

ББК 39.9я723
Д60
УДК 621.86/.87 (075.32)

Рецензент С. К. Яценков

Додонов Б. П., Лифанов В. А.

Д60 Грузоподъемные и транспортные устройства: Учебник для средних специальных учебных заведений. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1990. — 248 с.: ил. — ISBN 5-217-00867-9

Рассмотрены конструкции современных грузоподъемных и транспортирующих машин, используемых при механизации работ на промышленных предприятиях. Изложены справочные данные о новых стандартных узлах, которые можно использовать при расчетах и курсовом проектировании.

Во втором издании (1-е изд. 1984 г.) расширен раздел о промышленных роботах, приведены программы для расчета основных механизмов машин с использованием ЭВМ.

Д $\frac{2705140500-297}{038(01)-90}$ 297—90

ББК 39.9я723

ISBN 5-217-00867-9 © Издательство «Машиностроение», 1984

© Додонов Б. П., Лифанов В. А., 1990

ВВЕДЕНИЕ

Классификация грузоподъемных и транспортных устройств. Внутризаводские, межцеховые и внутрицеховые транспортные операции выполняются грузоподъемными и транспортными устройствами иногда по сложной транспортно-развитой трассе, представляющей собой горизонтальные, наклонные и вертикальные участки. Характер производственного процесса, его специфические особенности, род и физико-механические свойства перемещаемых грузов определяют тип и конструкцию применяемых грузоподъемных и транспортных устройств.

При выборе типа конструкции грузоподъемного и транспортного устройства необходимо учитывать: комплексность механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных операций на всех этапах производственного процесса, условия сохранности перемещаемого груза; соответствие производительностей транспортных и технологических машин, включенных в один поток, при дальнейшем росте производительности технологических машин без существенной переделки транспортных машин; создание благоприятных условий труда для обслуживающего персонала и другие факторы. Выполнение этих требований в различных отраслях производств привело к созданию разнообразных типов грузоподъемных и транспортных устройств.

Грузоподъемные и транспортные устройства можно разделить по принципу действия на две основные группы: периодического и непрерывного действия (рис. 1).

Характерной особенностью машин периодического действия является цикличность работы, подача груза порциями, соответствующими грузоподъемности рабочих органов, непосредственно несущих транспортируемый груз по произвольной пространственной трассе. Работа таких машин обычно осуществляется по принципу попеременно-возвратных движений: в одном направлении с грузом, в обратном — без груза. Рабочий орган машин периодического действия загружается и разгружается во время остановки; иногда рабочий орган разгружается во время движения.

Характерной особенностью машин непрерывного действия является перемещение грузов непрерывным потоком по одной строго определенной трассе. Перемещаемый груз (обычно насып-

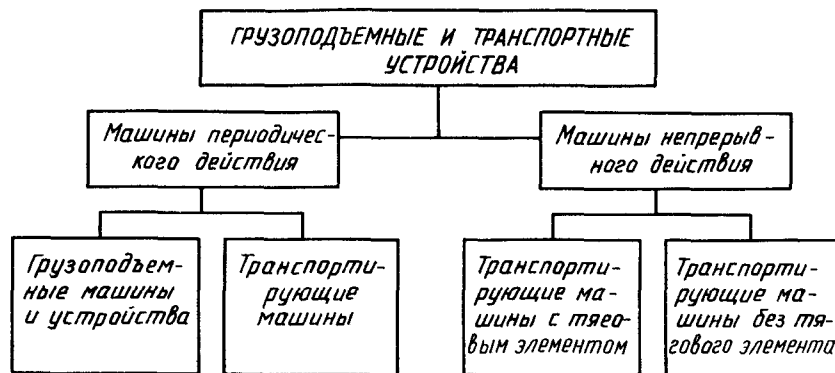


Рис. 1. Классификация грузоподъемных и транспортных устройств

ной) располагается на рабочем органе сплошной непрерывной массой или отдельными порциями в рабочих сосудах (ковшах, коробках), движущихся последовательно. Загрузка и разгрузка рабочих органов таких машин происходит во время их движения.

Грузоподъемные устройства. В зависимости от конструкции механизмов и обслуживаемой зоны грузоподъемные устройства делят на простые (домкраты, лебедки, тали) и сложные (краны, подъемники).

Домкрат — простейшее грузоподъемное устройство в виде толкателя (винтового, реечного, гидравлического), поднимающее груз на небольшую высоту. Винтовой домкрат (рис. 2) устанавливается под грузом 3. Под действием усилия F_t рабочего на рукоятку 2 рычага вращается винт 1 и происходит подъем или опускание груза. Передаточное отношение только винтовой пары 70 ... 80; при усилии рабочего $F_t = 0,1 \dots 0,4$ кН грузоподъемность винтового домкрата составляет 7 ... 32 кН.

В реечном домкрате (рис. 3) под действием усилия рабочего на рукоятку 3 вращается зубчатая шестерня 2 и рейка 1 подни-

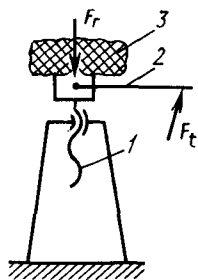


Рис. 2. Схема винтового домкрата

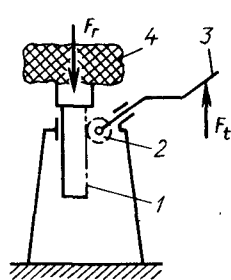


Рис. 3. Схема реечного домкрата

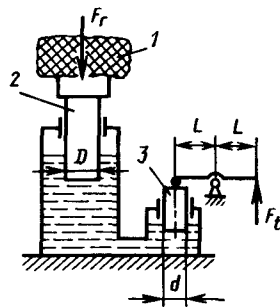


Рис. 4. Схема гидравлического домкрата

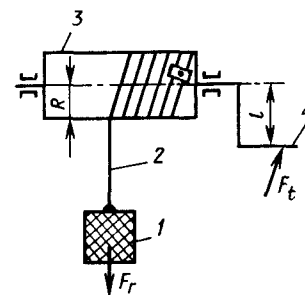


Рис. 5. Схема ворота

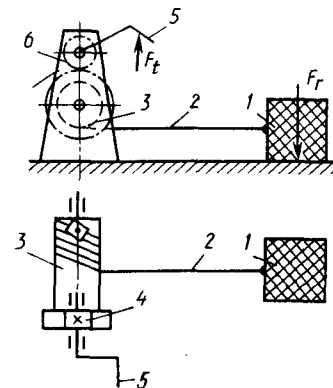


Рис. 6. Схема тяговой лебедки

мает груз 4. Грузоподъемность реечного домкрата зависит от передаточного отношения зубчатой передачи.

Гидравлический домкрат (рис. 4) представляет собой рабочий цилиндр с поршнем 2 диаметром D для подъема груза 1. Насос с поршнем 3 диаметром d нагнетает жидкость в рабочий цилиндр с помощью рычага. Передаточное отношение гидравлического домкрата равно $u = D^2/d^2$ и может быть большим при малых размерах домкрата.

Лебедка — это более сложное устройство — грузоподъемная машина для перемещения груза посредством гибкого элемента. Лебедки бывают тяговые и подъемные. В конструкции лебедки входит ворот и дополнительная передача в приводе. В воротах (рис. 5) груз 1 поднимается гибким элементом 2 (канатом или цепью), наматываемым на барабан 3. Барабан, закрепленный на валу, вращается с помощью рукоятки 4. Передаточное отношение ворота невелико; оно равно отношению радиуса приводной рукоятки l к радиусу R барабана, поэтому и грузоподъемность ворота незначительна. В лебедках любое тяговое усилие достигается увеличением передаточного отношения дополнительной передачи, устанавливаемой между валом барабана и рукояткой.

В тяговой лебедке 6 (рис. 6) груз 1 подтягивают гибким элементом 2, наматываемым на барабан 3, который вращается рукояткой 5 через зубчатую или червячную передачу 4. Тяговые лебедки используют для перемещения груза по плоскости или по направляющим.

Подъемная лебедка (рис. 7) по конструкции аналогична тяговой. Для подъема свободно подвешенного или движущегося в направляющих груза используют отклоняющий блок 2.

Лебедки изготовляют с ручным и машинным приводом. Лебедки с приводом от электродвигателя называют электролебедками.

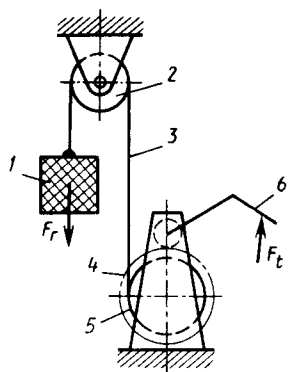


Рис. 7. Схема подъемной лебедки:
1 — груз; 2 — отклоняющий неподвижный блок; 3 — гибкий элемент (канат); 4 — зубчатая передача; 5 — барабан; 6 — рукоятка

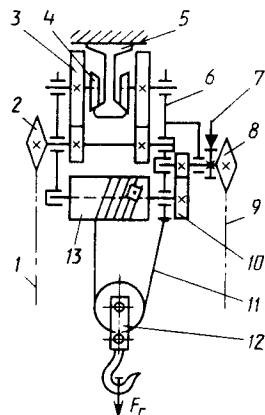


Рис. 8. Схема тали с ручным приводом

Таль (рис. 8) — компактная машина циклического действия для подъема и опускания груза, которая состоит из лебедки и тележки. Так как таль располагается выше поднимаемого груза, то при ручном приводе используют цепное колесо 8, которое вращается с помощью бесконечной круглозвенной цепи 9. Цепное колесо через передачу (зубчатую 10 или червячную) приводит во вращение барабан 13 (или звездочку) механизма подъема груза, где используется еще и полиспаст для выигрыша в силе, состоящий из гибкого элемента 11 (каната или цепи) и подвижного блока 12 подвески. Поднятый груз удерживается остановом или тормозом 7. Таль с электрическим приводом ее механизмов называют электроталью. В механизме передвижения тали 6 с ручным приводом цепное колесо 2, вращаемое цепью 1, через передачу 3 приводит во вращение приводные колеса 4 тележки, передвигающиеся по монорельсу 5. Тележки выполняют также и в электрическом приводе.

При малой грузоподъемности и небольшой высоте подъема груза тележки тали не имеют приводных колес.

Тали выпускают достаточно большой грузоподъемности.

Грузоподъемный кран — машина циклического действия, предназначенная для подъема и перемещения в пространстве груза, подвешенного с помощью крюка или удерживаемого другим грузозахватным органом.

Типовыми крановыми механизмами являются: механизм подъема (лебедка с полиспастом); механизмы передвижения, осуществляющие перемещение крана, тележки или тали; механизм изменения вылета путем изменения угла наклона стрелы или переме-

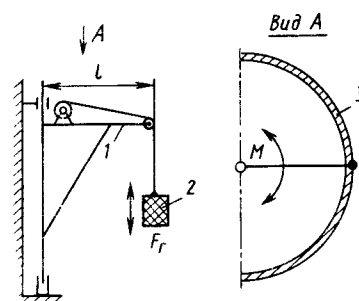


Рис. 9. Схема настенного консольного поворотного крана с постоянным вылетом

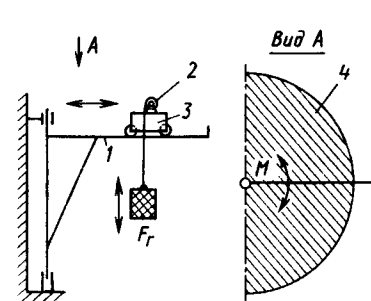


Рис. 10. Схема настенного консольного поворотного крана с переменным вылетом

щения груза по стреле; механизм поворота для вращения поворотной части крана в горизонтальной плоскости.

Для перемещения штучных или насыпных грузов по пространственной трассе произвольной формы и различной протяженности применяют краны стрелового и мостового типов. У кранов стрелового типа груз подвешен к стреле (с постоянным или переменным вылетом) и находится вне опорного контура крана. К кранам этого типа относят настенные и полноповоротные. Настенный кран (рис. 9) с постоянным вылетом l стрелы, равным расстоянию от оси вращения крана до точки подвеса груза 2 к стреле 1, при подъеме груза имеет зону 3 обслуживания, равную (в плане) половине окружности. У такого крана должен быть механизм подъема груза (лебедка) и механизм поворота стрелы.

В настенном кране с переменным вылетом (рис. 10) вылет изменяется перемещением по стреле 1 тележки 3 с механизмом подъема 2. Обслуживаемая зона 4 в плане — половина круга. Вылет консольного крана может изменяться также путем подъема и опускания стрелы.

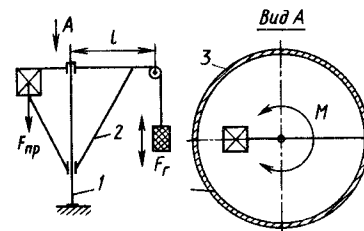


Рис. 11. Схема свободностоящего полноповоротного консольного крана на колонне с постоянным вылетом

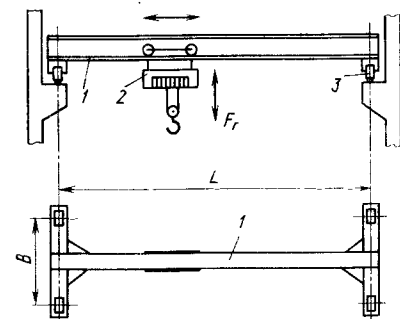


Рис. 12. Схема опорной кран-балки

У полноповоротного консольного крана (рис. 11) вокруг неподвижной колонны 1 может поворачиваться металлоконструкция 2 крана. Обслуживаемая зона 3 — окружность при постоянном вылете и круг при переменном вылете.

Грузоподъемные краны изготовляют стационарными и передвижными.

У кранов мостового типа груз подвешен к движущейся тележке и всегда находится в пределах опорного контура. Краны мостового типа бывают: опорными и подвесными, мостовыми, козловыми и кабельными.

Опорные кран-балки (рис. 12) выпускают относительно невысокой грузоподъемности и с небольшим пролетом L . По главной балке 1 передвигается механизм 2 подъема, а сам кран передвигается на колесах 3 концевых балок по крановым путям, уложенным на колоннах. Прямоугольная площадь обслуживаемой зоны позволяет перемещать груз в любую точку цеха, над которым установлен кран.

Подвесная кран-балка 1 (рис. 13) мостового типа движется по путям, подвешенным к строительным конструкциям здания 2. Это дает возможность передавать груз с одной балки на другую без перегрузки, так как концы главной балки не загораживают концевые балки.

Мостовой кран (рис. 14) — кран, несущие элементы конструкции которого опираются непосредственно на крановый путь, имеет большую грузоподъемность. Главные балки 1 образуют мостовую конструкцию, по которой передвигается тележка с механизмом 2 подъема груза.

Козловый кран (рис. 15) — кран мостового типа, несущие элементы конструкции которого опираются на крановый путь с помощью опорных стоек, применяют на открытых площадках складов, например, для разгрузки железнодорожных вагонов. По металлоконструкции 1 крана движется тележка с механизмом 2 подъема. Кран передвигается по рельсам 3.

Кабельный кран (рис. 16) — кран, несущими элементами которого являются канаты 2, закрепленные на опорах 1. По канату движется тележка 3 в механизме подъема.

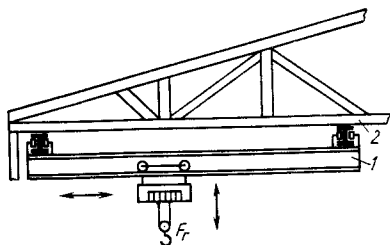


Рис. 13. Схема подвесной кран-балки

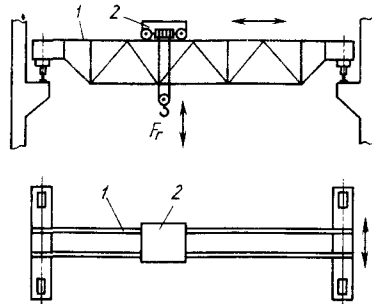


Рис. 14. Схема мостового крана

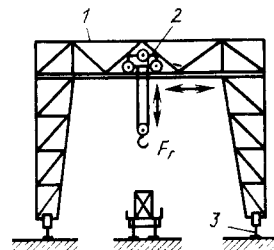


Рис. 15. Схема козлового крана

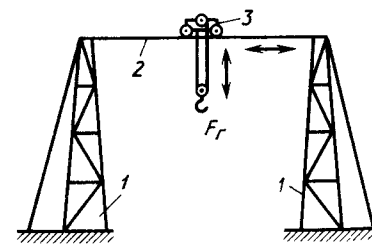


Рис. 16. Схема кабельного крана

Подъемники — грузоподъемные машины циклического или непрерывного действия для подъема грузов (грузовые) или людей (пассажирские лифты). Они бывают шахтные и скиповые. Грузонесущими устройствами подъемников являются кабины (клет), платформы и ковши. Шахтный подъемник (рис. 17, а) имеет шахту 1, кабину 2, соединенную гибким элементом с лебедкой 3. Направляющие для кабины или грузовой клетки размещены внутри закрытой по всей трассе шахты.

Стойчный подъемник (рис. 17, б) состоит из стойки 1 (несущей конструкции), по которой движется грузовая платформа 2, соединенная гибким элементом с лебедкой 4. Гибкий элемент перекинут через отклоняющий блок 3. В этих подъемниках несущая конструкция имеет направляющие для грузовой платформы. Такие подъемники используют как строительные или подъемники-вышки.

Скиповой подъемник (рис. 18) служит для транспортирования насыпных грузов ковшом 2, движущимся по направляющим 1, форма которых обеспечивает опрокидывание ковша в месте 5 разгрузки. Ковш передвигается лебедкой 4, гибкий элемент перекинут через отклоняющий блок 3.

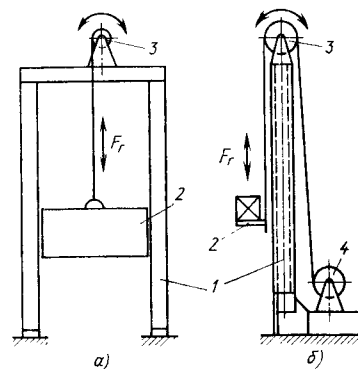


Рис. 17. Схема подъемников:
а — шахтного; б — стойчного

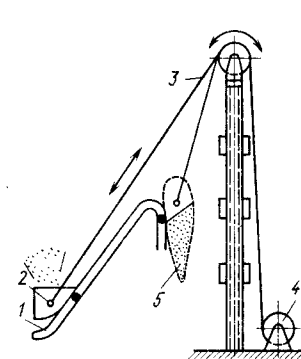


Рис. 18. Схема скипового подъемника

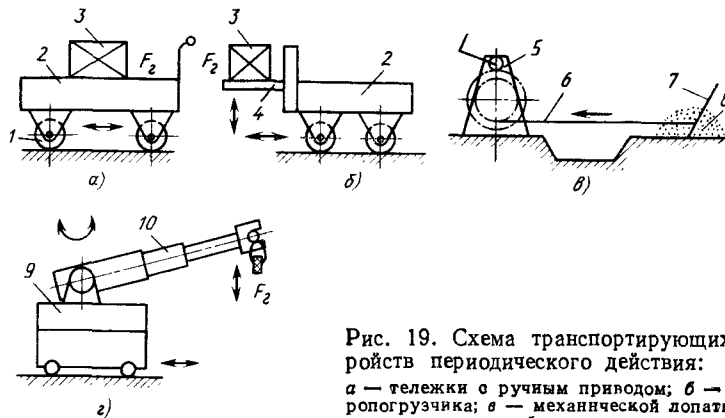


Рис. 19. Схема транспортирующих устройств периодического действия:
а — тележки с ручным приводом; б — электропогрузчик; в — механической лопаты; г — промышленного робота

К транспортирующим машинам периодического действия относят рельсовый и безрельсовый наземный внутризаводской транспорт: тележки, кары, погрузчики и промышленные роботы, а также скреперы.

Тележка — устройство наземного безрельсового транспорта представляет собой платформу 2 (рис. 19, а), установленную на колесах 1 для перевозки груза 3. Ручные тележки передвигают рабочие. В автокарах и электрокарах тележка приводится в движение двигателем (внутреннего сгорания или электрическим).

Погрузчики 2 (рис. 19, б) — машины, оборудованные рабочими органами для погрузки, разгрузки и штабелирования грузов, снабжены машинным приводом (автопогрузчик или электропогрузчик). Погрузчики имеют вилы 4 для захвата штучных грузов 3 или ковш для насыпных грузов.

Скрепер — рабочий орган (ковш) канатно-скреперных установок, применяемых для захвата, загрузки или разгрузки сыпучих грузов. На рис. 19, в приведена схема простейшего скрепера — механической лопаты. Лебедка 5 с канатом 6 передвигает ковш 7 с грузом 8.

Промышленный робот-манипулятор (рис. 19, г) используют вместо человека для выполнения однообразных и утомительных погрузочно-разгрузочных работ технологического процесса массового производства. Робот состоит из корпуса 9, устройств управления и передвижения с манипулятором 10 для захвата и перестановки груза.

К транспортирующим машинам непрерывного действия с тяговым органом относят машины, в которых грузонесущим и тяговым элементом служат лента, цепь или канат. Груз непрерывным потоком перемещается на тяговом элементе или на устройствах, прикрепленных к нему.

Ленточный конвейер (рис. 20, а) состоит из приводного 4 и натяжного 1 барабанов с лентой 2, на которой транспортируется

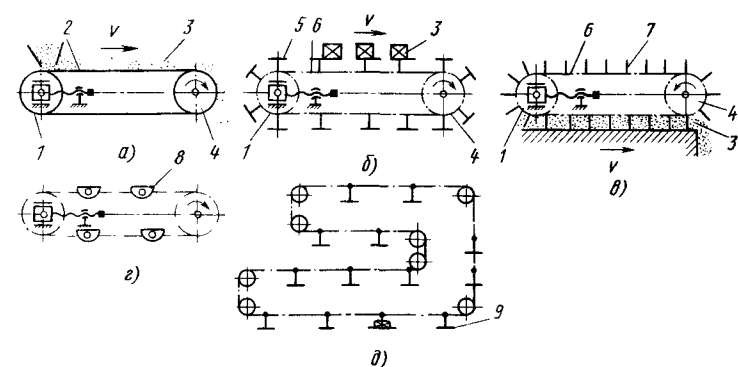


Рис. 20. Схемы конвейеров:

а — ленточного; б — пластинчатого цепного; в — скребкового цепного; г — ковшового цепного; д — ковшового (люльчатого)

груз 3. Тяговое усилие от приводного барабана к ленте передается трением в результате натяжения ее натяжным барабаном.

В цепных конвейерах тяговым элементом является цепь, тяговое усилие от звездочки к цепи передается в результате зацепления. Для транспортирования груза на цепь крепят специальные устройства: пластины (рис. 20, б), скребки (рис. 20, в), ковши (рис. 20, г), люльки (рис. 20, д), ступени (рис. 21) и подвески (рис. 22).

У пластинчатого конвейера (см. рис. 20, б) приводные 4 и натяжные 1 звездочки охвачены цепью 6, к которой прикреплены пластины 5 для транспортирования груза 3. У скребкового конвейера (рис. 20, в) имеются также приводная 4 и натяжная 1 звездочки с цепью 6, к которой прикреплены скребки 7. В этом случае груз 3 движется по желобку. Ковшовый конвейер (см. рис. 20, г) используют для жидких и сыпучих грузов, которые помещаются в ковшах 8. У люльчатого конвейера (рис. 20, д) имеются люльки 9 для транспортирования груза. У эскалатора (рис. 21) метро на цепи укреплены ступени 1 для перемещения людей.

Подвесной конвейер (рис. 22, а) состоит из подвесного пути 1 и непрерывно движущейся цепи 3 с прикрепленными подвесками с грузом 2. Груз загружают и разгружают на ходу или останавливают весь конвейер. В толкающем конвейере (рис. 22, б) по подвесному пути 1 передвигаются тележки с грузом 2 только тогда, когда толкатели цепи 3 зацепятся за тележки. В противном случае при непрерывно движущейся цепи тележки с грузом будут стоять на месте; это удобно при сборочных операциях.

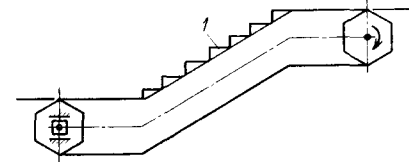


Рис. 21. Схема эскалатора

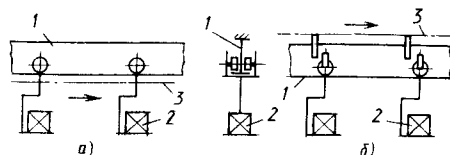


Рис. 22. Схемы подвесных конвейеров:
а — грузонесущего цепного; б — толкающего

Рис. 23. Схема элеваторов:
а — ленточного ковшового; б — цепного люлечного

Элеватор — устройство непрерывного транспортирования груза в вертикальном или наклонном направлении. Тяговым элементом служит лента или цепь. Ковшовый ленточный элеватор (рис. 23, а) состоит из приводного 1 и натяжного 4 барабанов, к ленте 3 прикреплены ковши 2 для груза. В нижнем положении ковши загружаются, а в верхнем разгружаются. У цепного элеватора (рис. 23, б) имеются приводная 1 и натяжная звездочки 4, к цепи 3 прикреплены ковши 2 для груза.

К транспортирующим машинам непрерывного действия без тягового органа относят гравитационный транспорт, роликовые, винтовые и инерционные конвейеры, а также пневматический и гидравлический транспорт.

Гравитационный транспорт имеет вид наклонных и винтовых спусков, по которым под действием сил тяжести груз спускается. Наклонный спуск (рис. 24, а) состоит из двух участков. На участке 1 с большим углом наклона груз 2 движется с заданной скоростью, а на участке 3 замедляет движение и останавливается на участке 4. Винтовой спуск (рис. 24, б) используют для этого же, но горизонтальные размеры его меньше.

Роликовый конвейер (рис. 25, а) — конвейер, на котором перемещение груза 2 происходит по вращающимся роликам 1, оси которых укреплены на раме конвейеров. Такие конвейеры используют для перемещения груза с высокой температурой, например, в прокатных станах. Винтовой конвейер (рис. 25, б) — конвейер, у которого перемещение груза 2 в корпусе 3 производится валом (винтовыми лопастями 4). Для штучных грузов используют двухвинтовые конвейеры (с левой и правой нарезкой). При встречном их вращении и параллельном рас-

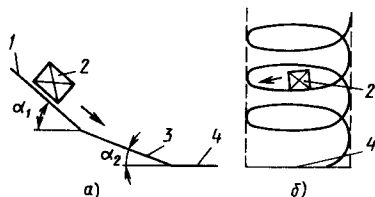


Рис. 24. Схемы гравитационных спусков:

а — наклонного; б — винтового; 1 — груз; 2 — рабочий участок винтового спуска; 3 — участок для остановки груза

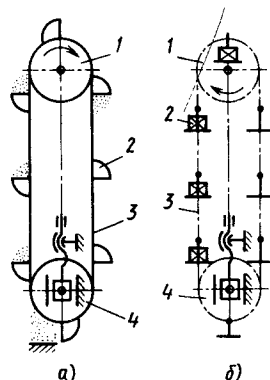
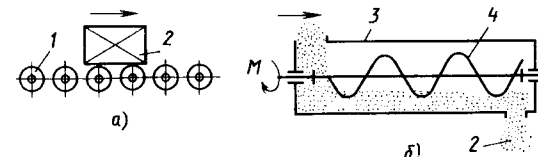


Рис. 25. Схемы конвейеров:
а — роликового; б — винтового



положении штучный груз перемещается по поверхности винтов вдоль их оси вращения.

Винтовая транспортирующая труба (рис. 26) состоит из вращающейся трубы 1 с винтовыми лопастями 2, которыми груз 3 передвигается вдоль оси трубы. Труба вращается на роlikоопорах 4. Примером винтовой транспортирующей трубы является обжиговая печь в цементной промышленности.

Качающийся конвейер представляет собой подвешенный или опирающийся на неподвижную раму желоб, который совершает колебательные движения для перемещения находящегося в нем груза. Качающиеся конвейеры бывают инерционные и вибрационные. У инерционного конвейера (рис. 27, а) — качающегося конвейера, в котором перемещение груза осуществляется силами инерции без отрыва от желоба, приводной кривошип 3 вращается равномерно, а шарнирные стойки 2 совершают неравномерные качательные движения с желобом 1 — в одну сторону с меньшей скоростью, чем в другую. Поэтому груз движется в одном направлении (в сторону движения платформы с меньшей скоростью) по инерции. У инерционного конвейера частота качания малая (1,7 ... 3,3 Гц), а амплитуда большая. У вибрационного конвейера, наоборот, частота качаний большая (50 Гц), а амплитуда — малая. Вибрационный конвейер (рис. 27, б) — качающийся конвейер, в котором перемещение груза происходит микробросками с отрывом части груза от желоба, приводится в движение вибратором 4, а на упругих стойках 2 крепится платформа 1, по которой движется груз.

Пневматический и гидравлический транспорт — способ перемещения твердых и сыпучих грузов в потоке воздуха или жидкости. При пневматическом транспортировании (рис. 28) перемещение груза осуществляется по трубопроводу 1 к месту разгрузки 2 в потоке воздуха. Из грузоотделителя загрязненный воздух поступает в пылеотделитель 3. После очистки воздух через трубопровод подводится к вакуумному насосу и выбрасывается в атмосферу через патрубок 4.

Режим работы грузоподъемных и транспортных устройств. При выборе грузоподъемных и транспортных устройств необходимо учи-

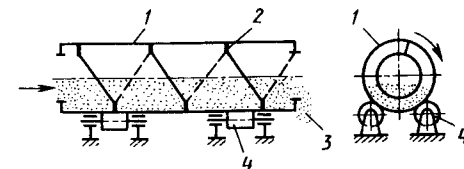


Рис. 26. Схема транспортирующей трубы

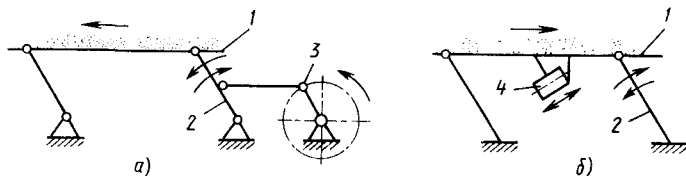


Рис. 27. Схемы конвейеров:
а — инерционного; б — вибрационного

тывать характер и свойства грузов, направление и длину пути транспортирования, необходимую производительность, а также характер и особые условия производственного процесса, которые влияют на режим их работы.

Основным параметром грузоподъемных машин является их грузоподъемность, характеризуемая массой номинального рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Номинальная грузоподъемность, включая массу сменных грузозахватных органов и приспособлений, характеризует инерционные и гравитационные свойства транспортируемого груза и не зависит от ускорения свободного падения в месте действия машины.

Сила тяжести (сила притяжения тела к земле) зависит от ускорения свободного падения в месте действия машины и измеряется в ньютонах. Вес тела — это сила, с которой тело воздействует на опору или подвес. Если тело и опора неподвижны относительно земли, то вес тела равен силе тяжести. При подъеме с ускорением вес тела больше силы тяжести, а при спуске с ускорением вес тела меньше силы тяжести.

Основной характеристикой транспортирующих машин является массовая (т/ч) или объемная ($\text{м}^3/\text{ч}$) производительность Q .

При любом способе перемещения груза возникают сопротивления, препятствующие его движению. Силу F_t , действующую в направлении движения и сообщаящую грузу движение с постоянной скоростью v (м/с), называют тяговым усилием. По тяговому усилию и скорости находят мощность (Вт) привода грузоподъемных и транспортных устройств

$$N = F_t v. \quad (1)$$

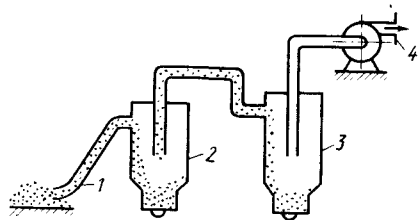


Рис. 28. Схема пневматического транспорта

Для приведения в движение рабочих органов грузоподъемных и транспортных устройств используют приводы двух типов: ручной и машинный. На выбор привода влияют: наличие и возможность использования того или иного вида энергии; грузоподъемность, производительность и режим работы ма-

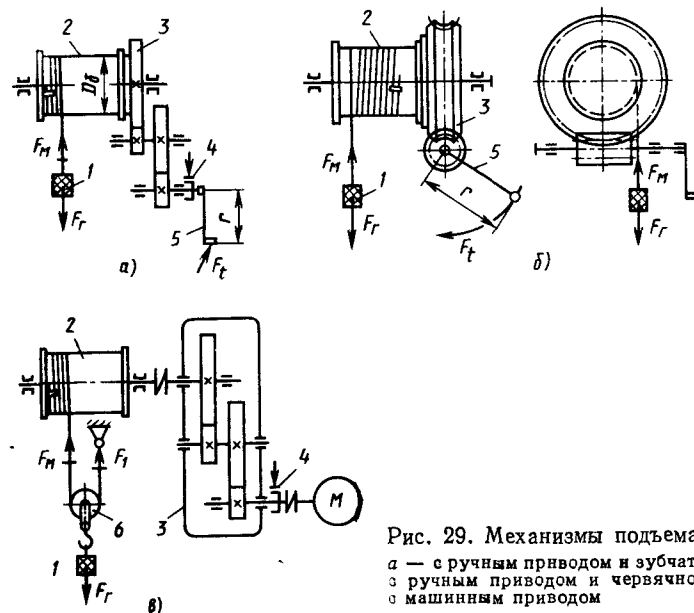


Рис. 29. Механизмы подъема:
а — с ручным приводом и зубчатой передачей; б — с ручным приводом и червячной передачей; в — с машинным приводом

шины; соответствие размеров двигателя требованиям рациональной компоновки машины; удобство управления.

Наиболее простым типом привода является ручной. В настоящее время его применяют только в тех устройствах, которые предназначены для подъема и перемещения небольших грузов с малой скоростью и на короткие расстояния, например в домкратах, монтажных лебедках и таялах. Ручной привод могут иметь механизмы подъема, передвижения и поворота. Расчетные зависимости являются одинаковыми для всех типов механизмов.

Схемы механизмов подъема с ручным и машинным приводом приведены на рис. 29. Механизм подъема с ручным приводом (рис. 29, а, б) состоит из ворота (барабана 2, на который наматывается канат с подвешенным к нему грузом 1), редуктора 3, тормоза 4 и приводного элемента — рукоятки 5 или тягового колеса, к которому прикладывается усилие F_t рабочего.

В ручном приводе по соотношению моментов M_c и M_p можно определить общее передаточное отношение привода

$$u_o = M_c / (M_p \eta), \quad (2)$$

где η — КПД передачи.

Момент сопротивления на валу барабана от поднимаемого груза

$$M_c = F_r D_б / 2, \quad (3)$$

где F_r — сила тяжести поднимаемого груза или натяжение гибкого элемента при применении полиспаста; $D_б$ — диаметр барабана.

При расчете ручного привода для механизма передвижения момент сопротивления на валу ходовых колес

$$M_o = F_k D_k / 2, \quad (4)$$

где F_k — сила сопротивления передвижению колеса; D_k — диаметр ходового колеса.

При радиусе r рукоятки (колеса) момент, развиваемый рабочим,

$$M_p = z_p k_p F_t r, \quad (5)$$

где z_p — число рабочих; k_p — коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилий при совместной работе нескольких человек, при двух рабочих $k_p = 0,8$, при четырех рабочих $k_p = 0,7$.

Ручной привод с рукояткой (рис. 30, а) применяют тогда, когда ось вращения рукоятки можно расположить на высоте 900 ... 1100 мм от уровня пола. Если приводной вал механизма расположен на значительной высоте, применяют тяговые цепные колеса (рис. 30, б), приводимые во вращение бесконечной круглозвенной цепью. Тяговые колеса имеют направляющие, препятствующие спаданию с них тягового элемента.

В зависимости от продолжительности работы усилие рабочего и скорость его движений изменяются. При непрерывной работе усилие на рукоятке $F_t = 80 \dots 100$ Н, скорость движения руки рабочего $v_p = 0,9 \dots 1,2$ м/с; при кратковременной работе $F_t = 200$ Н и $v_p = 0,5 \dots 0,6$ м/с. При непрерывной работе усилие рабочего на тяговой цепи $F_t = 100 \dots 160$ Н, $v_p = 0,6 \dots 1,0$ м/с; при кратковременной работе $F_t = 300 \dots 400$ Н, $v_p = 0,3 \dots 0,4$ м/с. Проверку элементов ручного привода на прочность проводят на возможное усилие, равное весу рабочего (800 Н).

Главным недостатком ручного привода является то, что сила, прикладываемая рукой человека, невелика, а следовательно, мощность привода незначительна и возможность его использования сильно ограничена. Так, мощность ручного привода со стандартной рукояткой при непрерывной работе составляет $N = F_t v_p = 100 \cdot 1 = 100$ Вт.

В настоящее время все большее применение находит машинный привод. Привод от двигателей внутреннего сгорания и паросиловой установки чаще всего применяют тогда, когда отсутствует электроэнергия. Гидравлический привод используют в автомобильных и тракторных прицепах (для опрокидывания кузова), в погруз-

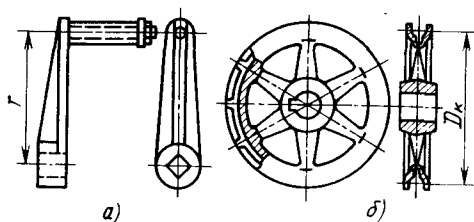


Рис. 30. Приспособление для ручного привода:

а — приводная рукоятка; б — тяговое цепное колесо

чиках навесного типа, а также в системах управления механизмами грузоподъемных и транспортных машин. Пневматический привод применяют во взрывоопасных помещениях и там, где имеется подвод сжатого воздуха для нужд основного производства.

Из машинных приводов наиболее распространен получил электрический. Типовой механизм подъема грузоподъемных машин показан на рис. 29, в. При подъеме груза на барабан 2 наматывается тяговый элемент, который с блоком 6 образует полиспаст. Через редуктор 3 вал барабана 2 получает вращение от электродвигателя. Поднятый груз удерживается от падения тормозом 4, установленным на шкиве муфты электродвигателя.

