее опускание груза прекратится.

Процесс опускания происходит следующим образом. При вращении вала относительно неподвижной в начале процесса шестерни диск последней отходит от храповика (вправо), нажатие K

исчезает и тормоз размыкается, вследствие чего груз начинает опускаться под действием собственного веса.

Однако, подчиняясь закону свободного падения, груз опускается не равномерно, а ускоренно, приводя в такое же ускоренное движение все звенья подъемного механизма, в том числе и шестерню. Вследствие этого через короткий промежуток времени шестерня начинает обгонять вал и перемещаться по резьбе влево, доходит до храповика и зажимает его, тормоз замыкается и останавливает груз. После этого продолжающий вращаться в направлении опускания груза рабочий вал снова отводит шестерню вправо и размыкает тормоз, груз снова получает возможность свободно опускаться, что завершается, как и в первом цикле, автоматическим замыканием тормоза. Таким образом, процесс опускания груза при этом тормозе состоит из ряда чередующихся свободных падений и остановок. Такая неравномерность опускания груза наблюдается при слишком большом зазоре e . Поэтому при регулировании тормоза желательно довести зазор до минимума, вследствие этого продолжительность и путь отдельных «падений» становятся настолько малыми, что неравномерность опускания груза практически не заметна.

Характерной особенностью этого тормоза является то, что опускание груза производится за счет его веса – процесс опускания не требует затрат энергии.

51. СКОРОСТНЫЕ ТОРМОЗА (РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ)

Центробежный скоростной тормоз в отличие от всех ранее описанных конструкций служит только для ограничения в заданных пределах скорости опускания груза, если она вследствие каких-либо неисправностей механизма начнет превышать нормальную величину. Скоростные тормоза не могут удерживать груз на весу.

Тормоз состоит из посаженного на шпонке на один из валов подъемного механизма диска 1 , к которому шарнирно прикреплены колодки 2 со сменными башмаками 3 (рис. 51.1). При вращении вала на колодки тормоза действуют центробежные силы, прижимающие башмаки колодок к внутренней поверхности неподвижного цилиндрического корпуса 4 . На ступице диска помещена спиральная пружина 5 , закрепленная одним концом в диске 1 , а другим – в свободно вращающейся втулке 6 . Эта пружина через втулку 6 и тяги 7 отводит колодки 2 от соприкосновения с корпусом 4 .

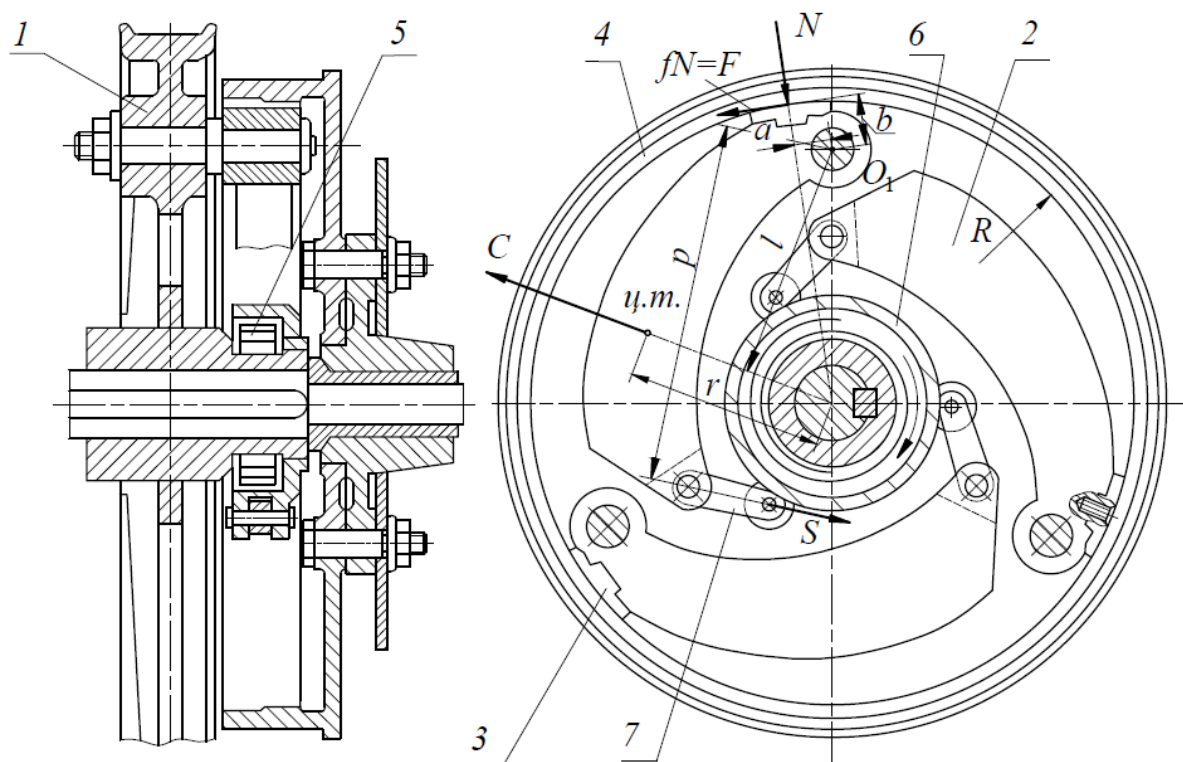


Рис. 51.1. Центробежный скоростной тормоз

Исходными данными для расчета этого тормоза являются: момент M , создаваемый на тормозном валу грузом, и частота вращения вала n , при которой механизм должен быть заторможен.

Вес G_0 и размеры колодок нужно подобрать так, чтобы их центробежные силы C создавали посредством давлений N силы трения F , момент которых должен уравновесить заданный момент M на валу тормоза [15]:

$$M = 3FR, \quad (51.1)$$

где R – радиус внутренней поверхности корпуса 4;

3 – количество колодок.

Примем вращение тормозного вала по часовой стрелке.

Составим уравнение суммы моментов всех сил относительно точки O_1 :

$$Cl - Na - Fb - Sp = 0, \quad (51.2)$$

где C – центробежная сила, действующая на колодку и равная

$$C = m\omega^2 r = \frac{G_0}{g} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 r = \frac{G_0 r \pi^2 n^2}{900g}, \quad (51.3)$$

где r – расстояние центра тяжести колодки от оси тормоза;

S – усилие в стержне 7, создаваемое пружиной 5;

l, a, b и p – плечи сил C, N, F и S относительно оси вращения колодки.

Моменты от веса колодок G_0 не вводятся в уравнение равновесия, потому что в течение одного оборота вала этот момент то увеличивает нажатие башмака N , то уменьшает его, вследствие этого он создает только некоторую неравномерность давления башмака на корпус тормоза, не оказывая влияния на его среднюю величину. С другой стороны, эти положительные и отрицательные влияния моментов от веса колодок взаимно уравниваются между всеми колодками тормоза – если на одной из колодок вес ее увеличивает нажатие N , то одновременно на других он уменьшает его.

Усилие нажатия

$$N = \frac{F}{f} = \frac{M}{3Rf}, \quad (51.4)$$

где f – коэффициент трения между башмаком 3 и корпусом 4.

Подставляем в уравнение равновесия колодки (51.2) выражения C, N и F и получаем

$$\frac{G_0 r l \pi^2 n^2}{900g} - \frac{Ma}{3Rf} - \frac{Mb}{3R} - Sp = 0, \quad (51.5)$$

отсюда

$$n = 30 \sqrt{\frac{g}{G_0 r l \pi^2} \left\{ \frac{M}{3R} \left(\frac{a}{f} + b \right) + Sp \right\}}. \quad (51.6)$$

Анализ данного уравнения показывает зависимость частоты вращения, при котором затормаживается подъемный механизм, от величины поднимаемого груза G , пропорционально которому изменяется момент M на тормозном валу. Вследствие этого затормаживание при подъеме легких грузов, т. е. при малых M происходит при меньших n , чем при больших грузах. Этот недостаток может быть уменьшен назначением достаточно большего значения приведенного к тяге усилия пружины S .

К недостаткам этого тормоза можно также отнести большие удельные давления на поверхности башмаков колодок и вследствие этого быстрый износ их, а также сильное влияние на его работу направления вращения тормозного вала. При его вращении против

часовой стрелки момент силы трения войдет в уравнение равновесия (51.2) колодки с обратным знаком, а выражение $\frac{a}{f} + b$ в уравнении (51.6) примет вид $\frac{a}{f} - b$, причем

$$\left(\frac{a}{f} - b\right) \ll \left(\frac{a}{f} + b\right). \quad (51.7)$$

Вследствие этого значительно изменится величина n . При неблагоприятном соотношении плеч a и b выражение может стать отрицательным $\frac{a}{f} - b < 0$ и привести, даже при достаточно большом S , к $n \leq 0$, т. е. превратить тормоз в останов, мгновенно застопоривающий механизм при любом значении момента M .

Такие центробежные тормоза находят свое применение для приведения в действие ловителей пассажирских и грузовых подъемников.

Раздел VII. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

52. ДОМКРАТЫ

Домкраты подразделяют на механические и штоковые (гидравлические и пневматические). Среди механических широко распространены винтовые домкраты с ручным приводом. Пневматические распространены в железнодорожном транспорте и не используются как монтажные или установочные грузоподъемные механизмы.

52.1. Винтовые домкраты

Винтовые домкраты имеют самотормозящую резьбу, что предотвращает самопроизвольное опускание груза, однако вследствие этого КПД винтовых домкратов весьма низкий, порядка 0,3–0,4. Подъемный стальной винт 1 помещен в гайке 2, укрепленной в корпусе 3 домкрата (рис. 52.1, а). При больших диаметрах винта с целью повышения КПД винтовой пары допускается изготовление гайки из цветного металла (бронзы). Прочность резьбы обеспечивается необходимой

высотой гайки. На верхней части винта расположены храповое колесо 4 и рифленая головка 5, относительно которой винт может поворачиваться, не вращая при этом поднимаемый груз. Вращение винта производят рукояткой 6, в которую для облегчения подъема груза может вставляться вороток длиной 500–600 мм. В обойме рукоятки на оси 7 расположена двухсторонняя храповая собачка 8, которая удерживается в заданном положении (в зависимости от направления вращения винта) подпружиненным фиксатором 9. Грузоподъемность винтовых домкратов не превышает 20 т.

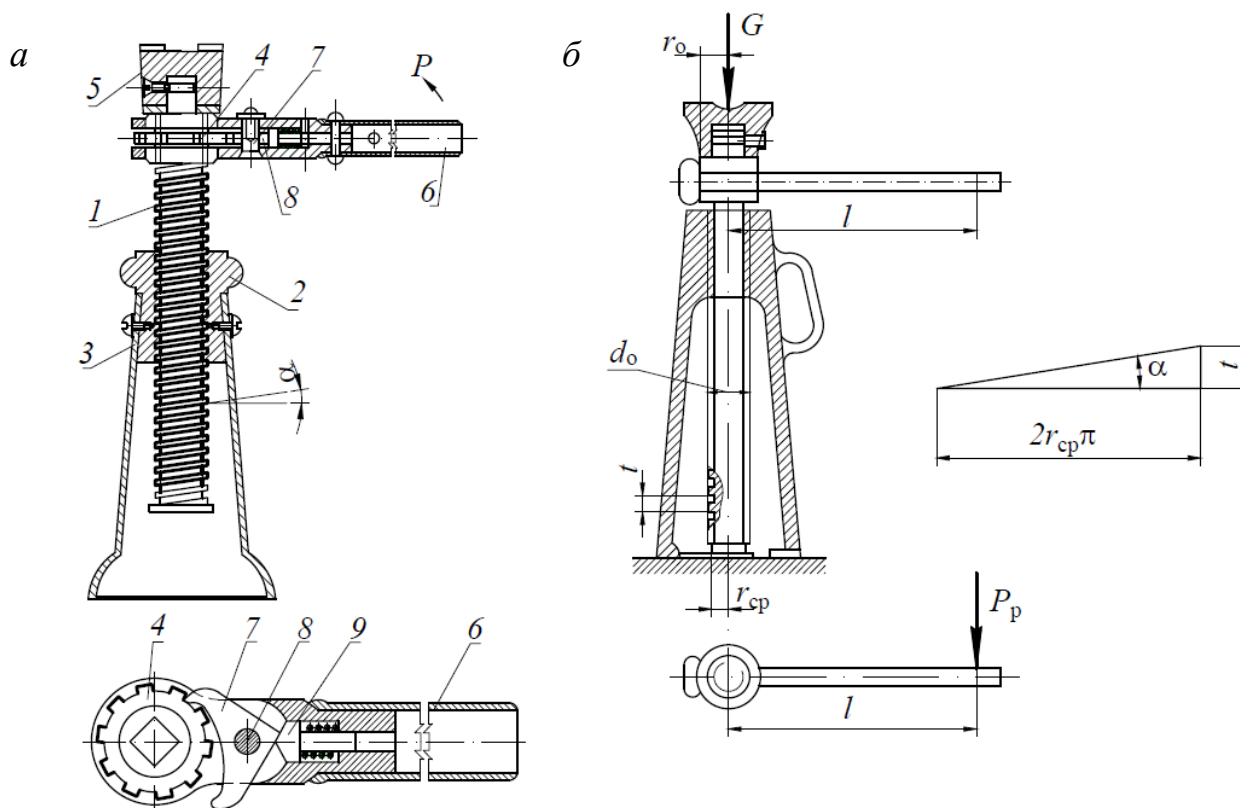


Рис. 52.1. Винтовые домкраты:
а – с трещоткой; б – с рукояткой (воротком)

Момент, необходимый для преодоления веса груза и трения в резьбе:

$$M_1 = Gtg(\alpha + \rho)r_{cp}, \quad (52.1)$$

где G – вес поднимаемого груза, Н;

r_{cp} – средний радиус резьбы винта, м;

$\alpha = \arctg\left(\frac{t}{2\pi r_{cp}}\right)$ – угол подъема винтовой линии (равен 4–5°);

t – шаг резьбы, м;

ρ – угол трения в резьбе винт-гайка (обычно равен 6–9°).

Момент от трения на опорной поверхности головки винта:

$$M_2 = Gfr_0, \quad (52.2)$$

где r_0 – средний радиус кольцевой опорной поверхности головки, м;
 $f = 0,15-0,18$ – коэффициент трения по кольцевой поверхности.

Момент, необходимый для вращения винта:

$$M = M_1 + M_2 = P_p l = G \left[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + r_0 f \right], \quad (52.3)$$

где P_p – усилие, прилагаемое к рукоятке, м;

l – длина плеча приводной рукоятки, м.

52.2. Реечные домкраты

Реечный домкрат (рис. 52.2, *a*) состоит из корпуса *1*, в котором перемещается рейка *2*, имеющая наверху грузовую поворотную головку *3*, а внизу лапу (башмак) *4* для подъема низко расположенных тяжелых грузов. Рейка перемещается в корпусе с помощью ведущей реечной шестерни z_5 , получающей вращение от рукоятки *5* посредством двух зубчатых передач. Для удержания поднятого груза на валу приводной рукоятки установлено храповое колесо *б* с собачкой *7*. С целью достижения компактности передаточного механизма число зубьев малых шестерен делают минимальным (4–5 зубьев),

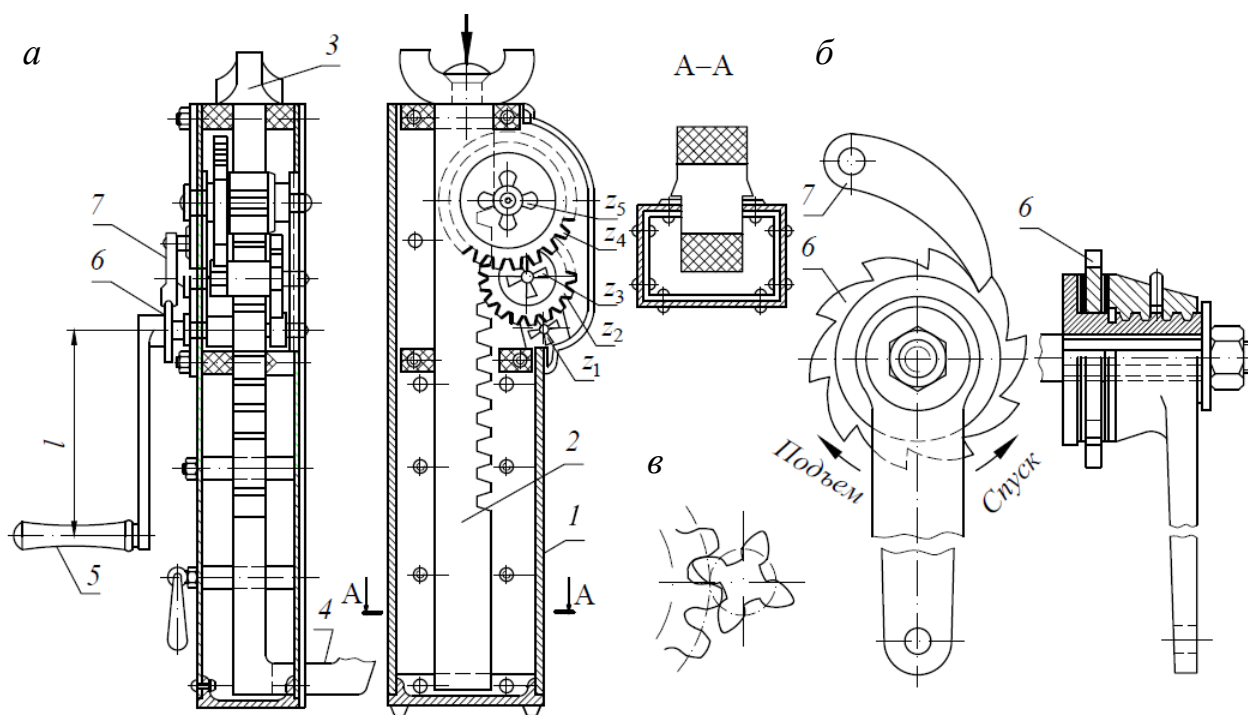


Рис. 52.2. Реечный домкрат:

a – домкрат; *б* – безопасная рукоятка; *в* – профили зубьев шестерен

а передаточное число каждой пары принимают не более 4–6. Причем зубья нарезаются непосредственно на валу и выполняются с циклоидальным зацеплением (рис. 52.2, в). По Правилам Ростехнадзора в реечных домкратах применяют безопасные рукоятки (см. рис. 52.2, б), которые действуют подобно винтовому грузоупорному тормозу.

Усилие (H), прикладываемое к приводной рукоятке реечного домкрата, находят по формуле

$$P_p = \frac{Gr}{lu_{\Pi}\eta}, \quad (52.4)$$

где G – вес поднимаемого груза, Н;

r – радиус начальной окружности ведущей шестерни z_5 , связанной с рейкой, м;

l – длина плеча рукоятки, м;

u_{Π} – передаточное отношение промежуточной зубчатой передачи;

η – КПД механизма домкрата, принимаемый в пределах 0,8–0,85 при непосредственном зацеплении ведущей шестерни с рейкой и 0,65–0,67 при наличии промежуточных шестерен.

Реечные домкраты изготовляют грузоподъемностью 3–5 т при максимальной высоте подъема 0,4–0,6 м.

53.3. Гидравлические домкраты

Гидравлические домкраты имеют малые габариты и массу при высоком КПД (порядка 0,75–0,8). Они обеспечивают плавный подъем и спуск груза при точной его остановке в необходимом положении.

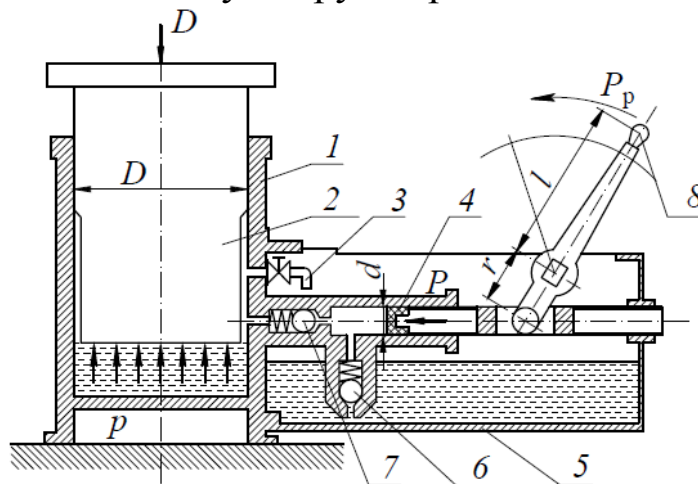


Рис. 52.3. Гидравлический домкрат

Грузоподъемность гидравлических домкратов при наличии маслостанции может превышать 200 т. Недостатками их являются небольшая высота подъема (0,15–0,2 м) и малые скорости. Гидравлический домкрат с ручным приводом (рис. 52.3) имеет скалку 2, снабженную

в верхней части упорной головкой. С целью более полного использования хода скалки в случае, когда поднимаемый груз (поднимаемая часть машины) находится выше домкрата, в скалке размещают стальной винт с рифленой головкой. Выдвигая винт путем его вывертывания из скалки до упора в поднимаемый груз, выбирают зазор между скалкой и грузом.

Скалка входит в цилиндрическую часть корпуса 1, в нижнюю полость которого под скалку плунжерным насосом 4 через систему отверстий и клапанов 6 и 7 подается рабочая жидкость из маслобака 5. Плунжерный насос работает от рукоятки 8, при качании которой плунжер либо засасывает жидкость из маслобака через клапан 6, либо нагнетает ее под скалку через клапан 7. Для опускания скалки необходимо открыть сливной кран 3. При этом жидкость под действием веса груза перетекает в маслобак. Регулируя степень открытия крана, можно изменять скорость опускания груза. Скорость подъема груза при ручном приводе весьма невелика. При большой высоте подъема скалка домкрата делается телескопической, а при большой грузоподъемности гидравлические домкраты выполняют с машинным приводом.

В качестве рабочей жидкости в гидравлических домкратах применяют масло промышленное или веретенное (реже смесь воды с глицерином).

При подъеме груза G требуется создать в цилиндре 1 давление (Па) [25]

$$p = \frac{G}{F}, \quad (52.5)$$

где F – площадь поперечного сечения цилиндра, м^2 .

Для создания этого давления в насосе к его плунжеру следует приложить усилие (Н)

$$P = pf = G \frac{f}{F} = G \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4}} = G \frac{d^2}{D^2}, \quad (52.6)$$

где f – площадь поперечного сечения плунжера, м^2 ;

d, D – диаметр плунжера и скалки соответственно, м.

Поскольку усилие к плунжеру насоса прикладывается через рукоятку, рабочее усилие (H) на рукоятке, требуемое для подъема груза, определится как

$$P_p = 1,1P \frac{r}{l} \frac{1}{\eta} = 1,1G \frac{d^2}{D^2} \frac{r}{l} \frac{1}{\eta}, \quad (52.7)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы и в уплотнениях;

r и l – плечи рукоятки, м;

η – КПД домкрата.

Толщина стенки цилиндра δ_c (м) определяется по формуле расчета толстостенных сосудов, работающих под давлением [18]:

$$\delta_c = \frac{1}{2} \left[D \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_p + 40p}{\bar{\sigma}_p - 130p}} - D \right], \quad (52.8)$$

где $\bar{\sigma}_p$ – допускаемое напряжение при растяжении для стальных цилиндров, Па.

Объем рабочей жидкости, подаваемый плунжером в единицу времени (м/мин):

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h z \alpha, \quad (52.9)$$

где h – ход плунжера, м;

z – возможное число рабочих ходов рукоятки в минуту ($z = 30$);

α – коэффициент, учитывающий утечку жидкости через уплотнения ($\alpha = 0,9 \div 0,95$).

Скорость подъема поршня с грузом (м/мин)

$$v = \frac{V}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4}{\pi D^2} \frac{\pi d^2}{4} h z \alpha = \frac{d^2}{D^2} h z \alpha. \quad (52.10)$$

Время подъема на высоту H (мин)

$$t = \frac{H}{v} = \frac{D^2}{d^2} H h z \alpha. \quad (52.11)$$

53. ЛЕБЕДКИ

Основное назначение лебедок – подъем, опускание и подтягивание грузов. Лебедки могут быть использованы как самостоятельные механизмы для выполнения подъемно-транспортных операций при погрузочно-разгрузочных, ремонтных и монтажных работах, а также как сборочные единицы различных подъемных устройств.

Лебедки классифицируют по следующим основным признакам: **По типу привода** – с ручным и машинным приводом;

по типу тягового элемента – канатные и цепные;

по типу установки – стационарные и передвижные.

По числу барабанов – одно-, двух-, многобарабанные и безбарабанные (с канатоведущими шкивами трения, т. е. шпилями (см. рис. 26.1)).

Ручные лебедки применяют как самостоятельные механизмы для подъема грузов через неподвижный блок или полиспаст, а также для перемещения грузов по горизонтальной или наклонной поверхностям.

Станина ручной лебедки (рис. 53.1) обычно состоит из двух щек 1 листовой стали, соединенных между собой распорными стержнями 2. Барабан 3 сделан гладким с расчетом на многослой-

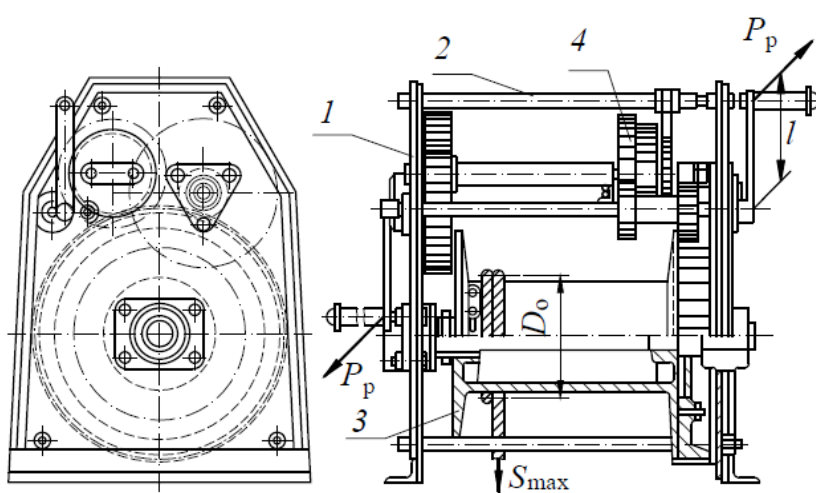


Рис. 53.1. Лебедка с ручным приводом

ную навивку каната. Приводной механизм 4 с зубчатыми передачами двухскоростной [14]. Переключением блока зубчатых шестерен можно изменять передаточное отношение механизма и поднимать легкие грузы с большей скоростью.

Лебедки с ручным приводом применяют при ненапряженных условиях работы (малая грузоподъемность и скорость подъема груза). В этих лебедках вращение барабана осуществляется с помощью приводных безопасных рукояток (см. рис. 52.2, б) с винтовым гру-

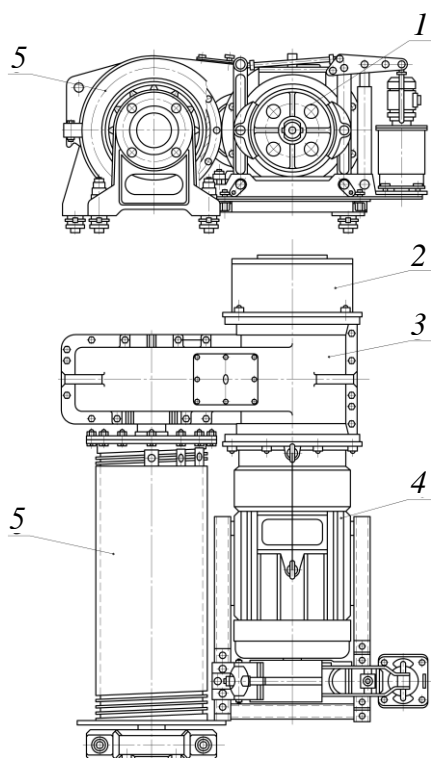


Рис. 53.2. Стационарная канатная лебедка

зоупорным тормозом, автоматически стопорящим барабан при прекращении вращения.

Грузовой момент на барабане (Н·м) [6]

$$M_{\Gamma} = S_{\max} \frac{D_0}{2} \frac{1}{\eta_{\delta}}, \quad (53.1)$$

где S_{\max} – максимальное усилие натяжения ветви гибкого тягового органа, сходящего с барабана, (Н);

D_0 – диаметр барабана, м;

η_{δ} – КПД блоков.

Крутящий момент на валу рукоятки (Н·м)

$$M_p = P_p l, \quad (53.2)$$

где P_p – усилие на рукоятку, принимаемое для одного рабочего в пределах 100 ÷ 300 Н в зависимости от продолжительности работы;

l – плечо рукоятки, м.

Передаточное число привода

$$i = \frac{M_{\Gamma}}{M_p \eta}, \quad (53.3)$$

где η – КПД (для лебедки с червячной передачей $\eta = 0,6$, для лебедки с зубчатыми передачами – 0,8).

Для изменения передаточного числа в ручных лебедках могут использоваться сменные пары шестерен. Количество зубчатых пар обычно не превышает трех при передаточном числе одной пары не более 6. При больших грузоподъемностях, чтобы не завышать передаточное число привода, в расчет принимается усилие двух рабочих.

Стационарная канатная лебедка с приводом от фланцевого электродвигателя представлена на рис. 53.2.

Электродвигатель 4 закреплен на корпусе редуктора 3 через проставку. Быстроходный вал редуктора соединен с валом двигателя зубчатой муфтой, расположенной внутри проставки. На свобод-

ном конце вала двигателя установлен тормозной шкив колодочного тормоза 1 с приводом от электрогидравлического толкателя. На выходной вал редуктора опирается фланец барабана 5. На барабана жестко закреплен конец каната. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен электроиндукционный (вихревой) тормоз 2, предназначенный для плавного регулирования скорости опускания груза.

54. ТАЛИ С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

Основное назначение талей – подъем сборочных единиц и деталей при ведении монтажных и ремонтных работ. Таль представляет собой особо компактную лебедку с ручным, электрическим или пневматически приводом. Они могут быть выполнены в виде стационарных (подвесных) установок или с возможностью передвижения. В последнем случае их подвешивают к ходовым монорельсовым тележкам.