Электрический привод является наиболее прогрессивным благодаря высокому КПД, возможности применения двигателей для каждого механизма, удобству управления и постоянной готовности к работе, возможности пуска двигателей под нагрузкой, так как они допускают значительную кратковременную перегрузку, удобству реверсирования, простоте подвода электроэнергии и невысокой ее стоимости.

В грузоподъемных машинах более удобными для использования являются двигатели постоянного тока (серии ДП), которые имеют повышенные пусковые моменты и позволяют регулировать скорость в широких пределах. Однако применение двигателей постоянного тока требует наличия специальных устройств (выпрямителей), преобразующих переменный ток в постоянный. Поэтому преобладающее применение нашли асинхронные электродвигатели переменного тока (трехфазные). Электродвигатели переменного тока выпускают с короткозамкнутым ротором и контактными кольцами. Электродвигатели с короткозамкнутым ротором включают непосредственно в сеть, поэтому в период включения пусковой ток в 4 ... 6 раз превышает номинальный при установившемся движении, т. е. такие двигатели имеют повышенные пусковые моменты. Двигатели с контактными кольцами, как и двигатели постоянного тока, включают в сеть с помощью регулируемых сопротивлений. Вследствие этого имеется возможность плавного изменения крутящего момента и частоты вращения ротора электродвигателя.

Для грузоподъемных машин, ввиду повторно-кратковременного режима их работы (частые пуски и остановки), применяют крановые трехфазные электродвигатели типа МТ с контактными кольцами или типа МТК с короткозамкнутым ротором.

Кроме специальных крановых электродвигателей, применяют асинхронные двигатели общепромышленных типов. Так, для привода кран-балок и подъемников широко используют асинхронные электродвигатели с повышенным скольжением ротора (тип АС и АОС) и электродвигатели с фазовым ротором (тип АК и АОК), а для транспортирующих устройств непрерывного действия с тяговым органом — электродвигатели с повышенным пусковым моментом (тип АР и АОР).

1. Соотношение между режимами работы механизмов по правилам Госгортехнадзора и по ГОСТ 25835—83

Класс использования		Группа режима работы механизмов 1М ... 6М с классом нагружения В1 ... В4			
по Правилам Госгортехнадзо- ра	по ГОСТ 25835—83 (норма времени работы механизма, ч)	В1 при $K = \text{до}$ 0,125	В2 при $K =$ 0,125 ... 0,250	В3 при $K =$ 0,250 ... 0,500	В4 при $K =$ 0,500 ... 1
Легкий (Л)	A0 (до 800)	1М	1М	1М	2М
	A1 (800 ... 1 600)	1М	1М	2М	3М
	A2 (1 600 ... 3 200)	1М	2М	3М	4М
	A3 (3 200 ... 6 300)	2М	3М	4М	5М
Средний (С)	A4 (6 300 ... 12 500)	3М	4М	5М	6М
Тяжелый (Т)	A5 (12 500 ... 25 000)	4М	5М	6М	—
Весьма тяже- лый (ВТ)	A6 (25 000 ... 50 000)	5М	6М	—	—
Характер работы с номинальным грузом		Очень редко	Доволь- но часто	Часто	Регу- лярно

Максимальный вращающий момент выбранного двигателя должен быть меньше пускового (включающего как момент статического сопротивления, так и моменты инерции вращающихся и поступательно движущихся масс груза и механизмов), определенного для заданного режима работы с номинальным грузом.

Грузоподъемные и транспортные устройства рассчитывают в три этапа: сначала определяют производительность, затем проводят силовой расчет и только потом рассчитывают прочность деталей машины.

Расчет производительности позволяет определить количество груза, которое может перемещать грузоподъемная или транспортирующая машина в единицу времени. Производительность (т/ч) грузоподъемной машины

$$Q = n_d m_r = (3600/t_d) m_r, \quad (6)$$

где n_d — число рабочих циклов машины за 1 ч; m_r — номинальная масса поднимаемого груза, т; t_d — продолжительность одного цикла, с.

При силовом расчете определяют необходимые мощности двигателей всех механизмов, а также усилия, воспринимаемые и передаваемые деталям проектируемого устройства. Нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете механизмов, вычисляют для двух состояний — для полного использования грузоподъемности при номинальном режиме работы и для полного использования грузоподъемности при резких пусках и торможениях.

Расчет на прочность позволяет определить размеры деталей в проектном расчете. Выбирая материал и допускаемые напряжения при проверочном расчете, необходимо учесть требования, предъявляемые к грузоподъемным или транспортным устройствам: обеспечение безопасности людей, сохранность груза и целости

машины; влияние ударной нагрузки, появляющейся при сильно ослабленном канате, влияние режима работы механизма и т. д.

Нормы и правила, обязательные при конструировании, расчете и эксплуатации грузоподъемных и транспортных устройств, установлены в СССР законодательным путем, а разработка правил и контроль за их выполнением возложены на Госгортехнадзор.

Кроме Правил Госгортехнадзора, имеются и ГОСТы. Так, ГОСТ 25835—83 по условиям эксплуатации разделяет механизмы на шесть групп режимов работы 1М ... 6М, определяемых сочетанием семи классов использования А0 ... А6 и четырех классов нагружения В1 ... В4 (табл. 1).

Класс использования определяется временем работы механизма за срок службы от 800 до 25 ... 50 тыс. ч, а класс нагружения определяется коэффициентом нагрузки

$$K = \sum \left(\frac{F_t}{F_{\max}} \right)^3 \frac{t_t}{\sum t_t},$$

где F_t — нагрузка, действующая на механизм за период времени в течение всего срока службы; F_{\max} — наибольшая нагрузка за рабочий цикл; t_t — продолжительность времени действия нагрузки F_t ; $\sum t_t$ — суммарное время действия нагрузок за весь срок службы.

К группам режимов работы относят примерно следующие механизмы:

1М — краны с ручным приводом, стреловые самоходные краны;
2М — редко используемые краны с электроталью и мостовые краны;

3М — краны с электроталью общего назначения и настенные краны;

4М — краны с электроталью литейных цехов и консольные краны на колонне;

5М — литейные краны и консольные передвижные краны литейных цехов;

6М — краны с автоматическим грузозахватным органом.

В зависимости от условий эксплуатации все механизмы грузоподъемных машин имеют различные режимы работы.

Весьма тяжелый режим работы является следствием высоких требований, предъявляемых к производительности машины. При этом режиме увеличиваются как загрузка механизма, так и скорости движений, повышаются динамические перегрузки неустановившегося движения (разгон и замедление), что отрицательно сказывается на надежности механизма или машины.

Таким образом, от режима работы механизма зависит выбор как коэффициентов запаса прочности его деталей, так и параметров приводного двигателя, тормозного устройства и системы управления механизмами.

При расчете механизма и металлических конструкций различие в режиме работы учитывают коэффициентом K нагружения,

ориентировочные значения которого приведены в табл. 1. При расчете деталей на выносливость необходимо исходить из суммарного времени работы механизма А0 ... А6 за полный срок его службы и характера изменения нагрузки в течение рабочего цикла. Желаемый срок службы механизма $t_L = 15 \dots 25$ лет.

Рассчитывая на усталость детали механизма за весь срок ее службы учитывают общее число нагружений:

$$i = 60A_{(0 \dots 6)}n,$$

где n — частота вращения или среднее число нагружений детали в минуту; $A_{(0 \dots 6)}$ см. табл. 1.

Грузоподъемные и транспортные устройства, в первую очередь грузоподъемные, во время работы могут представлять опасность для обслуживающего персонала и лиц, находящихся в зоне их действия. Поэтому при изготовлении основных грузоподъемных машин (кранов, подъемников и др.) и некоторых транспортирующих машин (эскалаторов) запасы прочности в наиболее ответственных механизмах, а также правила их эксплуатации регламентируются государственным законодательством. Разработка новых положений и надзор за их выполнением осуществляется Госгортехнадзором СССР во всех отраслях промышленности.

Госгортехнадзор СССР ведет работу на местах через своих инспекторов, контролирующих как заводы-изготовители, так и предприятия, эксплуатирующие грузоподъемные устройства. Главная цель мероприятий по технике безопасности — сделать труд рабочих безопасным и способствовать лучшему использованию машин, уменьшению простоев и повышению производительности труда.

Техника безопасности предусматривает мероприятия, направленные на устранение причин производственного травматизма, овладение безопасными приемами работы и организацию содержания машин, обеспечивающую безопасность работы.

Каждое новое подъемно-транспортное устройство, поступившее в эксплуатацию, должно иметь заводской паспорт и инструкцию по эксплуатации. Для приема машины в эксплуатацию администрация назначает комиссию. Акт приема комиссией служит основным техническим документом, допускающим машину к эксплуатации. Перед пуском в эксплуатацию машине присваивают инвентарный номер, под которым ее регистрируют в специальной книге учета. Ответственность за состояние машины в процессе ее эксплуатации приказом администрации возлагается на инженерно-технического работника соответствующей квалификации. Работу на машине, уход за ней, ежедневное наблюдение, а также текущий ремонт поручают квалифицированным рабочим.

По существующему законодательству грузоподъемные машины допускают к эксплуатации только в том случае, если они соответствуют требованиям, разработанным Госгортехнадзором и обяза-

тельным для всех предприятий, изготовляющих и эксплуатирующих подъемно-транспортные машины.

Безопасная эксплуатация грузоподъемных и транспортных устройств обеспечивается при соблюдении следующих правил технического надзора:

через каждые 10 суток работы машину детально осматривают и проверяют действие всех механизмов;

через каждые 12 мес. независимо от того, работала машина или бездействовала, а также после капитального ремонта производят техническое освидетельствование и испытание машины с составлением акта освидетельствования и отметкой в журнале осмотров.

Периодический контроль исполнения правил по эксплуатации машины и техники безопасности изложен в разделе 5.

Контрольные вопросы

1. Какие виды промышленного транспорта бывают?
2. Как классифицируются грузоподъемные и транспортные устройства?
3. Назовите параметры грузоподъемных и транспортных устройств.
4. Перечислите виды ручных и машинных приводов.
5. Назовите этапы расчета грузоподъемных и транспортных устройств.
6. Назовите режимы работ грузоподъемных и транспортных устройств.
7. Какие основные задачи Госгортехнадзора?

1. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

1.1. ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

Механизмы грузоподъемных устройств состоят из деталей и узлов общего назначения (осей, валов, подшипников, крепежных деталей, передач, соединительных муфт и др.) и из специальных деталей и узлов — гибких элементов (цепей, канатов и лент), рабочих органов (звездочек, блоков, полиспастов, барабанов, грузозахватных устройств, остановов, тормозов, ходовых колес и др.) и станин (металлоконструкций кранов).

1.1.1. ГИБКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В грузоподъемных машинах гибкие элементы (цепи, канаты) предназначены для подвешивания грузов, а также для приведения в движение механизмов с ручным приводом. Они должны обладать гибкостью, удобно крепиться к рабочим органам, иметь небольшое относительное удлинение под нагрузкой и др. Кроме этого, они должны удовлетворять общим требованиям, предъявляемым ко всем элементам машин: обладать прочностью, износостойкостью и быть несложными в изготовлении, иметь невысокую стоимость и др.

Цепи. Цепь — гибкое изделие, состоящее из отдельных последовательно соединенных жестких звеньев. По конструкции и способу изготовления цепи делят на сварные, пластинчатые или шарнирные и специальные (из ковкого чугуна, литые и др.). Сварная цепь состоит из овальных взаимно перпендикулярных звеньев (рис. 31, а). Это обеспечивает большую гибкость во всех направлениях и позволяет применять тяговые цепные колеса, звездочки или барабаны малых диаметров — $D_6 = (20 \dots 30) d$.

Цепи изготовляют из стальных прутков марок Ст2, Ст3 и сталь 10. Цепи бывают некалиброванные СН (исполнение 2 — отклонение размеров до 10 %) и калиброванные СК (исполнение 1 — отклонение размеров до 3 %). Цепи СН предназначены для работы только на гладком барабане или как чалочные. Цепи СК применяют тогда, когда требуется точность шага цепи для работы со звездочками (см. рис. 30, б) и барабаном, имеющим специальные гнезда для укладки звеньев цепи.

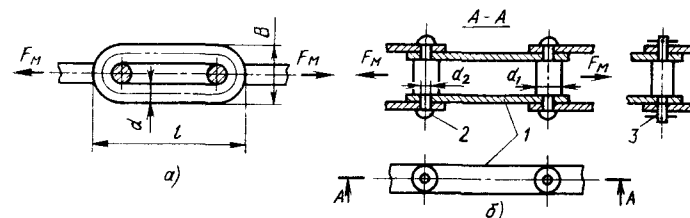


Рис. 31. Цепи:

а — сварная круглозвенная; б — пластинчатая

Скорость цепи на барабане допускается не более 1 м/с, на звездочке — не более 0,1 м/с. Это обусловлено изнашиванием звеньев в местах их сопряжения, где они скользят друг по другу.

При растяжении в звеньях цепи возникают напряжения растяжения и изгиба. Учитывая сварную конструкцию звена и недостаточную точность существующих методов расчета напряжений, по нормам Госгортехнадзора каждый вид цепи испытывают на растяжение до разрыва. Разрушающая нагрузка F_p приводится в каталоге [2]. Сварная цепь должна характеризоваться соотношением

$$F_{\max} k_{\text{ц}} \leq F_p, \quad (7)$$

где F_{\max} — максимальное воздействие на цепь при подъеме номинального груза, но без учета динамической нагрузки; $k_{\text{ц}}$ — коэффициент запаса прочности цепи (табл. 2).

Пластинчатая цепь (рис. 31, б) состоит из пластин 1 с отверстиями, в которые вставлены валики 2. Число пластин в одном звене зависит от разрушающей нагрузки и может быть 2 ... 12. Соединение звеньев в пластинчатой цепи шарнирное. Элементы цепи

2. Запасы прочности и тормозного момента грузоподъемных устройств

Устройство	Привод	Режим работы по Прави- лам Гос- гортех- надзора	Коэффициент запаса прочности			Коэффи- циент за- паса тор- мозного момента k_T
			цепи $k_{\text{ц}}$	каната		
				k_K	k_d	
Кран	Ручной	—	—	4,5	18	—
	Машин- ный	Л	—	5	20	1,5
		С	—	5,5	25	1,75
		Т и ВТ	—	6	30 ... 35	2 ... 2,5
Грузовая лебедка	Ручной	—	3 ... 5	5,5	12	—
Грузовая лебедка и таль	Машин- ный	—	6 ... 8	6	20	—
Лебедка для подъема людей	Ручной	—	—	9	16	—
	Машин- ный	—	—	9 ... 15	24 ... 40	—

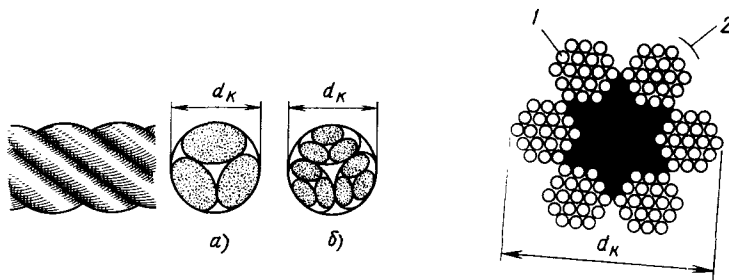


Рис. 32. Пеньковые канаты:
а — обыкновенные; б — оборотные

Рис. 33. Сечение стального проволочного каната:
1 — проволока; 2 — прядь

(пластины и валики) изготавливают из углеродистых сталей 40, 45 и 50 и подвергают термообработке. Пластинчатые цепи не допускают изгиба в поперечном направлении, их применяют только со звездочками (рис. 36, а) при скорости не более 0,25 м/с.

Грузовые пластинчатые цепи рассчитывают по формуле (7). Разрывная нагрузка цепи (агрегатная прочность) в целом приведена в каталогах [2]. Значения коэффициента k_d запаса прочности приведены в табл. 2. Вследствие шарнирного соединения звеньев пластинчатые цепи гибкие и допускают применение рабочих органов (цепных блоков, звездочек и тяговых колес) относительно малых диаметров.

Для обеспечения нормальной работы сварной и пластинчатой цепи в полном зацеплении должны находиться одновременно не менее двух зубьев звездочки.

Канаты. В грузоподъемных устройствах в качестве гибких элементов чаще всего применяют стальные канаты. Пеньковые, хлопчатобумажные канаты (ГОСТ 483—75*, ГОСТ 1088—71*), а также канаты из искусственного волокна используют только для обвязывания груза с целью прикрепления его к крюку механизма подъема.

Пеньковые канаты состоят из нескольких прядей эллиптического сечения (рис. 32), которые, в свою очередь, свиты из отдельных волокон и нитей. Эти канаты очень гибкие, но обладают невысокой прочностью, малым сроком службы из-за воздействия различных разрушающих факторов и влаги.

Для подъема или горизонтального перемещения грузов используют стальные канаты. В специальных конструкциях их применяют в качестве несущих канатов (для кабельных кранов), а также для строповки перемещаемых грузов. Стальные канаты позволяют поднимать груз с большой скоростью, работают они бесшумно. Их изготавливают из высокоуглеродистой стальной светлой или оцинкованной проволоки повышенной прочности марок В, I и II диаметром 0,2 ... 3 мм. В грузоподъемных устройствах с машинным приводом применяют проволочные канаты двойной свивки

(рис. 33). Проволоки 1 свиты в пряди 2, а пряди навиты на органический или металлический сердечник. Различают канаты с точечным касанием проволоки между слоями прядей (ТК) и линейным касанием (ЛК). Проволоки, из которых свивают канат, могут быть одинакового или разного диаметра. При разном диаметре проволок в обозначение каната добавляют букву Р, при одинаковом О. Канаты с линейным касанием имеют лучшее заполнение сечения, они более гибкие и износостойкие, чем канаты типа ТК. Однако вследствие односторонней свивки проволок в пряди и прядей в канате они раскручиваются под нагрузкой и требуют подвески груза не менее чем на двух ветвях каната. Для грузоподъемных машин широко применяют канаты ЛК-РО (ГОСТ 7668—80*) и ТЛК-О (ГОСТ 3079—80*). Канаты типа ТК с крестовой свивкой применяют тогда, когда груз подвешивают на одной ветви (для предотвращения поворота каната с грузом).

Свободные концы каната 1 (рис. 34) крепят с помощью коуша 2 «заплеткой» (вариант I) или винтовыми зажимами 3 (вариант II).

При наличии абразивной и коррозионной среды предпочтительнее брать канаты, изготовленные из более толстой проволоки. Для уменьшения изнашивания и повреждений канаты покрывают защитным смазочным материалом. Разрушение каната происходит постепенно и обнаружить начавшееся разрушение можно по числу оборванных проволок на шаг свивки, что позволяет своевременно сменить канат. Число оборванных проволок определяют визуально или с применением электромагнитного дефектоскопа.

Проволока каната, получаемая методом холодного волочения, маркировочной группы 1470 ... 2268 МПа, в эксплуатации разрушается от усталости. Ввиду сложности конструкции каната определить истинное напряжение в его элементах затруднительно. Многочисленные исследования канатов позволили выявить основные факторы, определяющие предел выносливости проволоки по предельному числу перегибов каната. Этими факторами являются

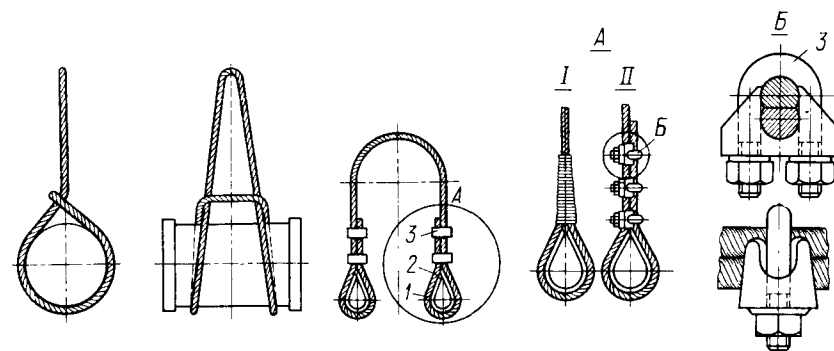


Рис. 34. Канатные стропы:
1 — канат; 2 — коуш; 3 — винтовой зажим

3. Канаты ЛК-Р (ГОСТ 2688—80)

Диаметр каната d_k , мм	Площадь сечения всех проволок, мм ²	Масса 1000 м каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
			1470	1568	1764	1960
			Разрывное усилие, кН			
4,1	6,55	64,1	—	—	9,75	10,85
4,8	8,62	84,4	—	—	12,85	13,90
5,1	9,76	95,6	—	—	14,60	15,80
5,6	11,90	116,5	—	15,8	17,80	19,35
6,9	18,05	176,6	—	24,0	26,30	28,70
8,3	26,15	256,0	—	34,8	38,15	41,60
9,1	31,18	305,0	—	41,55	45,45	49,60
9,9	36,66	358,6	—	48,85	53,45	58,35
11,0	47,18	461,6	—	62,85	68,80	75,15
12,0	53,87	527,0	—	71,75	78,55	85,75
13,0	61,0	596,6	76,19	81,25	89,00	97,00
14,0	74,40	728,0	92,85	98,95	108,00	118,00
15,0	86,28	844,0	107,00	114,50	125,55	137,00
16,5	104,61	1025,0	130,00	139,00	152,00	166,00
18,0	124,73	1220,0	155,00	166,00	181,50	198,00
19,5	143,61	1405,0	179,50	191,00	209,00	228,00
21,0	167,03	1635,0	208,00	222,00	243,50	265,50

максимальное натяжение каната и деформация изгиба, зависящая от отношения диаметра блока или барабана к диаметру каната. По Правилам Госгортехнадзора по максимальному рабочему усилию F_{\max} ветви каната и коэффициенту k_k запаса прочности каната (см. табл. 2) определяют необходимое разрывное усилие при растяжении каната

$$F_{\max} k_k \leq F_p, \quad (8)$$

по которому подбирают диаметр каната (табл. 3).

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

$$D_6 \geq k_d d_k, \quad (9)$$

где k_d — коэффициент запаса прочности каната, который принимают в зависимости от типа грузоподъемного устройства и режима работы (см. табл. 2).

1.1.2. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ

К рабочим органам грузоподъемных машин относят узлы и детали, воспринимающие усилия от гибких элементов: блоки, звездочки, полиспасты, барабаны, грузозахватные устройства, остановы, тормоза и ходовые колеса. Блоки и звездочки служат для изменения направления движения гибкого элемента.

В отдельных случаях блок (канатоведущий) может служить для передачи крутящего момента от вала к гибкому элементу или наоборот. Канатоведущие блоки, передающие крутящий момент, имеют на ободе клиновидные желоба.

Направляющие блоки для больших нагрузок бывают чугунные, реже — стальные (сварные или литые) (рис. 35). Диаметры блоков должны соответствовать отношению D_6/d_k , принятому при расчете каната на прочность.

Для стальных канатов профиль канавок на ободе блока выполняют таким, чтобы канат ложился в желобок плотно, без лишних зазоров, но не заклинивался в нем. Для обеспечения этих условий радиус дна желоба канатного блока $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$, глубина желоба $h_k = (1,5 \dots 2) d_k$ и ширина желоба $B_k = (1,6 \dots 3) d_k$.

Цепные колеса и звездочки для сварных калиброванных и для пластинчатых цепей показаны на рис. 36. Для сварных некалиброванных цепей применяют блоки с гладким профилем канавок на ободе. Диаметр D_6 окружности звездочки для калиброванной сварной цепи, на котором располагаются центры поперечных сечений звеньев, зависит от шага цепи t , диаметра d цепного звена и числа z зубьев.

Из треугольника OBC (рис. 36) с углом $\alpha/2 = 180^\circ/z$

$$D_6 = \sqrt{\left(t/\sin \frac{90^\circ}{z}\right)^2 + \left(d/\cos \frac{90^\circ}{z}\right)^2}.$$

Минимальное число зубьев звездочки для калиброванной круглозвенной сварной цепи $z_{\min} \geq 4$. Для ограничения изгиба звеньев цепи диаметр звездочки при ручном приводе $D_6 \geq 20d$, при машинном приводе $D_6 \geq 30d$. Аналогично диаметр звездочки для пластинчатых цепей

$$D_6 = t/\sin \frac{180^\circ}{z}.$$

Для пластинчатых цепей с ручным приводом принимают минимальное число зубьев $z_{\min} = 6 \dots 8$.

Методы расчета размеров и построения профиля зубьев ведущих звездочек с ячейками для круглозвенных цепей приведены в ГОСТ 13561—82 (СТ СЭВ 1593—79).

Звездочки для пластинчатой цепи изготавливают из проката (сталь Ст4, Ст5) или отливают. Они представляют собой зубчатые колеса, зубья которых входят между пластинами цепей, соприкасаясь с валиками шарниров. Профиль зубьев звездочки пластинчатой цепи строят по ГОСТ 592—81* (СТ СЭВ 2643—80).

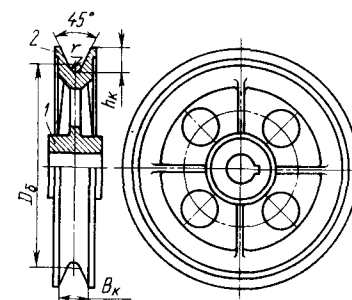
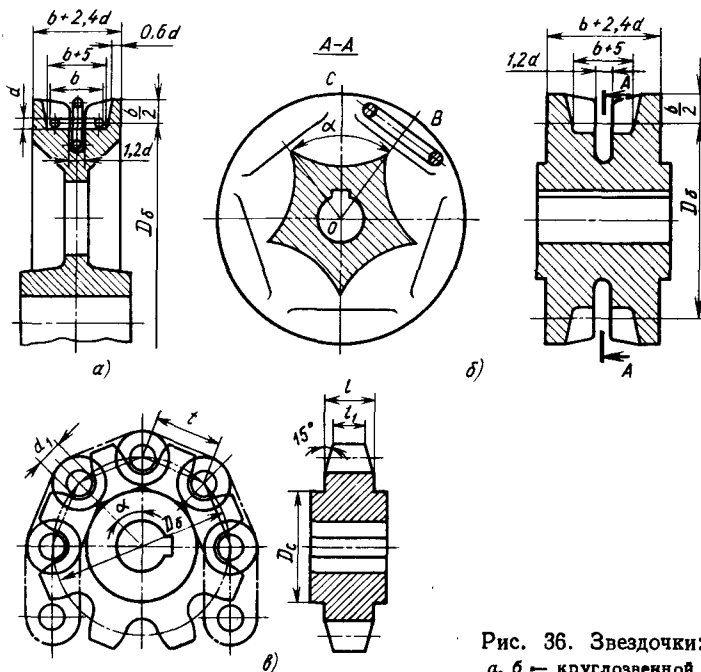


Рис. 35. Канатный блок:
1 — ступица; 2 — обод



Полиспасты. Полиспаст — грузоподъемное устройство из нескольких подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким элементом. Канаты и блоки используют в простейших грузоподъемных устройствах. При подъеме груза 1 (рис. 37, а) с использованием неподвижно закрепленного блока 4 натяжение сбегавшей ветви F_0 каната 2 складывается из усилия, необходимого для подъема груза F_r , и сопротивлений F_k перегибу от жесткости каната, а также сопротивлений F_0 от трения подшипников блока:

$$F_0 = F_p + F_B + F_G.$$

Жесткость каната при сгибании на блоке проявляется в том, что расстояние от оси z ручья блока до средней линии каната на набегающей ветви увеличивается, а на сбегающей уменьшается по сравнению с номинальным радиусом блока $D_6/2$; натяжение сбегающей ветви каната увеличивается на $F_n = F_r (b/a - 1) \approx \approx F_r (0,01 \dots 0,02)$.

При отношении диаметра оси к диаметру ручья блока $d/D_{\sigma} = 1/6$ и коэффициентах трения скольжения $f = 0,1$ и качения $f_k = 0,02$ сопротивление от трения в подшипниках блока

$$F_6 = 2F_{\Gamma} f_{\Gamma} d / D_6 \approx F_{\Gamma} (0,03 \dots 0,06).$$

КПД блока с подшипниками скольжения $\eta_{\text{п}} = F_{\text{р}}/F_{\text{с}} \approx \approx (0,94 \dots 0,96)$, а с подшипниками качения $\eta_{\text{п}} = 0,97 \dots 0,98$.

Натяжение перекинутого через неподвижный блок каната $F_0 = F_r/\eta_d$.

Применение системы блоков (с подвижными и неподвижными осями), связанных гибкими элементами, привело к созданию полиспастов. Полиспасты могут быть самостоятельными грузоподъемными устройствами (рис. 38) или входить в состав механизмов грузоподъемных машин.

Полиспаст — устройство для подъема или подтягивания груза, состоящее из неподвижных 1 и подвижных блоков 2, огибаемых гибким элементом 3 (канатом или цепью), смонтированных в обоймах. Груз 1 (рис. 37, б) крепят к крюку нижней подвижной обоймы, которую обычно называют крюковой подвеской. Крюковая подвеска 6 с канатом 2 и барабаном 5 образуют полиспаст второго типа, т. е. входящий в механизм подъема грузоподъемного устройства. Основной характеристикой полиспаста является кратность i_n . Ее определяют при одинарном барабане по числу ветвей каната, на которых подвешен груз. При сдвоенном барабане (рис. 39) кратность полиспаста равна половине числа ветвей каната, на которых подвешен груз. Подвеска 1 двумя ветвями каната 2 (цепью) соединена со сдвоенным барабаном 3, число рабочих участков на барабане $z_6 = 2$.

Полиспаст используют для выигрыша в силе (см. рис. 37, б и 39) и, реже, выигрыша в скорости (см. рис. 37, в). Полиспаст для выигрыша в скорости применяют, например, в погрузчиках, где при небольшом ходе H гидроцилиндра 7 и относительно малой

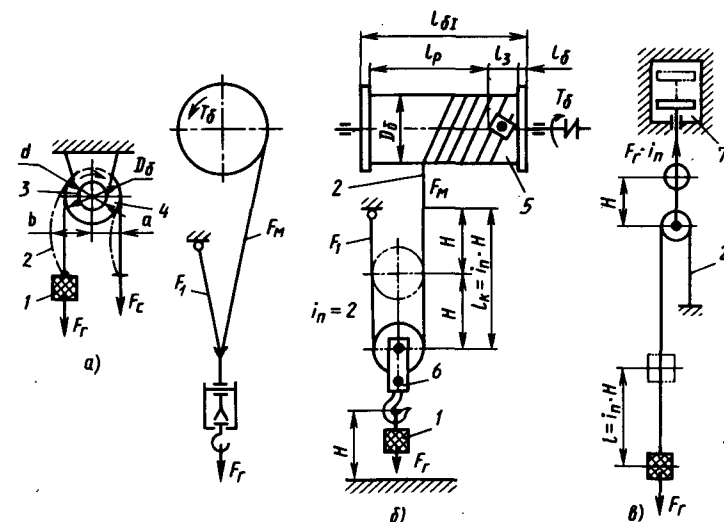


Рис. 37. Механизмы подъема грузов с полиспастом:
 а — неподвижный отклоняющий блок; б — полиспаст для выигрыша в силе однократного барабана; в — полиспаст для выигрыша в скорости

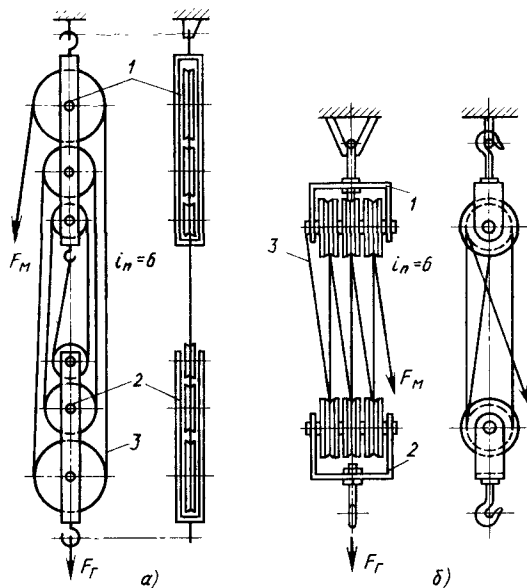


Рис. 38. Схемы полиспаста с блоками, расположенными в один ряд (а), и полиспаста с блоками, расположенными на общих горизонтальных осях (б)

скорости его движения высота l подъема груза увеличивается в i_n раз, и во столько же раз скорость подъема груза возрастает.

Наибольшее распространение получили полиспасты для выигрыша в силе, где при неподвижном грузе натяжение канатов уменьшается в i_n раз: $F_1 = F_T / (z_6 i_n)$. При подъеме груза за счет потерь в блоках натяжение канатов увеличивается; оно максимально в месте набегания каната на барабан:

$$F_{\max} = (F_T + F_{\Pi}) / (z_6 i_n \eta_{\Pi}). \quad (10)$$

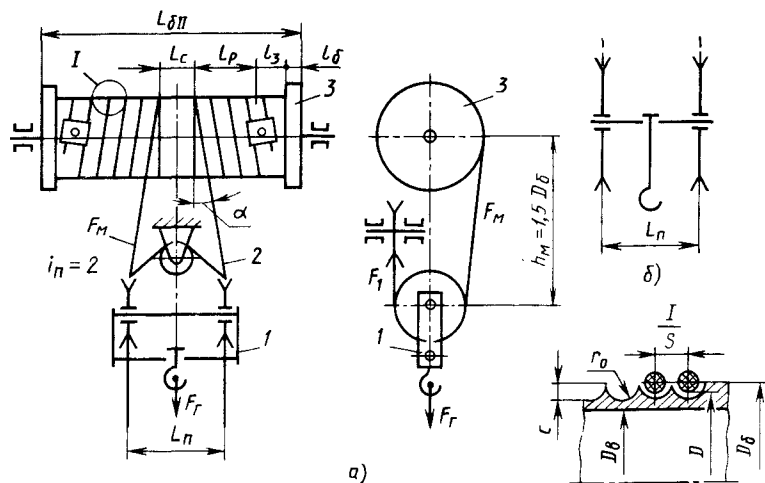


Рис. 39. Полиспаст сдвоенного барабана механизма подъема с длинной (а) и короткой (б) крюковой подвеской

В то же время скорость каната, навиваемого на барабан, увеличится в i_n раз по сравнению со скоростью подъема груза:

$$v_6 = v_T i_n. \quad (11)$$

Во столько же увеличится и длина каната, навиваемого на барабан, при высоте H поднятия груза:

$$l_n = H i_n. \quad (12)$$

При определении максимального натяжения каната необходимо учитывать нагрузку на крюковой подвески

$$F_{\Pi} = (0,01 \dots 0,015) F_T, \quad (13)$$

а также сопротивление от прохождения каната через неподвижный блок (см. рис. 37, а) при наличии дополнительных отклоняющих блоков, например, у консольного крана (см. рис. 9).

По максимальному натяжению каната, найденному с учетом кратности полиспаста по формуле (10), определяют разрывную нагрузку по формуле (8). Оптимальные размеры механизма подъема грузоподъемных машин получают при выборе кратности полиспаста:

Грузоподъемность, т	До 6,3	До 16	16 и более
Кратность i_n полиспаста	2—3	2—3	4 и более
Барабан	Одинарный	Сдвоенный	

Барабаны. В зависимости от используемого гибкого элемента барабаны делят на цепные и канатные. Цепные барабаны применяют сравнительно редко, главным образом в ручных поворотных кранах грузоподъемностью до 5 т. Форма барабана цилиндрическая. Диаметр его выбирают из тех же условий, что и диаметр блока. КПД барабана с учетом сопротивления в подшипниках $\eta = 0,94 \dots 0,98$ (табл. 4).

Канатные барабаны служат для многослойной и однослойной навивки каната. Диаметр канатного барабана выбирают так же, как диаметр блока. Барабан для многослойной навивки применяют только при весьма большой длине навиваемого каната, когда при однослойной навивке требуются барабаны чрезмерно больших размеров. Барабан для многослойной навивки по правилам Госгортехнадзора выполняют с гладкой поверхностью навивания и снабжают бортами, выступающими над верхним слоем уложенного каната не менее чем на диаметр каната. Для правильной укладки каната такие барабаны снабжают канатоукладчиками 3 (рис. 40). Для правильной укладки каната 1 на поверхности барабана 2 с однослойной навивкой делают винтовую нарезку (см. 1 на рис. 39, а). Размеры канавок выбирают такими, чтобы канат не заклинивался при укладке в канавки барабана. Эти канавки увеличивают поверхность соприкосновения каната с барабаном и уменьшают напряжение смятия и изнашивания каната, поэтому при использовании нарезных барабанов срок

Звенья механизма	Коэффициент трения в подшипниках	
	скольжения $f = 0,10$	качения $f = 0,05$
Блоки	0,96	0,99
Барабан для наматывания каната (с учетом потерь от жесткости каната)	0,95	0,97
Зубчатая передача:		
открытая	0,95	0,97
закрытая (зубчатая передача в масляной ванне)	0,96	0,98
Зубчатый редуктор:		
одноступенчатый	0,94	0,97
двухступенчатый	0,9	0,96
трехступенчатый	0,85	0,94
Цепная передача:		
открытая	0,93	0,95
в масляной ванне	0,94	0,96
Червячная или винтовая зубчатая передача при угле наклона зуба α и угле трения $\rho = 3 \dots 6^\circ$	$\eta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$	

службы каната увеличивается. Профиль канавок выбирают по нормам. Обычно радиус канавки $r_0 = 0,54 d_k$, шаг (мм) нарезки $S = d_k + (2 \dots 3)$.

Барабаны, на которые наматывается одна ветвь каната, имеют одну винтовую нарезку, а барабаны, на которые наматываются одновременно две ветви, — две противоположные винтовые нарезки. Сдвоенный барабан с двумя рабочими участками для наматывания каната представляет собой как бы два поставленных рядом одинарных барабана. Это в 2 раза уменьшает нагрузку на канат и обеспечивает строго вертикальный подъем груза.