Червячная таль (рис. 54.1, а) состоит из подвесной обоймы 1, подъемного механизма, крюковой подвески 2 и пластинчатой шарнирной грузовой цепи 3. Подъемный механизм имеет двухзаходный червяк 4 (угол винтовой линии 16–18°), червячное колесо 5, отлитое вместе с грузовой звездочкой 6. Подъемный механизм снабжен грузоупорным тормозом 7. Вал червяка вращается в подшипниках скольжения 8. Осевое усилие червяка воспринимается шаровой пятой 9. Вращение червяку передается цепью 10 посредством тягового колеса 11. Таль подвешивается к балке или ходовой тележке при помощи крюка 12.

Шестеренная таль (рис. 54.1, б) состоит из подвесного корпуса, в котором заключены звездочка грузовой цепи, планетарный шестеренный редуктор и дисковый грузоупорный тормоз. При вращении в направлении подъема груза цепное тяговое колесо 13 навинчивается на втулку 14 и зажимает свободно насаженное на ней храповое колесо 15, которое вращается вместе со втулкой и приводным валом 16. При этом собачка 17 скользит по зубьям храповика. Это принцип работы описан в разделе VII (см. рис. 52.2, б).

Сателлиты 18 планетарного редуктора, приводимые во вращение центральной шестерней 19, изготовленной заодно с приводным валом, обкатываются по внутренней поверхности неподвижного венца 20 и приводят во вращение водило 21, а вместе с ним грузо-

вую звездочку 22 механизма подъема. При остановке тягового колеса собачка упирается в зуб храпового колеса и удерживает груз. Для опускания груза тяговое колесо вращают в обратную сторону, и, сдвигаясь по резьбе, оно освобождает храповое колесо, остановленное собачкой. При этом появляется возможность вращения втулки

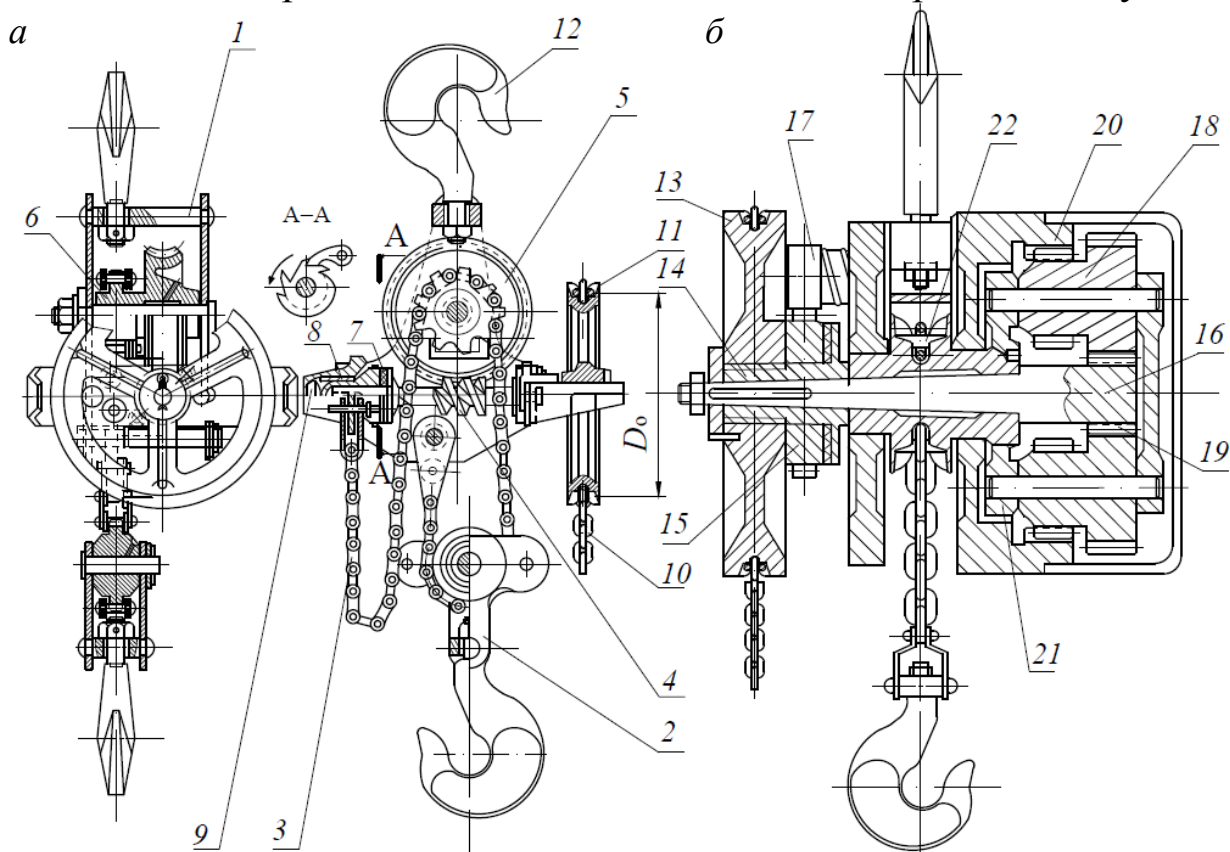


Рис. 54.1. Тали: *а* – червячная; *б* – шестеренчатая

14 с валом 16 и зубчатой передачей 16–18–20, водилом 21 с грузовой звездочкой в сторону спуска груза. Шестеренные тали по сравнению с червячными имеют более высокий КПД и позволяют поднимать груз на большую высоту.

Раздел VIII. ПРИВОДЫ И МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

55. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В зависимости от типа, назначения и характера работы грузоподъемной установки механизмы ее могут иметь машинный или ручной привод. Машинный привод разделяют на электрический, механический, гидравлический и пневматический; кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, например

дизель-электрический, электрогидравлический и электропневматический.

Источником энергии в приводе служит двигатель (паровой, электрический, внутреннего сгорания, гидравлический, пневматический и др.).

Первым механическим приводом в истории развития грузоподъемных установок был привод от водяного колеса. Помимо ограниченных усилий, создаваемых таким приводом, он имел еще такой существенный недостаток, как необходимость его размещения (а значит размещения самой грузоподъемной машины) вблизи водных источников с большим перепадом высот. Поэтому существенный скачок в совершенствовании грузоподъемных установок был связан с использованием парового привода. Но он обладал целым рядом недостатков: длительное время подготовки к работе, низкая экономичность из-за низкого КПД паросиловой установки, сложность привода нескольких механизмов установки от одной паровой машины, тяжелые условия работы обслуживающего персонала, необходимость использования труда одновременно нескольких человек (помощник кочегара, кочегар, машинист крана, стропальщик и пр.). При этом его достоинствами были: легкость регулирования скорости, простота реверсирования механизмов, возможность запуска под нагрузкой и работы с перегрузками.

Наибольшее применение в грузоподъемных установках находит электрический привод от электродвигателя, преимущества которого: возможность индивидуальной установки к каждому механизму установки, что значительно упрощает конструкцию и управление механизмами; высокая экономичность по сравнению с другими типами приводов; легкость регулирования скорости в широких пределах; простота и удобство реверсирования механизмов; безопасность работы, простота устройства и надежность работы различных предохранительных устройств; возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

В передвижных крановых установках широко применяют привод от двигателей внутреннего сгорания. Преимуществами этого привода являются относительно небольшие размеры и масса (особенно по сравнению с паровым), высокий КПД, высокая экономичность, возможность регулирования скорости механизма. К недостаткам относятся невозможность пуска двигателя под нагрузкой,

что приводит к необходимости установки фрикционных муфт, отключающих двигатель от механизма при пуске; необходимость установки двигателей повышенной мощности для преодоления пусковых моментов; необходимость установки реверсивных муфт и дополнительных тормозов вследствие того, что направление вращения вала двигателя является постоянным.

Большое распространение в передвижных каннах получает дизель-электрический привод, при котором дизель приводит в движение электрогенератор, питающий электродвигатели различных механизмов установки. Применение дизель-электрического привода позволяет сочетать преимущества электропривода отдельных механизмов с независимостью работы грузоподъемной установки от общей электросети и избежать установки трансмиссионного вала и сложных фрикционных муфт управления, необходимых при использовании двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время все более широкое применение находит гидравлический привод механизмов грузоподъемных установок благодаря следующим преимуществам: большой перегрузочной способности по мощности и моменту; возможности передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе объемной гидropередачи; бесступенчатому регулированию скоростей в широких пределах; плавному реверсированию и быстрому переключению скорости движения; легко осуществимому автоматическому предохранению машины и гидropередачи от перегрузок; дистанционному управлению работой установки; регулированию и автоматизации рабочего процесса, достигаемых простыми средствами; одновременному подводу энергии к нескольким рабочим механизмам; устойчивой работе при любых скоростных режимах; высокой износостойкости элементов. К недостаткам гидропривода можно отнести: пониженную экономичность при работе с грузами, масса которых ниже расчетной (т. к. расход жидкости не зависит от массы груза); сложность подачи рабочей жидкости к приводу передвижной установки; ухудшение работы гидропривода при низких температурах; большие гидравлические сопротивления при наличии длинных трубопроводов; необходимость в тщательном наблюдении за состоянием уплотнений.

Гидропривод грузоподъемных установок имеет приводной двигатель, насос, подающий рабочую жидкость в рабочий цилиндр

или гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов, гидрораспределителей и клапанов управления. Давление жидкости в гидроприводах современных грузоподъемных машин достигает 25 МПа.

Пневматический привод не нашел широкого применения в грузоподъемных установках. Его используют в основном в подъемниках и легких кранах с небольшой высотой подъема, лебедках и талях, а также для работы во взрывоопасной среде, когда применение электрооборудования недопустимо.

Сжатый воздух к пневмоприводу грузоподъемных машин подается по шлангам от компрессорных установок, а на тех предприятиях, где имеется подвод сжатого воздуха для основного производства, – от магистральных трубопроводов со сжатым воздухом от общего стационарного источника. Пневмопривод с питанием от компрессора находит применение в самоходных стреловых кранах для управления фрикционными муфтами, тормозами и т. п. По виду движения пневмопривод может быть вращательного и поступательного движения. В простейших пневмоприводах используется сжатый воздух под давлением $0,5 \div 0,8$ МПа, хотя в некоторых случаях его давление может доходить до $3 \div 6$ МПа, он подается в цилиндры-толкатели прямого действия, штоки поршней которых воздействуют через блоки или звездочки полиспастной системы на грузовой гибкий орган, соединенный с грузозахватным приспособлением. Для более сложных грузоподъемных устройств, в которых грузовой канат навивается на барабан, энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию поднимаемого груза с помощью объемных пневмодвигателей, которые разделяют на поршневые, роторные и шестеренные.

Преимуществами пневмопривода являются плавность работы, простота конструкции, удобство обслуживания и ремонта, легкость управления, возможность работы с весьма большим числом включений в единицу времени, простота регулирования скорости и развиваемых усилий в широких пределах.

К недостаткам пневмопривода, ограничивающим его широкое применение в грузоподъемных установках, следует отнести ограниченный радиус действия передвижных установок из-за наличия гибкого воздухопроводного шланга, большой расход воздуха вследствие значительных утечек через уплотнения.

56. РУЧНОЙ ПРИВОД

Ручной привод применяют в простейших механизмах малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также в механизмах вспомогательного назначения. Ручной привод могут иметь все механизмы грузоподъемной установки, а расчетные зависимости являются однотипными для всех механизмов.

В механизмах с ручным приводом в качестве приводного элемента используют рукоятки (рис. 56.1, *а*), а в случае, когда механизм расположен на некоторой высоте, – тяговые колеса, представляющие цепной блок, охватываемый сварной калиброванной цепью (рис. 56.1, *б*).

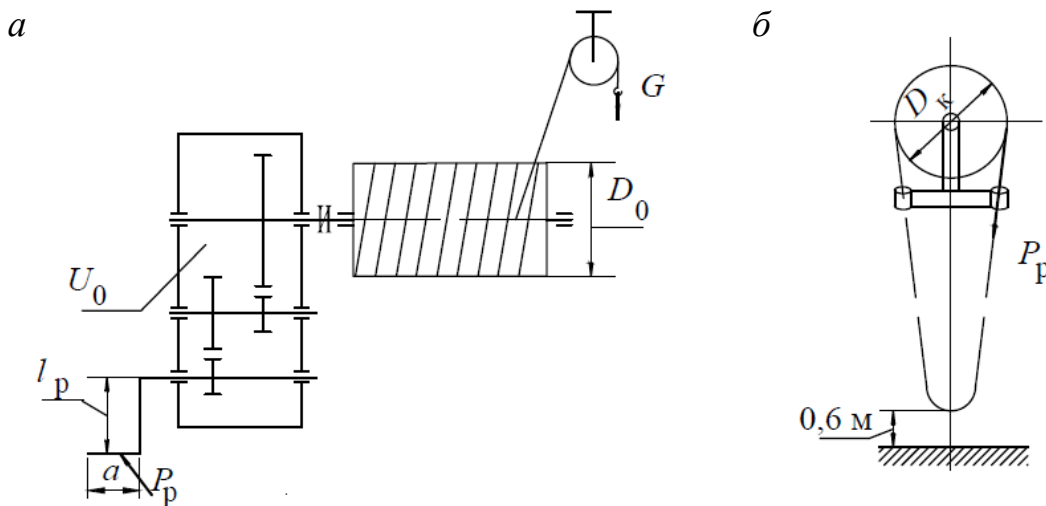


Рис. 56.1. Ручной привод: *а* – с рукояткой; *б* – с тяговым колесом

Механизм подъема груза, представленный на рис 56.1, состоит из барабана, на который наматывается канат с подвешенным к нему грузом весом G , редуктора с общим передаточным числом U_0 и приводного элемента – рукоятки или тягового колеса, к которым прикладывается усилие P_p , создаваемое рабочим. На валу с одной рукояткой могут одновременно работать один или два человека, на валу с двумя рукоятками – два или четыре, на цепи тягового колеса – не более трех. При плече приложения тягового усилия l_p (радиусе рукоятки или тягового колеса) и усилии P_p , создаваемом одним рабочим, момент на валу рукоятки (приводного колеса) (Н·м)

$$M_p = \varphi t P_p l_p, \quad (56.1)$$

где t – число рабочих;

φ – коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилия при совместной работе нескольких человек ($\varphi = 0,8$ – для двух человек; $\varphi = 0,7$ – для четырех).

Момент сопротивления на валу барабана от веса груза (грузовой момент) (Н·м)

$$M_c = G \frac{D_0}{2}, \quad (56.2)$$

где D_0 – диаметр барабана по центру навиваемого каната, м.

Необходимое общее передаточное отношение механизма между входным (приводным) и выходным валами лебедки:

$$U_o = \frac{M_c}{M_p \eta_o}, \quad (56.3)$$

где η_o – КПД передаточного механизма.

В зависимости от продолжительности работы усилие P_p и окружная скорость рукоятки v_p изменяются. Средние значения усилия и окружной скорости приведены в табл. 56.1.

Таблица 56.1

Средние усилия и окружная скорость приводных рукояток и колес

Характер работы	Рукоятка		Тяговое колесо	
	Усилие, Н	Скорость, м/с	Усилие, Н	Скорость, м/с
Непрерывная (или с кратковременными перерывами) в течение 6 – 8 часов	80 – 100	0,9 – 1,2	120 – 160	0,6 – 0,8
Периодическая в течение 6 – 8 часов с частыми перерывами	150 – 160	0,7 – 0,8	180 – 200	0,5 – 0,6
Кратковременная (продолжительность до 5 мин)	До 200	0,5 – 0,6	300 – 400	0,3 – 0,4
Весьма кратковременная (рывок)	До 300	0,3 – 0,4	До 800	0,1 – 0,2

Плечо (радиус) вращения рукояток l_p должно быть не более 400 мм. Длину a рукоятки принимают 300–350 мм при работе одного рабочего и 450–500 мм при совместной работе двух рабочих. Ось вращения рукоятки располагают обычно на высоте 900–1100 мм от уровня пола. Если приводной вал располагают на значительной высоте, то ис-

пользуют тяговые колеса, приводимые во вращение бесконечной цепью такой длины, чтобы нижняя часть ее петли находилась на высоте около 0,6 м от опорной поверхности, с которой рабочий управляет машиной. Диаметр тягового колеса D_k принимают 300–1000 мм.