Для увеличения долговечности тягового органа диаметр барабана в зависимости от диаметра каната выбирают так же, как и для канатных блоков: $D_6 \geq (12 \dots 40) d_k$. Длина нарезного бара-

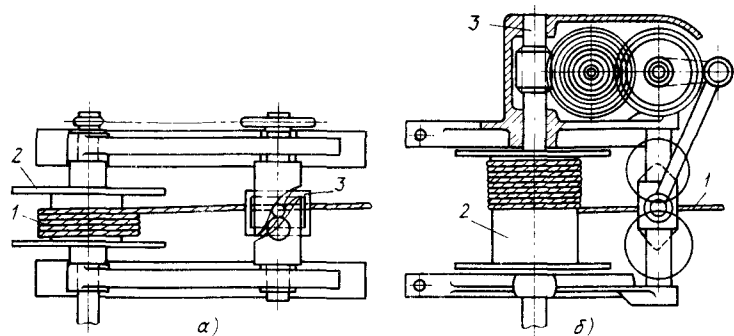


Рис. 40. Кулачковый (а) и кривошипно-шатунный (б) канатокладчики

бана по правилам Госгортехнадзора должна быть такой, чтобы при нижнем рабочем положении грузозахватного приспособления на барабане оставались навитыми не менее 1,5 ... 2 витков каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством. Если l_k — рабочая длина каната, наматываемого на барабан, то длина рабочего участка нарезной части барабана, без учета места для закрепления каната, на барабане

$$l_p = [l_k / \pi D_6 + (1,5 \dots 2)] S. \quad (14)$$

Общая длина одинарного L_{6I} и сдвоенного L_{6II} барабанов:

$$L_{6I} = l_p = l_a + 2l_b; \quad (15)$$

$$L_{6II} = 2l_p + 2l_a + 2l_b + l_c, \quad (16)$$

где l_a — длина барабана для закрепления каната планкой; $l_b = S (2 \dots 3)$; l_c — толщина бортика, $l_b = 10 \dots 20$ мм; l_c — средняя часть сдвоенного барабана, $l_c = L_p - 2h_m \operatorname{tg} \alpha$ [L_p — длина подвески; $\alpha = 4 \dots 6^\circ$ — максимально-допустимый угол отклонения оси каната от оси блока или оси канавки на барабане, чтобы не соскакивал канат, $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,1$ (см. рис. 39, а); $h_m = 1,5 D_6$].

Барабаны бывают литые из чугуна или стали и сварные из стали. Толщина стенки (в мм) литого барабана $\delta = 0,02 D_6 + (6 \dots 10)$, сварного $\delta = 0,01 D_6 + 3$. От наматываемого каната стенки барабана подвергаются деформациям изгиба, кручения и сжатия.

Барабаны длиной более пяти диаметров применять не рекомендуется. У барабанов длиной менее трех диаметров напряжение от изгиба и кручения не превышает 10 ... 15 % напряжения сжатия. В этом случае стенки барабана рассчитывают только на сжатие. Напряжение от сжатия в стенке барабана можно определить по формулам для расчета толстостенных сосудов, находящихся под внешним равномерным давлением.

Рассматривая стенку барабана толщиной δ как кольцо, нагруженное распределенным внешним давлением (толщина кольца незначительна по сравнению с его диаметром), можно найти максимальные напряжения сжатия на внутренней поверхности стенки:

$$\sigma_{сж} = F_{\max} / (\delta S) \leq [\sigma_{сж}], \quad (17)$$

где F_{\max} — максимальное натяжение каната; δ — минимальная толщина стенки барабана; S — шаг винтовой нарезки на барабане; $[\sigma_{сж}]$ — допустимое напряжение от сжатия.

Коэффициент запаса прочности для определения допускаемого напряжения выбирают в зависимости от материала барабана: для стального барабана $[\sigma_{сж}] = \sigma_T / 1,5$, для чугунного $[\sigma_{сж}] = \sigma_B / 4,25$, где σ_T , σ_B — соответственно предел текучести и предел прочности материала.

Крепление каната к барабану должно быть надежным, доступным для осмотра, удобным для смены каната и достаточно простым в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Канат 1 (рис. 41) к барабану 2 крепят

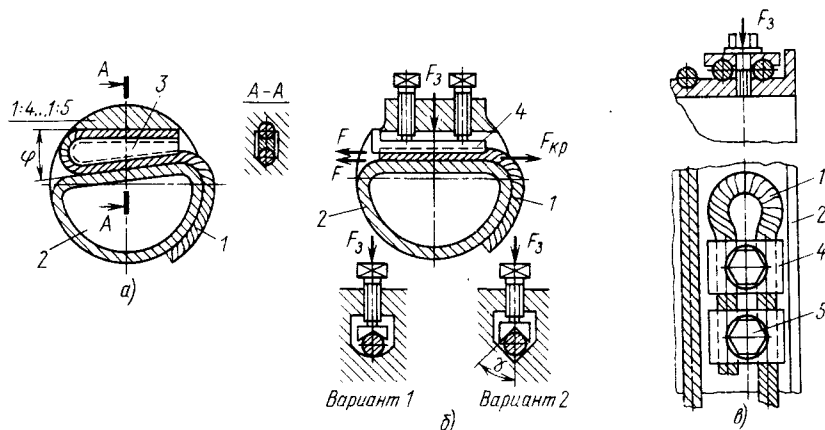


Рис. 41. Крепления каната к барабану

с помощью клина 3 (рис. 41, а) и планки 4 (рис. 41, б). Простое и надежное клиновое крепление требует изготовления барабана, сложного в литье. Так же сложно в изготовлении крепление вставной планкой в литом барабане. Наиболее простым и распространенным является крепление каната к барабану планкой 4 с винтами 5 (рис. 41, в).

При расчете крепления необходимо учесть влияние дополнительных витков, уменьшающих натяжение каната в месте его крепления к барабану прижимной планкой 1 (рис. 42):

$$F_{кр} = F_{max}/e^{f\alpha}, \quad (18)$$

где $e = 2,71$ — основание натурального логарифма.

При коэффициенте трения между канатом и барабаном $f = 0,16$ и угле обхвата канатом барабана $\alpha = 3\pi$ (при полутораксированных дополнительных витках) $F_{кр} = F_{max}/4,53$.

Для надежного крепления каната к барабану сила F трения должна быть не менее $F_{кр}$. Сила F трения создается усилием зажимных винтов и возникает между барабаном и канатом, а также между планкой и канатом.

На планке с полукруглыми канавками (см. рис. 41, б — вариант 1) сила затяжки винтов

$$F_{в} = F_{кр}/(2f), \quad (19)$$

где $f = 0,15 \dots 0,16$ — коэффициент трения между стальными канатами и стальным барабаном.

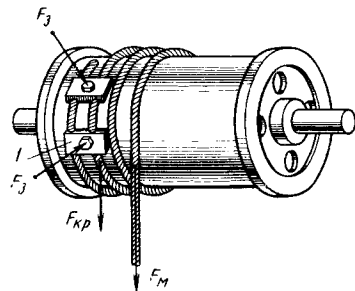


Рис. 42. Схема сил, действующих в месте крепления каната

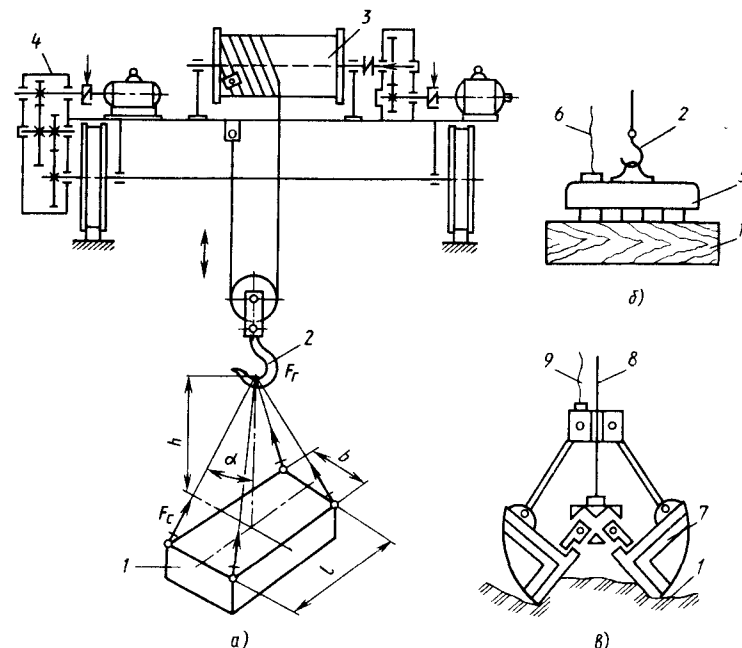


Рис. 43. Грузозахватные устройства:

а — крюк в тележке мостового крана; б — электромагнит; в — грейфер

При планке с трапецидальной канавкой (см. рис. 41, б — вариант 2) сила затяжки винтов

$$F_{в} = F_{кр}/(f + f_1), \quad (20)$$

где f_1 — приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапецидальное сечение канавки, $f_1 = f/(\sin \gamma + f \cos \gamma)$; γ — угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке, $\gamma \approx 40^\circ$.

Винты вставных прижимных планок (см. рис. 41, б) рассчитывают на сжатие, а прижимных (см. рис. 41, в) — на растяжение и изгиб:

$$\sigma_{сум} = \sigma_p + \sigma_{из} = \frac{1,3F_{в}}{z\pi d_1^2/4} + \frac{M_{из}}{0,1zd_1^3} \leq [\sigma_p], \quad (21)$$

где z — число винтов; d_1 — внутренний диаметр резьбы винта; 1,3 — коэффициент, учитывающий напряжение кручения при затягивании винтов.

Изгибающий момент $M_{из} = F_{кр}l$, где l — расстояние от середины каната до места заделки винта. При расчете винта коэффициент запаса прочности должен быть не менее 2,5. Независимо от расчета для каната диаметром до 31 мм число одновинтовых прижимных планок должно быть не менее двух или одной при двухвинтовом креплении, при большем диаметре каната — по две планки.

Грузозахватные устройства. В грузоподъемных машинах грузозахватные устройства соединяют перемещаемый груз с гибким элементом. К ним относят крюки (рис. 43, а), электромагниты (рис. 43, б), грейферы (рис. 43, в), а также специальные захваты для штучных грузов (рис. 44). Наибольшее распространение для захватов штучных грузов получили грузовые крюки с блочными подвесками. Грузозахватные устройства изготовляют только специализированные заводы, имеющие разрешение Госгортехнадзора.

К тележке (см. рис. 43, а) с механизмом 4 передвижения и механизмом 3 подъема подвешивают на крюке 2 груз 1, предварительно обвязанный стропами. Стропы состоят из отрезков стального каната, имеющих на концах коуш или крюк (ГОСТ 14110—80). Натяжение ветви каната строп

$$F_c = F_p / (z \cos \alpha), \quad (22)$$

где F_p — сила тяжести поднимаемого груза; z — число ветвей строп; α — угол отклонения ветвей от вертикали, $\alpha = \arctg [\sqrt{b^2 + l^2/2h}]$ (см. рис. 43, а).

Для подъема стальных и чугунных грузов 1 (см. рис. 43, б) при нормальной температуре широко применяют электромагниты 5 постоянного тока, подвешенные к крюку 2 и питаемые током через гибкий кабель 6. Для транспортирования немагнитных листовых материалов используют вакуумные захваты.

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бадьи и грейферы. Автоматизация захвата грузов решается путем применения автоматических грузозахватных устройств — грейферов (см. рис. 43, в). Сыпучий груз 1 захватывается ковшами 7 при натяжении замыкающего каната 8. При натяжении подъемного каната 9 груз поднимается. Существуют и одноканатные грейферы с ручным и машинным приводом открывания ковшей, которые можно прикреплять к стандартной крюковой подвеске механизма подъема.

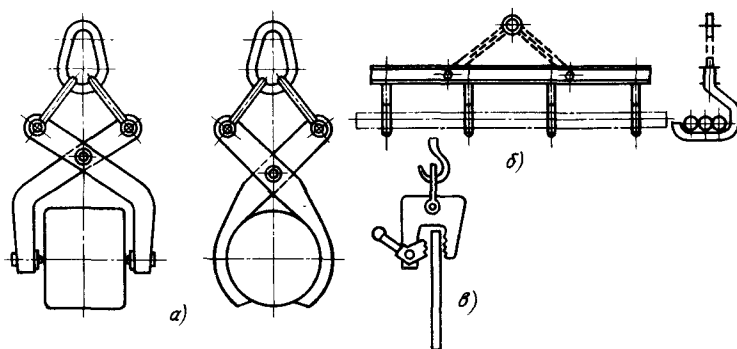


Рис. 44. Захваты для штучных грузов: а — клещевые захваты; б — таврера с односторонними скобами; в — эксцентриковый захват листового материала

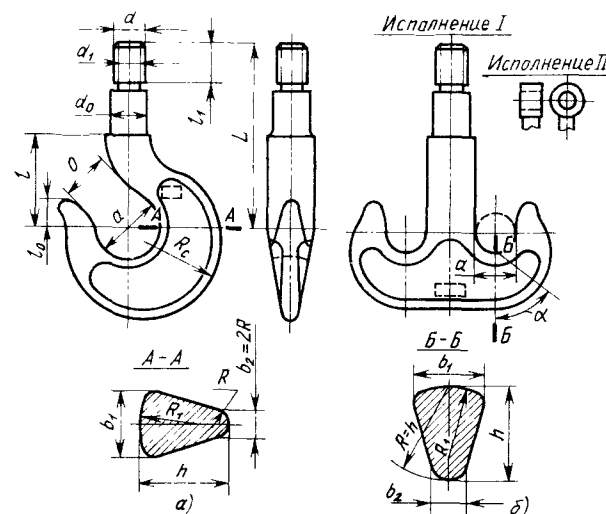


Рис. 45. Крюки однорогий (а) и двурогий (б)

Отечественная промышленность выпускает однорогие и двурогие крюки различной грузоподъемности в соответствии с ГОСТ 6619—75, ГОСТ 6627—74* и ГОСТ 6628—73. Стандартные грузовые крюки изготовляют ковкой или штамповкой из малоуглеродистой стали 20, что гарантирует крюк от внезапного разрушения (в случае перегрузки перед разрушением крюк будет разгибаться). Крюк крепят к подвеске с помощью резьбового соединения (рис. 45, а и б), а крюк, подвешиваемый к одному канату, имеет стержень с петлей (исполнение II). Нагрузка от поднимаемого груза прикладывается к зеву крюка а.

Форма крюка выбрана с таким расчетом, чтобы обеспечить минимальные размеры при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях. Исходным размером при конструировании крюка является диаметр его зева. Диаметр должен быть достаточным для размещения в нем двух канатов или сварной цепи, с помощью которых подвешивается груз. Рабочая часть крюка представляет собой брус (большой кривизны), центр кривизны которого находится в непосредственной близости от геометрического центра зева крюка. Наибольшие напряжения в крюке от вертикальной нагрузки, проходящей через центр зева, имеют место в сечении a_1 — a_2 (рис. 46),

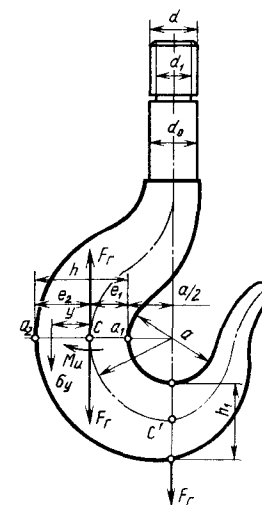


Рис. 46. Схема к расчету крюка на прочность

поскольку у этого сечения наибольшее плечо и, следовательно, максимальный изгибающий момент. Чаще всего крюки имеют трапециевидное поперечное сечение, причем большая сторона трапеции лежит на внутреннем радиусе очертания крюка. В этом случае лучше используется материал крюка, так как центр тяжести сечения приближается к центру зева, а изгибающий момент в опасном сечении уменьшается.

Приложив в центре тяжести сечения две равные, противоположно направленные силы F_r , можно привести нагрузку к силе F_r и изгибающему моменту $M_n = -F_r r$, где $r = a/2 + e_1$; e_1 — расстояние от центра тяжести сечения до большого основания трапеции b_1 (см. рис. 45, а):

$$e_1 = \frac{2b_2 + b_1}{b_1 + b_2} \frac{h}{3}.$$

Изгибающий момент отрицательный, так как он уменьшает кривизну бруса.

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 бресе большой кривизны нормальные напряжения меняются по гиперболическому закону, а нейтральная линия смещена относительно центра тяжести сечения.

Согласно теории изгиба бруса большой кривизны нормальные напряжения в сечении a_1 — a_2 крюка

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_n = F_r/A + M_n/(Ar) + [M_n/(Ark)] [y/(r+y)],$$

где y — расстояние рассматриваемого волокна от оси; A — площадь сечения крюка, $A = (b_1 + b_2) h/2$; k — коэффициент кривизны, $k = -\frac{1}{A} \int_{y=e_1}^{y=e_2} \frac{y}{y+r} \times dA$.

Для стандартных крюков центр кривизны оси примерно совпадает с центром отверстия крюка. В этом случае уравнение упрощается и принимает вид

$$\sigma_y = \frac{M_n}{Ark} \frac{y}{r+y} = -\frac{F_r}{Ak} \frac{y}{r+y}.$$

Подставляя значения y , получим напряжения на внутреннем контуре крюка

$$\sigma_{a_1} = \frac{2F_r e_1}{Aka} \leq [\sigma_p] \quad (23)$$

и на наружном контуре крюка

$$\sigma_{a_2} = -\frac{F_r e_2}{Ak(r+e_2)} \leq [\sigma_p], \quad (24)$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемые напряжения для стали 20, при машинном приводе $[\sigma_p] = 150$ МПа, при ручном приводе $[\sigma_p] = 160$ МПа.

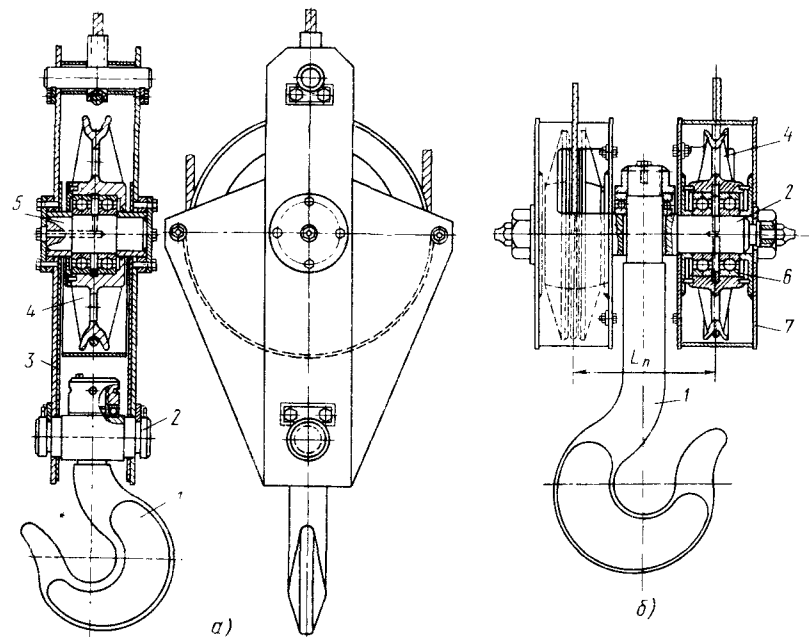


Рис. 47. Крюковые подвески:

а — длинная для одинарного барабана с полиспастом кратностью n ; б — короткая для двойного барабана с полиспастом кратностью два

Для трапеции с основаниями b_1 , b_2 и высотой h коэффициент кривизны

$$k = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (r + e_2) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\}.$$

При $h = a$ и $b_1/b_2 = n_n$

$$k = \frac{5n_n + 7}{3(n_n + 1)^2} [(1,5n_n - 0,5) 1,098 - (n_n - 1)] - 1 \approx 0,1.$$

Выражение для k является приближенным, так как оно не учитывает скруглений кромок поперечного сечения крюка.

Крюковые подвески (рис. 47). Хвостовик крюка 1 входит в отверстие траверсы 2 крюковой подвески, где надежно закрепляется. При грузоподъемности до 10 т на хвостовике нарезают треугольную резьбу, при большой грузоподъемности — трапециевидную.

Стержень крюка рассчитывают на растяжение, возможный изгиб стержня учитывается пониженными допускаемыми напряжениями

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma_p]', \quad (25)$$

где $[\sigma_p]'$ — допускаемые напряжения, при машинном приводе $[\sigma_p]' = 50$ МПа, при ручном приводе $[\sigma_p]' = 60$ МПа.

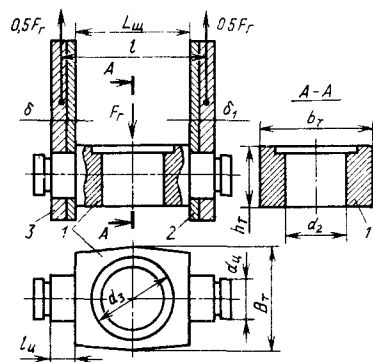


Рис. 48. Схема к расчету траверсы крюковой подвески:

1 — траверса; 2 — щека; 3 — кожух

В длинной подвеске (рис. 47, а) траверса 2 соединена с осью 5 канатных блоков 4 посредством щеки 3. Их изготавливают из листовой или полосовой стали Ст3 и рассчитывают на растяжение в горизонтальном сечении, ослабленном отверстием под цапфу траверсы. В короткой подвеске (рис. 47, б) блоки 4 размещены на удлиненных цапфах траверсы 2 с подшипниками 6 и кожухом 7. Укороченная крюковая подвеска позволяет поднимать груз на большую высоту, чем длинная подвеска, но может быть применена только при четной кратности полиспаста. В этом случае крюк должен иметь удлиненный стержень.

Траверса обеспечивает поворот крюка вокруг вертикальной оси без закручивания гибкого элемента, а также позволяет крюку отклоняться от вертикального положения путем поворота вокруг горизонтальной оси траверсы. Траверсу изготавливают из стали 20 или 40 и рассчитывают на прочность по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крюка, рассматривая ее как балку на двух опорах (рис. 48):

$$\sigma_n = M_n / W_T \leq [\sigma_n]. \quad (26)$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_n = \frac{F_T l}{2 \cdot 2} - \frac{F_T d_3}{2 \cdot 4} = \frac{F_T}{4} (l - 0,5 d_3), \quad (27)$$

где d_3 — наружный диаметр опорной шайбы подшипника.

Момент сопротивления сечения, ослабленного отверстием диаметром d_2 , шириной b_T и высотой h_T ,

$$W_T = (b_T - d_2) h_T^2 / 6,$$

где $b_T = d_3 + (10 \dots 20)$.

Отсюда

$$h_T = \sqrt{\frac{6 M_n}{(b_T - d_2) [\sigma_n]}}. \quad (28)$$

Минимальную высоту гайки определяют, исходя из допускаемых напряжений смятия резьбы, что обеспечивается при $H_T = 0,8 d$. Гайка крюка опирается на сферическую шайбу или на упорный шарикоподшипник (при грузоподъемности более 3 т). Чтобы исключить случайное отвертывание гайки, ее необходимо надежно закрепить.

В длинной подвеске (рис. 47, а) траверса 2 соединена с осью 5 канатных блоков 4 посредством щеки 3. Их изготавливают из листовой или полосовой стали Ст3 и рассчитывают на растяжение в горизонтальном сечении, ослабленном отверстием под цапфу траверсы.

При определении допускаемого напряжения $[\sigma_n]$, учитывая сложность конфигурации траверсы, коэффициент запаса прочности принимают равным не менее трех. Цапфу траверсы рассчитывают на изгиб как консольную балку и проверяют на смятие. Допускаемое напряжение от смятия принимают равным 30 МПа во избежание задира поверхности цапфы при повороте траверсы. Упорный шарикоподшипник, поддерживающий крюк, подбирают по статической нагрузке с коэффициентом запаса 1,3 ... 1,5 (для учета ударной нагрузки) и по диаметру d_0 (см. рис. 46) стержня крюка (см. приложения 6, 7).

Подшипники качения для блоков выбирают по динамической грузоподъемности при расчетном сроке службы в зависимости от режима работы механизма.

Остановы. Для надежной работы грузоподъемных машин необходимы устройства, обеспечивающие удержание поднятого груза на весу, а также плавное опускание его с регулируемой скоростью. Для удержания поднятого груза на весу используют храповые и фрикционные остановки, а для плавного опускания груза — тормоза.

Храповый останов (рис. 49, а) состоит из зубчатого храпового колеса 1 и собачки 3. При подъеме груза храповое колесо 1 свободно поворачивается вместе с валом 2. При спуске груза собачка 3 входит во впадины храпового колеса и препятствует его обратному повороту. Такие устройства вследствие повышенного износа собачки и зубьев храпового колеса, а также шума во время работы обычно применяют только в механизмах с ручным приводом.

Расчет на прочность храпового останова аналогичен расчету на прочность зубчатых колес. Зуб храпового колеса рассчитывают на изгиб и проверяют на смятие. При проектировании храповых механизмов следует учитывать необходимость уменьшения силы удара во время их остановки. Для этого храповые колеса делают малого диаметра (для уменьшения окружной скорости) с небольшим шагом и числом зубьев $z = 10 \dots 24$.

Фрикционные остановки работают бесшумно и не дают толчков. Наиболее простыми и совершенными фрикционными остановами

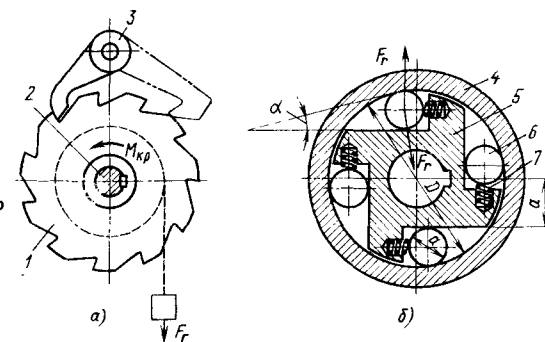


Рис. 49. Схемы остановов:
а — храпового; б — роликового

являются роликовые, которые обеспечивают безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предотвращающего заклинивание.

Роликовый останов (рис. 49, б) состоит из корпуса 4, втулки 5, соединенной с валом механизма, и роликов 6. При вращении втулки 5 против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 4) ролики увлекаются силами трения в наиболее широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 5 относительно корпуса. При изменении направления вращения втулки 5 ролики заходят в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию. В конструкцию останова включены пружины 7, отжимающие ролики в узкий угол паза.

Ролики рассчитывают на контактные напряжения сжатия под действием нормальной силы F_r , которая определяется по заданному крутящему моменту T , действующему на валу роликового останова:

$$F_r = 2M_{кр}/(zfD), \quad (29)$$

где z — число роликов, обычно $z = 4$; f — коэффициент трения стального ролика по стальным шлифовальным (цементованным и закаленным) поверхностям корпуса и втулки, $f = 0,06$; D — внутренний диаметр корпуса.

Исходя из условия самоторможения должно соблюдаться неравенство

$$f = \operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} (\alpha/2),$$

где α — угол роликового останова, $\cos \alpha = (2a + d)/(D - d)$ (a — расстояние от оси вращения до плоскости втулки; d — диаметр ролика).

Длину ролика при $l = 1,5d$ приближенно определяют по допустимой линейной нагрузке

$$l = F_r/[P_{см. л}],$$

где $[P_{см. л}]$ — допустимая линейная нагрузка для цементованной и закаленной углеродистой стали, $[P_{см. л}] = 4,6$ кН/см.

Тормоза. В грузоподъемных и транспортных устройствах тормоза предназначены для удержания груза в неподвижном состоянии, для регулирования скорости опускания груза, а также для поглощения инерции поступательно движущихся масс тележки с грузом или крана. Эта универсальность привела к созданию большого числа разнообразных тормозов: стопорных, спускных и комбинированных; последние служат одновременно для остановки груза и регулирования скорости опускания. Тормоза делят на две основные группы: с радиальным нажатием (колодочные и ленточные) и с осевым нажатием (дисковые и конические).

В грузоподъемных устройствах с машинным приводом применяют дистанционно управляемые тормоза, которые затормаживаются грузом или пружиной, а растормаживаются электромагнитом или электрогидротолкателем. Тормоз находится в нормально

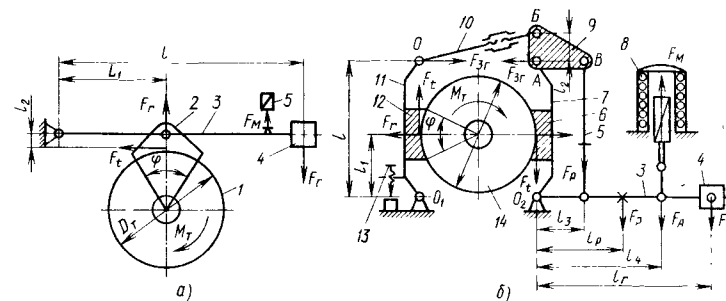


Рис. 50. Схемы тормозов:

а — одноколодочного; б — двухколодочного с грузовым замыканием и размыканием от электромагнита

замкнутом состоянии, чтобы груз не упал, при включенном двигателе тормоз расторможен.

Существуют также и автоматические тормоза. К ним относят центробежные (ограничители скорости) и тормоза, работающие под действием поднятого груза, которые часто называют грузопорными.

В грузоподъемных машинах широкое распространение получили колодочные тормоза. Они состоят из рычагов и одной или двух колодок. Торможение механизма колодочным тормозом происходит за счет сил трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, соединенной посредством рычажной системы с неподвижными элементами конструкции.

В одноколодочном тормозе (рис. 50, а) сила F_r тяжести груза 4, приложенная к рычагу 3, создает силу F_r , с которой колодка 2 действует на рычаг 3. В результате на вращающемся шкиве 1 возникает сила трения $F_t = fF_r$, противодействующая вращению механизма. Если момент силы будет больше момента движущей силы, действующей на валу, то произойдет замедление скорости движения и затем полное прекращение движения. Для остановки движущихся масс сила трения должна превысить окружное усилие. Растормаживание производится электромагнитом 5.

При расчете тормоза определяют необходимый тормозной момент

$$M_T = k_T M'_0, \quad (30)$$

где k_T — коэффициент запаса тормозного момента; M'_0 — статический вращающий момент на тормозном валу с учетом потерь в механизме.

Коэффициент запаса тормозного момента по правилам Госгортехнадзора для крановых механизмов подъема принимают в зависимости от режима работы (см. табл. 2).

Статический вращающий момент на тормозном валу (см. рис. 29, в) соответствует крутящему моменту на валу двигателя:

$$M'_0 = F_r D_0 \eta_0 / (2 i_{\text{п}} u_0), \quad (31)$$

где u_0 — общее передаточное отношение редуктора.

По тормозному моменту для одноколодочного тормоза определяют силу нажатия колодки (см. рис. 50, а)

$$F_r = 2 M_T / (f D_T), \quad (32)$$

где D_T — диаметр тормозного шкива.

Из условия равновесия рычага относительно его оси вращения находим

$$F_r = F_r (l_1 \pm f l_2) / l.$$

Знак «плюс» или «минус» в уравнении определяется направлением вращения тормозного шкива.

При одноколодочном тормозе сила нажатия колодки на шкив воздействует на вал тормозного шкива и подшипник вала, поэтому приходится увеличивать размеры вала и подшипников. Одноколодочные тормоза применяют в основном в ручных механизмах.

Двухколодочные тормоза не имеют недостатка одноколодочного тормоза, так как при одновременном прижатии двух диаметрально противоположных колодок компенсируются радиальные силы на шкиве и вал оказывается разгруженным от радиальной нагрузки.

Двухколодочный тормоз (рис. 50, б) в грузовом замыкании работает так. Под действием силы $F_{\text{гр}}$ тяжести груза 4 рычаг 3 и тяга 5 опускаются вниз. Тяга 5 поворачивает треугольник 9, с которым она шарнирно связана в точке В. Предположим, что точка А неподвижна, тогда точка В опустится вниз; при этом точка В переместится вправо. Это движение передается тяге 10 и рычагу 11, который прижмет колодку 12 к тормозному шкиву 14. Как только колодка 12 окажется прижатой к шкиву, точка В станет неподвижной и треугольник 9 уже будет вращаться вокруг нее. Тогда точка А переместится влево и рычаг 7 прижмет колодку 6 к шкиву 14. В действительности треугольник 9 не имеет неподвижной точки, и при опускании тяги 5 его поворот происходит около меняющегося мгновенного центра вращения, точка В движется вниз и одновременно влево, точка В — вправо. В результате обе колодки 6 и 12 одновременно зажимают тормозный шкив. Тяга 10 состоит из двух частей, соединяемых винтовой стяжкой, что позволяет регулировать тормоз.

Тормоз всегда находится в затянутом (замкнутом) состоянии. Растормаживание производится с помощью электромагнита 8. Схема электроуправления обычно предусматривает блокировку двигателя и электромагнита, благодаря которой при остановке

двигателя даже от случайных причин происходит автоматическое торможение.

При растормаживании якорь электромагнита поднимает рычаг 3 и через тягу 5 поднимает вверх точку В треугольника 9. Как и при затормаживании, разобьем процесс отхода колодок на два периода. В первый период относительно точки А поворачивается точка В влево и через тягу 10 отводит рычаг 11 вместе с колодкой 12 влево до тех пор, пока регулировочный винт 13 не дойдет до упора и не остановит движение рычага 11. Затем треугольник 9 начинает поворачиваться относительно точки В и отводит точку А треугольника и связанный с ним рычаг 7 вместе с колодкой 6 вправо.

Тормозной момент, развиваемый двухколодочным тормозом:

$$M_T = 2 F_r f D_T / 2, \quad (33)$$

где F_r — сила нажатия одной колодки, $F_r = M_T / f D_T$.

Так как $F_{\text{я}} l = F_r l_1$ и $F_r l_3 = F_{\text{я}} l_2$, то

$$F_{\text{я}} = F_r l_1 / l = M_T l_1 / (f D_T l) \text{ и } F_r = F_{\text{я}} l_2 / l_3 = M_T l_2 / (D_T f l_3). \quad (34)$$

Силу F_r определяют, исходя из условия равновесия тормозного рычага относительно точки O_2 , с учетом потерь (10 %) в шарнирах рычажной системы тормоза:

$$F_r l_r + F_{\text{я}} l_4 + F_p l_p = 1,1 F_{\text{я}} l_3,$$

где $F_{\text{я}}$ — сила тяжести якоря электромагнита; F_p — сила тяжести тормозного рычага;

$$F_r = 1,1 M_T l_2 / (f D_T l_3 l_r) - F_{\text{я}} l_4 / l_r - F_p l_p / l_r. \quad (35)$$

Растормаживающее усилие $F_{\text{я}}$ электромагнита определяют из неравенства $F_{\text{я}} l_4 \geq F_r l_r$, откуда $F_{\text{я}} \geq F_r l_r / l_4$.

Тормозные колодки проверяют на давление $p_{\text{см}}$ между колодкой и шкивом и работу трения $p_{\text{см}} v$, где v — скорость обода тормозного шкива. Давление на колодки

$$p_{\text{см}} = \frac{F_r}{A_{\text{к}}} = \frac{F_r}{B_{\text{к}} \varphi \pi D_T / 360} \leq [p_{\text{см}}], \quad (36)$$

где $A_{\text{к}}$ — площадь колодки; $B_{\text{к}}$ — ширина колодки; φ — угол обхвата шкива одной колодкой (в тормозах конструкции ВНИИПМАШа $\varphi = 70^\circ$).

Поверхность колодок, которая должна соприкасаться со шкивом, облицовывают фрикционными обкладками. Для получения малогабаритного тормоза, уменьшения мощности его размыкающего устройства и получения большого тормозного момента в тормозах подъемно-транспортных машин используют для обкладок специальные материалы, обладающие повышенными фрикционными свойствами, например асбестовую и вальцованную ленту типа ферродо, хорошо работающую в паре с чугуном и стальным шкивом. При отсутствии смазочных материалов между шкивом и колодкой принимают следующие значения f и $[p_{\text{см}}]$ для некоторых материалов (табл. 5).

5. Фрикционные материалы

Материалы	Коэффициент трения	Допускаемое давление, МПа, для тормоза	
		стопорного	спускового
Сталь по чугуну	0,15	2,0	1,5
Тормозная асбестовая лента по стали и чугуну	0,35 ... 0,37	0,6	0,3
Вальцованная лента по стали и чугуну	0,41	0,6	0,4

Размеры тормозных шкивов зависят в основном от энергии, поглощаемой тормозом в течение 1 ч, так как этим определяется изнашивание шкива и обкладки, а также нагрев шкива. В то же время удельный износ (отнесенный к 1 кВт·ч) зависит от материалов шкива и обкладки, давления, окружной скорости и в большой степени от температуры тормозного шкива, что усложняет расчет тормоза. Поэтому в качестве исходных данных при расчете тормозов все еще используют экспериментально установленные значения $[p_{см}v]$.

Для стопорных тормозов условия работы более постоянны, чем для спусковых или ходовых. Для них с достаточной точностью можно определить размеры на основании опытных данных. Для стопорных тормозов с обкладками из ферродо $[p_{см}v] = 1,5 \dots 5,0 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

При легких условиях работы и среднем числе включений следует принимать большие значения работы трения, а при тяжелых условиях — меньшие значения. Однако более строгой расчетной базой следует считать проверку тормоза на нагрев. Методы для расчета тормоза на нагрев имеются, но они пока недостаточно апробированы.

Минимальные размеры тормоза и обеспечение условий лучшего теплоотвода получаются при размещении тормозного шкива на самом быстроходном валу (валу двигателя). Применение груза для замыкания тормоза приводит к увеличению времени срабатывания тормоза вследствие значительной инерции замыкающего груза. Колодочные тормоза с грузовым замыканием применяют только на кранах старой конструкции. Более совершенными являются колодочные тормоза с пружинным замыканием и размыканием от электромагнита или электрогидротолкателя: электромагниты постоянного тока типа МП и КМП, переменного тока — типа МО-Б и КМТ; электромагниты типа МП и МО-Б — короткоходовые, а КМТ и КМП — длинноходовые.