Скорость подъема груза в механизме подъема с ручным приводом может быть найдена исходя из равенства работ, совершаемых рабочими и весом груза:

$$v_{гр} = \frac{\varphi m P_p v_p \eta}{G}. \quad (56.4)$$

Порядок расчета грузоподъемных механизмов с ручным приводом:

1. Выбирается тип гибкого грузоподъемного органа (цепь, канат).
2. Выбирается схема подвески груза.
3. Определяются натяжения в ветвях гибкого органа.
4. Рассчитывается и окончательно выбирается гибкий орган.
5. Определяются размеры блоков.
6. Определяются размеры барабана или приводной звездочки.
7. Определяется момент сопротивления на валу барабана (звездочки).
8. Определяется момент на приводном валу.
9. Определяется передаточное отношение механизма.
10. По передаточному отношению подбирают тип передаточного механизма и производят его расчет.

57. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В грузоподъемных машинах применяют специальные крановые и металлургические двигатели асинхронные с фазным или короткозамкнутым ротором или двигатели постоянного тока. Также используются двигатели общепромышленного типа постоянного тока или асинхронные с повышенным скольжением.

Двигатели постоянного тока по сравнению с двигателями переменного тока более удобны для использования в грузоподъемных машинах, так как обладают большей перегрузочной способностью, позволяют регулировать скорость в широких пределах, и их можно использовать при работе с большим числом включений в час. Одна-

ко при их использовании требуются специальные устройства, преобразующие промышленный переменный ток в постоянный. Поэтому преобладающее применение в грузоподъемных установках находят асинхронные двигатели переменного тока, питающиеся непосредственно от сети, не требующие преобразовательных устройств и имеющие меньшую массу, габариты и стоимость.

До седьмого пункта порядок расчета (см. выше) тот же, что и у механизмов с ручным приводом, а дальше расчет отличается.

Так как кроме грузоподъемности, что соответствует массе поднимаемого груза Q , т, (или веса поднимаемого груза G , Н) при проектировании подъемного механизма задается скорость подъема $v_{\text{под}}$, м/мин, то представляется возможным определить теоретическую мощность привода (кВт) при установившемся движении груза:

$$N_{\text{теор}} = \frac{Gv_{\text{под}}}{60 \cdot 1000}. \quad (57.1)$$

Действительная мощность двигателя будет больше, т. к. не были учтены различные сопротивления:

$$N'_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{теор}}}{\eta} = \frac{Gv_{\text{под}}}{6 \cdot 10^4 \eta}, \quad (57.2)$$

где η – полный КПД всего механизма: $\eta = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{бл}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{о}}$ (полиспаста, направляющих блоков, барабана или звездочки, передаточного механизма).

Далее по найденной величине $N'_{\text{дв}}$ по каталогу подбирается двигатель (при этом мощность двигателя $N_{\text{дв}}$ выбирается по заданному режиму работы с учетом ПВ).

После выбора двигателя определяется передаточное отношение механизма:

$$U_{\text{о}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} = \frac{n_1}{n_{\text{б}}}, \quad (57.3)$$

где $n_{\text{дв}} = n_1$ – частота вращения ротора двигателя (частота вращения первого вала передаточного механизма);

$n_{\text{б}} = \frac{v_{\text{под}} i_{\text{п}}}{\pi D_0}$ – частота вращения барабана (звездочки);

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста.

По найденному U_o подбирается типовой редуктор (типа РЦ1, РМ, Ц2, КЦ, ВКН и др.).

58. ПРОВЕРКА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО ПУСКОВОМУ МОМЕНТУ

При установившемся движении груза весом G (массой Q) статический момент (Н·м) на валу двигателя от поднимаемого груза номинального веса:

$$M_c = \frac{S_{\max} m D_0}{2U_o \eta} = \frac{GD_0}{2U_o i_{\text{п}} \eta}, \quad (58.1)$$

где S_{\max} – максимальное натяжение каната на барабане, Н;

m – число канатов, навиваемых на барабан ($m = 1$ при одинарном и $m = 2$ при сдвоенном полиспасте);

D_0 – диаметр барабана, измеренный по центру навитого каната, м;

U_o – общее передаточное отношение механизма.

В период пуска, кроме статического момента, двигатель преодолевает также моменты от сил инерции груза и вращающихся элементов привода. Согласно принципу Д Аламбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов (Н·м) при пуске [9]

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}, \quad (58.2)$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент двигателя, Н·м;

$M_{\text{ин1}}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода, Н·м;

$M_{\text{ин2}}$ – момент от сил инерции поступательно движущегося груза, Н·м.

Момент от сил инерции вращающихся масс механизма, отнесенный к валу двигателя, состоит из моментов сил инерции масс этого вала с ротором и сил инерции масс остальных валов, приведенных к валу двигателя:

$$M_{\text{ин1}} = I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + I_2 \frac{d\omega_2}{U_{1-2} \eta_{1-2} dt} + \dots + I_n \frac{d\omega_n}{U_{1-n} \eta_{1-n} dt}, \quad (58.3)$$

где I_1, I_2, \dots, I_n – момент инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и n -м валах, кг·м²;

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_n}{dt}$ – угловое ускорение соответственно первого, второго и n -го валов, c^{-2} ;

U_{1-2}, \dots, U_{1-n} – передаточное отношение между первым и вторым, первым и n -м валом соответственно;

$\eta_{1-2}, \dots, \eta_{1-n}$ – КПД между первым и вторым, первым и n -м валом соответственно.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, а ускорение соответственно постоянно, то в выражении (58.3) можно заменить $\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{\omega_n}{t_{\text{п}}}$ (здесь

$\omega_n = \frac{\pi n_n}{30}$ – номинальная угловая скорость n -го вала, c^{-1} ; $t_{\text{п}} = 1-5$ с – время пуска). Тогда выражение (58.3) примет вид

$$M_{\text{ин1}} = I_1 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}}} + I_2 \frac{\pi n_2}{30 t_{\text{п}} U_{1-2} \eta_{1-2}} + \dots + I_n \frac{\pi n_n}{30 t_{\text{п}} U_{1-n} \eta_{1-n}}. \quad (58.4)$$

Приведя частоту вращения n -го вала к первому по выражению

$$n_n = \frac{n_1}{U_{1-n}}, \quad (58.5)$$

получаем

$$M_{\text{ин1}} = I_1 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}}} + I_2 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}} U_{1-2}^2 \eta_{1-2}} + \dots + I_n \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}} U_{1-n}^2 \eta_{1-n}}. \quad (58.6)$$

Для механизмов грузоподъемных машин члены правой части этого выражения, кроме первого, составляют всего 10...20 % значения первого члена правой части. Поэтому выражение (58.6) можно упростить, тогда момент (Н·м) от сил инерции вращающихся масс

$$M_{\text{ин1}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}}. \quad (58.7)$$

В этом уравнении коэффициент 1,1...1,2 учитывает влияние вращающихся масс второго и последующих валов.

Определим значение момента силы инерции груза. В процессе пуска механизма при подъеме груза полагаем, что груз движется с постоянным линейным ускорением (m/c^2)

$$j = \frac{v_{\text{гр}}}{t_{\text{п}}}. \quad (58.8)$$

Для сообщения ускорения грузу массой Q к нему необходимо приложить силу (Н):

$$P = Qj = Q \frac{dv}{dt} = Q \frac{v_{\text{гр}}}{t_{\text{п}}}. \quad (58.9)$$

Эта сила создает на барабане крутящий момент (Н·м):

$$M_p = \frac{PD_0}{2i_{\text{п}}\eta_{\text{п}}} = \frac{Qv_{\text{гр}}D_0}{2i_{\text{п}}\eta_{\text{п}}t_{\text{п}}}, \quad (58.10)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста.

Скорость груза (м/с) можно представить в виде

$$v_{\text{гр}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{б}}}{60i_{\text{п}}}, \quad (58.11)$$

тогда выражение (58.10) примет вид

$$M_p = \frac{\pi Q D_0^2 n_{\text{б}}}{2 \cdot 60 i_{\text{п}}^2 \eta_{\text{п}} t_{\text{п}}}. \quad (58.12)$$

Момент M_p , приведенный к валу двигателя, является моментом от силы инерции $M_{\text{ин2}}$ груза массой Q .

$$M_{\text{ин2}} = \frac{M_p}{U_0 \eta_0} = \frac{\pi Q D_0^2 n_{\text{б}}}{120 i_{\text{п}}^2 t_{\text{п}} U_0 \eta_0 \eta_{\text{п}}}, \quad (58.13)$$

где U_0 и η_0 – соответственно общее передаточное отношение и общий КПД механизма от вала барабана до вала двигателя.

Выразив частоту вращения барабана через частоту вращения двигателя (т. е. первого вала) $n_{\text{б}} = n_1 / U_0$, получим

$$M_{\text{ин2}} = \frac{Q D_0^2 n_1}{38,2 i_{\text{п}}^2 t_{\text{п}} U_0^2 \eta}, \quad (58.14)$$

где $\eta = \eta_0 \eta_{\text{п}}$ – полный КПД (механизма и полиспаста).

Тогда выражение для пускового момента (Н·м) примет вид

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1\dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}} + \frac{QD_0^2 n_1}{38,2 i_{\text{п}}^2 t_{\text{п}} U_0^2 \eta}. \quad (58.15)$$

Из (58.15) следует, что пусковой момент зависит от времени пуска $t_{\text{п}}$, причем чем меньше время пуска, тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс.

Как показывают опытные данные:

$$M_{\text{пуск max}} \approx 1,33 M_{\text{пуск}}, \quad (58.16)$$

т. е. действительный пусковой момент выше теоретического.

Номинальная мощность (кВт) выбранного по каталогу двигателя определяется номинальным моментом на валу двигателя:

$$N_{\text{ном}} = \frac{M_{\text{ном}} \omega}{1000} = \frac{M_{\text{ном}} \pi n_{\text{дв}}}{1000 \cdot 30} = \frac{M_{\text{ном}} n_{\text{дв}}}{9550}. \quad (58.17)$$

Из (58.17) найдем номинальный момент двигателя (Н·м)

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{N_{\text{ном}}}{n_{\text{дв}}}. \quad (58.18)$$

Фактическое значение коэффициента перегрузочной способности двигателя в период пуска

$$\lambda = \frac{M_{\text{пуск max}}}{M_{\text{ном}}} \leq \lambda. \quad (58.19)$$

Как видно из (58.19), полученное значение коэффициента перегрузочной способности не должно превышать λ – кратности максимального момента выбранного двигателя, являющейся его паспортной величиной.

Если в (58.15) подставить паспортную величину $M_{\text{пуск}}$ выбранного двигателя, то минимально необходимое время пуска (с) будет найдено как

$$t_{\text{п}} = \frac{1}{M_{\text{пуск}} - M_c} \left[(1,1\dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55} + \frac{QD_0^2 n_1}{38,2 i_{\text{п}}^2 U_0^2 \eta} \right]. \quad (58.20)$$

59. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА

Процесс торможения механизма подъема отличается от процесса пуска тем, что при пуске разгон движущихся масс происходит при потреблении двигателем электроэнергии, причем чем больше потери в механизме, тем большую мощность должен развивать двигатель, а при торможении замедление и остановка движущихся масс происходят в результате совершения тормозом работы торможения, причем потери в механизме способствуют замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу торможения. В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс переходит в тепловую энергию.

Уравнение моментов для процесса торможения имеет вид

$$M_T = \pm M_{ст} + M_{ин1T} + M_{ин2T}, \quad (59.1)$$

где M_T – номинальный момент, развиваемый тормозом;

$M_{ст}$ – статический момент от веса груза при торможении, знак «+» или «-» зависит от направления движения груза перед торможением, при подъеме груза момент от веса груза на тормозном валу при торможении способствует остановке механизма (знак «-»), а при опускании груза этот момент противодействует остановке (знак «+»);

$M_{ин1T}$ – момент на тормозном валу от сил инерции вращающихся элементов привода при торможении;

$M_{ин2T}$ – момент на тормозном валу от сил инерции груза при торможении.

Статический момент от веса груза на тормозном валу при торможении отличается от момента при пуске тем, что КПД в данном случае входит в числитель, т. к. потери в механизме уменьшают работу тормоза, необходимую для остановки груза и механизма:

$$M_{ст} = \frac{SD_0 m}{2U_0} \eta_0. \quad (59.2)$$

Полное выражение для определения необходимой величины тормозного момента примет вид

$$M_T = \pm M_{ст} + (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q D_0^2 n_1 \eta}{38,2 i_{п}^2 t_{п} U_0^2}. \quad (59.3)$$

По уравнению (59.3) при известном тормозном моменте рассчитывают время торможения.

Тормоз должен быть установлен на кинематическом звене механизма, жестко связанном зубчатыми или червячными передачами с барабаном. Для уменьшения тормозного момента и размеров тормоза его обычно устанавливают на приводном валу механизма или ближе к приводному валу.

Тормозной момент, развиваемый тормозом механизма подъема, должен обеспечить удерживание подвешенного груза в неподвижном состоянии с определенным коэффициентом запаса торможения. Коэффициентом запаса торможения n_T называют отношение момента M_T , создаваемого тормозом, к статическому крутящему моменту $M_{ст}$, создаваемому весом груза номинальной массы на тормозном валу и определяемому с учетом потерь в полиспасте и механизме, способствующих удерживанию груза:

$$n_T = \frac{M_T}{M_{ст}}. \quad (59.4)$$

Статический крутящий момент при торможении определяют по формуле, аналогичной (58.1):

$$M_c = \frac{GD_0\eta}{2U_o i_{п}}. \quad (59.5)$$

При определении $M_{ст}$ в расчете по формуле (59.5) учитывают максимальное значение КПД, а в случае установки тормоза не на приводном валу под значением U_o подразумевают передаточное отношение от тормозного вала до барабана.

Коэффициент запаса торможения n_T (табл. 59.1) принимают согласно правилам Ростехнадзора в зависимости от привода и группы режима работы.

Таблица 59.1
Значения коэффициента запаса торможения n_T

Группа режима работы	1; 2; 3	4	5	6
Режим работы по нормам Ростехнадзора	Л	С	Т	ВТ
Тип привода	Ручной и машинный	Машинный		
Коэффициент запаса торможения n_T	1,5	1,75	2,0	2,5

60. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТА И ТЕЛЕЖКИ КРАНА

Механизм передвижения – это приводное устройство для передвижения крана или тележки по горизонтали. В связи с этим краны и крановые тележки опираются ходовыми колесами на рельсовый путь. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными, т. е. ведущими, а остальные колеса – холостыми, т. е. ведомыми. Иногда все ходовые колеса крана являются приводными. Механизмы передвижения мостовых кранов могут быть выполнены с тихоходным или быстроходным трансмиссионным валом и с отдельным приводом.