Благодаря небольшой массе и малым размерам наибольшее распространение получили двухколодочные тормоза ТК конструкции ВНИИПТМАШ (рис. 51). Они замыкаются усилием сжатой

пружины и размыкаются короткоходовым электромагнитом, укрепленным непосредственно на тормозном рычаге, и работают как от переменного тока — тормоз типа ТКТ с короткоходовым клапаным электромагнитом МО-Б (рис. 51, а), так и от постоянного тока — тормоз типа ТКП с поступательным движением якоря электромагнита МП (рис. 51, б).

Тормоза этой конструкции работают следующим образом. Тормоз замыкается усилием F_0 сжатой основной пружины, которая правым концом опирается на шайбу штока 5 и с помощью рычага 1 прижимает левую колодку 3 к тормозному шкиву. Левый конец основной пружины опирается на стальную скобу 6 и с помощью рычага 2 прижимает правую колодку 4 к тормозному шкиву 11. Колодки к рычагам прикреплены шарнирно. При включении тока якорь 7 (рис. 51, а) катушки 9 электромагнита поворачивается по часовой стрелке относительно оси O_8 и стержень 8 давит на шайбу штока 5. При включении тока якорь 7 (рис. 51, б) катушки 9 электромагнита МП передвигается влево. Вследствие этого сжимается основная пружина и шток 5 выдвигается из отверстия скобы 6. При этом под действием силы тяжести электромагнита и силы $F_в$ вспомогательной пружины рычаг 2 с колодкой 4 отходит вправо до тех пор, пока регулировочный винт 10 не дойдет до упора. При дальнейшем выдвигении штока пружина под действием силы $F_в$ отодвигает влево рычаг 1 с колодкой 3. Таким образом тормоз оказывается расторможенным.

Усилие $F_в$ вспомогательной пружины, предназначенной только для отодвигания рычага 1, в зависимости от размеров тормоза принимают в пределах 20 ... 60 Н.

Для электромагнита типа МОБ (см. рис. 51, а)

$$M_0 \alpha k_1 = F_в \epsilon / \eta,$$

где M_0 — момент электромагнита, определяют из выражения $F_в = M_0 / l_0$ ($F_в$ — усилие электромагнита); α — максимальный угол поворота якоря, рад; k_1 — коэффициент использования хода якоря электромагнита (для компенсации износа тормозных накладок и деформаций рычагов), $k_1 = 0,8$; ϵ — установоч-

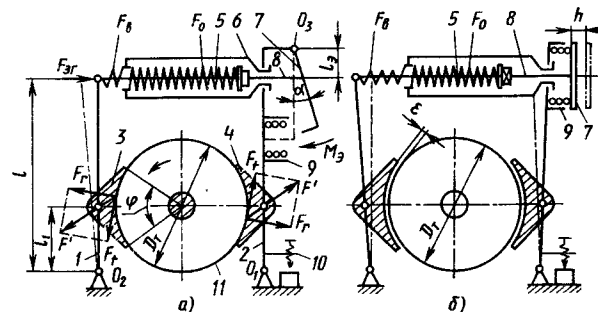


Рис. 51. Схема двухколодочных тормозов с замыканием от пружины и размыканием от электромагнита:

а — ТКТ (заторможен); б — ТКП (расторможен)

ный зазор отхода колодок от шкива, $\varepsilon = 0,6 \dots 1,5$ мм; η — КПД рычажной системы, $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

Палец шарнирно закрепленных колодок (см. рис. 51) нагружен силой F' . При заданном тормозном моменте M_T тормозное усилие на конце рычага колодки

$$F_{Br} = \frac{M_T}{f D_T \eta} \frac{l_1}{l} \quad (37)$$

Тормозное усилие F_{Br} создается разностью усилий основной и вспомогательной пружин: $F_{Br} = F_o - F_v$.

К недостаткам тормозов с растормаживанием от электромагнита относится резкое, сопровождающееся ударом якоря о сердечник включение электромагнита и большие размеры электромагнита тормоза при значительных тормозных моментах.

Такие недостатки отсутствуют у тормозов с электрогидротолкателями (рис. 52). У них затормаживание производится находящейся в скобе 7 сжатой пружиной 9, которая через шток 8, рычаг 10 и тягу 4 сближает колодки 3 и 5 (с помощью рычагов 2 и 6). Растормаживание тормоза производится поршнем гидротолкателя. В поршне размещен небольшой электродвигатель с центробежным насосом, который при включении двигателя начинает нагнетать жидкость из полости над поршнем в полость под поршнем. Вследствие этого поршень выдвигается из цилиндра 12, штоком 11 поднимает левый конец треугольного рычага 10 и, преодолевая усилие пружины 9, отодвигает рычаги с колодками от тормозного шкива, что приводит к растормаживанию. Отход колодок регулируется винтом 1.

Применение в тормозе ТКТГ пружины для его замыкания обеспечивает компактность и быстродействие, а использование для размыкания электрогидротолкателя — плавность и большое усилие.

Кроме колодочных тормозов в грузоподъемных и транспортных устройствах, применяют тормоза с радиальным нажатием — ленточные, которые являются

более компактными, но создают радиальную нагрузку на вал. Ленточные тормоза бывают простые (рис. 53, а), дифференциальные (рис. 53, б) и суммирующие (рис. 53, в). Торможение осуществляется за счет трения гибкой ленты 1 по цилиндрической поверхности тормозного шкива 2. Для прижатия ленты к шкиву служит рычаг 3 с грузом 4. Ленту обычно изготавливают из стали и покрывают фрикционной накладкой 5 типа ферродо.

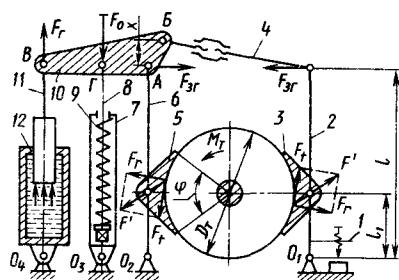


Рис. 52. Схема двухколодочного тормоза ТКТГ (заторможено) с замыканием от пружины и размыканием от электродвигателя

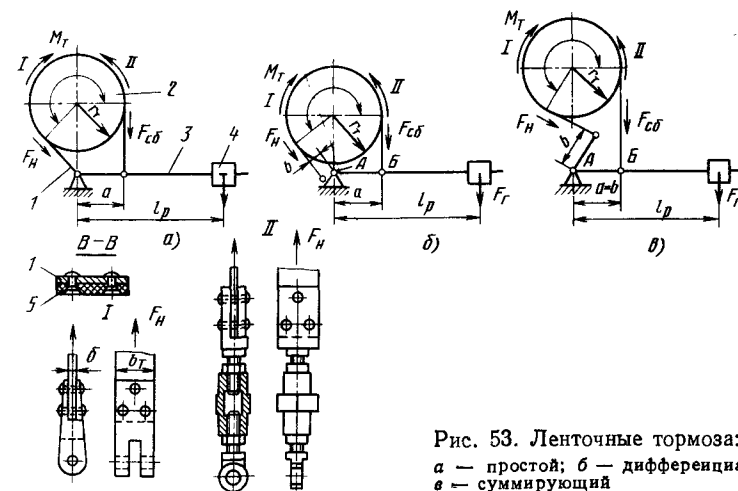


Рис. 53. Ленточные тормоза:
а — простой; б — дифференциальный;
в — суммирующий

При огибании цилиндра гибкой лентой усилия F_H в набегающих и F_{cb} сбегаящих ветвях определяют по формуле Эйлера: $F_H = F_{cb} e^{f\alpha}$. Учитывая, что $F_H - F_{cb} = M_T / r_T$, имеем:

$$F_H = \frac{M_T}{r_T} \frac{e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)}, \quad F_{cb} = \frac{M_T}{r_T} \frac{1}{(e^{f\alpha} - 1)}, \quad (38)$$

где M_T — тормозной момент; r_T — радиус тормозного шкива; f — коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом ленты; α — угол обхвата тормозного шкива лентой, рад.

Сила затормаживания ленточного тормоза может создаваться также грузом и пружиной. Силу затормаживания простого ленточного тормоза определяют из условия равновесия рычага $F_H l_p = F_{cb} a$, откуда $F_H = F_{cb} a / l_p$, или из соотношения

$$F_H = \frac{M_T a}{r_T l_p (e^{f\alpha} - 1)}.$$

В дифференциальных и суммирующих тормозах для затормаживания требуются значительно меньшие усилия, но эти тормоза склонны к резкому торможению шкива лентой.

Ширину ленты в ленточных тормозах назначают по допускаемому давлению $b_T = F_H / r_T [p_{cm}]$, где $[p_{cm}] = 0,3 \dots 0,6$ МПа (для ферродо). Давление на единицу площади гибкой ленты в какой-либо точке равно натяжению ленты в данной точке, деленному на радиус шкива и ширину ленты, но так как натяжение ленты по длине ее меняется от F_{cb} до F_H , то максимальное значение давления получим на участке набегающей ветви:

$$p_{cm \max} = \frac{F_H}{r_T b_T} = \frac{M_T}{r_T^2 b_T} \frac{e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)} \leq [p_{cm}]. \quad (39)$$

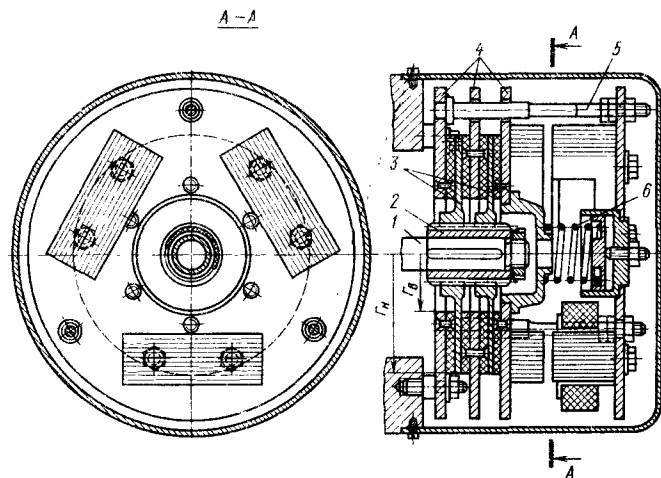


Рис. 54. Дисковый тормоз

Благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты ленточные тормоза широко распространены, но они имеют существенные недостатки, ограничивающие область их применения. К недостаткам следует отнести значительные радиальные усилия, изгибающие тормозной вал, зависимость тормозного момента от направления вращения, неравномерное изнашивание тормозной ленты и др.

В колодочных и ленточных тормозах сила, необходимая для получения тормозного момента, действует в радиальном направлении. Существуют тормоза (дисковые и конические), в которых это усилие действует вдоль оси тормозного вала. Дисковые тормоза делятся на однодисковые и многодисковые. В двухдисковом тормозе (рис. 54) диски 3 фиксируются стержнями 5 в неподвижном корпусе, а диски 4 фиксируются шлицевой втулкой 2 на вращающемся тормозном валу 1. При осевом сжатии обеих групп дисков пружиной 6 с силой F_a между ними возникает сила трения, которая создает тормозной момент

$$M_T = z r_c F_a f,$$

где z — число пар поверхностей трения; r_c — средний радиус тормозных дисков, $r_c = (r_n + r_b)/2$; r_n — наружный радиус тормозных дисков; r_b — внутренний радиус тормозных дисков.

Отсюда необходимое для создания тормозного момента усилие

$$F_a = M_T / (z r_c f). \quad (40)$$

Давление на трущихся поверхностях

$$p_{cm} = F_a / [\pi (r_n^2 - r_b^2)] \leq [p_{cm}], \quad (41)$$

где $[p_{cm}]$ — допускаемое давление для дисковых тормозов с осевым нажатием.

Для уменьшения необходимого осевого усилия применяют конический тормоз (рис. 55, а), который состоит из подвижного

1 и неподвижного дисков 2. Осевым усилием F_a подвижный конический диск прижимается к неподвижному, в результате на образующей поверхности сила трения создает тормозной момент. Для затормаживания необходимо, чтобы сила F_r трения, возникающая на соприкасающихся поверхностях, преодолевала окружное усилие M_T/r_c . Так как суммарная нормальная сила $\sum F_r = F_a / \sin(\beta/2)$, то осевое тормозное усилие

$$F_a = (M_T / r_c f) \sin(\beta/2).$$

Из этого выражения видно, что наибольшее тормозное усилие при малых значениях угла $\beta/2$. Однако чтобы избежать заклинивания конуса при размыкании, рекомендуется брать $\beta/2 > 15^\circ$.

Увеличение рабочих скоростей грузоподъемных и транспортных устройств обусловило повышение требований к надежности работы всех механизмов. Это заставляет особо тщательно рассчитывать конструкцию тормоза — одного из наиболее ответственных механизмов.

При конструировании тормозов особое внимание уделяется уменьшению момента инерции тормоза и упрощению его конструкции, снижению до минимума числа рычагов и шарниров, деформация и износ которых создают мертвый ход системы и понижают быстроту растормаживания и затормаживания тормоза. Для регулирования скорости опускания груза применяют регуляторы (центробежные тормоза), которые не допускают увеличения скорости опускающегося груза выше заданного значения. Они только регулируют скорость, а остановить груз не могут. Поэтому для остановки груза необходим еще стопорный тормоз.

Обычно центробежные тормоза устанавливают на быстроходном валу. При увеличении окружной скорости вала возрастает центробежная сила вращающегося груза:

$$F_r = m v^2 / r,$$

где m — масса одного груза, кг; v — скорость, м/с; r — радиус окружности, м.

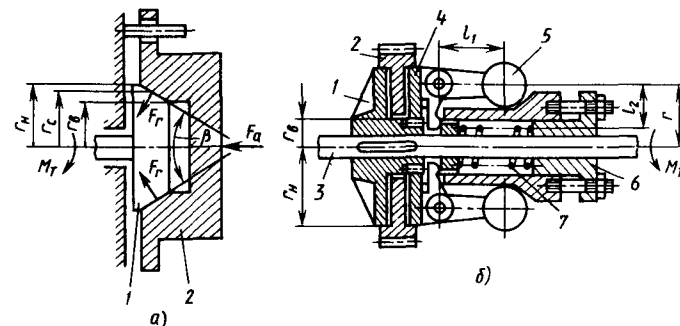


Рис. 55. Тормоза:
а — конический; б — центробежный

При этом создается давление на неподвижную часть тормоза.

Наиболее распространены центробежные тормоза с грузами внутри тормозного шкива и дисковые. С помощью вращающихся грузов (рис. 55, б) производится замыкание центробежного тормоза в следующем порядке. На валу 3 закреплен диск 1, а на его втулке с шлицами — диск 4. Пружина 7, упирающаяся во втулку диска 1 и втулку 6, положение которой регулируется болтами, стремится раздвинуть диски 1 и 4, а грузы 5, расходящиеся под действием центробежной силы, стремятся сблизить эти диски. При сближении дисков между ними зажимается неподвижный диск 2, который может быть выполнен в виде храпового колеса, удерживаемого от вращения собачкой. При установившейся скорости должно существовать равенство между моментом, стремящимся вращать вал 3 с возрастающей окружной скоростью, и моментом трения между дисками, стремящимися остановить вращение вала. На диски 1 и 4 действует сила

$$F_{\pi} = z F_r l_1 / l_2,$$

где z — число грузов.

С учетом действия всех грузов и пружины F_{π} результирующее осевое усилие

$$F_a = F_{\pi} - F_{\pi} = z \frac{l_1}{l_2} F_r - F_{\pi}.$$

При двух поверхностях трения действительный тормозной момент

$$M_T = 2 F_a f (r_n + r_b) / 2 = F_a f (r_n + r_b).$$

Усилие пружины при заданной угловой скорости

$$F_{\pi} = z \frac{l_1}{l_2} m r \omega^2 - \frac{M_T}{f (r_n + r_b)}.$$

Центробежные тормоза в подъемниках и лифтах используют как ограничители скорости движения кабины. При скорости кабины лифта больше допустимой ограничитель скорости приводит в действие аварийные остановы, которые останавливают кабину.

1.1.3. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемные машины состоят из ряда отдельных механизмов, число которых зависит от степени универсальности. Например, простая грузоподъемная машина — таль имеет только один механизм подъема, а универсальная машина — кран имеет три или четыре механизма: механизм подъема, один или два механизма передвижения, механизм поворота и механизм изменения вылета стрелы крана.

Механизмы подъема. В любой грузоподъемной машине механизм подъема груза является основным. Механизмы подъема бы-

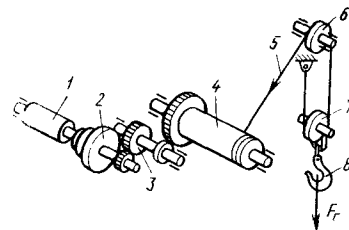


Рис. 56. Схема механизма подъема

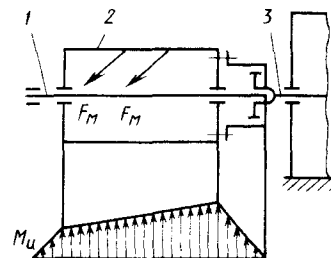


Рис. 57. Схема установки барабана на выходном валу редуктора и эпюра изгибающих моментов оси барабана

вают с ручным и машинным приводом. Независимо от конструктивных форм выполнения механизм подъема (рис. 56) состоит из двигателя 1 или приспособления для ручного привода, тормоза 2, зубчатой (червячной или иной) передачи 3 между ведущим валом двигателя и ведомым валом барабана 4 или звездочки для навивания гибкого элемента 5, неподвижного отклоняющего блока 6, подвижного блока с обоймой 7, а также грузозахватного устройства 8.

Наибольшее распространение получил машинный привод с индивидуальным электродвигателем, т. е. механизм подъема, состоящий из лебедки с машинным приводом и полиспаста с грузозахватным устройством. Обычно зубчатый цилиндрический или червячный редуктор соединен с электродвигателем и барабаном муфтами. Особенности соединения барабана с редуктором существенно влияют на эксплуатационные качества механизма подъема.

Существуют несколько вариантов выполнения этого узла. Установка вала барабана на двух самостоятельных опорах (см. рис. 29, в) удобна в работе, но приводит к увеличению размеров. В этом случае вал барабана работает на изгиб и кручение. Иногда крутящий момент на барабан передается с помощью открытой зубчатой передачи (см. рис. 56). Тогда ось барабана работает только на изгиб. Наиболее рациональным решением является установка одной из опор оси 1 (рис. 57) барабана 2 внутри консоли выходного вала 3 редуктора. В этом случае ось барабана работает только на изгиб.

На конструкцию механизма подъема существенно влияет кратность полиспаста. Увеличение кратности полиспаста приводит к уменьшению диаметра каната, а следовательно, и диаметров барабана и блоков. Однако при этом возрастает длина каната. При сохранении скорости подъема это вызывает увеличение частоты вращения барабана и уменьшение передаточного числа редуктора.

Для грузоподъемных машин характерен режим работы, при котором периодически повторяются этапы работы: пуск (разгон), равномерное установившееся движение, торможение (остановка).

В периоды пуска и торможения движение неустановившееся. При пуске необходима добавочная затрата работы для преодоления инерции покоя масс механизмов и груза. В период торможения и остановки добавочную работу движущихся масс поглощает тормоз.

При установившемся движении статический момент на валу двигателя

$$M_c = \frac{F_r D_0}{2i_{\Pi} u_0 \eta_0} \quad \text{или} \quad M_c = \frac{F_{\max} z_0 D_0}{2u_0 \eta_0}, \quad (42)$$

где D_0 — диаметр барабана, м; i_{Π} — кратность полиспаста; u_0 — передаточное отношение механизма; η_0 — КПД механизма; F_{\max} — максимальное натяжение каната на барабане, Н; z_0 — число канатов, навиваемых на барабан.

Мощность двигателя (кВт) при установившемся движении

$$N_c = F_r v_r / \eta_0, \quad (43)$$

где F_r — сила тяжести поднимаемого груза, кН; v_r — скорость подъема груза, м/с.

Пусковой момент, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\Pi} = M_c + M_{\Pi.в} + M_{\Pi.п}, \quad (44)$$

где $M_{\Pi.в}$ — момент сил инерции вращающихся элементов привода; $M_{\Pi.п}$ — момент сил инерции поступательно движущихся частей груза.

Момент инерции вращающейся массы m_b с радиусом R_0 инерции

$$I = m_b R_0^2 = \frac{F_0 D_0^2}{4g},$$

где F_0 — сила тяжести вращающихся частей; D_0 — диаметр вращающейся массы; g — ускорение свободного падения.

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

$$M = I\omega/t_{\Pi} = F_0 D_0^2 \omega / (4gt_{\Pi}),$$

где ω — угловая скорость; t_{Π} — время пуска.

Значения маховых моментов $F_0 D_0^2$ для роторов электродвигателей приведены в каталогах на двигатели.

Ввиду того, что наибольший момент сил инерции имеют детали, расположенные на валу двигателя, для механизмов грузоподъемных машин моменты остальных, более тихоходных валов, учитываются коэффициентом $\delta = 1,1 \dots 1,2$. Подставляя значения угловой скорости $\omega = \pi n / 30$ (n — частота вращения вала двигателя, об/мин), получаем выражение для момента инерции вращающихся частей механизма подъема

$$M_{\Pi.в} = \delta F_0 D_0^2 n / (375 t_{\Pi}). \quad (45)$$

Аналогично можно определить момент сил инерции от поступательно движущихся масс. Сила инерции поступательно движущегося груза $F_{\Pi} = m_r a_r = F_r v_r / (gt_{\Pi})$ создает на барабане момент

$$M_{\Pi} = \frac{F_{\Pi} D_0}{2i_{\Pi} \eta_{\Pi}} = \frac{F_r v_r D_0}{2g i_{\Pi} t_{\Pi} \eta_{\Pi}},$$

где m_r — масса груза, кг; a_r и v_r — соответственно ускорение и скорость груза; η_{Π} — КПД полиспаста.

Подставляя значение скорости v_r груза и приводя момент от сил инерции F_{Π} к валу двигателя, получаем момент сил инерции на валу двигателя от поступательно движущегося груза

$$M_{\Pi.п} = \frac{F_r D_0^2 n}{375 u_0^2 i_{\Pi}^2 t_{\Pi} \eta_0}. \quad (46)$$

Для механизма подъема $t_{\Pi} = 1,5 \dots 5$ с, для механизма переключения $t_{\Pi} = 3 \dots 8$ с. Тогда выражение для пускового момента примет вид

$$M_{\Pi} = \frac{F_r D_0}{2i_{\Pi} u_0 \eta_0} + \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_{\Pi}} + \frac{F_r D_0^2 n}{375 u_0^2 i_{\Pi}^2 t_{\Pi} \eta_0}.$$

Электродвигатель выбирают по статическому моменту с последующей проверкой выбранного двигателя на перегрузку в период пуска. По выбранной мощности двигателя определяют номинальный момент

$$M_{\text{ном}} = N_{\Pi} / \omega, \quad (47)$$

где N_{Π} — номинальная мощность двигателя, Вт.

Перегрузка двигателя характеризуется коэффициентом перегрузки

$$\psi = M_{\Pi} / M_{\text{ном}} \leq [\psi]. \quad (48)$$

Допустимое значение $[\psi]$ приведено в каталогах на электродвигатели, обычно $[\psi] = 1,5 \dots 3$.

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

По заданной частоте вращения барабана

$$n_{\delta} = \frac{60v_{\delta}}{\pi D_{\delta}} = \frac{60v_r i_{\Pi}}{\pi D_{\delta}} \quad (49)$$

и по частоте n вращения вала выбранного электродвигателя можно определить передаточное отношение механизма подъема

$$u_0 = n / n_{\delta}. \quad (50)$$

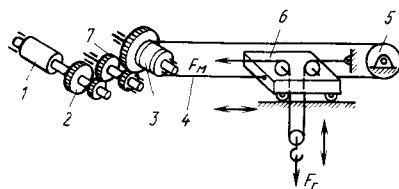


Рис. 58. Схема механизма передвижения тележки консольного крана с переменным вылетом

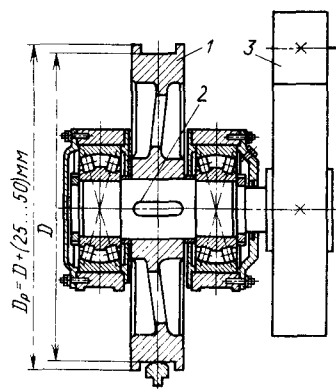


Рис. 59. Цилиндрическое колесо с ребрами: 1 — колесо; 2 — вал; 3 — зубчатая передача

По полученному значению u_0 подбирают стандартный редуктор или рассчитывают передачу. В механизмах подъема мостовых кранов применяют горизонтальные редукторы серии РМ или ЦД. В механизмах передвижения крановых тележек используют вертикальные редукторы серии ВК.

При электрическом приводе в механизмах подъема на валу двигателя устанавливают обычно двухколodочные тормоза. Наибольший тормозной момент необходим при спуске груза

$$M_T = \pm M'_0 + M'_{н.в} + M'_{н.п} \text{ или} \\ M_T = \pm \frac{F_T D_0 \eta_0}{2 u_0 i_{п}} + \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_T} + \frac{F_T D_0^2 n \eta_0}{375 u_0^2 i_{п}^2 t_T}, \quad (51)$$

где $t_T = 1 \dots 1,5$ с — время торможения механизма; знак «плюс» ставят при торможении спускаемого груза, знак «минус» — поднимаемого груза.

Вместо формулы (51) можно использовать выражение (30). Значения коэффициента k_T берут не меньше рекомендованных (см. табл. 2).

По тормозному моменту M_T выбирают тип тормоза и рассчитывают его детали.

Механизмы передвижения. Для перемещения механизмов подъема в горизонтальной плоскости служат механизмы передвижения,

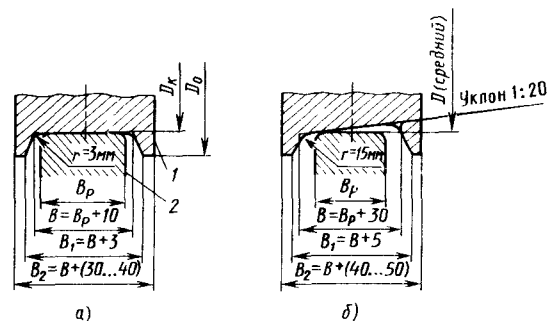


Рис. 60. Профили обода ходового цилиндрического (а) и конического (б) колеса с ребрами: 1 — колесо; 2 — рельс

например механизм передвижения крановых тележек в пределах остова крана или всей грузоподъемной машины. Привод механизма передвижения может быть ручным и машинным.

Различают две принципиально отличающиеся схемы механизмов передвижения тележек. Первая схема (см. рис. 43, а) — весь механизм расположен непосредственно на перемещаемом объекте. Ходовое колесо тележки движется по крановым путям. Колесо через передачу соединено с двигателем и тормозом, размещенными на передвигаемой тележке.

Вторая схема (рис. 58) — механизм расположен отдельно от перемещаемого объекта 6 и соединяется с ним канатом 4. Канат перекинут через неподвижный блок 5 и наматывается на барабан 3. Через передачу 7 барабан соединен с двигателем 1 и тормозом 2.

Краны и тележки грузоподъемных машин с помощью ходовых колес (рис. 59) передвигаются по рельсовым путям. В качестве рельсовых путей используют полосовую сталь, специальные рельсы, железнодорожные рельсы, двутавровые и тавровые профили. В зависимости от рельсовых путей применяют ходовые колеса с линейным (рис. 60, а) или точечным (рис. 60, б) контактом.

Диаметр и ширину поверхности катания ходовых колес определяют, исходя из контактного напряжения от смятия. Расчет проводят по эквивалентной нагрузке с учетом коэффициента режима работы механизма. При начальном линейном контакте максимальные напряжения от сжатия

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_T E_{п} / (b_p R_K)} \leq [\sigma_H], \quad (52)$$

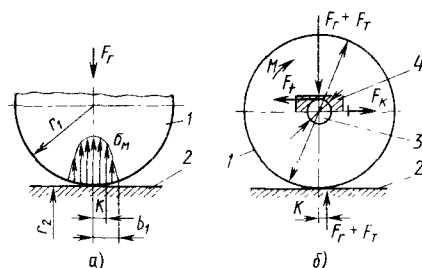
при точечном контакте

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{F_T E_{п}^2 / R_{п}^2} \leq [\sigma_H], \quad (53)$$

где F_T — нагрузка на колесо; $E_{п}$ — приведенный модуль упругости материалов, $E_{п} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ [E_1, E_2 — модуль упругости соответственно рельса и колеса]; b_p — длина контактируемой поверхности цилиндрического колеса; $1/R_{п}$ — приведенный радиус кривизны колеса и рельса, $1/R_{п} = 1/R_K + 1/R_p$ ($1/R_K$ — радиус колеса; $1/R_p$ — радиус головки рельса).

Допускаемые контактные напряжения сжатия $[\sigma_H]$ (МПа) назначают в зависимости от твердости контактируемых материалов. При линейном контакте $[\sigma_H] = 5$ НВ (1 — 0,001 НВ), при точечном контакте $[\sigma_H] = 10$ НВ (1 — 0,001 НВ), где НВ — единицы твердости поверхности касания по Бринеллю. При линейном контакте колеса с рельсом $[\sigma_H]_{л} = 325$ МПа для колес из чугуна СЧ 35 и 550 МПа для сталей 55Л и 45; при точечном контакте $[\sigma_H]_{т} = 2 [\sigma_H]_{л}$.

Основные размеры колес и крановых рельсов соответствуют ГОСТ 4121—76*. Размеры цилиндрических колес и допустимая нагрузка на колесо приведены в табл. 6.



Для колес, изготовленных из металла, работающего в упругой области, возможен теоретический расчет коэффициента сопротивления качению колеса по рельсу.

Половина ширины площадки смятия (рис. 61, а)

$$b_1 = 1,522 \sqrt{F_r R_E / (b_p E_H)}.$$

$$k = 0,915 \sqrt{F_r R_E / (b_p E_H)}. \quad (54)$$

$$F_R = (F_P + F_T) \frac{fd + 2k}{D_v} k_{\text{pec}}, \quad (55)$$

Диаметр колеса, мм	Ширина колеса, мм		Грузоподъ- емность ко- леса, т	Масса колеса, кг	Коэффициент k сопро- тивления качению колеса по рельсу, м
	B	b_p			
250	60	50/52	3	25	$3 \cdot 10^{-4}/4 \cdot 10^{-4}$
350	60	50/52	10	40	$3 \cdot 10^{-4}/4 \cdot 10^{-4}$
500	95	60/60	15	120	$5 \cdot 10^{-4}/6 \cdot 10^{-4}$
550	70	50/54	18	115	$5 \cdot 10^{-4}/6 \cdot 10^{-4}$
600	95	60/60	20	145	$6 \cdot 10^{-4}/8 \cdot 10^{-4}$
700	100	70/70	25	225	$6,5 \cdot 10^{-4}/10 \cdot 10^{-4}$
800	105	80/70	35	275	$7 \cdot 10^{-4}/12 \cdot 10^{-4}$
900	105	90/70	50	430	—

где F_R — сила тяжести перемещаемого груза; F_T — сила тяжести тележки или крана; f — коэффициент трения в цапфах, для подшипников качения $f = 0,01 \dots 0,015$; D_R , d — диаметры соответственно колеса и его цапфы, м; k — коэффициент сопротивления качению колеса по рельсу, при качении по рельсу колеса диаметром $D_R = 0,5 \dots 0,7$ м $k = (5 \dots 8) 10^{-4}$ м; $k_{реб}$ — коэффициент, учитывающий трение в реборах и ступицах колес, для тележки $k_{реб} = 1,2 \dots 1,3$, для крана $k_{реб} = 1,3 \dots 1,5$.

При $d/D_{\text{н}} = 1/4 \dots 1/6$ с подшипниками качения общий коэффициент сопротивления качению колеса по рельсу

$$k_{\omega} = (fd + 2k)/D_F, \quad (56)$$

Механизм передвижения тележки по второй схеме (см. рис. 58) иногда служит и механизмом для изменения вылета консольного крана (рис. 62). Тележка 3 передвигается присоединенным к ней бесконечным канатом 4, который, в свою очередь, приводится в движение цепным колесом 2. Груз поднимается лебедкой 1. Канат для подъема груза огибает блоки, укрепленные на тележке; один его конец прикреплен к ферме крана, второй наматывается на барабан механизма подъема.

Сопротивление $F_{п.т}$ передвижению тележки при изменении вылета крана равно сопротивлению $F_{к}$ в ходовых колесах тележки и $F_{бл}$ в блоках:

$$F_{\text{л.т}} = F_{\text{к}} + F_{\text{сж}} = (F_{\text{р}} + F_{\text{т}} + F_{\text{т.о}}) \frac{fd + 2k}{D_{\text{в}}} k_{\text{пог}} + (F_{\text{н}} - F_{\text{сб}}),$$

Благодаря размещению механизмов подъема и механизмов передвижения вне тележки резко сокращается ее масса и размеры. Поэтому обычно усилия сопротивления передвижению больше сил инерции, и последние не учитывают при скорости передвижения меньше $v_T = 3$ м/мин. Недостатком данной схемы является повышенный износ гибкого элемента механизма подъема.

Мощность двигателя (кВт) механизма передвижения

$$N_c = F_R v_T / (60\eta), \quad (57)$$

Пусковой момент $M_{\text{п}} = M_{\text{с}} + M_{\text{н.в}} + M_{\text{н.п}}$. Пусковой момент, приведенный к валу двигателя механизма передвижения:

$$M_{\text{п}} = \frac{F_{\text{н}} D_{\text{н}}}{2u_0 \eta} + \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_{\text{п}}} + \frac{(F_{\text{г}} + F_{\text{т}}) D_{\text{к}}^2 n}{375 u_0^2 t_{\text{п}} \eta},$$

где $t_{\text{п}}$ — время пуска механизма передвижения, $t_{\text{п}} = 6 \dots 8$ с.

Как и при расчете механизма подъема, для механизма передвижения по $N_{\text{с}}$ выбирают мощность электродвигателя и определяют общее передаточное отношение механизма $u_0 = n/n_{\text{к}}$, где n — частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ; $n_{\text{к}}$ — частота вращения ходового колеса, об/мин , $n_{\text{к}} = v_{\text{т}}/(\pi D_{\text{к}})$.

По передаточному отношению для выбранной схемы механизма передвижения по каталогу подбирают редуктор.

Для обеспечения возможности трогания с места тележки без буксования ходовых колес должно быть соблюдено условие

$$F_{\text{сц}} \geq k_{\text{сц}} F_{\text{тяг}}, \quad (58)$$

где $F_{\text{сц}}$ — сила сцепления между ведущими колесами тележки и рельсами; $k_{\text{сц}}$ — коэффициент запаса, $k_{\text{сц}} = 1,1 \dots 1,2$; $F_{\text{тяг}}$ — сила тяги на приводных колесах в период пуска.

Силу сцепления определяют по формуле $F_{\text{сц}} = \Delta F f'$, где ΔF — суммарная нагрузка на ведущие колеса, $\Delta F = (F_{\text{г}} + F_{\text{т}}) z_{\text{п}}/z_0$; $z_{\text{п}}$ — число приводных колес; z_0 — общее число колес; f' — коэффициент трения, при работе в помещении $f' = 0,15 \dots 0,17$, при работе вне помещения $f' = 0,12 \dots 0,14$.

Сила тяги на приводных колесах в период пуска

$$F_{\text{тяг}} = 2 M_{\text{н}} u_0 \eta / D_{\text{к}}. \quad (59)$$

Для нормальной работы механизма передвижения максимальный момент двигателя должен быть равен максимальному пусковому моменту или быть меньше его, в противном случае возможно пробуксовывание ходовых колес. Если сила сцепления при расчете получается меньше силы тяги, умноженной на коэффициент $k_{\text{сц}}$, то число ведущих колес тележки надо увеличить.

У мостовых кранов (см. рис. 12 ... 15) механизмы передвижения выполнены по различным схемам (рис. 63).

Механизм передвижения с тихоходным валом, схема которого приведена на рис. 63, а, применяют для кранов с пролетом до 15 м. В этом случае ведущие (приводные) ходовые колеса 1 соединены с валом 2 через редуктор 3 и муфту 4 с валом двигателя 5. Вместе с муфтой 4 или на другом конце вала двигателя находится тормоз 6. Мостовой кран с пролетом L и базой B устанавливают на оси ведущих 1 и ведомых 7 ходовых колес. Если число ходовых колес более четырех, то их помещают в балансирах на концевых балках. Механизм с тихоходным валом прост по устройству, надежен в эксплуатации, но имеет длинный тяжелый вал.

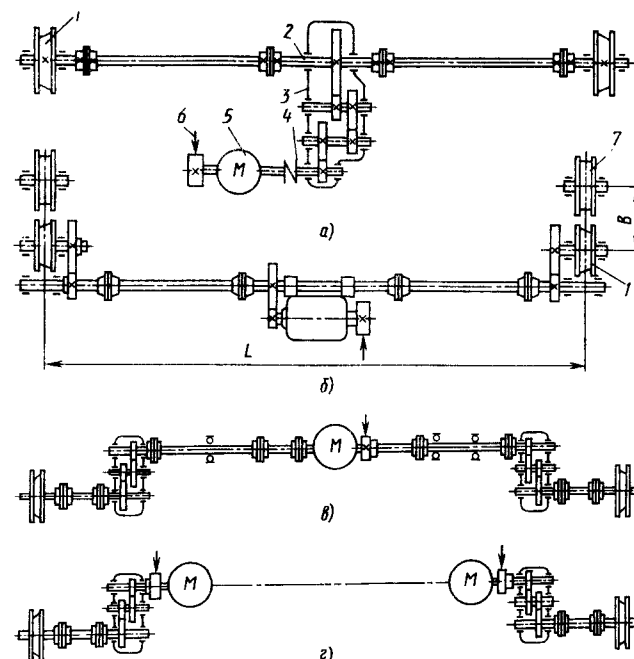


Рис. 63. Схемы механизмов передвижения мостовых кранов с машинным приводом:

а — с тихоходным валом; б — со среднескоростным валом; в — с быстроходным валом; г — с раздельным приводом

Механизм со среднескоростным валом (рис. 63, б) имеет более легкий вал, но большее число передач. У механизма с быстроходным валом (рис. 63, в) вал легкий, а редукторы установлены на концевых балках. Недостатком этой схемы является необходимость точной балансировки ходового вала, который работает с большой частотой вращения. Быстроходный вал необходимо проверять на жесткость при критической частоте вращения.

Для стальных валов критическую частоту вращения (об/мин) можно определить по приближенному выражению

$$n_{\text{кр}} = 1210 d / l^2,$$

где d — диаметр вала, м; l — длина вала между опорами, м.

Критическая частота вращения должна быть больше рабочей на 15 ... 20 %.

Чтобы при движении не было недопустимого забегания менее нагруженной стороны моста (см. рис. 63, а ... в), углы закручивания трансмиссионного вала не должны превышать $1/3^\circ$ на длине 1 м.

Угол закручивания

$$\varphi = M l / (G_p J_p),$$

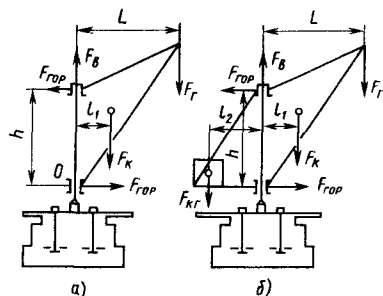


Рис. 64. Схемы кранов на неподвижной колонне:

где M — передаваемый валом вращающий момент; l — длина участка вала, нагруженного моментом; G_p — модуль упругости при кручении; J_p — полярный момент инерции сечения вала, $J_p = \pi d^4/32$.

Стремление избавиться от трансмиссионного вала, являющегося весьма трудоемким узлом как при изготовлении, так и при монтаже, привело к появлению схемы, показанной на рис. 63, г.

Исследования ВНИИПТМаша показали, что при $L/B \leq 6$

можно применять систему раздельного привода, не предусматривая никакой искусственной связи, кроме самой металлоконструкции. Схема механизма передвижения с раздельным приводом получается наиболее легкой и удобной в изготовлении.

При использовании механизмов передвижения с центральным приводом и двумя ведущими ходовыми колесами (см. рис. 63, г) последние рекомендуется выполнять с коническим ободом и устанавливать так, чтобы вершины конусов находились вне пролета. Забегание одной стороны крана относительно другой вызывает качение отстающего ходового колеса по большому диаметру и автоматическое выравнивание крана. Ведомые колеса крана, а также все ходовые колеса тележек выполняют с цилиндрическим ободом.

На механизмах передвижения всех кранов с машинным приводом при скорости передвижения более 30 м/мин устанавливают тормоза. Тормозной момент

$$M_T = M'_{H, B} + M'_{H, H} - M'_G. \quad (60)$$

Для груженой тележки

$$M_{\tau} = \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_{\tau}} + \frac{(F_r + F_{\tau} + F_{\text{кр}}) D_k^2 n \eta_0}{375 u_0^2 t_{\tau}} - \frac{F_k^* D_k \eta_0}{2 u_0}, \quad (61)$$

где F_k' — сопротивление тележки при $k_{\text{реб}} = 1$; t_T — время торможения для механизма передвижения и поворота, $t_T = 3 \dots 8$ с.

Механизмы поворота и изменения вылета. Механизм поворота в грузоподъемных машинах служит для приведения во вращательное движение металлоконструкции крана с поднимаемым грузом. В зависимости от конструкции поворотной части краны делят на две основные группы: краны на колонне (рис. 62, 64) и краны на поворотной платформе (рис. 65).

У крана на колонне (см. рис. 64) опрокидывающий момент уравнивается горизонтальными $F_{гор}$ и вертикальными $F_{в}$ реакциями в опорах (рис. 66).

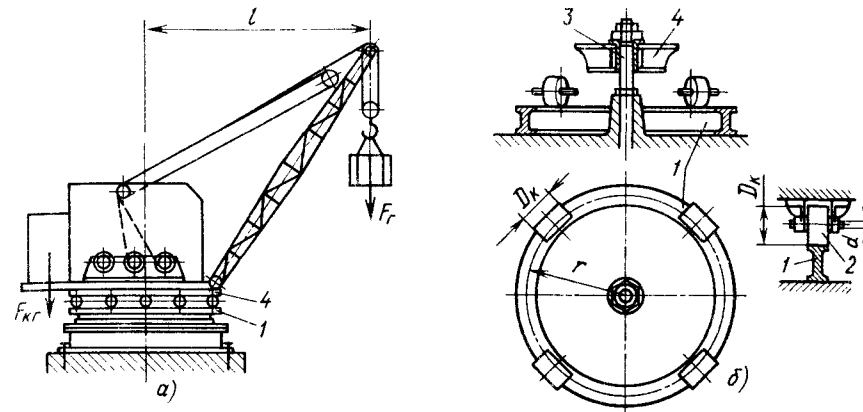


Рис. 65. Кран на поворотной платформе:
а — общий вид; б — детали поворотной платформы; 1 — рельс; 2 — вагон (колесо);
3 — неподвижная колонна; 4 — поворотная колонна

Механизм поворота рассчитывают по номинальной грузоподъемности при максимальном вылете, а металлоконструкцию крана — на усилия, возникающие от массы поднимаемого груза и от массы металлоконструкции.

Для уменьшения изгибающего момента, действующего на колонну крана, необходимо выбрать оптимальную массу противовеса (см. рис. 64, б). Сила $F_{\text{пр}}$ тяжести противовеса (контргруз)

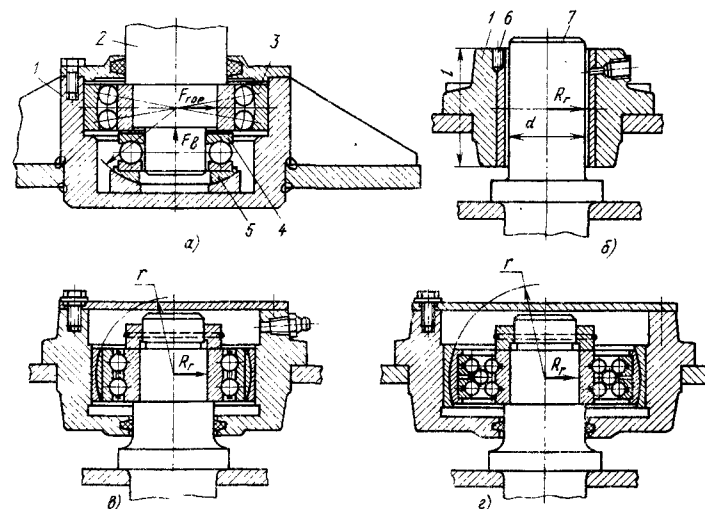


Рис. 66. Опоры поворотного крана:
а — нижняя с подшипниками качения; 1 — корпус; 2 — колонна; 3 — радиальный подшипник; 4 — упорный подшипник; 5 — сферическая опора; 6 — втулка; 7 — цапфа;
б — верхняя с подшипниками скольжения; 8 — то же с подшипниками качения; 9 — то же с подшипниками качения без омазочного материала

должна уравновесить силу $F_{кр}$ тяжести металлоконструкции крана и частично силу тяжести поднимаемого груза. При нагруженном кране

$$F_{гор}h = F_{г}L + F_{к1}l_1 - F_{к2}l_2,$$

откуда

$$F_{гор} = (F_{г}L + F_{к1}l_1 - F_{к2}l_2)/h; \quad (62)$$

при ненагруженном кране

$$F'_{гор} = (F_{к2}l_2 - F_{к1}l_1)/h.$$

Оптимальную силу тяжести противовеса определяют из условия равновесия сил $F_{гор} = F'_{гор}$ или

$$F_{г}L + F_{к1}l_1 - F_{к2}l_2 = F_{к2}l_2 - F_{к1}l_1,$$

откуда

$$F_{к2}l_2 = (F_{г}/2)L + F_{к1}l_1. \quad (63)$$

Выбирая плечо l_2 , из выражения (63) определяем массу противовеса. Вертикальная реакция $F_{в}$ подпятника крана равна сумме сил тяжести груза, металлоконструкции и противовеса:

$$F_{в} = F_{г} + F_{к} + F_{кп}. \quad (64)$$

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

$$M_{п} = M_{с} + M_{и1} + M_{и2} + M_{и3};$$

$$M_{т} = M'_{и1} + M'_{и2} + M'_{и3} - M'_{с};$$

где $M_{с}$ — статический момент сопротивления повороту крана в опорах, при работе на открытых площадках необходимо учитывать ветровую нагрузку; $M_{и1}$ — момент сил инерции вращающихся элементов привода; $M_{и2}$ — момент сил инерции груза, вращающегося относительно оси поворота и расположенного на максимальном вылете; $M_{и3}$ — момент сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции (крана и противовеса).

Момент сопротивления от трения в цапфах, нагруженных реакциями $F_{гор}$, а также от трения в подпятнике, нагруженном реакцией $F_{в}$,

$$M_{с} = F_{гор}f(d_1/2 + d_2/2) + F_{в}f d_2/2, \quad (65)$$

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

Чтобы сообщить грузу, расположенному на вылете L , угловое ускорение, необходимо к стреле приложить момент

$$M = I_{\varepsilon} = (F_{г}L^2/g) \omega/t_{п}.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным, тогда $d\omega/dt = \omega/t_{п}$. Подставляя значение угловой

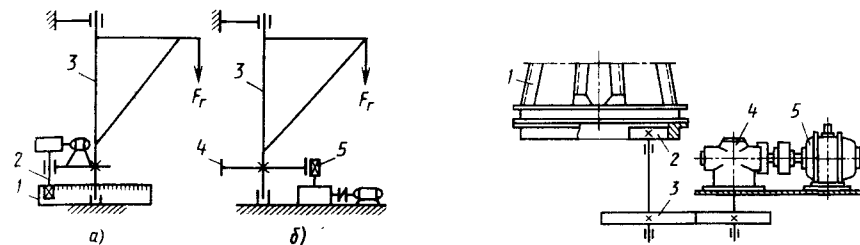


Рис. 67. Схема размещения механизма поворота консольного крана:

1 — неподвижно закрепленный венец зубчатого колеса; 2 — шестерня зубчатой передачи механизма поворота, закрепленного вместе с вращающейся колонной; 3 — поворотная колонна крана; 4 — зубчатое колесо, закреплено на вращающейся колонне; 5 — шестерня неподвижно закрепленного механизма поворота

Рис. 68. Схема механизма поворота крана с машинным приводом

скорости $\omega = \pi n_c/30$ и выражая частоту вращения стрелы n_c через частоту вращения двигателя $n_c = n/u_0$, получаем момент, приведенный к валу двигателя:

$$M_{п} = M_{с} + \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_{п}} + \frac{F_{г} L^2 n}{93,5 u_0^2 t_{п}} + \frac{\Sigma F_{к} D_{м}^2 n}{375 u_0^2 t_{п}}, \quad (66)$$

где $\Sigma F_{к} D_{м}^2$ — суммарный маховой момент металлоконструкции и противовеса.

Время пуска для механизма поворота зависит от режима работы крана

$$t_{п} = 60\beta/(\pi n_c),$$

где β — угол поворота стрелы за время пуска, рад, для легкого режима $\beta = \pi/12$, для среднего режима $\beta = \pi/9$, для тяжелого $\beta = \pi/6$; $n_c = 1 \dots 3$ об/мин — частота вращения стрелы.

Как и для рассмотренных механизмов, уравнение моментов механизма поворота при торможении имеет вид

$$M_{т} = \delta \frac{F_0 D_0^2 n}{375 t_{т}} + \frac{F_{г} L^2 n \eta}{93,5 u_0^2 t_{т}} + \frac{\Sigma F_{к} D_{м}^2 n \eta}{375 u_0^2 t_{т}} - M'_{с}, \quad (67)$$

где $t_{т}$ — время торможения, $t_{т} = 4 \dots 8$ с.

Мощность привода механизма поворота

$$N = M_{с} \omega / \eta = M_{с} \pi n_c / (30 \eta). \quad (68)$$

При частоте вращения вала двигателя передаточное отношение механизма поворота

$$u_0 = n/n_c. \quad (69)$$

Механизм поворота крана устанавливают на поворотной (рис. 67, а) или неповоротной частях крана (рис. 67, б). В первом случае зубчатый венец укрепляют на неповоротной части крана, во втором — на поворотной части. При большом диаметре зуб-

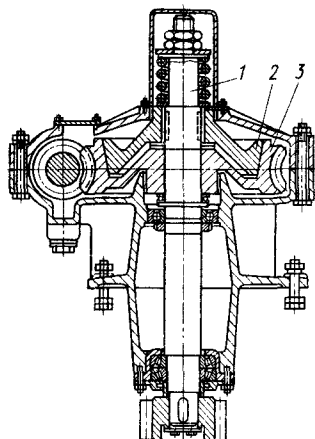


Рис. 69. Предохранительная фрикционная коническая муфта червячного редуктора механизма поворота крана

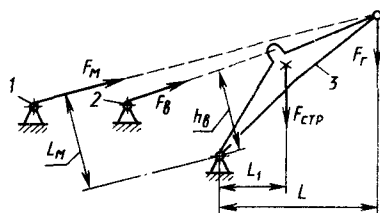


Рис. 70. Схема к определению усилия для изменения вылета консольного крана путем наклона стрелы:

1 — механизм подъема груза; 2 — механизм изменения вылета стрелы; 3 — стрела крана

чатого венца последний может быть выполнен как цевочное колесо с большим передаточным отношением.

В связи с тем, что частота вращения поворотной части крана обычно не превышает 8 об/мин, передаточное отношение даже при тихоходных двигателях получается очень большим ($u_0 > 100$). Поэтому в механизмах вращения часто применяют червячные передачи (рис. 68). Механизм вращения состоит из двигателя 5, червячного редуктора 4, зубчатой передачи 2 и 3. Венец зубчатой передачи укрепляют на поворотной колонне крана 1.

Вследствие больших динамических усилий при пуске и торможении, точное определение которых в большинстве случаев затруднительно, и из-за возможности поломки редукторов необходимо предохранительное устройство. В простых механизмах предохранительное устройство выполняют в виде срезающих штифтов, а в сложных — в виде фрикционных муфт (рис. 69), где от червячного колеса 3 коническим диском 2 вращение передается валу 1. Предохранительное устройство рассчитывают на передачу момента $M_{пред} = (1,15 \dots 1,25) M_{п.}$

В консольных кранах (см. рис. 65, а), где изменение вылета производится наклоном стрелы, устанавливают дополнительную лебедку (рис. 70), которая работает вместе с лебедкой механизма подъема груза. Для изменения вылета стрелы дополнительная лебедка должна развивать усилие

$$F_v = (F_r L + F_{стр} l_1 - F_{max} l_{max}) / h_v. \quad (70)$$

Контрольные вопросы

1. Какие гибкие элементы используют для грузоподъемных машин?
2. Как определяется кратность полиспаста?
3. Как производится выбор диаметра блока или барабана?
4. Какие виды деформаций возникают в стенках барабанов?

5. Для чего применяются крюковые подвески?
6. Для чего предназначены остановки и тормоза?
7. Дайте классификацию тормозов и их схемы.
8. Что является исходной величиной для расчета тормоза?
9. Из чего состоит механизм подъема грузоподъемной машины?
10. Из чего состоит механизм передвижения тележки и крана?
11. Для чего служит механизм поворота и изменения вылета крана?

1.2. ОСНОВНЫЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

Механизмы, используемые для подъема и фиксации груза в определенном положении, делят на простые устройства (домкраты, лебедки и тали) и более сложные машины (краны и подъемники). На основе универсальных грузоподъемных машин (кранов) возникли и современные автоматизированные робототехнические комплексы.

1.2.1. ДОМКРАТЫ

Домкраты относят к группе простейших подъемных механизмов, применяемых для подъема различных грузов на высоту, обычно не превышающую 1 м. В отличие от других подъемников домкраты поднимают груз снизу, чем создают неустойчивое равновесие, требующее предохранения от опрокидывания.

По принципу действия и конструктивным особенностям домкраты подразделяют на винтовые (рис. 71, а), реечные (рис. 71, б) и гидравлические (рис. 71, в). Домкраты бывают с ручным и механическим приводом. Винтовые домкраты просты по устройству и надежны в эксплуатации, не требуют стопорных и тормозных устройств. Винты домкратов имеют самотормозящую прямоугольную или трапецеидальную резьбу. Грузоподъемность ручных винтовых домкратов 1 ... 20 т.

Винтовой домкрат (рис. 71, а) состоит из винта 2 с головкой 4, гайки 3 и корпуса 1. Ниже головки на стержне винта находится рукоятка 5 с трещоткой для вращения винта. Усилие на приводной рукоятке для подъема груза без учета трения в резьбе винта и в пяте опорной головки

$$F_0 = F_r (r_0 / l) \operatorname{tg} \alpha,$$

где F_r — сила тяжести поднимаемого груза; r_0 — средний радиус винтовой резьбы, $r_0 = (d + d_1)/4$; l — плечо приводной рукоятки; α — угол подъема самотормозящей винтовой линии, $\alpha < 6^\circ$.

Действительное усилие (Н) с учетом трения

$$F_z = F_r (r_0 / l) [\operatorname{tg} (\alpha + \rho) + (r_r / r_0) f], \quad (71)$$

где r_r — средний радиус пяты опорной головки; ρ — угол трения, $\rho = \operatorname{arctg} f \approx 6^\circ$; f — коэффициент трения в резьбе и в опорной пяте головки, $f \approx 0,1$.

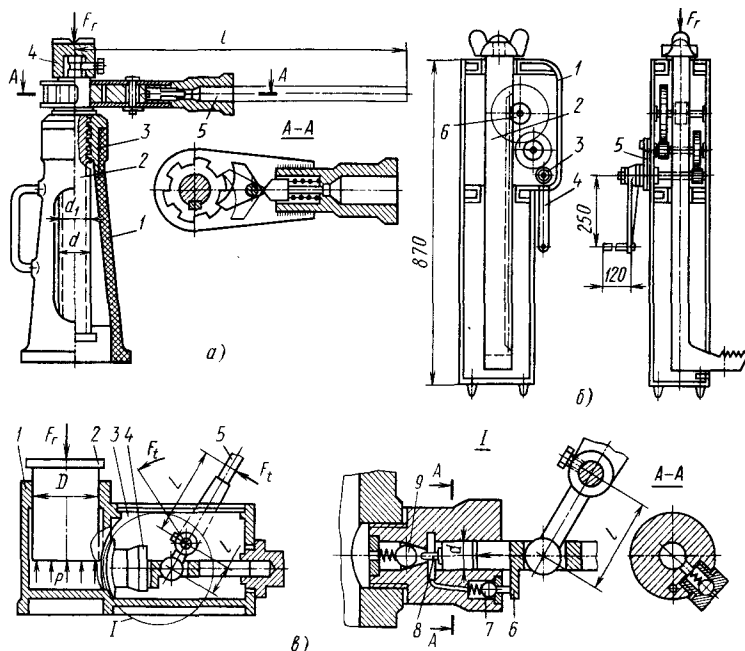


Рис. 71. Домкраты:

а — винтовой; б — реечный с зубчатой передачей; в — гидравлический поршневой

Передаточное отношение винтового домкрата $u = F_r/F_t$ превышает 70 ... 80.

КПД домкрата

$$\eta = \operatorname{tg} \alpha / [\operatorname{tg} (\alpha + \rho) (r_1/r_0) f]. \quad (72)$$

Недостатком винтовых домкратов является низкий КПД ($\eta = 0,3 \dots 0,5$) и малая скорость подъема груза ($v_n = 15 \dots 35$ мм/мин).

Подъемный винт домкрата работает на сжатие и кручение. При большом вылете винта необходима проверка его на устойчивость и на продольный изгиб. Нарезку винта проверяют на смятие.

В ручных реечных домкратах (рис. 71, б) подъем осуществляется с помощью зубчатой рейки, которую перемещают вдоль направляющих, расположенных внутри кожуха домкрата. Реечные домкраты делят на рычажно-реечные и реечно-зубчатые. Грузоподъемность рычажно-реечных домкратов может достигать 15 т. Домкраты с зубчатой рейкой изготавливают грузоподъемностью 0,5 ... 25 т. Реечные домкраты по Правилам Госгортехнадзора приводятся в движение безопасной рукояткой.

Для уменьшения массы и компактности конструкции в реечно-зубчатых домкратах применяют ведущие шестерни с минимальным числом зубьев ($z_{\min} = 4$).

Реечный домкрат имеет кожух 1 из листовой стали, в котором находится зубчатая рейка 2. Вверху рейка заканчивается вращающейся на пальце опорной головкой. При подъеме груза движение от рукоятки 4 передается через ведущий вал, шестерню 3 к шестерне 6, которая находится в зацеплении с рейкой 2. Поднятый груз удерживается храповым остановом 5. Передаточное отношение зубчатой передачи находится из соотношения

$$u = F_r r_{\text{ш}} / (F_t r \eta), \quad (73)$$

где $r_{\text{ш}}$ — радиус шестерни 6; r — радиус рукоятки; η — КПД зубчатой передачи, $\eta \approx 0,83$.

Гидравлические домкраты отличаются от реечных и винтовых домкратов большей грузоподъемностью (до 750 т), относительно высоким КПД и плавностью подъема.

Обычный поршневой гидравлический домкрат (рис. 71, в) состоит из цилиндра 1, поршня 2, резервуара 3 для жидкости, в которой помещен плунжерный насос 4, приводимый в действие рычагом.

Большая грузоподъемность гидравлических домкратов обеспечивается высоким передаточным отношением, соответствующим соотношению площадей подъемного поршня и плунжера насоса, и высоким КПД. Передаточное отношение

$$u = \pi R^2 / \pi r^2. \quad (74)$$

При работе плунжерного насоса жидкость подается в цилиндр и поднимает поршень домкрата с грузом. После прекращения подъема открываются клапаны 7 и 9 и жидкость из цилиндра перетекает в резервуар, в результате чего опускается поднятый поршень. Клапаны 7 и 9 открываются упором 6 и штоком 8 при повороте рукоятки 5 вправо до отказа.

При рабочем давлении жидкости в цилиндре домкрата $p = F_t / \frac{\pi D^2}{4}$ необходимая сила на приводном рычаге

$$F_t = p \frac{\pi D^2}{4} \frac{l}{L} \frac{1}{\eta},$$

где D — диаметр поршня; L — длина приводного рычага; l — длина кулачка, движущего плунжер; η — КПД домкрата, $\eta = 0,75$.

По манометру, показывающему давление p в цилиндре гидравлического домкрата, в отличие от других систем домкратов, можно постоянно следить за нагрузкой.

Толщину стенок цилиндра домкрата определяют по формулам, приводимым в курсе «Сопротивление материалов» при расчете на прочность толстостенных сосудов, работающих под действием равномерного внутреннего давления.

Параметры гидроцилиндров регламентированы ГОСТ 6540—68* (СТ СЭВ 3936—82).

1.2.2. ЛЕБЕДКИ

Лебедку применяют для перемещения груза с помощью гибкого элемента. Она может входить как составная часть в более сложные грузоподъемные устройства (кран, подъемник и др.). Лебедки могут быть с ручным и машинным приводом.

При ручном приводе на валу лебедки крепят рукоятку. По Правилам Госгортехнадзора все ручные подъемные механизмы должны быть снабжены устройствами, предотвращающими опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками.

При прекращении вращения рукоятки тормоз под действием грузового момента автоматически развивает тормозной момент, пропорциональный массе груза, останавливает его и удерживает в подвешенном состоянии. Для опускания груза необходимо в течение всего времени спуска прилагать внешний момент со стороны привода.

К безопасным относится рукоятка, сконструированная по типу дискового грузоупорного тормоза с размыкающимися поверхностями трения, которые замыкаются грузом (рис. 72). На валу 5 закреплена на шпонке резьбовая втулка с диском 1. Второй диск 4 представляет собой гайку с рукояткой 6. Между этими дисками находится храповое колесо с собачкой 3. Храповое колесо свободно сидит на втулке диска 1. Зазор между трущимися поверхностями ограничен шайбой. Резьба на втулке диска 1 направлена так, что при вращении рукоятки по часовой стрелке (при подъеме груза) гайка перемещается влево и зажимает храповое колесо 2 между дисками 1 и 4. Благодаря соответствующему направлению зубьев храпового колеса диски и храповое колесо могут свободно вращаться при подъеме груза. По окончании подъема груз останавливается, так как храповое колесо удерживается от обратного вращения собачкой 3, а диски 1 и 4 сцеплены с храповым колесом силой трения (момент от груза как при подъеме, так и при спуске направлен в одну и ту же сторону).

Для спуска груза необходимо вращать рукоятку против часовой стрелки. Так как вал 5 и диск 1 закреплены от осевого смещения, то диск 4 будет перемещаться по резьбе вправо до тех пор, пока момент трения между дисками и храповым колесом станет недостаточным для удержания диска от вращения под действием

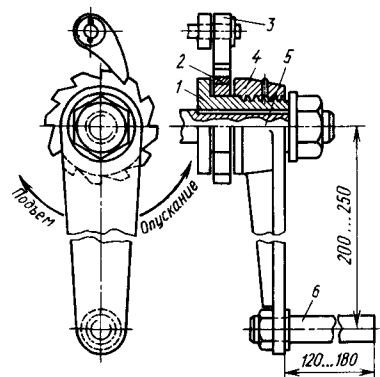


Рис. 72. Схема безопасной рукоятки лебедки

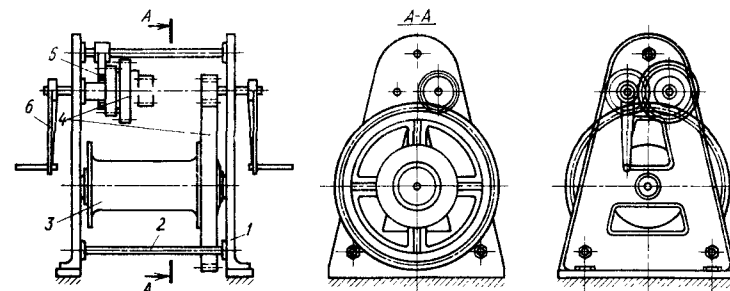


Рис. 73. Лебедка общего назначения с ручным приводом

силы тяжести груза. При этом груз начнет опускаться. Свободное опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость диска 1 не превысит угловой скорости вращения рукоятки. Тогда втулка диска 1 опять начнет передвигаться по резьбе и перемещать диск 4 влево, увеличивая момент трения между дисками и храповым колесом и прекращая их относительное перемещение. Это относительное перемещение переходит в непрерывное скольжение дисков 1 и 4 по храповому колесу 2, при котором груз опускается со скоростью, не превышающей соответствующей окружной скорости рукоятки.

Станина 1 лебедки (рис. 73) скреплена тягами 2. Вращение от рукоятки 6 передается барабану 3 через зубчатую передачу 4. Поднятый груз удерживается храповым колесом 5. При многоступенчатой зубчатой передаче передаточное отношение следует распределить так, чтобы большее передаточное отношение было у барабана, а меньшее у рукоятки. В этом случае удлиняется срок службы зубчатых передач и уменьшается сопротивление сил инерции, что особенно важно при машинном приводе.

Лебедки с машинным приводом (рис. 74), чаще всего с электрическим, широко применяют в механизмах подъема кранов различных конструкций. Лебедка состоит из барабана 1, редуктора 2, тормоза 3 и электродвигателя 4. Все эти механизмы крепят на общую раму 5.

Угловые скорости барабана лебедки с ручным приводом незначительны (скорость $v_k = 0,007 \div 0,0075$ м/с). Расчет лебедки ведут по статическому моменту кручения на валу барабана $M_{сб} = F_r D_p / 2$ и на валу рукоятки M_p [формула (3)], где F_r — грузоподъемность лебедки без полиспаста; D_p — расчетный диаметр барабана, $D_p = D_6 + (2z_c - 1) d_k$; z_c — число слоев навивки каната. Общее передаточное отношение $u_{общ} = M_{сб} / (M_p \eta)$ получается большим, поэтому для лебедок используют и встроенные планетарные или червячные передачи. У электрических лебедок при скорости движения каната $v_k = 0,5 \dots 1$ м/с и частоте вращения вала электродвигателя $n_k = 750 \dots 2800$ об/мин передаточное отношение редуктора $u = n_d / n_6$ получается также большим.

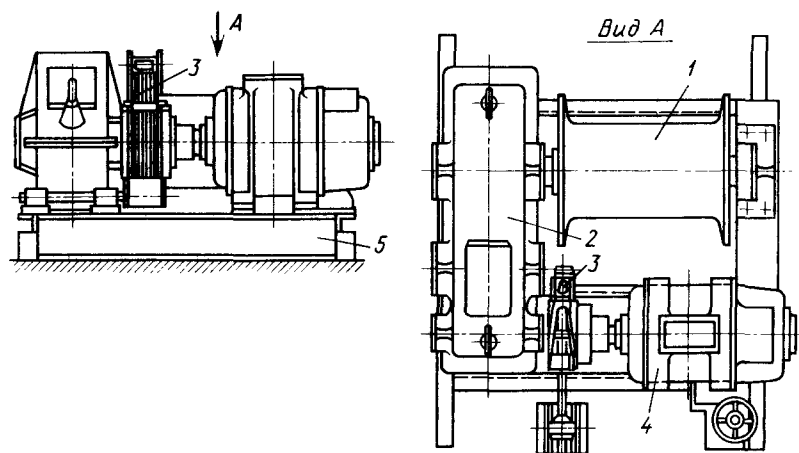


Рис. 74. Лебедка общего назначения с электрическим приводом

Лебедки широко используются в качестве самостоятельных механизмов или являются составной частью грузоподъемных машин — в механизмах подъема, механизмах передвижения тележки стрелового крана и др.

1.2.3. ТАЛИ

Обособленную группу механизмов подъема, отличающуюся компактностью, составляют тали с ручным и электрическим приводом. Они предназначены для подъема грузов 0,25 ... 10 т на большую высоту (до 24 м) со скоростью до 8 м/мин. Тали с ручным приводом бывают червячные (рис. 75, а) и шестеренчатые (рис. 75, б).

Червячные тали изготовляют грузоподъемностью от 0,5 до 10 т. Червячную передачу для повышения КПД делают несамотормозящейся и обычно применяют двухзаходный червяк. По принципу действия таль напоминает лебедку. В качестве гибкого элемента (рис. 76) для тали используют пластинчатую (или круглозвенную) цепь 8, для обеспечения компактности механизма — звездочку 1 с малым числом зубьев. Тали имеют дисковый или конический тормоз 3 грузоупорного типа, замыкающийся от осевого усилия червяка 7. Вращение червяка и червячного колеса 4 производится приводной круглозвенной цепью 6 через цепное колесо 5. При необходимости перемещения груза в горизонтальном направлении таль подвешивают на крюке 2 к кошке или к приводной тележке.

Тележка (рис. 77) перемещается по рельсу 10. Для этого имеются колеса 1 с осями 2, закрепленными в боковых накладках 3. Бо-

вые накладки стянуты шпильками 4, а для подвешивания тали имеется траверса 5. Колеса 9 приводятся во вращение цепью 8 через зубчатую передачу 6 с колесом 7.

При грузоподъемности до 1 т, небольшой высоте подъема и небольшом расстоянии для перемещения груза тележку можно выполнять без привода. В этом случае тележка передвигается при толкании подвешенного груза. При большой грузоподъемности или высокой скорости подъема применяют таль с электрическим приводом — электроталь (рис. 78, а). Она состоит из двигателя 1, грузового барабана 2, редуктора с зубчатыми колесами 3, корпуса редуктора 4, дискового тормоза 6 и грузоупорного тормоза 5. При небольшой грузоподъемности и легком режиме работы электротали грузоупорный тормоз иногда не устанавливают.

Конструкция электротали упрощается с применением встроенных в электродвигатель тормозов или самотормозящегося электродвигателя. У самотормозящегося электродвигателя (рис. 78, б) ротор 10 имеет коническую форму, соответствующую форме конической расточки статора. Когда электродвигатель не включен, ротор 10 силой сжатой пружины 7 выталкивается по направлению оси вращения ротора из расточки статора. При этом конус 8, насаженный на вал ротора, прижимается к тормозящей конической поверхности 9 на внутренней стороне крышки электродвигателя. При включении электродвигателя ротор автоматически втягивается в коническую расточку статора, где зазор уменьшается до нормальной величины, пружина 7 при этом сжимается, а конус тормоза отходит от конической поверхности 9 на крышке электродвигателя. В этом случае торможение ротора прекращается и электродвигатель нормально работает.

Таковыми электродвигателями снабжены электротали «Балканкар» типа Т10232, имеющие грузоподъемность 500 кг при высоте подъема 12 м, скорости подъема 8 м/мин и скорости передвижения 20 м/мин. Электродвигатель механизма подъема имеет мощность $N = 0,75$ кВт при частоте вращения $n_d = 920$ об/мин. Планетарный редуктор механизма подъема имеет передаточное отношение $u_p = 33$. Электродвигатель механизма передвижения имеет мощность $N = 0,12$ кВт

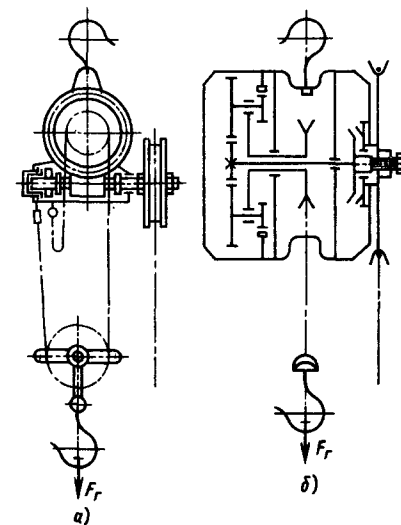


Рис. 75. Схемы талей с ручным приводом:

а — червячная; б — шестеренчатая

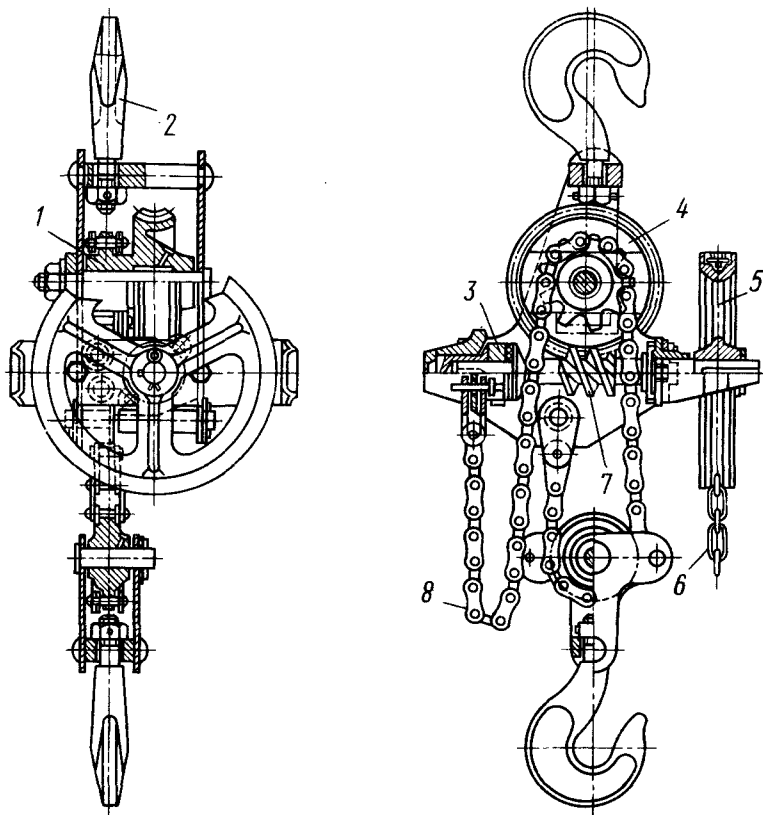


Рис. 76. Червячная таль

при частоте вращения $n = 870$ об/мин и снабжен зубчатым редуктором с передаточным отношением $u = 7,5$.

Таль передвигается на тележке с электрическим приводом (рис. 79) по подвесному пути. Двигатель 1 через зубчатую передачу (2, 3 и 4) приводит во вращение колеса 5, с помощью которых тележка перемещается по монорельсу 6. Монорельс выполняют или из стандартного двутавра [ГОСТ 2239—79* (СТ СЭВ 3569—82)], или из специальных профилей. При скорости передвижения электротали более 30 м/мин механизм передвижения тележки снабжают тормозом. Для меньших скоростей передвижения тележки изготовляют без тормозов.

Однорельсовая тележка с электрическим приводом и электрической подъемной лебедкой получила название тельфер (от греческого «тельферо» — далеко возить).

При малой грузоподъемности и большой скорости передвижения применяют электротягачи, в которых приводное колесо тележки выполнено в виде ролика, покрытого резиной.