Механизм передвижения с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 60.1) имеет привод, установленный в средней части моста и состоящий из двигателя 1, тормоза 2, муфт и редуктора 3. Выходной вал редуктора обоими своими концами через муфты 4 соединен с трансмиссионными валами 5.

Трансмиссионные валы могут быть составными, т. е. выполненными из отдельных секций, которые соединены муфтами 6 и установлены на подшипниках 7, закрепленных на мосту крана. Посредством муфт 8 трансмиссионный вал также соединяется с валами приводных колес. При этом трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и вал ходовых колес, и передает наибольший крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры и массу. С целью снижения нагрузки на вал он может быть соединен с ходовым колесом через открытую зубчатую пару 9, как показано рис. 60.1, б. Механизмы передвижения с тихоходным трансмиссионным валом обладают повышенной надежностью и находят широкое применение.

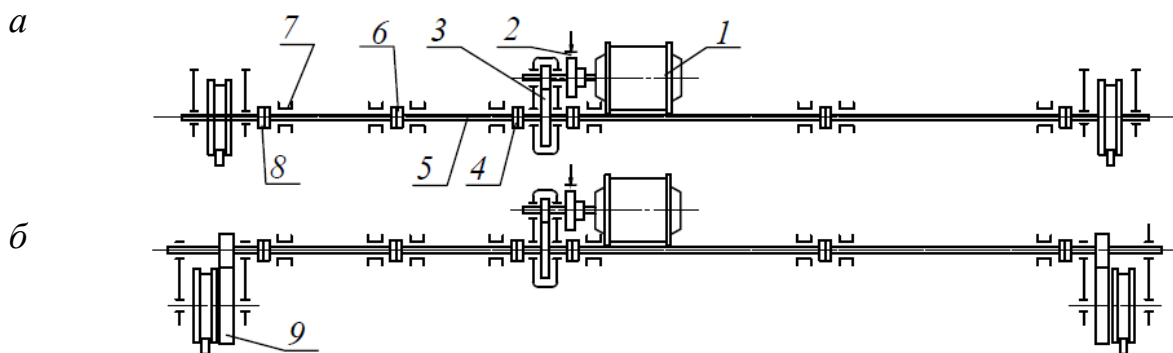


Рис. 60.1. Механизм передвижения с тихоходным трансмиссионным валом: а – без открытой зубчатой передачи; б – с открытой зубчатой передачей

У механизма передвижения с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 60.2) вал имеет частоту вращения, равную частоте вращения двигателя, и передает минимальный крутящий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного вала в этом случае небольшие.

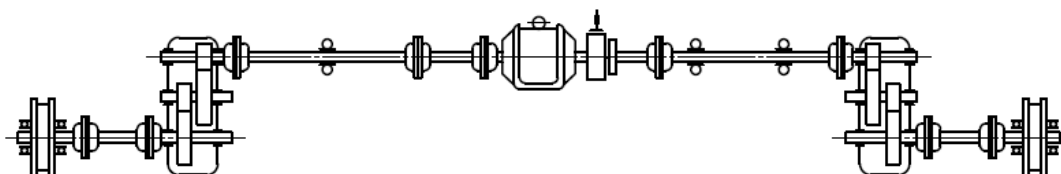


Рис. 60.2. Механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным валом

Для создания необходимого передаточного отношения в приводе используют два одинаковых редуктора, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы каждого редуктора соединены с валами ходовых колес. Несмотря на наличие двух редукторов, механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным валом имеет небольшую массу. Однако вследствие высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходима повышенная точность его изготовления и монтажа, а также проведение соответствующей балансировки.

Механизм передвижения с отдельным приводом (рис. 60.3) не имеет трансмиссионного вала, увеличивающего массу крана и трудоемкость его изготовления и повышенной точности монтажа. В механизме передвижения с отдельным приводом каждая концевая балка моста приводится в движение индивидуальным приводом. При этом между приводами, расположенными на противоположных концевых балках, не предусматривается никакой связи (электрической или механической), кроме металлоконструкций. При неравномерном распределении нагрузки между концевыми балками частота вращения вала двигателя на балке с меньшей нагрузкой несколько увеличивается и опора начинает «забегать» вперед относительно более нагруженной.

При этом двигатель первой опоры начинает воспринимать через металлоконструкцию моста повышенную нагрузку, разгружая двигатель второй опоры, что приводит к некоторому уменьшению частоты вращения первого двигателя и соответствующему увеличению частоты вращения второго двигателя. В результате скорости

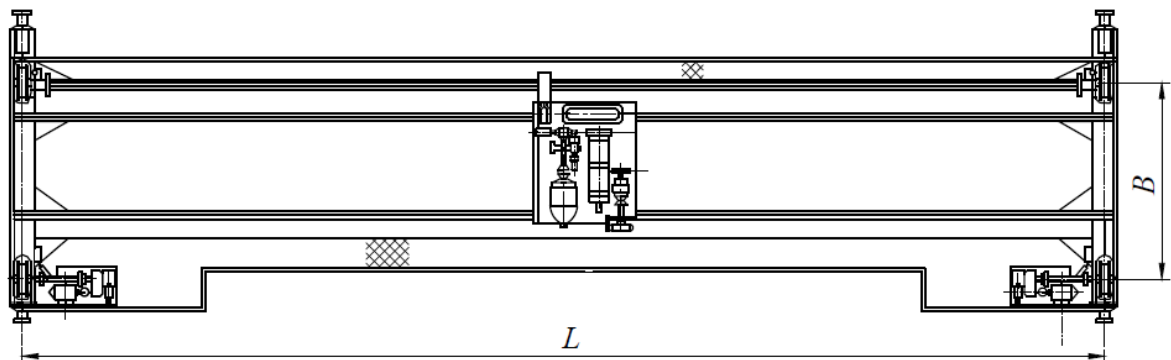


Рис. 60.3. Кран с механизмом передвижения с отдельным приводом

перемещения обеих балок моста автоматически выравниваются. Раздельный привод механизма передвижения обеспечивает нормальную работу крана при отношении пролета крана L к его базе B не более 6 ($L/B \leq 6$). При $L/B > 6$ отмечается повышенная упругая деформация моста крана и значительные «забегания» одной концевой балки относительно другой. Техничко-экономические расчеты показывают, что раздельный привод целесообразно принимать при пролетах более 16 м [3].

Выбор схемы механизма передвижения должен соответствовать типу металлоконструкции моста. При решетчатых металлоконструкциях обычно применяют схему привода с тихоходным трансмиссионным валом. При балочной конструкции моста применяются механизмы передвижения с быстроходным трансмиссионным валом. В последнее время наибольшее распространение имеет раздельный привод.

Крановая тележка представляет собой установленную на колеса сварную раму, на которой смонтирован подъемный механизм и механизм передвижения. Крановые тележки должны отвечать следующим требованиям:

- минимальные габариты и масса;
- равномерное распределение веса подвешенного груза и веса установленных на тележке механизмов по всем ее колесам;
- удобное и доступное для монтажа, обслуживания и ремонта размещение узлов на раме тележки;
- передаточные механизмы должны быть редукторного типа, т. е. закрытыми.

В механизмах передвижения тележек используются вертикальные редукторы, расположения которых выполняются по следующим схемам (см. рис. 60.4 и 60.5).

Так, на рис. 60.4 выходной вал центрально расположенного редуктора через муфты и трансмиссионные валы передает вращение на колеса.

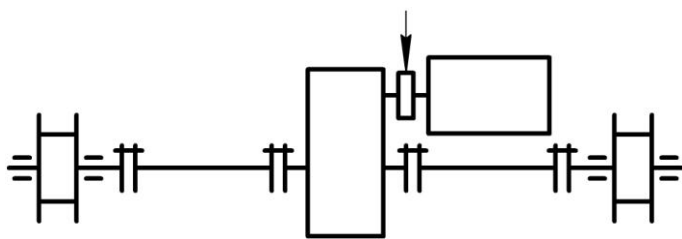


Рис. 60.4. Механизм передвижения тележки с центрально расположенным редуктором

Достаточно широко в механизмах передвижения тележек используется боковое расположение редуктора, которое облегчает его обслуживание и ремонт, а также устраняет стесненность компоновки механизмов на тележке. При этом каждое приводное колесо может

иметь по две индивидуальные подшипниковые опоры (рис. 60.5, а). Оси их колес соединяются при этом трансмиссионной вставкой. А также колеса могут располагаться на общей проходной оси, которая имеет две подшипниковые опоры (рис. 60.5, б).

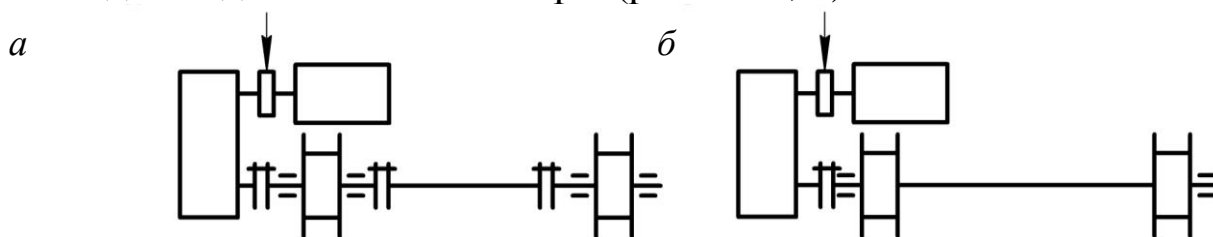


Рис. 60.5. Механизм передвижения тележки с боковым расположением редуктора: а – с валом-вставкой; б – с общей осью

61. КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС И РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ КРАНОВ И ТЕЛЕЖЕК

61.1. Конструкции колес и типы рельсов

В качестве рельсов для кранов применяют стальной прокат квадратного сечения, железнодорожные или крановые рельсы. Рельсы из проката квадратного сечения предназначены для кранов и тележек относительно небольшой грузоподъемности. Железнодорожные, козловые, велосипедные краны перемещаются в основном по железнодорожным рельсам типа Р. Крановые рельсы типа КР имеют шейку повышенной толщины и более широкую опорную часть (подошву).

Для безопасности работы в мостовых кранах почти исключительно применяются двухребордные колеса. Безребордные ходовые колеса могут быть применены только при наличии дополнительных направляющих роликов с вертикальной осью вращения. Однорребордные ходовые колеса применяют в следующих случаях:

- в кранах, перемещающихся по наземному пути с колеей до 4 м;

- для наземных кранов, каждая сторона которых опирается на два рельсовых пути, при условии, что расположение реборд на одном колесе будет обратным расположению на противоположной стороне;

- для железнодорожных кранов;

- в механизмах передвижения тележек кранов мостового типа;

- в подвесных тележках, перемещающихся по монорельсовому пути.

Поверхность катания (обод) ходового колеса может быть цилиндрическая (рис. 61.1, а) или коническая (рис. 61.2, б) с уклоном обода 1:20.

Для обеспечения нормального движения крана при возможных неточностях, допущенных при укладке рельсового пути, неточностях монтажа металлоконструкции крана, ширина рабочей части цилиндрического обода принимается больше ширины головки рельса $B_k - B_p \approx 30$ мм. Для колеса с коническим ободом указанная разность размеров составляет $B_k - B_p \approx 40$ мм. В однорребордных колесах рабочая ширина обода без реборды должна превышать ширину головки рельса не менее чем на 30 мм. Ширина безребордных колес должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм.

Толщина реборды у ее основания для цилиндрических колес должна быть $b_p \geq 30$ мм, для конических – $b_p \geq 20$ мм. Высота реборды при качении колеса по рельсу типа Р всех размеров и крановых рельсов размерами до КР100 должна быть $h_p \geq 25$ мм, а при КР120 и КР140 – $h_p \geq 40$ мм. Радиус закруглений r между поверхностью катания и ребордой должен выполняться равным $1 \div 1,5$ радиуса закругления головки рельса, во избежание повышенных сопротивлений движению внутренняя поверхность реборд выполняется уклоном 1:5. Толщина дисков колес составляет $\delta = 18 \div 70$ мм [9].

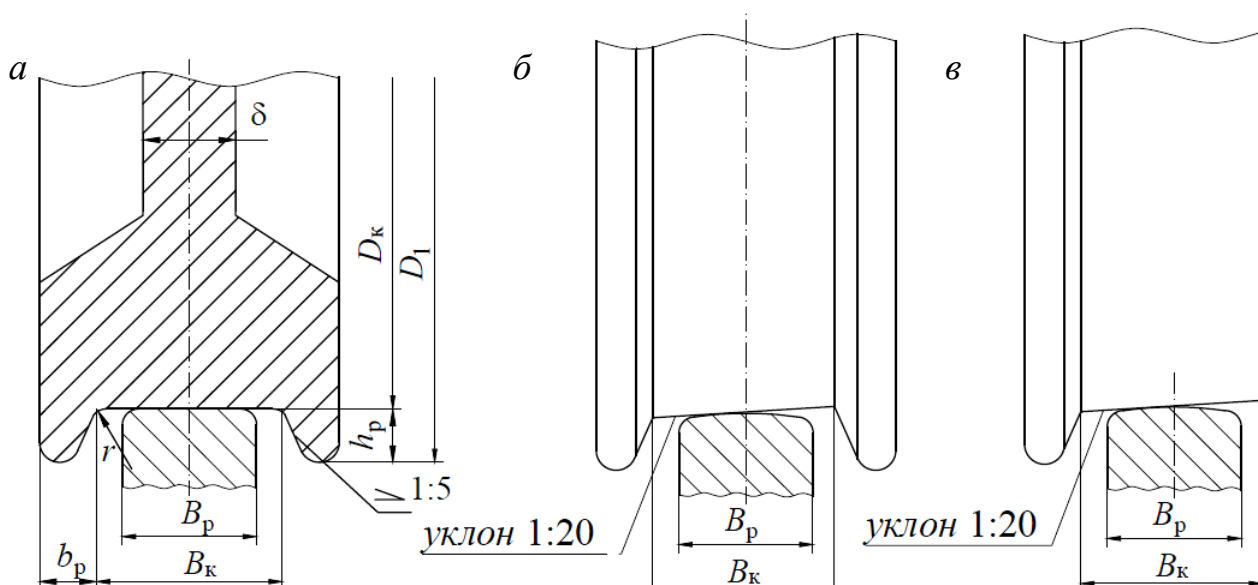


Рис. 61.1. Крановые колеса: *а* – двухребордное с цилиндрическим ободом; *б* – двухребордное с коническим ободом; *в* – одноребордное с коническим ободом

Для механизмов с машинным приводом ходовые колеса изготавливаются из стали 65Г по ГОСТ 14959–79 с твердостью поверхности катания и реборд не ниже $HV = 300–400$ на глубине не менее $15 \div 40$ мм в зависимости от диаметра колеса. Чистота обработки поверхности катания вместе с внутренними частями реборд должна соответствовать параметру шероховатости $R_z = 20$.

Несущая способность ходового колеса в числе других факторов определяется также диаметром поверхности катания, который обычно не превышает $D_k = 1000$ мм. Поэтому установка четырех ходовых колес возможна только для кранов грузоподъемностью не более 50 т. При грузоподъемности до 125 т количество колес составляет 8, при 250 т – 12, свыше 300 т – 16. Колеса попарно объединяются балансирами.

61.2. Сопротивление передвижению тележки или моста крана по рельсовым путям

Основные сопротивления движению тележки или моста крана – это трение качения колес и трение осей колес в подшипниках (рис. 61.2).