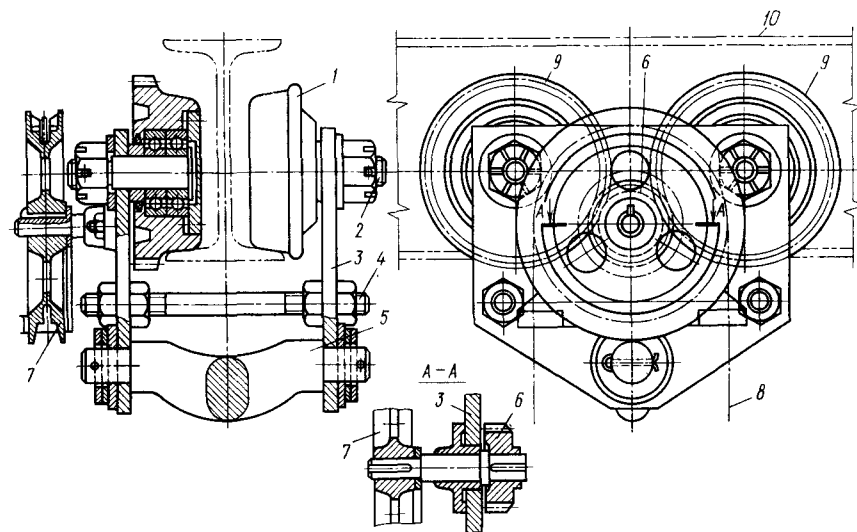


Рис. 77. Монорельсовая тележка с ручным механизмом передвижения

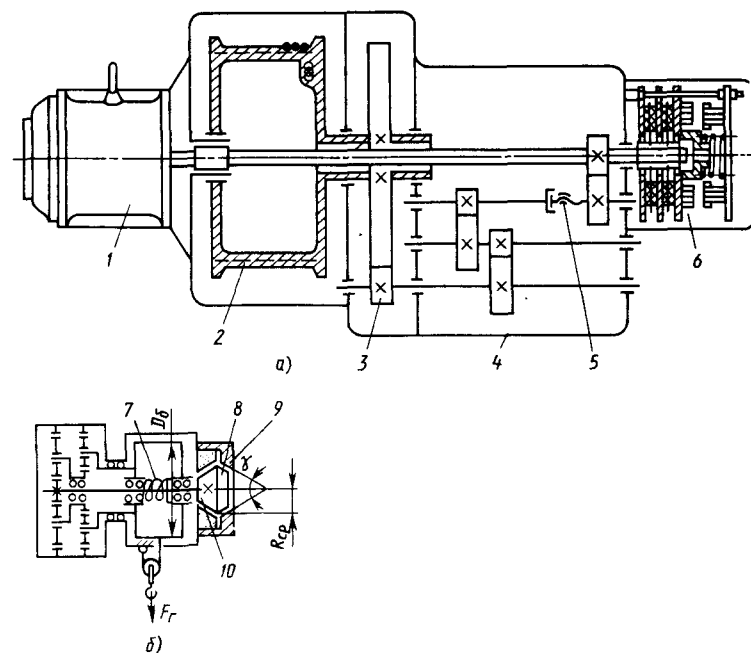


Рис. 78. Схема механизма подъема электротали

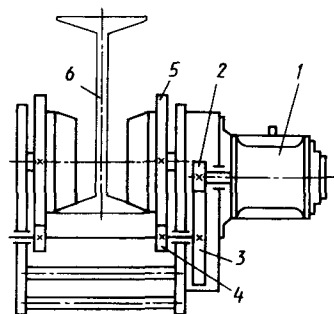


Рис. 79. Схема монорельсовой тележки с электроприводом

Для дальних перевозок появились электротягачи с пневматическими резиновыми тяговыми колесами и тягой, не зависящей от сцепного веса. Они образуют подвесные рельсовые дороги. Их отличие от других надземных рельсовых дорог состоит в том, что центр тяжести подвижного состава и груза расположен ниже точки опоры колеса о рельс дороги. Такие дороги стали применять как средство внутрицехового транспорта вместо подвесных цепных конвейеров.

Это позволяет автоматизировать весь

цикл транспортных операций с автоматическим управлением и адресованием, включая применение ЭВМ, что значительно расширило возможность автоматизации транспортных операций в промышленности.

Грузоподъемность вагонеток подвесных рельсовых дорог 0,25 ... 20 т и производительность до 3000 т/ч.

Скоростные (скорость до 150 км/ч) подвесные дороги на электрической тяге и экипажах на пневмоколесном ходу или на магнитной подвеске обеспечивают лучшие условия для окружающей среды (по уровню шума и загрязнению воздуха), чем другие виды транспорта. В СССР, во Львове создан Проектно-конструкторский институт конвейеростроения по проектированию подвесного рельсового транспорта, а львовский конвейеростроительный завод (ЛКЗ) специализируется на изготовлении этого оборудования. Новые и реконструированные заводы автомобильной промышленности имеют подвесной рельсовый транспорт и конвейеры суммарной протяженностью сотни километров.

1.2.4. КРАНЫ

Грузоподъемные краны, как было сказано, бывают стрелового, мостового и кабельного типов, с ручным и машинным приводом, стационарные и передвижные. Рассмотрим стационарные краны общего назначения, которые применяют при механизации подъемно-транспортных работ во всех отраслях народного хозяйства.

Краны стрелового типа. Основными параметрами таких кранов являются: грузоподъемность, скорость подъема груза, скорости передвижения тележки и поворота крана, вылет стрелы, наибольшая высота подъема, угол поворота и размеры.

Вылет стрелы l (см. рис. 64) крана — расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части до вертикальной оси грузозахватного органа. Краны бывают с постоянным (рис. 80)

и с переменным (см. рис. 62) вылетом стрелы. Краны с переменным вылетом обслуживают большие площади. Стационарные поворотные краны предназначены для обслуживания отдельных рабочих мест на производственных участках и в цехах, при производстве строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ. В зависимости от расположения опор и способов установки стационарные поворотные краны делят на краны с внешней верхней опорой (см. рис. 62, 80), краны без внешней верхней опоры — свободностоящие на неподвижной колонне (см. рис. 64) и краны на поворотной платформе (см. рис. 65).

В кране с внешней верхней опорой подъемная лебедка расположена на металлоконструкции. Угол поворота стрелы составляет $120 \dots 180^\circ$. Грузоподъемность таких кранов редко превышает 1,5 т. Простота и небольшая стоимость являются главным преимуществом такого крана. Один из недостатков такого крана в том, что угол поворота не более 180° .

Этот недостаток отсутствует у стационарного полноповоротного крана на неподвижной колонне (см. рис. 64, а), который устанавливают на открытых площадках фабрик и заводов. Лебедка механизма подъема крана расположена на крановой металлоконструкции и вращается вместе с краном вокруг колонны. Для обеспечения устойчивости крана от опрокидывания колонна закреплена на неподвижном основании. Для уравнивания рабочего груза и отдельных частей крана во время работы часто устанавливают противовес (см. рис. 64, б). Грузоподъемность крана без противовеса обычно не превышает 25 т.

Краны мостового типа. Для перемещения грузов внутри цехов и складов широкое распространение получили мостовые и козловые краны (см. рис. 12 ... 15). В зависимости от конструкции моста краны бывают однобалочные (кран-балки) и двухбалочные.

Параметрами мостовых кранов являются: грузоподъемность, пролет L крана, скорость рабочих движений и режим работы крана. Пролет L крана (см. рис. 12) — расстояние по горизонтали между осями рельсов подкранового пути. Расстояние между ходовыми колесами крана, измеренное параллельно подкрановому пути, называют базой B крана.

Наиболее простой конструкцией мостового крана является

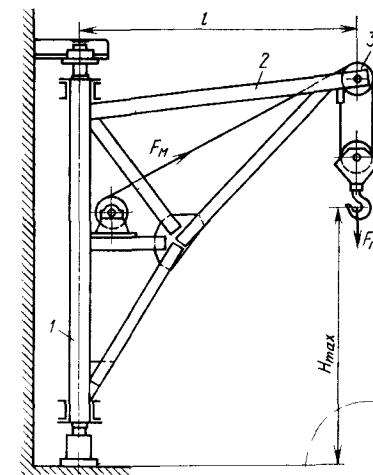


Рис. 80. Настенный консольный кран с постоянным вылетом стрелы:

1 — поворотная колонна; 2 — металлоконструкция крана; 3 — неподвижный отклоняющийся блок механизма подъема груза

кран-балка, которая с помощью двух тележек на ее концах может перемещаться вдоль цеха по подкрановому пути. Подкрановые пути опираются на колонны (опорная кран-балка, см. рис. 12) или эти пути подвешивают к строительным конструкциям (подвесная кран-балка, см. рис. 13). По нижней полке двутавровой балки крана перемещается обычная таль с ручным или электрическим приводом. Грузоподъемность кран-балок 0,25 ... 5 т; пролет 8 ... 15 м; скорость подъема груза 6 ... 8 м/мин; скорость передвижения электрической тали 30 ... 80 м/мин.

При большой грузоподъемности (5 ... 29 т) и значительных пролетах (5 ... 32 м) применяют мостовые краны с машинным приводом, которые представляют собой конструкцию из главных (продольных) и концевых (поперечных) балок, опирающихся на ходовые колеса. Главные балки моста крана располагают поперек подкрановых путей. Они предназначены для установки и передвижения по ним крановой тележки. Концы главных балок жестко соединены с концевыми балками, расположенными вдоль подкрановых путей. Главные балки мостовых кранов выполняют в виде сплошных балок или решетчатых ферм.

Механизмы подъема и передвижения тележки мостового крана расположены на тележке (см. рис. 43, а). Механизм передвижения крана выполнен по одной из схем, приведенных на рис. 63. Для механизма подъема мостовых кранов использованы стандартные горизонтальные редукторы серии РМ или ЦД. В механизмах передвижения крановых тележек применены вертикальные редукторы серии ВК, а в механизмах передвижения моста — редукторы обеих серий.

Козловые краны (см. рис. 15) — это краны мостового типа, несущие элементы конструкции которых опираются на подкрановый путь с помощью двух опорных стоек. Козловые краны применяют в промышленном и гражданском строительстве, в качестве перегрузочных устройств на складах и для обслуживания открытых строительных площадок. Грузоподъемность козловых кранов 1 ... 300 т, пролет 15 ... 40 м.

Кабельные краны (грузоподъемность 1,5 ... 25 т, пролет 250 ... 900 м) обычно применяют на открытых складах и для подачи строительных материалов при строительстве крупных сооружений. Кабельный кран (см. рис. 16) состоит из двух опор 1 и натянутого между ними несущего каната 2, по которому с помощью тягового каната 3 передвигается грузовая тележка подъемного механизма.

Металлоконструкции кранов. На металлоконструкции монтируют все рабочие механизмы, электрооборудование, двигатели и приборы управления краном. Металлоконструкция крана воспринимает нагрузки от собственной массы, массы поднимаемого груза и передает эти усилия на фундамент или опорные конструкции здания. Металлоконструкции бывают клепанные и сварные, в виде сплошных балок или ферм.

При расчете ферм поворотного крана (см. рис. 64) определяют усилия, возникающие в стержнях фермы при работе крана, и подбирают сечения. Усилия в стержнях возникают от полезной нагрузки крана, натяжения гибкого элемента механизма подъема или механизма изменения вылета и собственной массы крана. Усилия в стержнях фермы можно определить, как известно, аналитическим или графическим способом, последний является более наглядным.

Сначала строят график стержневых усилий от полезной нагрузки F_r (рис. 81). Конструкция фермы задается вылетом L , высотой H_{\max} подъема груза и принятым по местным условиям расстоянием h между подшипниками. Известно только F_r , а неизвестны — стержневые усилия F_1 , F_2 , F_3 и реакции F'_r , F'_n и F'_b .

Так как при решении статических задач с фермами внешние силы должны быть приложены к ее узлам, то вместо действительных реакций временно введем в расчет фиктивные, условные реакции, приложенные к узлам II и III, по которым легко определить действительные реакции. Неизвестные величины определяют, выделив отдельные узлы фермы и рассмотрев системы сил, действующих на каждый узел.

Построение диаграммы Крeмона начинают с узла I, на который действуют нагрузка F_r , стержневые усилия F_1 и F_2 . Эти три силы, находящиеся в равновесии, должны составить в силовом графике замкнутый треугольник векторов. По величине и направлению известна сила F_r , а также направления F_1 и F_2 . Длину сторон 1 и 2 определяют в принятом для построения графика масштабе значений усилий F_1 и F_2 , а непрерывность векторов — характер этих усилий: усилие F_1 стержня 1 направлено от узла I, значит, этот стержень растягивается силой F_1 , усилие F_2 стержня 2 направлено к узлу I, следовательно, стержень 2 сжимается силой F_2 .

На узел II действуют стержневые усилия F_1 и F_3 и реакция F'_r . Здесь также известно одно усилие F_1 и направление двух других сил. Направление известной силы F_1 для узла II противоположно направлению этой силы для узла I (новое направление силы F_1 обозначено на графике двойной стрелкой). Из равновесия узла II по треугольнику определяем неизвестные силы.

Аналогично рассматриваем и узел III, на который действуют известные уже силы F_3 и F_2 и неизвестные F'_n и F'_b . По существу этот узел можно и не рассматривать, так как ясно, что $F'_r = F'_n$ и $F'_b = F_r$, но для полноты картины и подтверждения правиль-

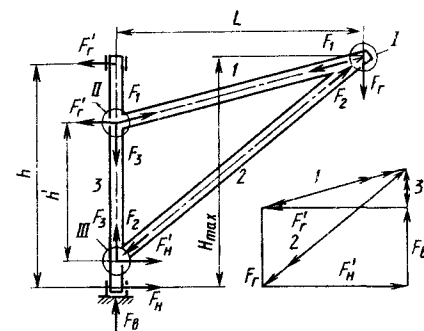


Рис. 81. Схема определения усилий в стержнях фермы крана

ности решения задачи необходимо довести ее решение до конца.

Таким же образом определяют дополнительные усилия в стержнях фермы от натяжения гибкого элемента.

Дальнейший расчет фермы крана проводят в такой последовательности.

1. По неполным стержневым усилиям от полезной нагрузки и натяжения гибкого элемента определяют сечения стержней по пониженным (примерно на 15 ... 20 %), допускаемым напряжениям и выбирают профили стержней по таблицам.

2. Рассчитывают массу стержней и распределяют ее вместе с массами установленных на ферме механизмов крана по узлам.

3. Строят графики усилий в стержнях, учитывая реальные массы фермы с механизмами.

4. Определяют суммарные полные стержневые усилия.

5. Проводят окончательный поверочный расчет принятых сечений стержней.

Горизонтальные реакции в подшипниках определяют из равенства $F_{гор}h = F'_{гор}h'$, откуда

$$F_{гор} = F'_{гор}h'/h \text{ и } F_{гор} = F_H.$$

Сечение стержней, работающих на растяжение, рассчитывают на растяжение с учетом ослабления сечений отверстиями для заклепок (при клепаных фермах). Сжатые стержни рассчитывают с учетом продольного изгиба

$$\sigma_{сж} = F/(k_H A_{бр}) \leq [\sigma_{сж}], \quad (75)$$

где F — сила, сжимающая стержень; k_H — коэффициент, характеризующий уменьшение допускаемого напряжения при продольном изгибе, который зависит от коэффициента λ гибкости стержня, $\lambda = l/r = l \sqrt{\frac{J_{min}}{A_{бр}}} = \lambda_{пред}$ (l — длина стержня; J_{min} — минимальный момент инерции стержня; $A_{бр}$ — площадь сечения сжатого стержня без учета ослабления отверстиями под заклепку).

Значения коэффициента k_H уменьшения допускаемого напряжения приведены ниже:

λ	10	30	50	70	90	100	130	150	170	190	200
k_H	0,99	0,95	0,89	0,81	0,69	0,60	0,40	0,32	0,26	0,21	0,19

Устойчивость стержней, подвергаемых растяжению или сжатию с изгибом, проверяют по формуле

$$\sigma_{уст} = F/(k_H A_{бр}) + M/W_{бр} \leq [\sigma]_{и}, \quad (76)$$

где M — расчетный изгибающий момент; $W_{бр}$ — расчетный момент сопротивления сечения.

Необходимая жесткость стержней достигается ограничением предельно допустимой гибкости $\lambda_{пред}$. Для стержней главных ферм при сжатии $\lambda_{пред} = 120 \dots 150$, при растяжении $\lambda_{пред} = 150 \dots 180$; для стержней вспомогательных ферм соответственно

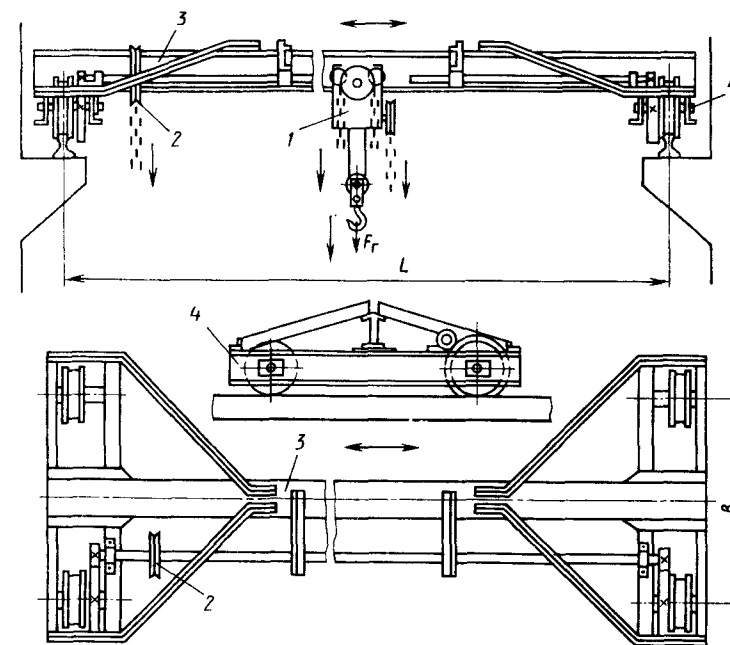


Рис. 82. Кран-балка с ручным приводом:

1 — механизм подъема (таль); 2 — механизм передвижения; 3 — главная балка; 4 — концевые балки

$\lambda_{пред} = 150 \dots 250$ и $\lambda_{пред} = 200 \dots 300$. Гибкость растянутых стержней ограничивают для снижения вибрации, а сжатых стержней — для уменьшения искривления от собственных сил тяжести при случайных толчках.

Допускаемые напряжения на растяжение и на сжатие для стали Ст3 в пределах 140 ... 160 МПа в зависимости от режима работы крана.

В мостовых кранах малой грузоподъемности (рис. 82) основным несущим элементом моста является двутавровая балка. Балку мостового крана рассчитывают на изгиб от веса балки и веса тележки с грузом. Если расстояние между осями колес тележки составляет менее $0,1L$, то балку рассчитывают на изгиб под действием сосредоточенной нагрузки.

Независимо от прочности крановые балки должны обладать достаточной жесткостью во избежание вибраций при работе. Для этого определяют прогиб балок в середине пролета под действием сил F_r тяжести груза и F_T тележки. Прогиб каждой балки двучалочного крана

$$g = 0,5 (F_r + F_T) L^3 / (48 EJ) \leq [g],$$

где J — момент инерции сечения балки в плоскости действия изгибающего момента.

Для кранов с механическим приводом прогиб должен быть не более $[y] \leq L/700$.

Очень часто последний расчет бывает решающим, так как для обеспечения требуемой жесткости сечение крановой балки приходится делать больше, чем требуется при расчете ее на прочность.

Для предварительных расчетов иногда необходимо знать силу тяжести тележки или крана. Их берут или по аналогам выполненных конструкций или вычисляют ориентировочно: сила тяжести тележки мостового крана $F_T = 0,4F_p$, а полная сила тяжести мостового крана $F_{кр} = (0,84 \dots 0,96) F_p$.

1.2.5. ПОДЪЕМНИКИ

Подъемниками называют грузоподъемные машины, транспортирующие грузы по вертикальному либо близкому к вертикальному направлению. В зависимости от назначения подъемника грузонесущими устройствами являются клетки, ковши или площадки. Подъемники применяют на промышленных предприятиях, в жилых многоэтажных домах и на строительных площадках. Наиболее распространены клетьевые шахтные подъемники (лифты).

Лифты. Шахтные подъемники (рис. 83) применяют для вертикального перемещения (подъема и спуска) грузов и людей (грузовые и пассажирские лифты). Их устройство, эксплуатация и нормы расчета регламентируются Правилами Госгортехнадзора.

Основными частями лифта (рис. 83, а) являются: кабина 4, направляющие 5 для кабины, шахта 6, противовес 1, канат 2 для подвешивания кабины и механизм 3 подъема. В зависимости от высоты подъема и скорости движения лифты делят на тихоходные, быстроходные и высокоскоростные. Скорость движения кабины лифтов $0,15 \dots 1$ м/с, в высотных зданиях до $3,5$ м/с. Грузоподъемность лифтов колеблется в значительных пределах: для пассажирских лифтов $140 \dots 700$ кг ($2 \dots 10$ человек), для грузовых лифтов $0,25 \dots 10$ т.

Обычно кабина лифта размещается в шахте, ограниченной со всех сторон сплошными несгораемыми стенками. При расположении лифта в лестничной клетке шахта ограничивается металлической сеткой. Площадь пола кабины пассажирского лифта принимают из расчета $0,2 \dots 0,5$ м² на одного человека. Сила тяжести кабины зависит от площади пола A_n (м²). При грузоподъемности лифта 5 т сила тяжести кабины (кН) $F_{каб} \approx 3 + A_n$.

В качестве механизма подъема в лифтах применяют лебедки барабанного типа или лебедки с канатоведущими шкивами (рис. 84). При применении лебедки барабанного типа (рис. 84, а) канат, присоединенный через блок к кабине, навивается на барабан, в результате чего кабина поднимается. При большой высоте подъема барабан лебедки может достигать больших размеров, ограничивающих применение привода этого типа.

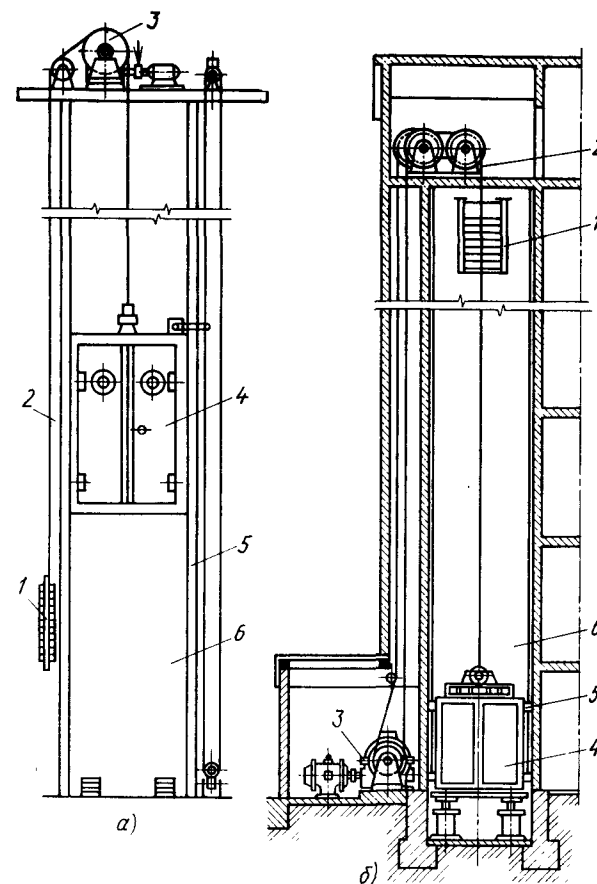


Рис. 83. Лифты:

а — с верхним расположением привода (с канатоведущим шкивом); б — с нижним расположением привода

Более совершенным типом привода лифта является лебедка с канатоведущим шкивом (рис. 84, б), передающим тяговое усилие от двигателя канату трением. Канатоведущий шкив рассчитывают на прочность, исходя из условий передачи канату канатоведущим шкивом двойной статической нагрузки. На привод от канатоведущего шкива не влияет высота подъема лифта, что способствует их широкому применению.

Лифты могут быть с верхним и нижним расположением привода. Лифты с верхним расположением привода (см. рис. 83, а) более компактные, особенно лифты с канатоведущим шкивом, но в жилых домах для уменьшения шума иногда применяют нижнее расположение привода (см. рис. 83, б). В этом случае кабина 4 лифта движется по направляющим 5 шахты 6. Кабина и противо-

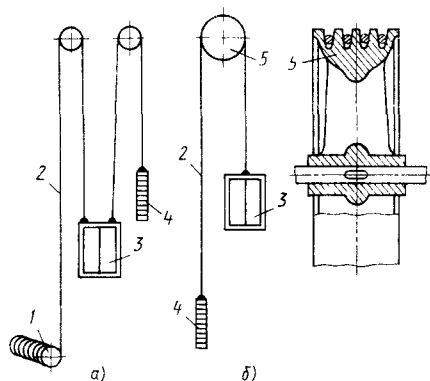


Рис. 84. Схемы механизмов подъема лифта:

1 — привод от барабана лебедки; 2 — канат; 3 — кабина; 4 — противовес; 5 — привод от канатопроводящего шкива

вес 1 соединены канатом 2, который приводится в движение лебедкой 3. Лебедку размещают в подвальном помещении. Лебедки барабанного типа и с канатопроводящим шкивом оборудованы тормозом, который автоматически замыкается при выключении тока.

Для создания бесшумности и безопасности работы в механизмах подъема применяют червячные редукторы.

Для снижения нагрузки на двигатель кабину уравнивают противовесом. В зависимости от режима работы лифта сила тяжести противовеса

$$F_{пр} = F_{каб} + (1 - \alpha) F_r, \quad (77)$$

где $F_{каб}$ — сила тяжести кабины; α — коэффициент уравниваемости, $\alpha = 0,4 \dots 0,5$; F_r — наибольшая сила тяжести поднимаемого груза.

Мощность двигателя механизма подъема при установившемся движении, кВт,

$$N = (1 - \alpha) F_r v / \eta, \quad (78)$$

где v — скорость кабины, м/с; η — общий КПД.

Стальные канаты для подвешивания кабины рассчитывают по наибольшему допускаемому натяжению с обязательным учетом массы кабины, массы канатов от точки сбега с барабана или шкива до кабины и максимальной грузоподъемности лифта. Коэффициент запаса прочности для каната принимают 8 ... 15 в зависимости от скорости движения кабины, а также назначения лифта. Для уменьшения диаметров блоков и канатов в лифтах применяют подвески из двух, четырех или шести канатов.

Для предотвращения самопроизвольного падения кабины все лифты снабжены специальными механизмами — ловителями для немедленной остановки кабины при обрыве каната или при скорости движения кабины на 15 % выше заданной. В последнем случае ловитель приводится в действие ограничителем скорости.

Для тихоходных лифтов применяют ловители резкого торможения, а для быстроходных — ловители скользящего типа, которые останавливают кабину не мгновенно, а на некотором участке пути.

Наиболее простым и распространенным типом ловителя является клиновой (рис. 85). Клин 4 ловителя соединен рычагом 1

с натянутым грузовым канатом 2. При обрыве каната 2 клин под действием пружины 3 входит в зазор между колодкой 6 и направляющей 5. При этом башмаки 7 прижимаются к направляющей 5 лифта и останавливают кабину, соединенную с башмаками. Схема привода ловителя при двухканатной подвеске кабины приведена на рис. 86, а. При обрыве одного каната 1 (рис. 86, б) траверса 2 подвески повернется и, воздействуя на рычаги 3, приведет в действие ловители 4.

Для ограничения скорости кабины применяют ограничители центробежного типа (рис. 86, в). Они состоят из центробежного регулятора 1, зажимного устройства 2 и бесконечного каната 3, соединенного с ловителями кабины 4 лифта. При увеличении скорости движения лифта и каната 3 выше допустимой грузы центробежного регулятора 1, приводимого в движение бесконечным канатом 3, расходятся и приводят в действие зажимное устройство 2, останавливающее движение бесконечного каната. Остановившийся канат при движущейся кабине лифта заставляет сработать механизм ловителя.

Скиповые и строительные подъемники. Для подъема однородного сыпучего материала под большим углом наклона к горизонту или по вертикали применяют скиповые подъемники. Скиповый подъемник (рис. 87, а) представляет собой вертикальную или наклонную шахту 8 с направляющими 7, загрузочным устройством 6 и приемком 5. В стальной раме 4 шарнирно укреплен ковш 2, который при движении роликами 3 опирается на направляющую 1. Стальным канатом 9 механизм подъема 10 поднимает ковш 2. Благодаря конфигурации направляющей 1 поднятый вверх ковш опрокидывается и автоматически разгружается. В качестве подъемного механизма применяют лебедки барабанного типа с машинным приводом. Скорость движения ковша скипового подъемника выбирают в пределах 0,5 ... 2,0 м/с. Вместимость ковша 0,5 ... 10 м³.

Строительные подъемники (рис. 87, б) применяют на строительных площадках для подъема различных материалов на верх

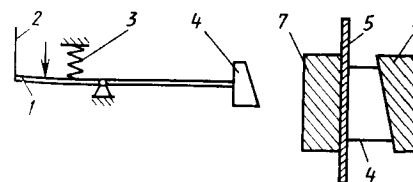


Рис. 85. Схема клинового ловителя лифта

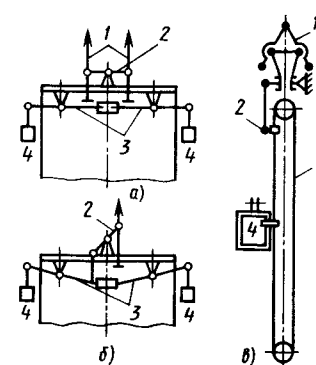


Рис. 86. Схемы привода ловителя

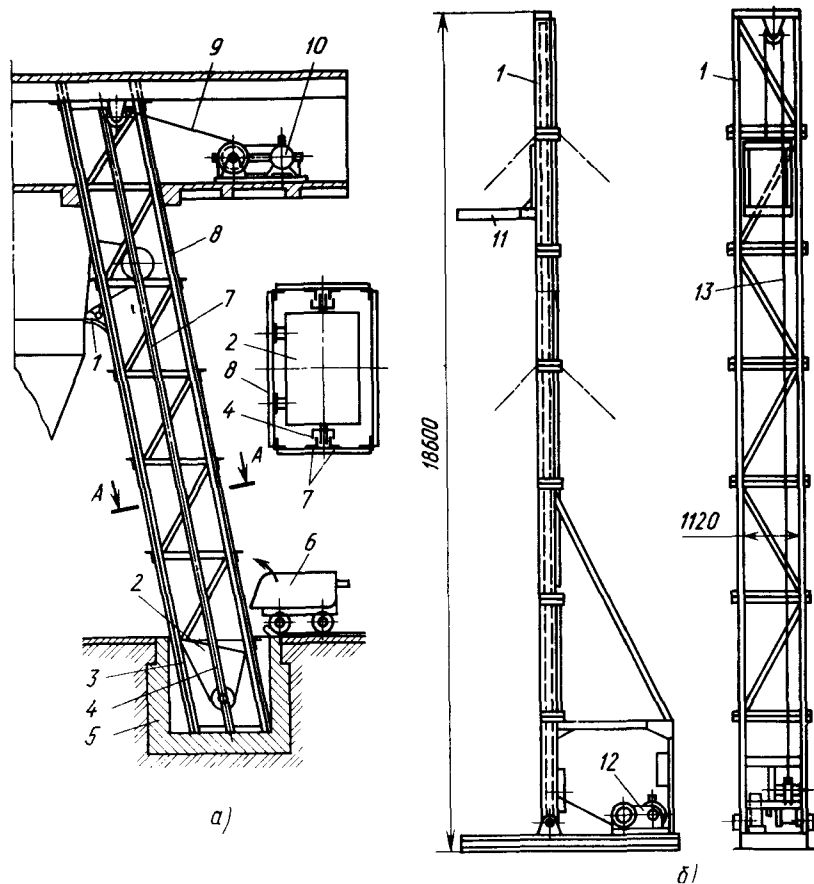


Рис. 87. Подъемники:
а — выпловый; б — стоечный (строительный)

сооружаемого здания. Несущая конструкция подъемника имеет незащищенные направляющие 11 для площадки, которая с помощью лебедки 12 передвигается канатом 13. Грузоподъемность таких подъемников 0,5 ... 1,5 т при скорости движения площадки 1,0 ... 1,5 м/с.

Контрольные вопросы

1. Какие основные типы домкратов и что для них характерно?
2. Для каких целей применяют лебедки?
3. Какой принцип работы тали и электротали, а также какие их схемы?
4. Назовите основные типы поворотных и мостовых кранов.
5. Назовите виды подъемников.

2. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ С ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Транспортирующие машины непрерывного действия с тяговым элементом широко используют в современном производстве для межцехового и внутрицехового перемещения сыпучих, кусковых и штучных грузов. По типу тягового элемента их делят на ленточные и цепные конвейеры. Если в ленточных конвейерах тяговое усилие от двигателя транспортируемому грузу передается через ленту, на которой он и транспортируется, то в цепных конвейерах груз транспортируется на пластинах, в ковшах и других устройствах, прикрепленных к цепи. Поэтому и название конвейеров связано с этими устройствами: пластинчатые, ковшовые и др. Наряду с постоянным расширением области применения всех машин непрерывного действия с тяговым элементом при механизации и автоматизации производства характерной тенденцией современного развития машин непрерывного действия является особенно широкое применение ленточных конвейеров в СССР и за рубежом с увеличением их производительности, длины, мощности привода, ширины и прочности ленты. Например, на открытых горных разработках применяют конвейеры производительностью до 30 000 т/ч, с лентой шириной 3000 мм, скоростью 6 ... 8 м/с и длиной става одного конвейера 8 ... 10 км. Это дает возможность избавиться от автомобильного и железнодорожного транспорта, например для подачи руды с места разработки прямо на обогатительную фабрику. Создание мощных высокопроизводительных ленточных конвейеров, обладающих высокими технико-экономическими показателями, возможно только на базе глубоких теоретических разработок и уточненных методов расчета основных параметров и элементов конструкции.

2.1. РАЗНОВИДНОСТИ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Основными разновидностями транспортирующих машин непрерывного действия с тяговым элементом являются ленточные и цепные конвейеры для горизонтального или наклонного транспортирования груза, а также элеваторы для транспортирования груза в вертикальном или крутонаклонном направлении.

2.1.1. ТИПЫ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Транспортирующие машины непрерывного действия перемещают груз непрерывным потоком в большинстве случаев по одной и той же определенной трассе. Грузовой поток может быть в виде сплошной струи сыпучих или кусковых материалов или в виде отдельных порций этих материалов, а также штучных грузов. Транспортирующие машины обычно применяют для перемещения одинаковых грузов, для которых транспортные операции отличаются однотипностью. Поэтому они значительно легче поддаются автоматизации, чем грузоподъемные.

Машины непрерывного действия с тяговым элементом разнообразны по типам и конструкциям. Общим для них является наличие тягового элемента, который одновременно может являться и рабочим органом (например, ленточные конвейеры) или нести на себе рабочие органы (элеваторы и др.). У машин непрерывного транспорта с тяговым элементом, несмотря на конструктивные особенности, имеются узлы, вопросы теории рабочего процесса которых общие.

К числу общих вопросов этой теории относится определение коэффициента сопротивления передвижению и мощности двигателя, расчет приводного и натяжного устройств и др.

По степени подвижности транспортирующие машины разделяют на стационарные и передвижные. Наибольшее распространение во всех отраслях промышленности получили ленточные конвейеры. Ленточные конвейеры предназначены для транспортирования насыпных (порошкообразных, мелко- и среднекусовых материалов), а также мелких штучных грузов в горизонтальном или близком к нему направлении.

В цепных конвейерах груз лежит на пластинах (пластинчатые конвейеры), в ковшах (ковшовые конвейеры) и др. Пластинчатые конвейеры предназначены для транспортирования крупнокусовых, абразивных и нагретых материалов, а также крупных штучных грузов в горизонтальном или несколько наклонном направлении. Ковшовые конвейеры предназначены для транспортирования насыпного груза в ковшах в горизонтальном, наклонном или вертикальном направлении.

Элеваторы служат для перемещения грузов в ковшах в вертикальном или крутонаклонном направлении. Тяговым элементом у элеваторов является лента или цепь.

2.1.2. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЫБОР ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

При выборе транспортирующих машин необходимо учитывать следующие факторы:

состояние транспортируемого материала, его физические и химические свойства (крупность кусков, хрупкость, коррозион-

ные свойства, возможное измельчение при перемещении, склонность материала к слипанию и слеживанию, плотность, угол естественного откоса, размеры);

необходимую производительность машины;

длину и направление пути перемещения, размеры и форму помещений;

технологический процесс, перспективы расширения предприятия;

технику безопасности;

хранение материалов и способы загрузки и разгрузки конвейеров;

экономические показатели, т. е. капитальные затраты, срок амортизации машины, степень использования, стоимость ремонта и технического ухода, расход электроэнергии, трудозатраты, стоимость и трудоемкость перемещения 1 т груза.

Только после анализа всех факторов можно решить, какой тип транспортирующей машины наиболее рационален для данных конкретных условий.

2.1.3. ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАНСПОРТИРУЕМЫХ ГРУЗОВ

Грузы делят на штучные и насыпные. Характеристиками штучных грузов являются масса (от долей килограмма до нескольких тонн), размер (от нескольких сантиметров до нескольких метров), хрупкость (стекла), температура (стального проката), взрывоопасность и пожароопасность и др.

Основными характеристиками насыпных грузов являются форма и размер частиц, плотность ρ , угол ϕ естественного откоса, абразивность, предельный угол β подъема груза на гладкой ленте, максимальная скорость транспортирования (табл. 7).

7. Характеристика насыпных грузов

Груз	Плотность, т/м^3	$\phi, ^\circ$	Абразивность	$\beta, ^\circ$	Максимальная скорость транспортирования, м/с
Порошковый апатит	1,5 ... 1,7	—	—	20	0,8 ... 1,2
Гравий	1,7 ... 1,9	45	В	20	1 ... 3
Земля, песок	1,2 ... 1,8	45	С	24	1 ... 4
Зерно (пшеница)	0,6 ... 0,8	35	А	20	1,5 ... 4
Зола	0,4 ... 0,7	50	Д	—	0,8 ... 1,2
Кокс	0,4 ... 0,5	50	Д	20	1 ... 1,6
Мука (пшеничная)	0,4 ... 0,6	55	А	17	0,9 ... 1,2
Железная руда	2,1 ... 3,5	50	Д	20	2
Каменный уголь	0,8 ... 1,5	45	С	18	1 ... 4
Цемент	0,9 ... 1,2	43	С	12	0,8 ... 1,2
Шлак	0,7 ... 1	45	С	—	1 ... 3
Щебень	1,6 ... 2	45	—	18	1 ... 2

Насыпной груз по размеру частиц разделяют на крупнокусковой (размер куска более 160 мм), кусковой (10 ... 160 мм), зернистый (0,5 ... 10 мм), порошкообразный (0,05 ... 0,6 мм) и пылевидный (менее 0,05 мм). Угол φ естественного откоса — угол между боковой поверхностью свободно насыпанной кучи сыпучего материала и горизонтальной плоскостью. Если сыпучий материал находится в движении, то в результате колебаний при перемещении на конвейере увеличивается подвижность его частиц, а угол естественного откоса уменьшается. По абразивности насыпной груз делят на четыре группы: А — неабразивный, В — малоабразивный, С — среднеабразивный, Д — высокоабразивный. Абразивный груз истирает поверхности соприкасающихся с ним материалов (лент). Учитывают также липкость, смерзаемость, коррозионную активность, ядовитость и другие факторы транспортируемого груза, которые приведены в справочниках.

Контрольные вопросы

1. Какие транспортирующие машины перемещают штучные и сыпучие грузы?
2. Какие требования предъявляют к гибким элементам?

2.2. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Основным элементом ленточного конвейера является гибкая замкнутая лента, на которой транспортируется груз.

Диапазон производительности широко распространенных ленточных конвейеров — от нескольких тонн до нескольких десятков тысяч тонн в час при большой длине без перегрузочного транспортирования груза. Простота конструкции, малый собственный вес, высокая надежность работы и простота эксплуатации обеспечивают низкую себестоимость перемещения груза. Некоторым недостатком ленточных конвейеров является относительно высокая стоимость прорезиненной ленты (которая наиболее широко распространена); она составляет почти 50 % общей стоимости машины.

2.2.1. УСТРОЙСТВО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Ленточный конвейер является широко распространенным типом транспортирующих машин непрерывного действия с тяговым элементом.

Ленточный конвейер состоит из следующих элементов (рис. 88): привода, в который входят электродвигатель 13, редуктор 15 и муфты 14; станины; приводного барабана 6; натяжного барабана 2; замкнутой бесконечной ленты 4, охватывающей приводной и натяжной барабаны и являющейся одновременно тяговым эле-

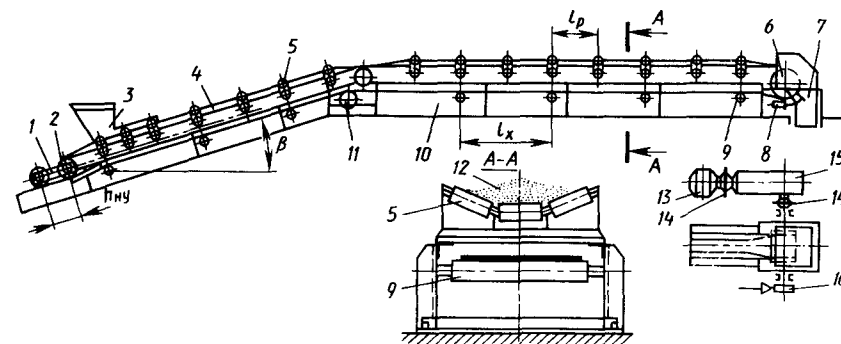


Рис. 88. Схема ленточного конвейера

ментом и рабочим органом, несущим груз 12 на верхней ветви; верхних рабочих роликовых опор — роликов 5 (прямых и желобчатых), поддерживающих ленту и придающих ей прямую или желобчатую форму; нижних роликов 9, поддерживающих нижнюю ветвь ленты; натяжного устройства 1 (грузового или винтового), обеспечивающего передачу требуемого окружного усилия и допустимый провес ленты между роликами; отклоняющего устройства 11 (в местах перегиба ленты на станине 10 ставят барабан или ролики); загрузочного 3 и разгрузочного 7 устройств (для промежуточной разгрузки по длине конвейера устанавливают плужковый сбрасыватель или сбрасывающую тележку); скребка (щетki) 8 для очистки поверхности ленты от прилипших к ней частиц перемещаемого груза; останова 16.

Плужковый сбрасыватель (рис. 89) устанавливают на пути движущейся ленты 1, которая имеет приводной барабан 5. Сбрасыватель 3 с тележкой 6 сдвигает груз 2 по спуску 4 с ленты 1.

Длина ленточных конвейеров зависит от прочности ленты. Обычно они имеют длину 25 ... 100 м при одном приводном барабане и текстильной ленте. Производительность ленточных конвейеров зависит от ширины ленты, скорости ее движения, транс-

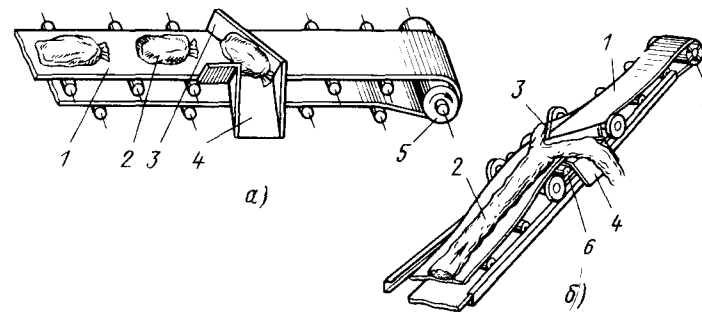


Рис. 89. Плужковые сбрасыватели:

а — односторонний; б — двусторонний передвижной

портируемого груза и колеблется в весьма широких пределах (от нескольких десятков до нескольких сотен, даже тысяч тонн в 1 ч). Производительность ленточных конвейеров с многобарабанным приводом длиной до 8 км достигает 30 000 т/ч. Серийно выпускаемые ленточные конвейеры имеют ширину ленты до 3 м при скорости движения 6 ... 8 м/с.

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ на складах, в цехах и на строительных площадках широко применяют передвижной ленточный конвейер общего назначения (ГОСТ 2103—78*). Серийно выпускаемые ленточные конвейеры общего назначения по ГОСТ 22644—77* (СТ СЭВ 1333—78) комплектуются заводами-изготовителями из отдельных узлов: барабанов (приводных, натяжных и отклоняющих), приводов, роликовых опор, натяжных устройств, очистных устройств для лент и барабанов (скребков или вращающихся щеток), загрузочных устройств и разгрузочных приспособлений (барабанных тележек, сбрасывателей). Станины, на которых крепят рамы приводов, а также натяжные устройства с поддерживающими роликами серийно не выпускают, их надо проектировать для каждого конвейера отдельно.

Основными параметрами серийных ленточных конвейеров являются ширина ленты, скорость ее движения и диаметр приводного барабана.

2.2.2. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

В ленточных конвейерах ленты являются тяговым элементом и используются для размещения на них транспортируемого груза. Поэтому достаточно надежными могут быть только такие ленты, рабочая поверхность которых не повреждается перемещаемым материалом. Основным типом конвейерной ленты является резинотканевая лента. Лента состоит из нескольких слоев прокладок 1 (рис. 90, а и б) хлопчатобумажной ткани, называемой бельтингом, соединенных слоями резины и покрытых

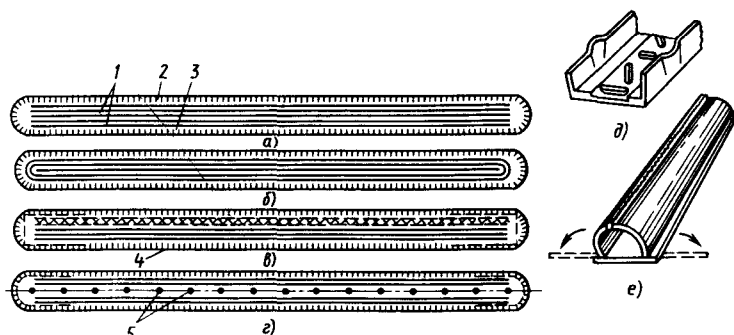


Рис. 90. Ленты для конвейеров

8. Ленты конвейера

Показатель	Основна н уток из комбинированных нитей (полиэфирных и хлопковых)			Основна н уток из полнанидных нитей						Основна из полиэфирных, а уток из полнанидных нитей		
	БКНЛ-68	БКНЛ-100	БКНЛ-160	ТА-100	ТА-160	ТА-200-2	ТА-300	ТА-400	ТА-200	ТА-300	ТА-400	МЛК-400/120
Прочность ткани по основе, Н/мм	1,1	1,2	1,3	—	1,3	1,4	1,9	2	1,4	1,9	2	2
Толщина прокладок, мм:												
с резиновой прослойкой из синтетических волокон	1,4	1,6	1,9	—	1,9	—	—	—	—	—	—	—
с резиновой прослойкой из комбинированных нитей	1,15	1,3	1,6	—	1,6	—	—	—	—	—	—	—
без резиновой прослойки	0,1 ... 2	0,1 ... 3	0,65 ... 3	0,1 ... 3	0,65 ... 3	0,8 ... 3	0,8 ... 3	1 ... 3	0,8 ... 3	0,8 ... 3	1 ... 3	1 ... 3
Ширина ленты, мм	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 8	3 ... 10	3 ... 8	4 ... 10	3 ... 10	3 ... 10
Число прокладок	1 ... 3	1 ... 4,5	2 ... 6,6	1 ... 4,5	2 ... 6,6	2 ... 6	2 ... 6,6	2 ... 6	2 ... 6	2 ... 6	2 ... 6	2 ... 6
Толщина прокладки, мм												

9. Ленты конвейера

Показатель	РТЛО-500	РТЛО-1000	РТЛ-1500
	Бестка		
Диаметр троса, мм	2,7	3,4	4,2
Шаг между тросами, мм	9	9	9
Прочность ленты на разрыв, Н/мм	500	1000	1500
Общая толщина ленты, мм	—	—	18
Ширина ленты, мм	800	1000	800 ... 1200
Толщина обкладки, мм	2 ... 3	2 ... 4	5,5
Рекомендуемый диаметр приводного барабана, м	До 0,6	До 0,6	0,8

сверху и снизу слоем резиновых обкладок 2 и 3, предохраняющих ленту от изнашивания, механических повреждений, влаги, от гниения и разрушения. Прокладки в ленте воспринимают продольную растягивающую нагрузку.

Встречаются также высокопрочные ленты (рис. 90, г) со стальными тросами 5, которые завулканизированы между прокладками. Ленты общего назначения применяют при температуре груза до 65 °С. Специальные (рис. 90, в) сорта ленты с обкладками 4 из теплостойкой резины позволяют перемещать грузы при температуре до 100 °С.

Ленточный конвейер может перемещать грузы как по горизонтальной, так и по наклонной плоскости при угле β подъема не более $2/3$ угла естественного откоса материала в движении, т. е. для строительных материалов не более 22° при прорезиненной ленте и 14° при стальной ленте.

Для перемещения материалов по резко наклонной плоскости используют транспортную ребристую ленту с бортами, выпускаемую Курским заводом РТИ по ТУ 38-105415—72 (рис. 90, д), а в вертикальной плоскости используют конвейеры со шланговой, при движении автоматически свертывающейся в трубку лентой (рис. 90, е).

Промышленность СССР выпускает плоские резиновые ленты шириной 0,1 ... 3 м с числом прокладок 3 ... 12. Коэффициент запаса прочности берется в зависимости от угла подъема конвейера: при горизонтальном конвейере $k_{p.н} = 9 ... 10$, а при наклонном $k_{p.н} = 11 ... 12$. Предел прочности резинотканевой ленты на разрыв (по прокладкам) зависит от ее конструкции. Так, лента с прокладками из бельтинга Б-820 имеет прочность $\sigma_{p.н} = 61$ Н/мм, для ленты уточно-шнуровой конструкции прокладок $\sigma_{p.н} > 61$ Н/мм.

В настоящее время промышленность выпускает резинотканевые ленты из лавсаново-хлопчатобумажной ткани БКНЛ-65 или БКНЛ-100, а также капроновые ТЛК-100 или ТЛК-200 и др.

РТЛ-1600	РТЛ-2500	РТЛ-3150	РТЛ-4000	РТЛ-5000	РТЛ-6000
без		с тканевыми прокладками			
6	7,5	8,25	10,6	10,6	11,5
9	14	14	17	17	18
1600	2500	3150	4000	5000	6000
18	20,5	22,5	23	25,5	26,5
900 ... 1200	1000 ... 1600	1000 ... 2000	1200 ... 2000	1200 ... 2000	1200 ... 2000
5,5	5,0	3,5 ... 5,0	4,0	4,5	4,5
0,8	1,0	1,25	1,6	До 2	До 2,5

Цифры в их обозначении характеризуют предел прочности (Н/мм) при разрыве прокладки ткани. Нормальный ряд значений ширины ленты регламентирован ГОСТ 22644—77* (СТ СЭВ 1333—78).

Характеристики резинотканевых лент общего назначения приведены в табл. 8 и 9.

Ширину B ленты (рис. 91) выбирают в зависимости от перемещаемого груза и необходимой производительности конвейера. Насыпной груз располагается на плоскости под углом φ естественного откоса. На ленте конвейера (рис. 91, а) насыпной груз при движении имеет $\varphi_1 = 0,35\varphi$. Для увеличения площади сечения перемещаемого груза иногда по бокам ленты устанавливают борта (рис. 91, б), но это увеличивает сопротивление передвижению груза. Чаще всего применяют желобчатую ленту (рис. 91, в), производительность которой почти в 2 раза выше производительности плоской ленты той же ширины.

Наименьшая ширина ленты для транспортирования штучных грузов на 100 мм больше ширины груза.

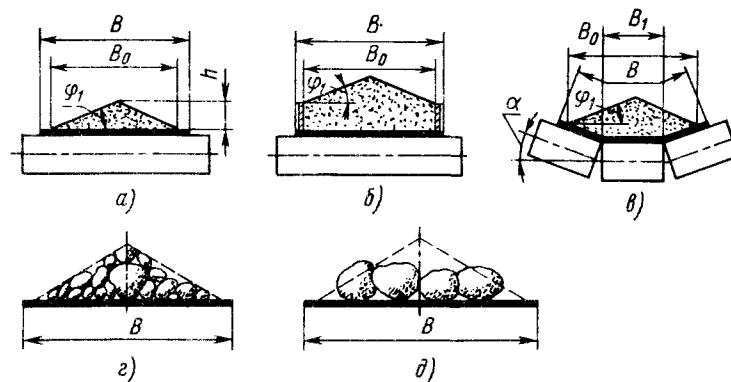


Рис. 91. Размещение груза на ленте:

а — плоской; б — плоской с неподвижными бортами; в — желобчатой; г и д — плоской с кусковым грузом

Число прокладок в ленте

$$z = F_{\max} k_p \pi / (B \sigma_p \pi), \quad (79)$$

где F_{\max} — максимальное натяжение ленты, Н; B — в мм.

В местах соединения концов лента имеет меньший предел прочности, чем по основному, неослабленному сечению, например сшивка резинотканевой ленты на 50 % уменьшает предел прочности. Лучшим соединением считается горячая вулканизация, которая обеспечивает предел прочности соединения около 80 % прочности резинотканевой ленты.

Ориентировочно линейная плотность (кг/м) ленты

$$\rho_L = 1,1B (\delta z + \delta_1 + \delta_2), \quad (80)$$

где B — ширина ленты, мм; δ — толщина одной текстильной прокладки, мм; $\delta = 1,25$; z — число прокладок; δ_1, δ_2 — толщина соответственно верхней и нижней обкладок, мм, $\delta_1 = 1,5 \dots 6$, $\delta_2 = 1 \dots 1,5$.

Для транспортирования абразивных материалов, нагретых до 120 ... 300 °С, или агрессивных грузов применяют стальные ленты. Наибольшее распространение получили ленты из углеродистой или коррозионно-стойкой стали шириной 500 ... 650 мм и толщиной $\delta = 1$ мм. Предел прочности стальных лент $\sigma_s = 1200$ МПа. Это позволяет применять их для конвейеров (с однобарабанным приводом) длиной 1000 м и выше. Существенным недостатком стальных лент является их малая гибкость, вследствие чего необходимо применять натяжные и приводные барабаны больших диаметров.

2.2.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

При равномерном движении груза непрерывным потоком производительность транспортной машины равна массе груза, проходящего через данное сечение в единицу времени:

$$Q = 3600Av\rho,$$

где A — площадь поперечного сечения слоя груза, м²; v — скорость ленты, м/с; ρ — плотность груза, т/м³.

Производительность также можно определять по следующей формуле:

$$Q = 3,6v\rho_T, \quad (81)$$

где ρ_T — средняя линейная плотность груза, кг/м, $\rho_T = Q/(3,6v)$.

Производительность конвейера при транспортировании штучных грузов

$$Q_{шт} = 3,6m/p, \quad (82)$$

где m — масса одного груза, кг; p — шаг размещения груза на ленте, м.

При перемещении штучных грузов на движущейся ленте (см. рис. 20, а), на настиле (см. рис. 20, б) или на подвесках (см. рис. 22, а) средняя линейная плотность груза $\rho_T = m/p$.

На ленточном конвейере с плоской лентой поперечное сечение насыпного груза имеет вид треугольника с основанием B_0 , высотой h и углами φ_1 при основании. Выражая стороны треугольника через ширину ленты B , а угол φ_1 через угол естественного откоса φ , получим

$$A = 0,5 \cdot 0,8B0,4Bk_B \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,16B^2k_B \operatorname{tg} (0,35\varphi),$$

где k_B — коэффициент, учитывающий дополнительное рассыпание груза на наклонной ленте конвейера (см. рис. 88); при угле наклона конвейера к горизонту $\beta < 20^\circ$ $k_B = 1$, при $\beta \geq 20^\circ$ $k_B = 0,85$.

Подставив значение A в формулу производительности, получим ширину (м) плоской ленты

$$B_{\Pi} = \sqrt{Q/[576k_B\rho v \operatorname{tg} (0,35\varphi)]} \quad (83)$$

и желобчатой ленты (см. рис. 91, в)

$$B_{ж} = \sqrt{Q/[160v\rho [3,6k_B \operatorname{tg} (0,35\varphi) + 1]]}. \quad (84)$$

При $\beta \leq 45^\circ$ и $k_B = 1$ ширину ленты можно определить приближенно по формулам:

$$B_{\Pi} \approx 0,075 \sqrt{Q/(\rho v)}, \quad B_{ж} \approx 0,05 \sqrt{Q/(\rho v)}.$$

Из приведенных формул следует, что во всех случаях при увеличении скорости повышается производительность машины, а при заданной производительности уменьшается линейная нагрузка на несущий элемент конвейера. Следовательно, скорость является основным параметром транспортирующей машины. Однако увеличение скорости не должно идти в ущерб надежности работы машины и сохранности груза. Скорость ленты принимается из ряда рекомендуемых значений по опытным данным.

2.2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИБЛИЖЕННОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА

В ленточном конвейере мощность расходуется: на горизонтальное перемещение груза; на подъем груза вверх, если конвейер наклонный; на преодоление инерции покоя; на преодоление трения в подшипниках роликовых опор, приводного, натяжного и отклоняющего барабанов; на перегиб ленты на барабанах и роликовых опорах; на преодоление сопротивления в загрузочных, разгрузочных и очистных устройствах.

Различные типы конвейеров имеют разные, иногда значительно отличающиеся один от другого коэффициенты сопротивлений (из-за различий конструкции и применяемых материалов в конвейере).

10. Коэффициент трения ленты

Поверхность приводного барабана	Состояние поверхности ленты и барабана	Атмосферные условия	f
Сталь или чугун без футеровки	Чистые	Сухие	0,40
	Пыльные	»	0,30
	Загрязненные (песок)	Влажные	0,20
	Загрязненные (глина)	»	0,10
Футеровка прорезиненной лентой	Чистые	Сухие	0,45
	Пыльные	»	0,35
	Загрязненные (песок)	Влажные	0,25
	Загрязненные (глина)	»	0,10

Для предварительного расчета мощность (кВт) привода ленточного конвейера

$$N_{\Pi} = (0,00015QL_v + k_1L_vv \pm 0,0027QH)k_2, \quad (85)$$

где «плюс» — при движении ленты на подъем; «минус» — при движении на спуск; L_v — длина горизонтальной проекции конвейера, м; v — скорость движения ленты, м/с; H — высота подъема груза, м; k_1 и k_2 — коэффициенты, характеризующие соответственно ширину и длину ленты.

Ширина ленты, мм	400	500	600	800	1000	1200	1400
k_1	0,012	0,015	0,020	0,024	0,030	0,035	0,040
Длина конвейера, м	До 15	15 ... 30	30 ... 45	Св. 45			
k_2	1,25	1,12	1,05	1,0			

Тяговое усилие (кН) на приводном барабане

$$F_{\Pi} = N_{\Pi}/v. \quad (86)$$

По формуле Эйлера, выведенной для расчета гибкого элемента, можно найти максимальное натяжение в ленте

$$F_{\max} = F_{\Pi}e^{f\alpha}/(e^{f\alpha} - 1), \quad (87)$$

где f — коэффициент трения между лентой и барабаном, при трении без смазочного материала резиноканевой ленты о стальной барабан $f = 0,35$; α — угол обхвата барабана лентой, рад.

От угла обхвата барабана лентой зависит напряжение сжатия (МПа)

$$\sigma_{\text{см}} = 360F_{\Pi}/(f\pi D_6\alpha) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где α — в градусах; D_6 и B — в мм; F_{Π} — в МН.

Допускаемое напряжение сжатия прорезиненной ленты $[\sigma_{\text{см}}] = 0,4$ МПа.

При скорости ленты $v \geq 3$ м/с и $\sigma_{\text{см}} = 0,1 \dots 0,2$ МПа коэффициент трения выбирают в следующих пределах (табл. 10).

По максимальному натяжению можно определить необходимое число прокладок ленты [см. формулу (79)].

Точное определение мощности приводного барабана ленточного конвейера производят по тяговому усилию, вычисленному методом обхода контура конвейера по точкам.

2.2.5. БАРАБАНЫ

На концевых участках ленточного конвейера (см. рис. 88) устанавливают приводной и натяжной барабаны. Если в конвейерах имеются повороты, то устанавливают отклоняющие барабаны. Барабаны обычно делают литыми из чугуна или сварными из стали Ст3 (рис. 92). Приводные барабаны для центрирования ленты имеют небольшую стрелу f_b выпуклости, которая составляет 0,005 длины B_1 барабана, или в среднем 1,5 ... 2 мм. При длинных конвейерах и большой производительности конвейера для лучшего сцепления ленты с поверхностью барабана в устройстве ее буксирования приводной барабан футеруют резиной или деревом.

Лента на приводном барабане деформируется и в ней возникает напряжение от растяжения и изгиба. При эксплуатации возникают усталостные разрушения. Для предотвращения усталостных разрушений лента должна быть определенной толщины, а толщина ее зависит от числа z прокладок.

При использовании прорезиненной ленты из бельтинга Б-820 диаметр приводного барабана $D_6 = (125 \dots 150) z$, для ленты из синтетической ткани $D_6 = (160 \dots 180) z$, при стальной ленте $D_6 = (800 \dots 1200) \delta$, где δ — толщина стальной ленты, мм. Для лент с тросовой основой диаметр барабана $D_6 \approx 500d_T$, где d_T — диаметр троса в ленте.

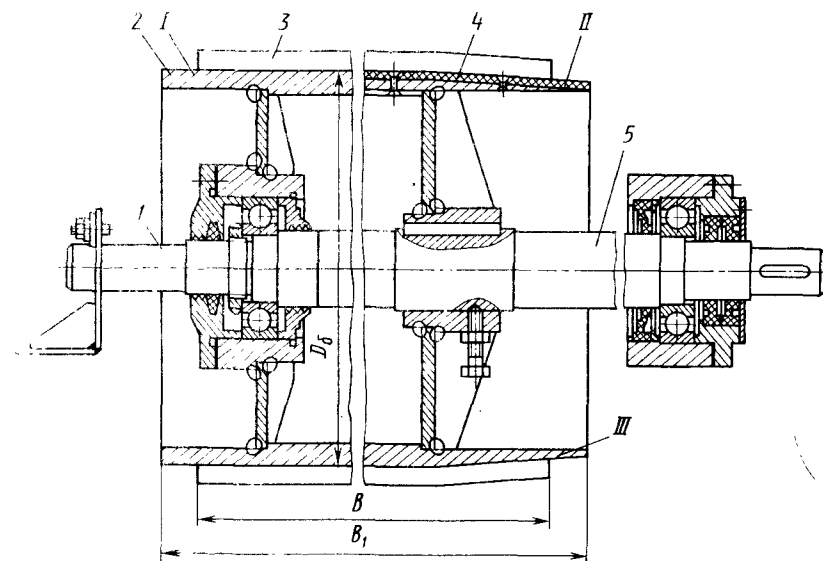


Рис. 92. Схема установки барабана на оси и валу:

I — непериводного; II — приводного футерованного; III — приводного нефутерованного; 1 — ось; 2 — барабан; 3 — лента; 4 — футеровка барабана; 5 — вал

Диаметр натяжного барабана $D_{\text{н}} = 2D_6/3$, отклоняющего $D_0 = 0,5D_6$.

Полученное значение диаметра барабана округляют до ближайшего стандартного размера барабана по ГОСТ 22644 — 77* (СТ СЭВ 1333—78): 160, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 и 2500 мм. Длину барабана B_1 берут на 100 мм больше ширины ленты.

2.2.6. ПРИВОДНЫЕ УСТРОЙСТВА

Привод ленточного конвейера (рис. 93, а) состоит из приводного барабана 1 и механизмов, передающих движение от электродвигателя 4 к барабану. Лента приводится в движение в результате трения между лентой и барабаном. Для увеличения угла обхвата барабана лентой устанавливают специальный отклоняющий барабан 2. Привод монтируют на раме 5. Передача вращения от электродвигателя к валу барабана осуществляется через редуктор 3. Благодаря редуктору уменьшаются размеры и увеличивается срок службы привода. Соединение валов двигателя и барабана с валами редуктора осуществляется с помощью стандартных муфт.

При необходимости создания компактного приводного устройства двигатель и передачу размещают внутри приводного барабана. Электродвигатель 5 (рис. 93, б) размещают в неподвижном цилиндрическом корпусе 4, в котором смонтирован также редуктор 3, передающий вращение барабану 2. Корпус 4 закрепляют на раме конвейера с помощью цапфы 1. Электродвигатель снабжен вентилятором для наружного обдува. Преимущество такой схемы — компактность привода и малая масса, недостаток — сложность конструкций.

По рассчитанной мощности привода по каталогу выбирают двигатель с точностью $\pm 5\%$ расчетной мощности. При частоте n

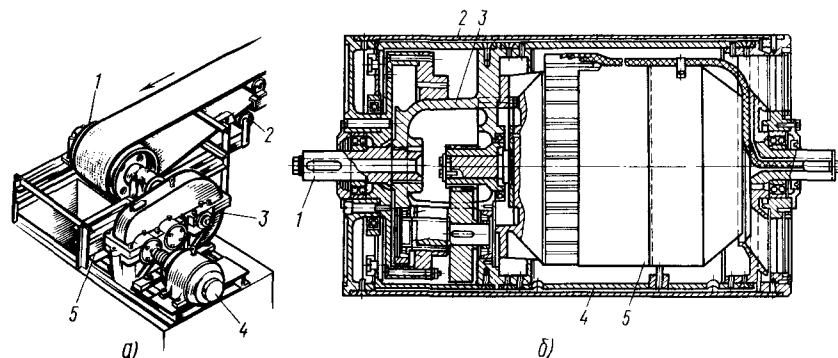


Рис. 93. Приводные устройства ленточного конвейера

вращения двигателя и барабана $n_6 = 60v/(\pi D_6)$ определяют передаточное отношение привода

$$u = n/n_6. \quad (88)$$

По мощности привода и передаточному отношению по каталогу с точностью $\pm 5\%$ расчетного передаточного отношения подбирают редуктор или рассчитывают передачу на прочность. Редуктор лучше выбирать зубчатый закрытого исполнения, так как КПД у него выше.

На длинных и тяжелогрузных конвейерах значительно возрастают линейные и местные сопротивления, и для преодоления их необходимо очень большое максимальное натяжение тягового элемента (ленты или цепи). Вследствие этого тяговые элементы, опорные устройства и привод получаются слишком тяжелыми. В связи с этим применение длинных и тяжелогрузных конвейеров с однобарабанным приводным устройством становится неэкономичным, а в ряде случаев даже и невозможным. Разделять длинный конвейер на несколько отдельных, последовательно расположенных конвейеров нецелесообразно, так как это разрывает непрерывную подачу грузов и создает дополнительные перегрузки груза с одного конвейера на другой, что нерентабельно и в ряде случаев недопустимо.

Наиболее рациональным и экономичным решением в этом случае является применение на длинном и тяжелогрузном конвейере многодвигательного привода, т. е. установка на трассе конвейера нескольких приводных барабанов, работающих согласованно один с другим на один гибкий элемент конвейера. При многодвигательном приводе вся трасса конвейера распределяется на отдельные участки по числу устанавливаемых приводных устройств с отдельными электродвигателями, и каждый электродвигатель воспринимает нагрузку в основном только от своего участка конвейера, т. е. отрезка трассы от предыдущего привода до рассматриваемого. Многодвигательный (многобарабанный) привод позволяет делать конвейеры почти неограниченной длины (десятки километров), поскольку число приводных устройств всегда можно выбрать таким, чтобы натяжение тягового элемента на отдельном приводном устройстве не превышало допустимой величины. Таким образом, применение многодвигательного привода уменьшает максимальное натяжение тягового элемента до допустимых пределов типового (стандартного) оборудования, снижает расход электроэнергии, а также массу ходовых частей и опорных конструкций конвейера.

Существует несколько различных систем многодвигательного привода. Если ранее распространение получил многодвигательный привод у цепных подвесных, пластинчатых и ковшовых конвейеров, то теперь он стал распространяться и на ленточные конвейеры. Примером тому могут служить разработки открытым спо-

собою руд Курской магнитной аномалии с километровыми трасами ленточных конвейеров.

Для увеличения угла обхвата лентой приводного барабана ставят дополнительные барабаны, а для увеличения тяговой способности — специальные прижимные ленты и вакуумные барабаны, присасывающие ленту к барабану, что повышает ее сцепление с барабаном.

2.2.7. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для обеспечения сцепления ленты с приводным барабаном и устранения провисания ее между роликами в конвейерах устанавливают натяжное устройство. Обычно натяжное устройство размещают на участках ленты с наименьшим натяжением, например, для исключения лишних перегибов ленты на конце конвейера (см. рис. 88).

Натяжные устройства (рис. 94) бывают механические и грузовые автоматического действия. В винтовом натяжном устройстве для натяжения ленты 3 (рис. 94, а) барабан 4 с осью 5 и ползуном 7 передвигают с помощью винта 2, гайка 1 закреплена на неподвижном упоре. При вращении винта 2 ползун 7 перемещается по направляющим 6. При параллельных ветвях ленты у натяжного барабана усилие натяжного винтового или винтового с пружиной устройства (рис. 94, б)

$$F_{н.в} = F'_н + F'_с + F_{полз} \quad (89)$$

где $F'_н$ и $F'_с$ — сила натяжения набегающей и сбегающей ветвей ленты конвейера у натяжного барабана; $F_{полз}$ — сопротивление при передвижении в ползунах натяжного барабана, $F_{полз} = F_{бар} f \approx 100 \dots 250$ Н.

Винт натяжного устройства (рис. 94, а) работает на растяжение; он выступает за размеры конвейера. Этот недостаток отсутствует у винтового натяжного устройства (рис. 95, а). Барабан 1 с осью и подшипниками 2 передвигается в направляющих с помощью винтов 3. При вытягивании ленты винты периодически приходится поворачивать с помощью ключа, что является недостатком.

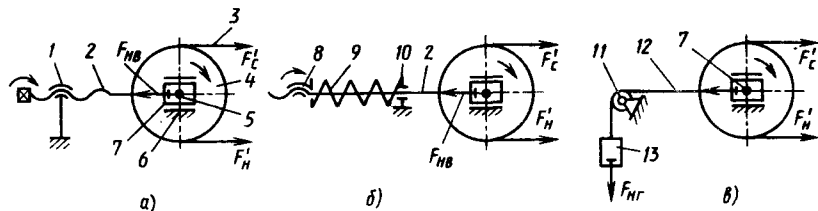


Рис. 94. Схемы натяжных устройств ленточного конвейера: а — винтовое; б — винтовое с пружиной; в — грузовое

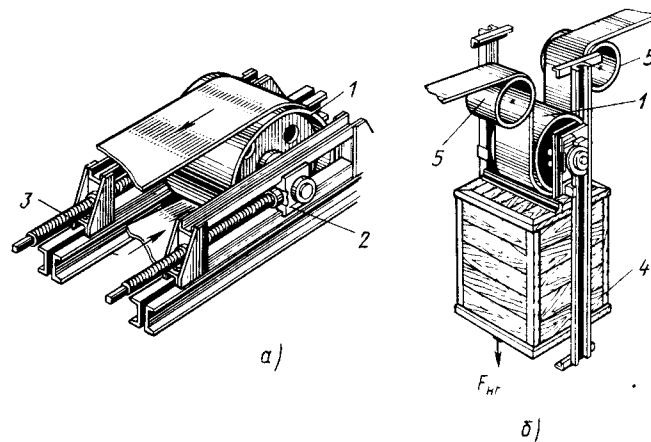


Рис. 95. Натяжные устройства: а — винтовое; б — грузовое

Винтовое натяжное устройство с пружиной до некоторой степени компенсирует вытягивание ленты. Винт 2 (рис. 94, б) свободно проходит через неподвижный упор 10. Пружина 9 находится между упором 10 и гайкой 8. При заворачивании гайки 8 создается натяжение ленты. Благодаря простоте эти устройства применяют в передвижных и коротких конвейерах (до 50 м).

Грузовое натяжное устройство (рис. 94, в) автоматически компенсирует вытяжку ленты и создает равномерное ее натяжение. Тяговый канат 12 крепят к ползуну 7 и перекидывают через неподвижный блок 11. Груз 13 создает усилие для передвижения натяжного барабана:

$$F_{н.г} = 1,1 (F'_н + F'_с + F_{полз}). \quad (90)$$

Грузовое натяжное устройство может находиться и под конвейером (рис. 95, б). Устройство, состоящее из груза 4, трех барабанов (одного натяжного 1 и двух отклоняющих 5), устанавливают на нижней ветви ленты конвейера. Недостаток натяжного устройства этого типа — большие размеры, поэтому их применяют только на стационарных конвейерах. Длину хода барабана натяжного устройства принимают равной 1 % длины горизонтального конвейера и 1,5 % длины наклонного.

2.2.8. РОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ, ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для уменьшения провисания ленты между барабанами вдоль конвейера устанавливают роликовые опоры или настилы. Изготовление настилов из дерева или листовой стали проще и дешевле роликовых опор, но движение ленты по настилам при-

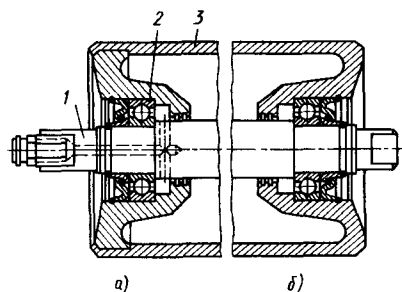


Рис. 96. Роликоопоры с подшипником качения:

а — из трубы; б — литая

них роликов 20°). Плоские применяют для транспортирования насыпных грузов при небольшой производительности конвейера, а также для перемещения штучных грузов. Плоские ролики ставят на нижней (холостой) ветви ленты. Желобчатые ролики (см. рис. 91, в), придавая ленте вогнутую форму, предохраняют груз от высыпания и повышают производительность конвейера.

Ролики, установленные на подшипниках качения 2 (рис. 96), вращаются на неподвижных осях 1, которые закреплены в неподвижных кронштейнах. Корпус 3 ролика изготавливают из трубы диаметром 89 ... 245 мм. Длина роликовой опоры на 100 ... 200 мм больше ширины ленты.

Основные параметры роликов для ленточных конвейеров регламентированы ГОСТ 22646—77* (СТ СЭВ 1334—78).

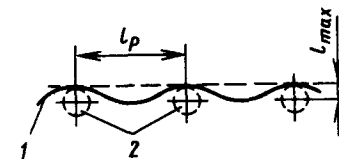
Диаметр ролика зависит от типа и назначения роликоопор, свойства перемещаемого груза, ширины и скорости движения ленты (табл. 11).

При выборе диаметра ролика необходимо, чтобы трение ленты о роликоопору было больше трения в подшипниках и уплотне-

водит к большому износу ленты и увеличению расхода энергии. Поэтому настилы применяют при малых скоростях и только для коротких конвейеров (до 20 м) с нагрузкой до 50 кг на 1 м² ленты.

Верхние (рабочие) ролики поддерживают грузеную ветвь (см. рис. 88) ленты, а нижние (холостые) — нижнюю ветвь ленты. Различают ролики плоские и желобчатые (обычно три ролика с углом наклона край-

Рис. 97. Схема к определению прогиба ленты между роликоопорами



них и чтобы под действием центробежной силы, вращающей ролики, груз не отрывался от ленты при огибании роликоопоры.

Коэффициент сопротивления $k_{\omega} = (fd + 2k)/D$ роликоопоры может быть теоретически рассчитан, и тогда можно получить сопротивление движению ленты по роликоопорам. Но это осложняется условиями эксплуатации конвейеров, поэтому и используют опытные данные. Так, по данным ВНИИПТМАШа, коэффициент k_{ω} сопротивления роликоопор на подшипниках качения с лабиринтным уплотнением при работе конвейера в отапливаемом помещении (с положительной температурой) рекомендуют применять в следующих пределах:

Условия работы конвейера	Хорошие	Средние	Тяжелые
Коэффициент k_{ω} сопротивления роликоопор:			
прямых	0,018	0,022	0,035
желобчатых	0,020	0,025	0,040

При отрицательной температуре значения коэффициента сопротивления роликоопор возрастают, особенно во время пуска конвейера.

Расстояние (шаг) между рабочими роликоопорами

$$l_p = A - 0,625B, \quad (91)$$

где A — коэффициент, при плотности груза менее 1 т/м³ $A = 1750$ мм, при плотности более 1,5 т/м³ $A = 1550$ мм.

Шаг роликов холостой ветви ленты конвейера

$$l_x = 2l_p. \quad (92)$$

В местах загрузки ленты расстояние между рабочими роликами уменьшают до 500 мм. При штучных грузах расстояние между роликами должно быть таким, чтобы груз опирался не менее чем на два ролика.