Если N – нагрузка, приходящаяся на колесо, то момент сопротивления (Н·м) колеса качению может быть найден как

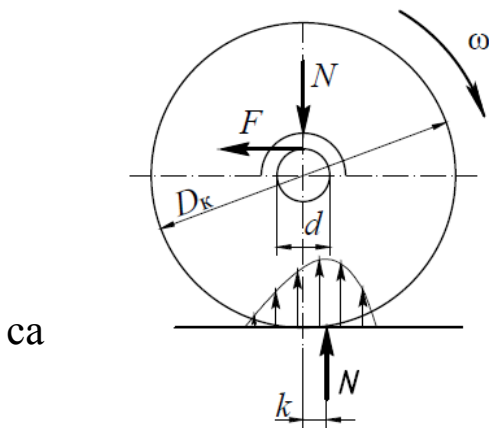


Рис. 61.2. Схема к расчету сопротивлений движению крановых тележек и мостов

$$M_k = N \cdot k, \quad (61.1)$$

где k – коэффициент трения качения, м.

Коэффициент трения k качения зависит от упругой деформации соприкасающихся поверхностей колеса и рельса и определяется физическими свойствами материала, характером механической и термической обработки, диаметром колеса, значением вертикальной нагрузки и т. д. Коэффициент трения качению устанавливается опытным путем и

варьируется от $k = 0,0003$ до $k = 0,0012$ м [9].

Определим момент трения (Н·м) в подшипниках оси колеса:

$$M_{\Pi} = F \frac{d}{2} = Nf \frac{d}{2}, \quad (61.2)$$

где F – сила трения в подшипниках колеса, Н;

d – диаметр оси колеса, м;

$f = 0,08 \div 0,1$ – коэффициент трения в подшипниках скольжения;

$f = 0,015 \div 0,02$ – коэффициент трения для подшипников качения.

Кроме этих двух сопротивлений M_k и M_{Π} движению колеса мешает трение между ребрами колес и боковыми поверхностями рельсов. Колеса прижимаются ребрами к боковинам рельсов вследствие перекоса тележки или моста крана относительно оси рельсового пути, а перекос может быть вызван: неодинаковостью (в пределах допуска $\pm 0,0005D$) диаметров ходовых колес, некоторой непараллельностью их осей, небольшим искривлением рельсов, колебаниями в ширине рельсовой колеи и т. д. [15].

Момент сопротивления трения реборд колеса о боковые поверхности головки рельса определяют эмпирическим путем по соотношению

$$M_p \approx (\beta - 1)(M_k + M_{\Pi}), \quad (61.3)$$

где $\beta \approx 1,1 \div 1,5$ – коэффициент, учитывающий трение реборд ходовых колес моста крана (для тележек – $\beta \approx 2,0 \div 2,5$) [9].

Общее сопротивление движению колеса равно:

$$M_o = M_k + M_{\Pi} + M_p = \beta(M_k + M_{\Pi}). \quad (61.4)$$

В уравнение (61.4) подставим (61.1) и (61.2), тогда:

$$M_o = \beta N(k + f \frac{d}{2}). \quad (61.5)$$

Полный момент, необходимый для преодоления сопротивлений на всех колесах тележки или моста крана, равен сумме моментов сопротивлений всех колес (тележки или моста).

$$M = \Sigma M_o = \beta \Sigma N(k + f \frac{d}{2}). \quad (61.6)$$

Если G – грузоподъемность крана, G_T – собственный вес тележки и G_M – собственный вес моста крана, то для тележки – $\Sigma N = G + G_T$, для моста – $\Sigma N = G + G_T + G_M$, т. е.:

$$M_T = \beta(G + G_T)(k + f \frac{d}{2}), \quad (61.7)$$

$$M_M = \beta(G + G_T + G_M)(k + f \frac{d}{2}). \quad (61.8)$$

По найденному моменту сопротивления на ходовых колесах, мощность двигателя механизма передвижения определится как

$$N = \frac{Mn_k}{9550\eta_o}, \quad (61.9)$$

где n_k – частота вращения колеса в минуту, определяемая по заданной скорости v (м/мин) передвижения тележки или моста крана:

$$n_k = \frac{v}{\pi D_k}. \quad (61.10)$$

По каталогу подбирается по найденному значению мощности N электродвигатель. Зная его паспортную частоту вращения ротора $n_{дв}$, определим требуемое передаточное отношение передаточного механизма:

$$U_o = \frac{n_{дв}}{n_k}. \quad (61.11)$$

Выбранный двигатель следует проверить по пусковому моменту. Методика определения пускового момента в данном случае принципиально не отличается от расчета подъемного механизма (см. (58.1) и пояснения к ней). Полный пусковой момент механизма передвижения тележки и моста определится соответственно как [15]

$$M_{\Pi} = \frac{\beta(G + G_T)(k + f \frac{d}{2})}{U_o \eta_o} + \frac{(G + G_T)D_K^2 n_1}{38,2U_o^2 t_{\Pi} \eta_o} + (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{\Pi}}; \quad (61.12)$$

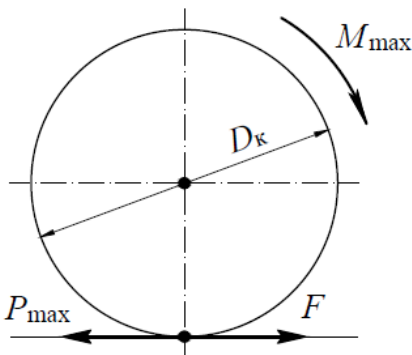
$$M_{\Pi} = \frac{\beta(G + G_T + G_M)(k + f \frac{d}{2})}{U_o \eta_o} + \frac{(G + G_T + G_M)D_K^2 n_1}{38,2U_o^2 t_{\Pi} \eta_o} + (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{\Pi}}.$$

В механизмах передвижения тележек (мостов) кранов не все колеса являются приводными, т. е. создают силу тяги, и это обстоятельство должно быть проверено расчетом (рис. 61.3).

Определим наибольшее касательное усилие, действующее в месте соприкосновения ведущих (приводных) колес с рельсами при трогании с места (пуске) [15]:

$$P_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{D_K}{2}} + P = \frac{2\beta(G + G_T)(k + f \frac{d}{2})}{D_K} + \frac{(G + G_T)}{g} \cdot \frac{v_T}{t_{\Pi}}, \quad (61.13)$$

где P – величина усилия, необходимая для придания тележке с грузом в течение t_{Π} (с) скорости v_T (м/с), Н.



При этом буксование ведущих колес не наступит, если P_{\max} не будет превышать силы сцепления ведущих колес с рельсами:

$$P_{\max} \leq F, \quad (61.14)$$

где $F = N_{\text{вед}} \mu'$ – сила тяги на ободе ведущих колес;

$N_{\text{вед}}$ – суммарная нагрузка на ведущие колеса тележки;

μ' – коэффициент сцепления колес с рельсами (принимается по данным

Рис. 61.3. Схема к проверке колеса на буксование

табл. 61.1), зависящий от диаметра ходового колеса и типа рельса.

Таблица 61.1

Значения коэффициента сцепления μ' колес с рельсами

Диаметр ходового колеса D_k , мм	Форма головки рельса	
	Плоская головка	Выпуклая головка
200÷300	0,03	0,04
400÷560	0,05	0,06
630÷710	0,06	0,08
800	0,06	0,10
900÷1000	0,07	0,12

62. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

Механизм поворота предназначен для вращения поворотной части крана. Поворотные краны можно разделить на две группы: краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета, и стреловые краны, грузоподъемность которых для обеспечения требуемой устойчивости изменяется с изменением вылета стрелы.

Согласно Правилам Ростехнадзора механизмы поворота должны быть оборудованы муфтой предельного момента с целью ограничения инерционных нагрузок, возникающих при пуско-тормозных режимах. В редукторе (рис. 62.1) применена коническая предохранительная муфта, встроенная в червячное колесо 1.

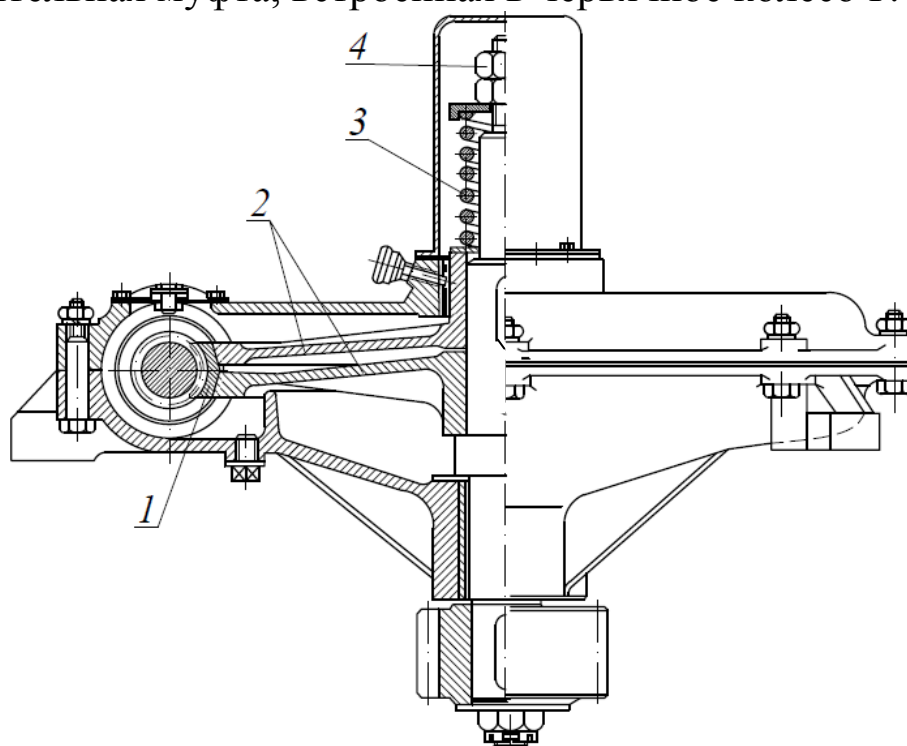


Рис. 62.1. Муфта предельного момента

Механизм поворота состоит из двигателя, соединенного муфтой с червяком, который, вращая червячное колесо 1, передает вращающий момент на конические полумуфты 2, сжимаемые пружиной 3. Через вал и зубчатую передачу полумуфты передают вращение на поворотную часть крана. Муфта предельного момента рассчитана на передачу момента, равного 110÷120 % пускового момента на данном валу.

Поворотную часть крана на вращающейся колонне устанавливают на двух опорах (рис. 62.2).

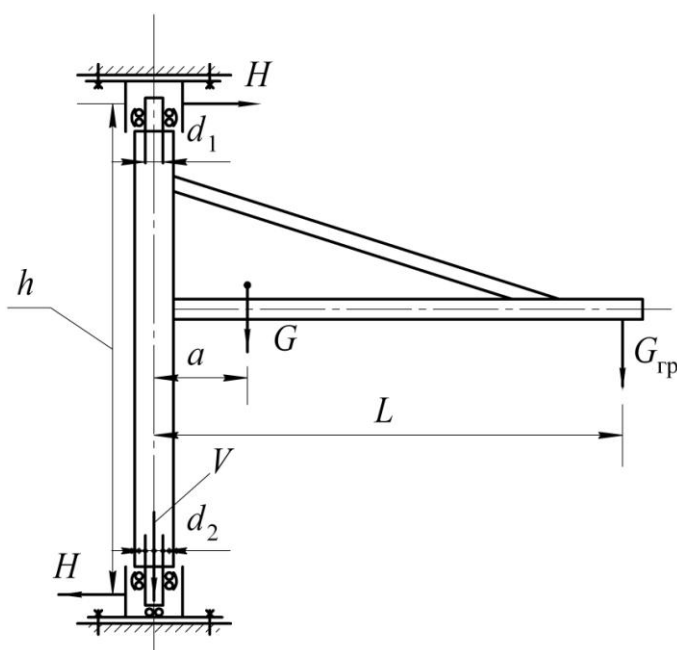


Рис. 62.2. Схема поворотного крана

Нижняя опора, закрепленная на фундаменте, воспринимает вертикальные и горизонтальные усилия, а верхняя опора, расположенная на неподвижной части здания (стене, перекрытии и т. п.), воспринимает горизонтальное усилие.

Вертикальное усилие V (H) определяется как сумма весов всех поворачивающихся частей крана:

$$V = G + G_{гр}, \quad (62.1)$$

где G – суммарный вес поворотной части крана, H ;

$G_{гр}$ – вес груза, H .

Горизонтальное усилие H (H), действующее в верхней и нижней опорах, определяют по уравнению моментов

$$H = \frac{Ga + G_{гр}L}{h}, \quad (62.2)$$

где a – координата, описывающая положение центра тяжести поворотной части крана, м;

L – вылет стрелы, м;

h – расстояние между нижней и верхней опорами, м.

Момент сопротивления ($H \cdot м$) в опорах крана относительно оси поворота:

$$M'_c = M_{BH} + M_{HH} + M_{HV}, \quad (62.3)$$

где $M_{вН}$ и $M_{нН}$ – моменты сопротивления трения в верхней и нижней опорах от горизонтального усилия H , Н·м;

$M_{нV}$ – момент сопротивления трения в нижней опоре от вертикального усилия V , Н·м.

Моменты сопротивления в верхней и нижней опорах от усилия H находятся по выражениям:

$$M_{вН} = H \frac{d_1}{2} f ; \quad (62.4)$$

$$M_{нН} = H \frac{d_2}{2} f , \quad (62.5)$$

где d_1 и d_2 – диаметры соответственно верхней и нижней цапф, м;

f – коэффициент трения в подшипниках, значения которого принимаются по данным табл. 62.1

Таблица 62.1

Значения коэффициентов трения f в подшипниках

Тип подшипника	Вид подшипника	Коэффициент трения f
скольжения	открытого типа	0,10
	с буксой и жидкостной смазкой	0,08
качения	шариковые и цилиндрические роликовые	0,015
	конические	0,02

Момент сопротивления в нижней опоре от силы V при использовании упорного подшипника качения

$$M_{нV} = V \frac{d_2}{2} f . \quad (62.6)$$

Цапфы крана работают на изгиб от силы H , а нижняя цапфа еще и на сжатие от усилия V . Максимальное напряжение в нижней цапфе в опасном сечении (в месте заделки цапфы в колонне)

$$\sigma = \frac{M_{нН}}{W} + \frac{V}{A} \leq \sigma_{\text{п}}, \quad (62.7)$$

где A – площадь сечения цапфы.

Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя:

$$M_c = \frac{M'_c}{U_o \eta_o}. \quad (62.8)$$

Статическая мощность привода, по которой предварительно выбирается двигатель механизма поворота, при работе с грузом номинальной массы определяется как

$$N_{ст} = \frac{M_c n_c}{9550 \eta_o}, \quad (62.9)$$

где n_c – частота вращения поворотной части установки, мин^{-1} .

Раздел IX. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

63. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Кранами называют грузоподъемные установки циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения груза, удерживаемого грузозахватным устройством. Они являются наиболее распространенными грузоподъемными машинами, имеющими весьма разнообразное конструктивное исполнение и назначение.

По конструктивному признаку их разделяют на краны *пролетного типа (мостового типа)*, к которым относятся мостовые, козловые и полукозловые краны, а также кран-балки.

Краны *консольного типа (стрелового типа)*, к которым относятся поворотные краны на колонне, имеющие постоянный или переменный вылет, стреловые передвижные краны со стрелой, закрепленной на раме ходового устройства или поворотной платформе, размещенной непосредственно на ходовой раме, башенные краны, порталные и полупортальные краны, вантовые краны и т. п.

По виду грузозахватного устройства различают *крюковые, грейферные, магнитные, клещевые* краны и т. п.

По виду привода механизмов краны бывают *с ручным и машинным* (электрическим, гидравлическим, пневматическим и др.) приводами.

По степени поворота стрелы относительно опорной части различают *неповоротные, полноповоротные и неполноповоротные* краны.

По способу опирания ходовой части на подкрановый путь краны могут быть *опорного типа*, опирающиеся на путь сверху,

и *подвесного* типа, перемещающиеся по нижним полкам рельсов подвесного кранового пути.

64. ВИДЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

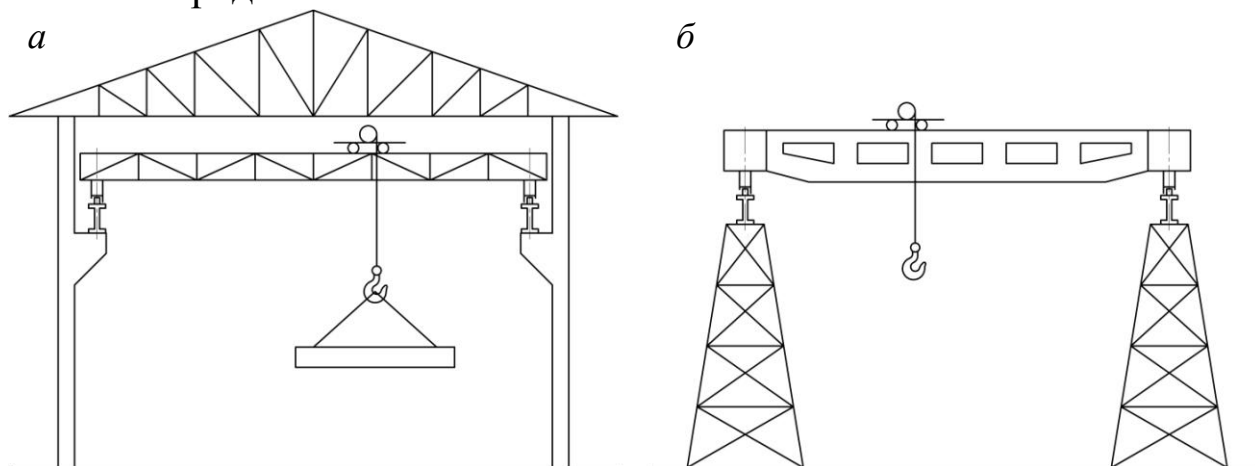
Рассмотрим схематичное устройство некоторых типов кранов.

В кранах пролетного типа горизонтальное перемещение груза осуществляется при помощи комбинации поступательных движений собственно крана и тележки, движущейся по пролетному строению. Верхнее расположение мостового крана (рис. 64.1), не занимающего полезной площади помещения (монтажной площадки), а также возможность обслуживания им всей подкрановой территории сделали его самой распространенной в промышленности грузоподъемной установкой.

Мостовые краны состоят из моста балочной или решетчатой конструкции с механизмом передвижения и крановой тележки с механизмами ее передвижения и подъема груза.

При больших пролетах и нагрузках мост крана выполняют из двух главных решетчатых ферм (вертикальных), непосредственно воспринимающих нагрузку, двух вспомогательных (вертикальных) и четырех горизонтальных ферм, из которых две расположены в плоскости верхних поясов главных ферм и две – в плоскости нижних поясов.

Мост балочной конструкции (схематично показан на рис. 64.1, б) состоит из двух сварных балок коробчатого сечения, соединенных между собой двумя поперечными опорными (концевыми) балками. К несущим балкам прикреплены кронштейны для размещения на них площадок для обслуживания тележки и механизмов передвижения моста.



При расположении крана на открытой площадке под него делаются специальные фермы (эстакады), однако при большой длине подкранового пути такое решение становится слишком затратным (по металлоемкости и трудоемкости изготовления и монтажа). Проще к мосту присоединить опорные «ноги», чем изготовить эстакаду. В результате получится козловой кран (рис. 64.2), а при наличии одной опорной конструкции (стены или колонны) рабочую площадь можно обслуживать полукозловым краном (рис. 64.3).

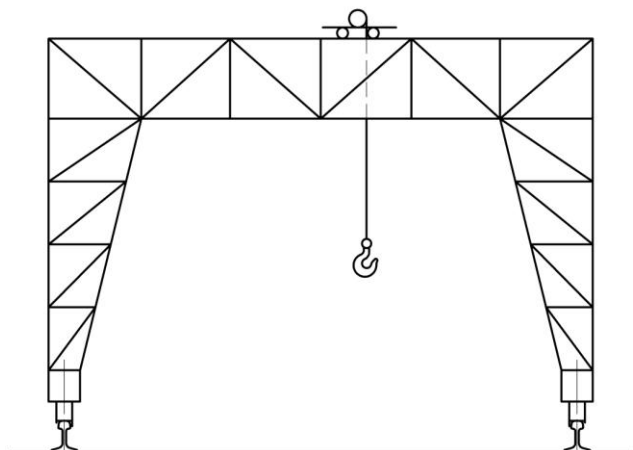


Рис. 64.2. Схема козлового крана

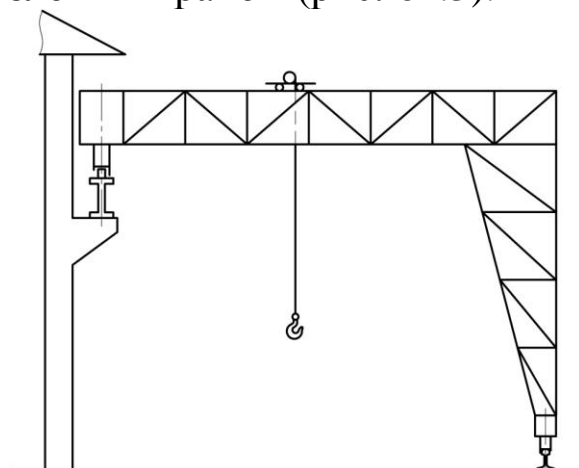


Рис. 64.3. Схема полукозлового крана

Мостовое пролетное строение козлового крана снабжено опорами и передвигается по рельсовым путям, уложенным на земле. Площадка, которую обслуживает кран, в этом случае не загромождена колоннами, что особенно важно для угольных складов.

Как у козловых кранов с большими пролетами, так и у консольно-козловых (рис. 64.4), одна опора делается жесткой, в виде

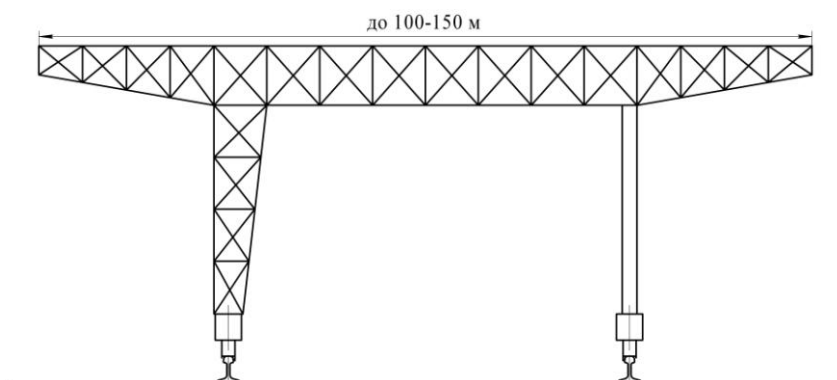


Рис. 64.4. Схема козлового крана с консолями

пространственной фермы, соединенной с главными фермами жесткими узлами, а другая – гибкой, в виде плоской фермы или трубчатой конструкции, шарнирно соединенной с главными фермами. Это устраняет опасность

заклинивания ходовых колес при температурных деформациях остова крана или деформации рельсовых путей.

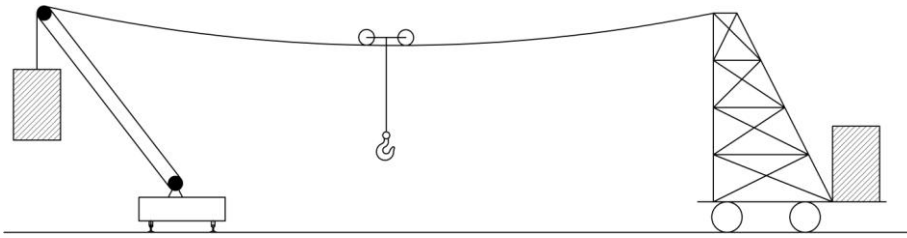


Рис. 64.5. Схема кабельного крана

При необходимости иметь большой пролет (500 м и более), когда изготовление такой огромной фермы может быть невозможным, используют кабельные краны (рис. 64.5). Кабельный кран состоит из двух опорных башен с натянутым между ними несущим канатом, выполняющим функцию пролетного строения мостового перегружателя.

По несущему канату с помощью тягового каната передвигается грузовая тележка с грузозахватным устройством. Тяговый канат огибает блоки, расположенные на обеих башнях, и барабан тяговой лебедки, образуя с прикрепленной к нему тележкой замкнутое кольцо. Для подъема и опускания груза в любой точке пролета крана имеется подъемный канат, прикрепленный одним концом к противоположной опорной башне, а другим концом – к барабану подъемной лебедки.

Опорные башни кабельного крана могут быть неподвижными и подвижными. Подвижные опорные башни могут быть выполнены перемещающимися по параллельным подкрановым путям, или одна из них может быть неподвижной, а другая перемещаемой по рельсовому пути, представляющему собой часть окружности. В этом случае кабельный кран называют радиальным, он обслуживает площадь сектора круга.

Большое применение в промышленности имеют настенные краны, которые либо закреплены на стене здания шарнирно (поворотный настенный кран представлен на рис. 64.6), либо передвигаются по рельсам, укрепленным на стене.

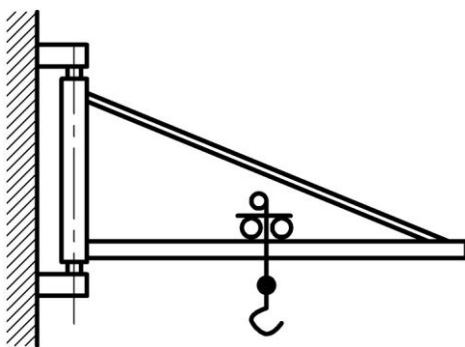


Рис. 64.6. Схема поворотного настенного крана

Находят свое широкое применение стационарные и нестационарные поворотные краны. Нестационарные поворотные краны устанавливаются или на колесах, позволяющих осуществить их

передвижение к месту работы без груза с последующей установкой в рабочее положение на выносных опорах (аутригерах), или на платформах, перемещающихся по рельсовому пути.

Простейшие стационарные поворотные краны на колонне имеют постоянный вылет стрелы (рис. 64.7). В этих кранах груз можно поднять по вертикали и переместить в любую точку, расположенную на окружности радиуса, равного вылету стрелы.

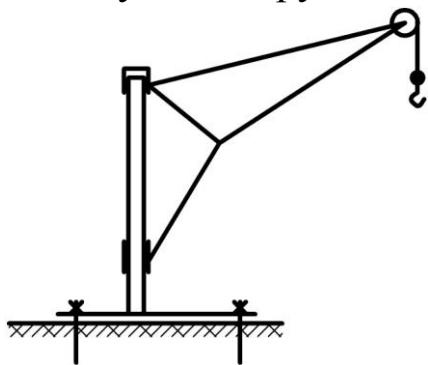


Рис. 64.7. Схема стационарного поворотного крана на колонне

При необходимости расширения площади обслуживания краном применяют поворотные краны с переменным вылетом стрелы.

Широкое распространение имеют передвижные краны на гусеничном, автомобильном и железнодорожном ходу. Краны на гусеничном, пневмоколесном и автомобильном ходах отличаются повышенной маневренностью и независимостью от рельсового пути. Обычно гусеничные и пневмоколесные краны имеют значительно большую грузоподъемность (до 100 т) по сравнению с кранами на автомобильном шасси.

65. УСТОЙЧИВОСТЬ ПЕРЕДВИЖНЫХ ПОВОРОТНЫХ КРАНОВ

Передвижные поворотные краны должны обладать достаточной устойчивостью во избежание опрокидывания. Под устойчивостью крана понимают его способность противодействовать опрокидывающим моментам. Различают грузовую и собственную устойчивость.

Грузовая устойчивость – это способность крана противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым весом груза, силами инерции, ветровой нагрузкой рабочего состояния и другими факторами.

Собственная устойчивость – это способность крана без наличия груза противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым ветровой нагрузкой нерабочего состояния и другими факторами.

Безотказность работы всех передвижных грузоподъемных кранов должна обеспечиваться достаточной устойчивостью против опрокидывания как в рабочем, так и в нерабочем состоянии. *Рабочим* считают такое состояние, в котором кран полностью смонтирован и кран или его часть (с грузом или без груза) могут перемещаться с помощью механизмов крана. *Нерабочим* считают состояния, в которых груз отсутствует, кран отключен от источника энергии и установлен в положение, предусмотренное инструкцией по эксплуатации. К нерабочему состоянию относятся также положения крана при монтаже и демонтаже, при погрузке (выгрузке) и перебазированию крана в демонтированном (частично или полностью) виде и при испытаниях крана.

Расчет устойчивости должен быть проведен при действии испытательной нагрузки, действии груза (*грузовая устойчивость*), отсутствии груза (*собственная устойчивость*), при внезапном снятии нагрузки и при монтаже (демонтаже).

Расчет устойчивости кранов должен проводиться в соответствии с указаниями Правил Ростехнадзора и руководящей нормативной документации РД 22–145–85 «Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания» (или РД НИИкраностроения 05–07) в условиях, когда сочетание действующих на кран нагрузок относительно ребра опрокидывания наиболее неблагоприятно с точки зрения возможности опрокидывания крана.

В расчетах должны быть учтены как нормативные (**Н**), так и случайные (**С**) составляющие нагрузок, определяемые в соответствии с указаниями РД в сочетаниях, указанных в табл. 65.1.

К **нормативным** относятся нагрузки, значения которых контролируются во время эксплуатации или при изготовлении, например путем взвешивания, и определяются только на основании характеристик крана (грузоподъемность, вес крана, ветровой район по ГОСТ и т. п.).

К **случайным** относятся нагрузки, предельные значения которых контролирует крановщик (динамическая нагрузка при работе механизмов) или они не поддаются контролю вообще (динамические нагрузки от пульсации ветра). Возможные в условиях эксплуатации случайные нагрузки, вызванные неквалифицированным управлением краном, в расчетах не учитываются.

Таблица 65.1

Сочетание нагрузок при расчете на устойчивость

Наименование нагрузок	Номера сочетаний							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Испытательная	Н							
вес крана	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
вес груза		Н+С	Н+С	Н+С				
Ветровая: в рабочем состоянии		Н+С	Н	Н+С	Н+С	Н+С		Н
в нерабочем состоянии							Н+С	
Динамическая: при подъеме или опускании груза		С						
При подъеме или опускании стрелы или ее телескопировании		С			С			
При повороте		С	Н					
При передвижении				С		С		
При внезапном снятии груза								Н

Сохранение устойчивости крана определяется соотношением опрокидывающего и удерживающего моментов, действующих относительно ребра опрокидывания крана. За ребро опрокидывания принимают прямые (по периметру опорного контура), соединяющие точки приложения равнодействующих давлений на ходовые тележки. Устойчивость крана необходимо обеспечить при стреле, расположенной как вдоль, так и поперек подкранового пути. Так как в большинстве случаев у передвижных кранов колея меньше базы, то обычно более опасным, а следовательно, и расчетным случаем является положение стрелы поперек пути.

Для обеспечения устойчивости крана должно выполняться неравенство

$$kM_o^i \leq m_o M_y, \quad (65.1)$$

где M_o^i – опрокидывающий момент от нормативных нагрузок, действующих на кран относительно ребра опрокидывания, Н·м;

M_y – удерживающий момент относительно того же ребра опрокидывания, Н·м;

k – коэффициент перегрузки, учитывающий возможные отклонения в неблагоприятную сторону случайных нагрузок, действующих на кран;

m_0 – коэффициент, учитывающий влияние условий работы крана.

Значения коэффициентов k и m_0 принимаются по рекомендациям РД 22–145–85. Для расчета устойчивости по испытательным нагрузкам (сочетание № 1) и при внезапном снятии нагрузки (сочетание № 2) значение коэффициента k принимают равным единице.

Удерживающий момент создается весом крана:

$$M_y = G_k^i b_k, \quad (65.2)$$

где G_k^i – нормативный вес крана, определенный по конструкторской документации, Н;

b_k – расстояние от центра тяжести крана до вертикальной плоскости, проходящей через ребро опрокидывания, определенное с учетом расчетного наклона основания крана в сторону опрокидывания, м.

Материалы нормативной документации РД НИИкраностроения 05–07 предусматривают порядок определения опрокидывающего момента M_0^i от нормативных нагрузок, зависящего от ряда факторов, в том числе от сочетания нагрузок (см. табл. 65.1). Так например, M_0^i определяется дважды при расчете устойчивости от действия испытательных нагрузок: при статических испытаниях и при динамических испытаниях, а при расчете грузовой устойчивости момент M_0^i определяется тремя сочетаниями нагрузок № 2, 3 и 4, где учитываются наряду с моментом от нормативного веса груза, момент от динамической нагрузки при повороте, моменты от ветровых нагрузок на кран, на груз и т. д.

Для увеличения устойчивости и уменьшения массы противовеса краны с переменным вылетом иногда снабжают подвижным стреловым противовесом, связанным со стрелой крана и изменяющим свое положение при изменении вылета стрелы.

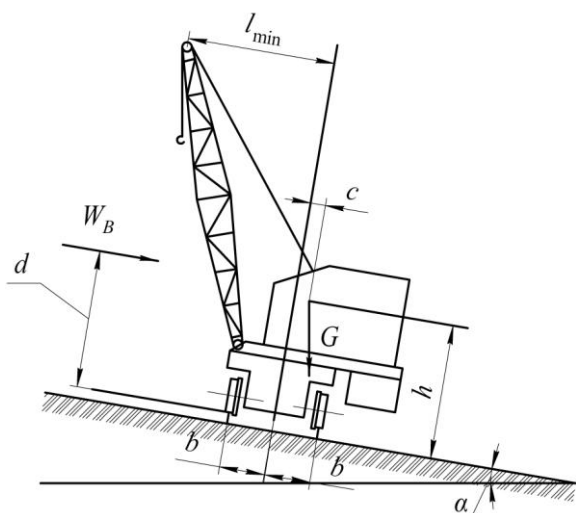


Рис. 65.1. Схема к расчету на устойчивость

действия сил и плечи их приложения показаны на рис. 65.1.

При проверке собственной устойчивости крана влияние дополнительных опор и стабилизаторов не учитывается, а для сочетаний № 5 и 6 опрокидывающий момент определяют без учета действия рельсовых захватов.

В этом случае кран рассматривают при минимальном вылете стрелы и снятом грузе с креном в сторону противовеса, при ветровой нагрузке нерабочего состояния, действующей в сторону опрокидывания.

Направления

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При изучении дисциплины «Грузоподъемные машины и механизмы» студенты сталкиваются с изучением конкретной машины в целом, исследуют условия ее работы, определяют действующие нагрузки на узлы, механизмы и детали машины и изучают методику их расчета. При этом, опираясь на знания, полученные при изучении дисциплин по технологии машиностроения, сопротивлению материалов, теории машин и механизмов, электротехники и др., студенты выбирают наиболее подходящие к заданным условиям эксплуатации машины конструкционные материалы, разрабатывают наиболее рациональные конструктивные схемы узлов и деталей машины, приводят схемы нагружения элементов и производят расчеты.

Помощь при составлении расчетных схем нагружения конкретной грузоподъемной машины и проведении расчетов ее деталей на прочность окажет настоящее учебное пособие. Ввиду того, что учебными планами ФГОС на изучении данной дисциплины отводится ограниченное количество часов, в пособии представлены только наиболее типичные узлы, механизмы и детали грузоподъемных машин.

Опираясь на знания, полученные в результате изучения данной дисциплины, в последующей работе дипломированному специалисту будет легче уяснить конструкцию и принцип действия новых конструкций узлов, механизмов грузоподъемных машин, выпускаемых ведущими мировыми и отечественными фирмами-изготовителями, а также в случае необходимости произвести проверочные расчеты на прочность элементов этих машин в конкретных условиях эксплуатации.

Авторы обращают внимание на то, что для безопасной эксплуатации грузоподъемных машин и механизмов необходимо не только знать их конструкцию и принцип действия, но и уметь на практике оценивать целесообразность применения, а также пригодность грузоподъемных устройств к дальнейшей эксплуатации. Поэтому в пособии приведены выдержки из Правил Ростехнадзора по безопасной эксплуатации кранов, касающихся предельных норм браковки элементов грузоподъемных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основная литература

1. Масленников, Н. Р. Грузоподъемные установки : учеб. пособие [Электронный ресурс] / КузГТУ. – Кемерово, 2011. – 102 Мб.
2. Масленников, Н. Р. Подъемно-транспортные машины. Практикум : учеб. пособие / Н. Р. Масленников, Н. В. Ерофеева ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2013. – 192 с.

2. Дополнительная литература

3. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учеб. для вузов. – Москва : Высшая школа, 2000. – 552 с.
4. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учеб. пособие для студентов машиностр. спец. вузов. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 1985. – 520 с.
5. Балашов, В. П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов : учеб. для техникумов. – Москва : Машиностроение, 1987. – 384 с.
6. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций : учеб. пособие для техн. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1976. – 150 с.
7. Вайнсон, А. А. Крановые грузозахватные устройства : справочник / А. А. Вайнсон, А. Ф. Андреев. – Москва : Машиностроение, 1982. – 304 с.
8. Виниоли, И. И. Грузоподъемные и транспортные устройства : учеб. для техникумов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 196 с.
9. Гайдамака, В. Ф. Грузоподъемные машины : учеб. для вузов. – Киев : Вища школа, 1989. – 328 с.
10. Абрамович, И. А. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И. А. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – Москва : Машиностроение, 1989. – 360 с.
11. Дамаскин Б. И. Подъемно-транспортные устройства в обувной, швейной и кожевенной промышленности / Б. И. Дамаскин, Л. В. Кузнецов : учеб. пособие для вузов. – Ленинград : Легкая индустрия, 1970. – 296 с.

12. Додонов, Б. П. Грузоподъемные и транспортные устройства : учеб. для средн. спец. учеб. заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. / Б. П. Додонов, В. А. Лифанов. – Москва : Машиностроение, 1990. – 248 с.

13. Дукельский, А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1966. – 484 с.

14. Евневич, А. В. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов : учеб. для техникумов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1968. – 350 с.

15. Заводчиков, А. А. Грузоподъемные машины. – Москва : Машгиз, 1955. – 280 с.

16. Иванченко, Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – Киев : Вища школа, 1983. – 351 с.

17. Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учеб. пособие для студентов машиностр. спец. вузов / С. А. Казак, В. Е. Дусье, Е. С. Кузнецов [и др.] : под ред. С. А. Казака. – Москва : Высшая школа, 1989. – 319 с.

18. Моргачев, В. Л. Подъемно-транспортные машины : учеб. пособие для машиностроительных техникумов. – Москва : Машиностроение, 1964. – 344 с.

19. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / под ред. М. П. Александрова и Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1987. – 122 с.

20. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко [и др.]. – Киев : Вища школа, 1978. – 360 с.

21. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – Москва : Машиностроение, 1993. Т. 1 – 187 с; Т. 2 – 163 с.

22. Руденко, Н. Ф. Грузоподъемные машины. Атлас конструкций : учеб. пособие для вузов / Н. Ф. Руденко, В. Н. Руденко. – 2-е изд., переработ. и доп. – Москва : Машиностроение, 1970. – 116 с.

23. Петухов, П. З. Специальные краны : учеб. пособие для машиностроительных вузов / П. З. Петухов, Г. П. Ксюнин, Л. Г. Сердин. – Москва : Машиностроение, 1985. – 248 с.

24. Тормозные устройства : справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с.

25. Фиделев, А. С. Подъемно-транспортные машины : учеб. для вузов. – Киев : Вища школа, 1975. – 220 с.

26. Штремель, Г. Х. Грузоподъемные машины : учеб. для техникумов. – Москва : Высшая школа, 1963. – 271 с.

3. Нормативная литература

27. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Ростехнадзор России. – Москва : НПО ОБТ, 2001. – 301 с.

28. ГОСТ 25546–82. Краны грузоподъемные. Режимы работы. – Москва, 2002. – 10 с.

29. ГОСТ 25835–83. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы. – Москва, 2010. – 8 с.

30. ГОСТ 9484–81. Резьба трапецеидальная. Профили. – Москва, 2003. – 4 с.

31. ГОСТ 10177–82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Профиль и основные размеры. – Москва, 2003. – 13 с.

32. ГОСТ 14959–79. Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 14 с.

33. РД НИИкраностроения 05–07. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания. – Москва : НИИкраностроения, 2007. – 14 с.

34. ГОСТ 3069–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 6 с.

35. ГОСТ 3077–80. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19 (1+9+9) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 5 с.

36. ГОСТ 2688–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 7 с.

37. ГОСТ 7665–80. Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции $6 \times 25 (1+6; 6+12) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 6 с.

38. ГОСТ 7668–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 (1+7+7/7+14) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 6 с.

39. ГОСТ 3079–80. Канат двойной свивки типа ТЛК-О конструкции $6 \times 37 (1+6+15+15) + 1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 6 с.

40. ГОСТ 592–81. Звездочки для пластинчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения. – Москва : Издательство стандартов, 2002. – 17 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение в курс «Грузоподъемные машины и механизмы»	4
1. История развития грузоподъемных установок	4
2. Классификация грузоподъемных установок	10
Раздел I. Основные параметры грузоподъемных установок	12
3. Параметры грузоподъемных установок	12
4. Режимы работы грузоподъемных установок	14
5. Расчетные нагрузки	17
6. Правила Ростехнадзора по безопасной эксплуатации грузоподъемных установок	19
Раздел II. Блоки и полиспасты	22
7. Виды и устройство блоков	22
8. Сопротивление гибких органов изгибу	25
9. Сопротивление на неподвижном блоке и его КПД	26
10. КПД подвижных блоков для выигрыша в силе	29
11. КПД подвижных блоков для выигрыша в скорости	30
12. Сопротивления и КПД цепного блока	30
13. Схемы и кратность полиспастов	33
14. Натяжение гибкого органа и КПД полиспаста	34
Раздел III. Гибкие грузовые элементы и их детали	36
15. Устройство канатов	36
15.1. Канаты из синтетических и растительных волокон	36
15.2. Стальные проволочные канаты	38
15.3. Спиральные закрытые канаты	44
16. Долговечность канатов	45
17. Расчет проволочных канатов	49
18. Устройство и расчет сварных цепей	52
19. Пластинчатые грузовые цепи	56
20. Сравнительная оценка гибких органов	59
21. Концевое крепление цепей и канатов	59
Раздел IV. Барабаны и звездочки	63
22. Устройство канатных барабанов	63
23. КПД канатного барабана	68
24. Расчет канатных барабанов	69
25. Закрепление конца каната на барабане	73

26. Фрикционные барабаны (шпили)	77
27. Звездочка для сварной цепи	79
28. Звездочка для пластинчатой цепи	81
Раздел V. Грузозахватные приспособления	82
29. Устройство и расчет однорогих крюков	83
30. Устройство и расчет двурогих крюков	91
31. Глухие грузовые петли	95
32. Составные грузовые петли	98
33. Пластинчатые крюки	101
34. Виды и устройство крюковых подвесок	102
35. Расчет нормальной крюковой подвески	104
35.1. Расчет траверсы	104
35.2. Расчет цапфы траверсы	106
35.3. Расчет оси канатного блока	106
35.4. Расчет серьги	110
36. Особенности расчета укороченной крюковой подвески	111
37. Виды и расчет стропов	113
38. Клещи для штучных грузов	114
39. Эксцентриковые захваты	116
40. Грейферы	117
Раздел VI. Тормозные устройства	121
41. Общие требования к тормозным устройствам и их классификация	121
42. Виды храповых остановов	123
43. Расчет храпового останова	125
44. Устройство и расчет роликового останова	131
45. Устройство колодочных тормозов	134
46. Расчет двухколодочного тормоза	139
47. Схемы ленточных тормозов	142
47.1. Ленточные простые тормоза	142
47.2. Дифференциальные ленточные тормоза	145
47.3. Суммирующий ленточный тормоз	147
47.4. Ленточный тормоз с увеличенным углом обхвата лентой шкива	148
48. Расчет деталей ленточного тормоза	149
49. Тормоза с осевым давлением	151
49.1. Конические тормоза	151
49.2. Дисковые тормоза	153

50. Грузоупорные тормоза	153
50.1. Осевой тормоз с неразмыкаемыми поверхностями трения	153
50.2. Осевой тормоз с размыкаемыми поверхностями трения	156
51. Скоростные тормоза (регуляторы скорости)	159
Раздел VII. Грузоподъемные устройства	162
52. Домкраты	162
52.1. Винтовые домкраты	162
52.2. Реечные домкраты	164
52.3. Гидравлические домкраты	165
53. Лебедки	168
54. Тали с ручным приводом	170
Раздел VIII. Приводы и механизмы грузоподъемных машин	171
55. Общие характеристики приводов грузоподъемных установок	171
56. Ручной привод	175
57. Расчет электрического привода грузоподъемных установок	177
58. Проверка электродвигателя по пусковому моменту	179
59. Определение расчетного тормозного момента	183
60. Механизмы передвижения моста и тележки крана	185
61. Конструкции колес и расчет сопротивления движению кранов и тележек	188
61.1. Конструкции колес и типы рельсов	188
61.2. Сопротивление передвижению тележки или моста крана по рельсовым путям	190
62. Устройство и расчет механизмов поворота	194
Раздел IX. Грузоподъемные краны	197
63. Классификация грузоподъемных кранов	197
64. Виды грузоподъемных кранов	198
65. Устойчивость передвижных поворотных кранов	201
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	206
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	207

Масленников Николай Ростиславович
Ерофеева Наталья Валерьевна

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Учебное пособие

Редактор З. М. Савина

Подписано в печать 05.05.2015. Формат 60×84/16
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman». Уч.-изд. л. 14,50
Тираж 500 экз. Заказ

КузГТУ 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28

Издательский центр УИП КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4А