На рабочей ветви ленты 1 (рис. 97) в месте минимального натяжения между роликами 2 стрела провисания

$$l_{\max} = (\rho_r + \rho_d) l_p^2 / (8F_{\min}) \leq [l_{\max}], \quad (93)$$

где

$$\rho_r = Q / (3,6v); \quad (94)$$

Q — производительность конвейера; F_{\min} — минимальное натяжение грузенной ветви ленты, определяемое методом обхода контура по точкам; $[l_{\max}]$ — допускаемое провисание ленты:

$$[l_{\max}] \leq (0,025 \dots 0,03) l_p. \quad (95)$$

11. Роликоопоры

Диаметр ролика, мм	Ширина ленты, мм	Плотность груза, т/м ³ , не более	Максимальная скорость, м/с
89	400, 500, 650, 800	1,6	2,0
108	400, 500, 650, 800, 1000, 1200	1,6	1,6
133	800, 1000, 12 000	2,0	2,5
159	800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000	1,6	2,5
194, 219	800, 1000, 1400	2,0	2,5
245	1600, 2000	3,5	4,0
		3,5	3,2
		3,5	4,0
		3,5	4,0

Для рабочей ветви ленты конвейера условная линейная плотность желобчатых роликов

$$\rho_{p. ж} = m_{ж}/l_p, \quad (96)$$

где $m_{ж}$ — масса роликов при желобчатой ленте, $m_{ж} = 10B_{ж} + 7$. При плоской ленте $m_{п} = 10B_{п} + 3$.

На рабочей и холостой ветви ленты с плоскими роликами

$$\rho_{p. п} = m_{п}/l_p; \quad \rho_{x. п} = m_{п}/l_x. \quad (97)$$

Насыпные грузы подают на конвейер через загрузочный лоток 3 (см. рис. 88), устраняющий рассыпание груза при загрузке. Мощность (кВт), расходуемая на преодоление сопротивлений от загрузочного лотка,

$$N_{л} = (0,05 \dots 0,1) v L_{л}, \quad (98)$$

где $L_{л}$ — длина загрузочного лотка, м.

Насыпной груз разгружается через приводной барабан в приемную воронку 7. При наличии плужкового сбрасывателя (см. рис. 89, а) расходуемая мощность

$$N_{пл} = 0,0075QB, \quad (99)$$

где B — ширина ленты.

При разгрузке с помощью самоходной тележки

$$N_{с. т} = 1,2QH_T/367, \quad (100)$$

где H_T — высота подъема груза на тележке; 367 — переводной коэффициент.

Для обеспечения надежной работы конвейеров необходимы автоматические очистные устройства — вращающиеся барабанные щетки или скребки для очистки тяговых органов от частиц налипшего на них груза.

2.2.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА МЕТОДОМ ОБХОДА КОНТУРА ПО ТОЧКАМ

В ленточных конвейерах сопротивление передвижению ленты рассчитывают так же, как и сопротивление передвижению механизма передвижения тележки в разделе грузоподъемных машин. На груженой ветви горизонтального участка конвейера нагрузку рассчитывают по линейной плотности и длине конвейера:

$$F_{раб} = (\rho_r + \rho_{п} + \rho_{p. ж}) L_T k_{ож} g;$$

на нерабочей (холостой) ветви аналогично:

$$F_{хол} = (\rho_{п} + \rho_{p. п}) L_T k_{оп} g.$$

При движении ленты на перегибах по батарее роликов или барабану сопротивление передвижению определяют по натяжению ленты.

Такой расчет делается во всех характерных точках ленточного конвейера, и сопротивления передвижению ленты суммируются методом обхода по всему контуру ленты конвейера.

Сущность нахождения усилия натяжения методом обхода контура по точкам заключается в следующем: натяжение F_i тягового элемента в каждой последующей по его ходу точке контура равно сумме натяжения в предыдущей точке F_{i-1} и сопротивления на участке между этими точками $F_{(i-1) \dots i}$:

$$F_i = F_{i-1} + F_{(i-1) \dots i}. \quad (101)$$

При использовании этого метода замкнутый контур, образованный тяговым элементом, разбивают на участки так, чтобы на каждом из них характер сопротивления был неизменным. Затем точку сбегающего тягового элемента с приводного барабана принимают за начало и обходят последовательно весь контур по ходу движения тягового элемента, подсчитывая сопротивления на отдельных участках и натяжение в тяговом элементе.

Пусть в точке 1 натяжение тягового элемента, сбегающего с приводного барабана, равно F_1 (рис. 98). Натяжения в следующих по направлению движения ленты точках определяют из выражений:

$$\left. \begin{aligned} \text{в точке 2 } F_2 &= F_1 + F_{1 \dots 2} = F_1 + B_1; \\ \text{в точке 3 } F_3 &= F_2 + F_{2 \dots 3} = (1 + k_{б. п}) (F_1 + B_1); \\ \text{в точке 4 } F_4 &= F_3 + F_{3 \dots 4} = (1 + k_{б. п}) (F_1 + B_1) + B_2, \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

где $F_{1 \dots 2}$, $F_{2 \dots 3}$ и $F_{3 \dots 4}$ — сопротивления на участках 1 ... 2, 2 ... 3 и 3 ... 4.

При расположении привода на головном конце конвейера (см. рис. 98) $F_1 = F_c$ и $F_4 = F_n$. Натяжения тягового элемента должны удовлетворять уравнению Эйлера:

$$F_n = F_c e^{f\alpha}. \quad (103)$$

Сопротивление между точками 1 и 2 складывается из сопротивлений движению порожней ветви конвейера:

$$F_{1 \dots 2} = (\rho_{п} + \rho_{x. п}) L_T k_{оп} - \rho_{п} H, \quad (104)$$

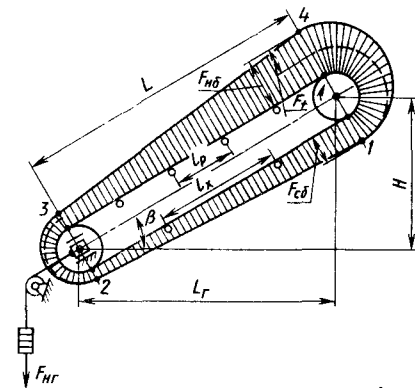


Рис. 98. Схема к расчету ленточного конвейера

где L_r — горизонтальная составляющая пути перемещения груза, $L_r = L \cos \beta$; $k_{\omega\pi}$ — коэффициент, характеризующий сопротивление [см. формулу (56)] движению ленты по прямым роликам и при опорах на шарикоподшипниках и средних условиях работы $k_{\omega\pi} = 0,022$ (см. табл. 7); H — высота подъема перемещаемого груза, $H = L_r \operatorname{tg} \beta$.

Сопротивление между точками 2 и 3 складывается из сопротивлений движению на натяжном барабане:

$$F_{2...3} = k_{б.н} F_2, \quad (105)$$

где $k_{б.н}$ — коэффициент, характеризующий сопротивление на натяжном барабане, при угле обхвата барабана лентой 180° $k_{б.н} = 0,05 \dots 0,07$.

Сопротивление между точками 3 и 4 складывается из сопротивлений движению грузовой ветви:

$$F_{3...4} = (\rho_r + \rho_l + \rho_{p.ж}) L_r k_{\omegaж} + (\rho_r + \rho_l) H, \quad (106)$$

где $k_{\omegaж}$ — коэффициент, характеризующий сопротивление движению ленты по желобчатым роликам и при опорах на шарикоподшипниках и средние условия работы, $k_{\omegaж} = 0,025$.

Подставляя значения $F_{1...2}$, $F_{2...3}$, $F_{3...4}$ в приведенные выражения, определим F_4 через неизвестное натяжение F_1 :

$$F_4 = (1 + k_{б.н}) (F_1 + B_1) + B_2, \quad (107)$$

где B_1 и B_2 — подсчитанные сопротивления [см. формулы (102)].

Решая это уравнение вместе с уравнением $F_4 = F_1 e^{f\alpha}$, полученным из выражения (103), определяем неизвестное F_1 , а затем F_2 , F_3 и F_4 .

Уточненное значение тягового усилия определяют по выражению

$$F_{т.у} = F_4 - F_1 + F_{4...1}, \quad (108)$$

где $F_{4...1}$ — сопротивление на приводном барабане,

$$F_{4...1} = k_{б.п} (F_4 + F_1); \quad (109)$$

$k_{б.п}$ — коэффициент сопротивления на приводном барабане с подшипниками качения, $k_{б.п} = 0,03 \dots 0,05$.

Уточненная мощность двигателя

$$N_y = F_{т.у} v / \eta, \quad (110)$$

где η — КПД передачи механизма привода для предварительного расчета, $\eta \approx 0,8$.

По уточненным данным по каталогу подбирают для привода конвейера (с точностью $\pm 5\%$ расчетной мощности) двигатель, например асинхронный электродвигатель серии АС с номинальной мощностью $N_{ном}$ и частотой n_d вращения.

Для нормальной работы привода (для предотвращения проскальзывания ленты по барабану) необходимо ленту прижать к барабану с расчетным усилием. Для этого используют натяжные устройства.

При параллельных ветвях ленты усилие натяжного устройства определяют по формуле (90): $F_{н.г} = 1,1 (F_2 + F_3 + F_{пола})$.

Натяжение во всех точках ленточного конвейера схематически показано на рис. 98.

Внезапная остановка загруженного наклонного ленточного конвейера может вызвать самопроизвольное обратное движение ленты с грузом вниз, если продольная составляющая силы тяжести груза $F_r = \rho_r H g$, лежащего на ленте, окажется больше сопротивлений движению ленты. Для предупреждения самопроизвольного обратного движения ленты с грузом на главном или вспомогательном валу привода конвейера с большой высотой подъема устанавливают специальное стопорное устройство (храповой, роликовый или ленточный останов). Ленточные остановки применяют при длине конвейера не более 50 м. На длинных наклонных конвейерах, а также при большой производительности ставят храповые остановки и электромагнитные тормоза.

На машинах непрерывного транспорта — на наклонных конвейерах устанавливают устройства безопасности (тормоза и остановки) для предотвращения самопроизвольного движения ленты с грузом вниз и при возможном нарушении кинематической связи в приводах. Кроме того, применяют устройства на случай обрыва тягового элемента и т. п.

Контрольные вопросы

1. Из чего состоит ленточный конвейер?
2. Как определять производительность ленточного конвейера?
3. Как определять ширину ленты конвейера?
4. Как определить сопротивление передвиганию ленты и тягового усилия привода ленточного конвейера методом обхода контура по точкам?

2.3. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

В цепных конвейерах в качестве тягового органа применяют различные цепи. В приводном устройстве звездочка передает тяговое усилие цепи в результате зацепления. Для транспортирования груза на цепи устанавливают дополнительные устройства: пластины, скребки, ковши и др., от которых получили свои названия конвейеры — пластинчатые, скребковые, ковшовые и др.

2.3.1. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В цепных конвейерах тяговым элементом является цепь. Наиболее распространены пластинчатые втулочно-роликовые и втулочно-катковые цепи (рис. 99) с шагом 80 ... 800 мм. В отличие от приводных и грузовых цепей, у которых каждому

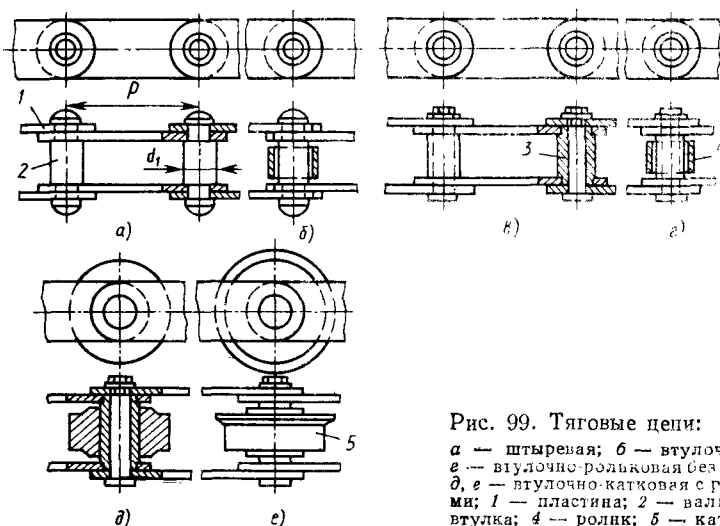


Рис. 99. Тяговые цепи:
а — штыревая; б — втулочная; в, д, е — втулочно-роликовая с ребордами; 1 — пластина; 2 — валик; 3 — втулка; 4 — ролик; 5 — каток

размеру шарнира соответствует определенный шаг, в тяговых цепях [ГОСТ 588—81* (СТ СЭВ 1011—78)] размеры шарнира не зависят от шага цепи (табл. 12).

Тяговые цепи рассчитывают аналогично грузовым, однако в инженерной практике обычно расчеты на прочность не проводят, а подбирают цепи по разрушающей нагрузке при определенном запасе прочности, который для обеспечения долговечности цепи принимают равным 7 ... 10 в зависимости от размеров цепи и условий эксплуатации. Обычно скорость цепных конвейеров не превышает 1 м/с.

В транспортирующих машинах применяют также разборные тяговые цепи из штамповых звеньев и валиков с удлиненными головками. Разборная цепь (рис. 100) состоит из парных секций, каждую из которых собирают из двух наружных звеньев 2, валика 3 и внутреннего звена 1. Вследствие односторонней опорной поверхности внутренних звеньев и наличия зазоров между внутренними и наружными звеньями разборные цепи допускают бо-

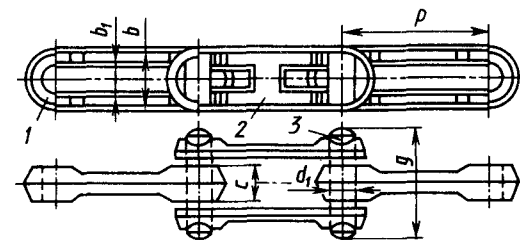


Рис. 100. Разборная цепь

вой поворот звеньев на угол до 7°. Возможность поворачиваться в двух направлениях позволяет применять их в конвейерах с пространственной трассой (подвесных).

По сравнению с конвейерной лентой тяговая цепь позволяет удобно и надежно крепить грузонесущие и ходовые элементы конвейера, обеспечивает надежную передачу тягового усилия зацеплением цепи со звездочкой и мало вытягивается под нагрузкой. Недостатком цепного тягового элемента является большое число шарниров, нуждающихся в регулярном наблюдении и периодическом смазывании, а также интенсивное изнашивание цепи при высоких скоростях вследствие динамических нагрузок.

2.3.2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Для транспортирования тяжелых тарно-штучных грузов, а также агрессивных или нагретых грузов применяют пластинчатые конвейеры (ГОСТ 22281—76 *). Груз транспортируется рабочими органами, скрепленными с тяговым элементом (цепями).

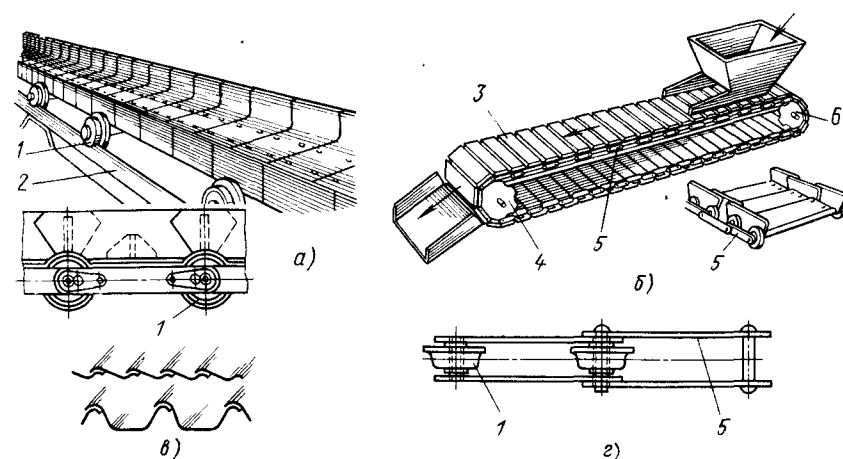


Рис. 101. Схемы пластинчатых конвейеров:
а — с лотковым настилом; б — с плоским настилом; в — с волнистым настилом; 1 — элементы тяговой цепи

К цепным относятся наклонные конвейеры метрополитена (эскалаторы).

При сходстве общих схем пластинчатый и ленточный конвейеры конструктивно различаются. Пластинчатый конвейер (рис. 101) представляет собой бесконечно движущееся полотно, состоящее из двух параллельных тяговых цепей 5 (применяют также конвейеры с одной цепью), к которым прикреплены поперечные пластины 3 для тарно-штучных грузов или лотки 2, несущие сыпучий груз и образующие непрерывный настил. Цепи огибают приводную 4 и натяжные 6 звездочки. Опорой для пластин и цепей служат ходовые ролики 1, катящиеся при движении конвейера по направляющим станины. На рис. 101, а обе цепи опираются на стационарные ролики, которые не показаны. Вращение от электродвигателя на приводной вал передается обычно через редуктор, а также дополнительную цепную или клиноременную передачу. Обычно натяжное устройство винтового типа, ход $h_{н.ц} = 2p$, где p — шаг цепи. В отличие от ленточных конвейеров, в которых натяжное устройство обеспечивает передачу тягового усилия трением, в пластинчатых конвейерах тяговое усилие передается зацеплением, и предварительное натяжение берут минимальным (0,5 ... 3 кН) для ликвидации прогиба тягового элемента. Пластинчатые конвейеры изготовляют с плоским (рис. 101, б), волнистым или коробчатым настилом (рис. 101, в). Для ориентировочных расчетов распределенную массу настила (кг/м) определяют по формуле

$$\rho_n = 60B + k, \quad (111)$$

где B — ширина настила, м; k — коэффициент, характеризующий ширину B и тип настила, например при $B = 0,5$ м и легком типе настила $k = 40$, при среднем $k = 60$, при тяжелом $k = 80$.

Настил крепят с помощью уголков к пластинам цепи. Ширина настила зависит от размера кусков перемещаемого груза и производительности конвейера. При насыпном грузе и настиле без бортов ориентировочно ширина настила (м)

$$B = \sqrt{Q/(400vp)} + 0,1, \quad (112)$$

где Q — производительность конвейера, т/ч; ρ — плотность груза, т/м³; v — скорость движения, м/с.

Для штучных грузов ширину настила берут на 100 мм больше максимального размера груза.

Пластинчатые конвейеры в большинстве случаев тихоходные (0,1 ... 0,6 м/с). При плоском настиле угол подъема пластинчатого конвейера не превышает 18°. При коробчатом настиле с поперечными планками или волнистом настиле угол подъема конвейера увеличивают до 30 ... 45°.

Площадь сечения груза (материала) на настиле и производительность конвейера определяют так же, как и для ленточного

конвейера. Необходимую мощность (кВт) на валу приводных звездочек пластинчатых конвейеров средней длины и простой конфигурации без учета потерь в плужковых сбрасывателях можно ориентировочно определить по формуле

$$N_n = 0,0024\rho_n v L_T + 0,003Q (0,1L_T \pm H), \quad (113)$$

где ρ_n — распределенная масса настила, кг/м; L_T — горизонтальная проекция полной длины конвейера, м; H — высота подъема или спуска груза, м; Q — производительность конвейера, т/ч; знак «плюс» ставят при подъеме груза; знак «минус» — при спуске.

Расчет предварительной мощности привода необходим для выбора цепи конвейера. Так как в цепных конвейерах передача тягового усилия от привода осуществляется зацеплением со звездочкой и соотношения формулы Эйлера не применимы, то при расчете конвейера методом обхода контура по точкам выбирают минимальное натяжение: для пластинчатых конвейеров $F_{min} = 0,5 ... 3$ кН, для скребковых конвейеров $F_{min} < 10$ кН.

Точку конвейера с минимальным натяжением цепи назначают на сбегающей ветви приводной звездочки для горизонтальных конвейеров, а для наклонных — нижнюю точку на сбегающей ветви конвейера.

Для конвейеров сложной конфигурации натяжение в тяговом элементе и мощность привода определяют методом обхода контура по точкам.

Контур цепного конвейера разбивают на участки, как для ленточного конвейера. Горизонтальный пластинчатый конвейер имеет четыре точки разбивки контура. В точке 1 (рис. 102) минимальное натяжение $F_1 = F_{min}$. Натяжение в точке 2

$$F_2 = F_1 + F_{1...2} = F_1 + \rho_n L_T k_{он}, \quad (114)$$

где $F_{1...2}$ — сопротивление на участке 1 ... 2; $k_{он}$ — коэффициент, характеризующий сопротивление качению ходовых роликов.

Этот коэффициент определяют так же, как для колеса, перемещаемого по рельсам [см. формулу (54)]. Для пластинчатых втулочно-роликовых цепей при использовании подшипников скольжения $k_{он} = 0,06 ... 0,13$, при закрытых подшипниках качения $k_{он} = 0,02 ... 0,045$.

Натяжение в точке 3

$$F_3 = F_2 + F_{2...3} = F_2 + k_{он} F_2 = F_2 (1 + k_{он}), \quad (115)$$

где $k_{он}$ — коэффициент, характеризующий сопротивление, на натяжной звездочке $k_{он} = 0,05 ... 0,07$, на приводной $k_{он} = 0,03 ... 0,05$.

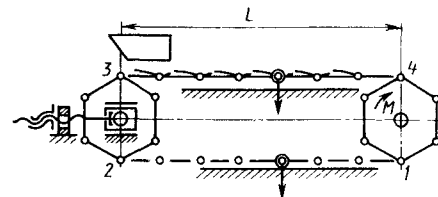


Рис. 102. Схема к расчету цепного пластинчатого конвейера

Натяжение в точке 4

$$F_4 = F_8 + F_{8...4} = F_8 + (\rho_r + \rho_n) L_r k_{\text{он}} \quad (116)$$

где ρ_r — средняя линейная плотность груза [см. формулу (94)], кг/м.

По найденным натяжениям находят уточненное тяговое усилие на приводной звездочке

$$F_{\text{т.у}} = F_4 - F_1 + F_{4...1} = F_4 - F_1 + k_{\text{он}} (F_4 + F_1). \quad (117)$$

Мощность двигателя приводной станции и осевое усилие на винте натяжной станции определяют так же, как для ленточного конвейера [см. формулы (110) и (89)]. Мощность на плужковом сбрасывателе и загрузочном лотке определяют по формулам (98) и (99). Мощность электродвигателя привода

$$N_{\text{дв}} = 1,2 (N_y + N_{\text{л}} + N_{\text{пл}}). \quad (118)$$

При малой скорости движения конвейера стандартные тяговые цепи рассчитывают по разрушающей нагрузке с запасом прочности 6 ... 14 в зависимости от типа цепи и угла наклона конвейера.

При высокой скорости движения конвейера и большом шаге цепи расчетную нагрузку на цепь определяют с учетом динамических усилий.

2.3.3. КОВШОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Ковшовые конвейеры широко применяют для транспортирования и межоперационного перемещения по ходу технологического процесса тарно-штучных и насыпных грузов. Конвейер (рис. 103) состоит из тягового элемента, приводных и натяжных звездочек и несущих элементов — ковшей или люлек. Конструк-

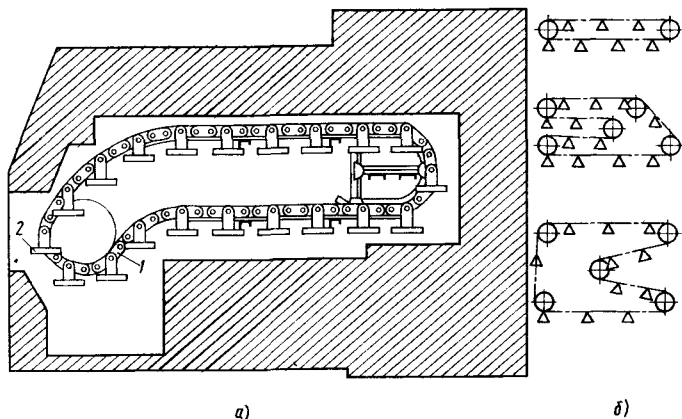


Рис. 103. Общий вид (а) и трассы цепей (б) ковшовых конвейеров: 1 — цепь; 2 — люлька

ции ковшей и люлек разнообразны: их размеры и форма зависят от размеров, формы и массы перемещаемого груза.

Штучные грузы удобнее (для загрузки и разгрузки) размещать на люльках (повесках). В этом случае такие конвейеры называют люлечными, например люлечные конвейеры для выпечки хлеба (рис. 103, а), сушки литейных форм или хранения материалов на автоматизированных складах.

Грузы на конвейере часто перемещаются по весьма сложной трассе (рис. 103, б), состоящей из горизонтальных и вертикальных участков, расположенных в вертикальной плоскости. Загрузка и разгрузка ковшей производится как вручную, так и автоматически.

Производительность ковшовых конвейеров определяют так же, как и для ленточных конвейеров для штучных грузов, у которых шаг размещения груза равен шагу между ковшами. Скорость движения тягового элемента у ковшовых конвейеров обычно определяется условиями технологического процесса и редко превышает 0,25 м/с. Длина горизонтального перемещения грузов не превышает 150 м при высоте вертикальных участков 20 ... 30 м. Тяговое усилие и мощность ковшовых конвейеров рассчитывают по методике расчета для пластинчатых конвейеров.

Для транспортирования сыпучих грузов ковши загружают с помощью специального загрузочного устройства, подающего груз определенными порциями. Разгрузка ковшей возможна в любом месте, что является большим преимуществом этих конвейеров. Ковши доходят до специальных упоров и опрокидываются, высыпая груз. После опорожнения ковши занимают исходное положение. Недостатком ковшовых конвейеров является большая масса ходовой части и высокая стоимость изготовления.

Производительность (т/ч) ковшового конвейера для сыпучих грузов

$$Q = 3,6 V k_{\text{п}} \rho v / p, \quad (119)$$

где V — объем ковша, м³; $k_{\text{п}}$ — коэффициент, характеризующий заполнение ковша, $k_{\text{п}} = 0,7 \dots 0,9$; p — расстояние (шаг) между ковшами, м.

По типу ковшового или люлечного конвейера выполнены и роторно-конвейерные линии, где цепь, огибая, обслуживает рабочие роторы.

Применение роторно-конвейерной схемы позволяет расширить использование автоматических машин и линий в условиях немассовых производств, т. е. для изделий, производительность которых в десятки и сотни раз меньше экономически необходимой для автоматизации производства.

Роторно-конвейерные линии состоят из транспортирующего цепного конвейера, роторного автомата питателя, ротора-ориентатора и натяжных или промежуточных звездочек в цепном конвейере.

2.3.4. ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Подвесные конвейеры (рис. 104) состоят из одинарной линии замкнутого тягового элемента, замкнутого подвешного рельсового пути, приводного и натяжных устройств. Их применяют для непрерывного и периодического перемещения штучных грузов по сложной пространственной траектории, состоящей из горизонтальных, вертикальных и наклонных участков. К кареткам 6, прикрепленным к тяговому элементу, присоединены подвески 9, на которые укладывают груз. Каретки (рис. 105, а) состоят из катков 1, кронштейна 2 и вилки 3. Они движутся по подвесному пути 5 (см. рис. 104), изготовленному из двутавра, уголка или полосовой стали. Загрузка и разгрузка конвейера производится на ходу, вручную или автоматически.

Пространственная трасса является главным преимуществом подвешного конвейера. В процессе транспортирования на подвешном конвейере изделия часто проходят различные технологические операции: очистку, сушку, окраску и др. В качестве тягового элемента в конвейерах используют цепь или канат (см. рис. 105).

Большое распространение получили разборные тяговые цепи [ГОСТ 589—85 (СТ СЭВ 535—77)]. В этих цепях звено может поворачиваться в двух плоскостях. Их широко используют в подвешных грузоведущих конвейерах с пространственными трассами и в скребковых конвейерах.

Уменьшение радиусов вертикальных перегибов достигается путем шарнирного соединения обычной цепи с кареткой (на рис. 104) с помощью специальных звеньев с дополнительным шар-

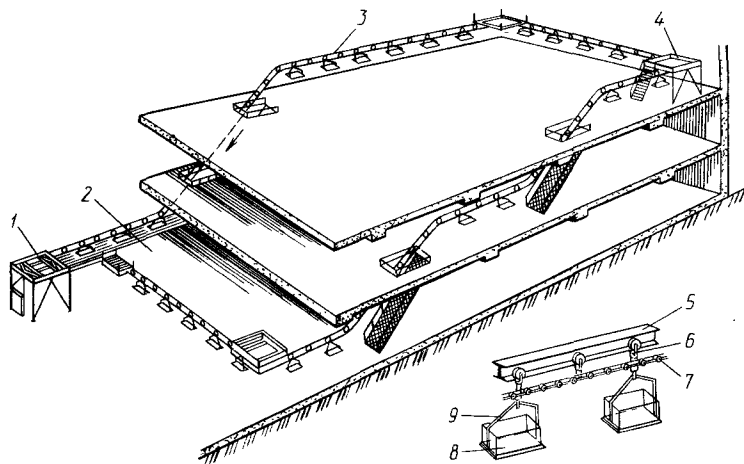


Рис. 104. Схема подвешного конвейера:

1 — натяжное устройство; 2 — участок загрузки; 3 — участок разгрузки; 4 — приводное устройство; 5 — путь для кареток; 6 — каретка; 7 — цепь; 8 — груз; 9 — подвеска

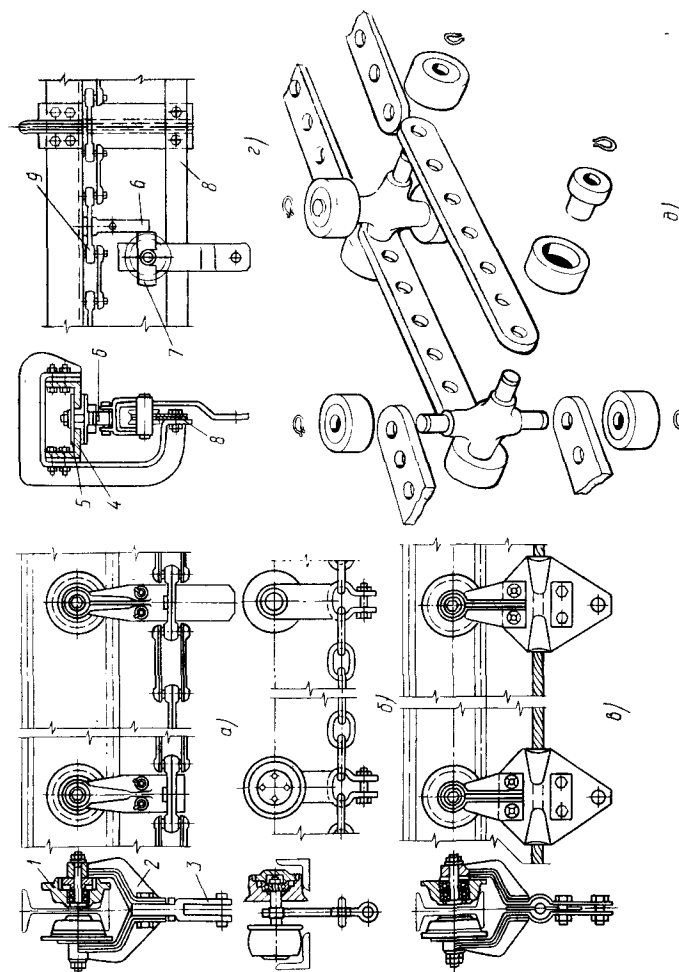


Рис. 105. Конструкция кареток подвешных конвейеров и способы их крепления:
а — к разрывной цепи; б — к круглозвенной цепи; в — к стальному проволочному канату; г — тележка толкающего конвейера; д — двухшарнирная цепь

ниром, ось которого расположена перпендикулярно к осям шарниров цепи. Такое соединение цепи с кареткой допускает взаимный поворот секции цепи между каретками люлек на угол до 45° и уменьшение радиусов перегиба до 1 ... 1,5 м. При незначительных скоростях движения используют круглозвенные грузовые и тяговые цепи [ГОСТ 2319—81 (СТ СЭВ 2639—80)] (см. рис. 105, б).

При небольших нагрузках (50 ... 100 кг) и больших перегибах в горизонтальных и вертикальных плоскостях используют двухшарнирные цепи (см. рис. 105, в) Львовского конвейерного завода (ТУ 24-9-391—75) с шагом $p = 200$ мм.

Наибольшее распространение получили грузотолкающие подвесные конвейеры. В этом конвейере (см. рис. 105, г) тележка 7 с подвесками для грузов движется по дополнительным путям 8, получая движение от толкателей 6, соединенных с цепью 9. Цепь находится над рельсом 8, удерживаясь от провисания ползунами 5, скользящими по полкам направляющих уголков 4.

Тележки толкающего подвесного конвейера можно вывести с трассы конвейера на рельсовые пути, являющиеся ответвлениями основного пути. Это свойство легкого и удобного вывода тележек с грузом с трассы конвейера и включения их в конвейерный ход является основным преимуществом толкающих конвейеров. Конструкция и расстановка тележек на тяговом элементе определяются характером груза и его размером, а также требованиями технологического процесса. Длина трассы подвесного конвейера может достигать 500 м и более.

Толкающие конвейеры могут быть напольными. В этом случае цепь конвейера находится под полом цеха, а к толкателям, проходящим в щелях, подсоединяют тележки, которые движутся по полу цеха.

В подвесных конвейерах широкое применение находит автоматическое адресование транспортируемого груза, т. е. отправка груза на заданное рабочее место. Автоматическое адресование выполняется с помощью электрических или электромеханических устройств. Автоматическое адресование значительно уменьшает число рабочих, занятых на транспортировании, и ускоряет процесс доставки груза к месту назначения. Наиболее часто автоматическое адресование используют при применении подвесных цепных конвейеров толкающего типа.

Применяют две принципиально различные схемы адресования. В первой схеме сигнал на перевод стрелки подается с центрального пульта с помощью устройства. В этом случае тележка или каретка с люлькой, выходящая на приводной участок пути, при прохождении контрольного пункта отмечается, и при дальнейшем ее движении в соответствии с заданной программой следующее устройство готовит путь для этой тележки. Сама тележка не несет при этом на себе никаких адресующих устройств.

Во второй схеме маршрут следования тележки закладывается в закодированном виде в адресующее устройство, смонтированное

на тележке. В этом случае тележка сама подготавливает себе путь, на сложных трассах возможно совмещение обеих схем адресования.

Адресная система грузонесущего конвейера состоит из адресоносителя, настройщика адреса, считывающего устройства, определителя адреса и датчика каретки, определяющего ее местонахождение. Адресоноситель устанавливают на ходовой части конвейера на каретках или подвесках. Все остальные элементы адресной системы располагают вдоль трассы конвейера. Существуют механические и пневмоэлектрические адресователи, но прогрессивнее системы с бесконтактным способом считывания (фотоэлектрические, индукционные, емкостные и др.), поскольку в них не происходит изнашивания адресующих элементов.

Систему автоматического адресования легко объединить с автоматическим устройством подсчета числа тележек — результаты учета документально оформляются печатающими устройствами.

Производительность подвесного конвейера определяют так же, как для конвейеров штучных грузов. Производительность или число штучных грузов (шт/ч), перемещаемых подвесным конвейером в час,

$$Q = 3600vz/p,$$

где v — скорость тягового элемента конвейера, м/с; z — число изделий, помещаемых на подвеске конвейера, шт.; p — шаг подвесок (расстояние между подвесками), м.

Скорость движения (0,05 ... 0,5 м/с) устанавливают в зависимости от массы груза, производительности конвейера и способов загрузки и выгрузки грузов. У технологических конвейеров скорость определяется требованиями производства. Тяговый расчет подвесного конвейера аналогичен тяговым расчетам других видов цепных конвейеров. Минимальное натяжение в тяговом элементе подвесного конвейера 0,5 ... 1 кН. Тяговый элемент выбирают по максимальному расчетному натяжению, которое определяют с помощью обхода контура по точкам.

Контрольные вопросы

1. Когда применяют цепные конвейеры вместо ленточных?
2. Назовите схемы пластинчатого, ковшового и подвесного цепного конвейера.
3. Назовите схемы натяжных устройств ленточных и цепных конвейеров.

2.4. ЭЛЕВАТОРЫ

Конвейер для транспортирования грузов в ковшах, жестко прикрепленных к тяговому элементу, в вертикальной или крутонаклонной плоскости называют элеватором (рис. 106, 107).

Тяговым элементом 1 может служить лента (рис. 106, а) (ГОСТ 23831—79*), пластинчато-втулочные и втулочно-роликовые цепи (рис. 106, б, в) [ГОСТ 588—81* (СТ СЭВ 1011—78)]. При ширине ковшей до 250 мм допустимо применять одну тяговую цепь для элеватора. Тяговый элемент огибает приводной 3 и натяжной 4 барабаны или звездочки, укрепленные в крайних точках элеватора. В вертикальных элеваторах небольшой высоты между крайними точками опор для тягового элемента обычно не делают. В наклонных и высоких вертикальных элеваторах лента опирается на направляющие ролики, а цепь катится роликами по направляющим (рис. 106, г) или опирается, как и лента, на направляющие ролики (рис. 106, д). Элеватор целиком защищен металлическим кожухом 5 с окнами для осмотра. Наклонные элеваторы могут быть открытыми (без кожуха).

При движении тягового элемента ковша 2 зачерпывают груз (материал) и транспортируют его вверх, где под действием силы тяжести и инерции материал высыпается из ковша и поступает в разгрузочное отверстие.

Широкому распространению элеваторов способствуют простота конструкции, малые размеры, возможность подачи груза по вертикали (до 70 м), большая производительность (до 70 м³/ч). К недостаткам элеваторов относят чувствительность к перегрузкам и необходимость равномерной подачи материалов.

Ковш имеет следующие основные параметры: угол α черпания; угол β верхней кромки; ширину B_k ; вылет l и глубину h (табл. 13).

Нижнюю часть элеватора называют башмаком. Он состоит из кожуха, загрузочного бункера и натяжного устройства (звездочки, вала с подшипниками и винтового или грузового натяжного приспособления). Натяжное устройство перемещает в направляющих пазах звездочки или барабан. Перемещение натяжного

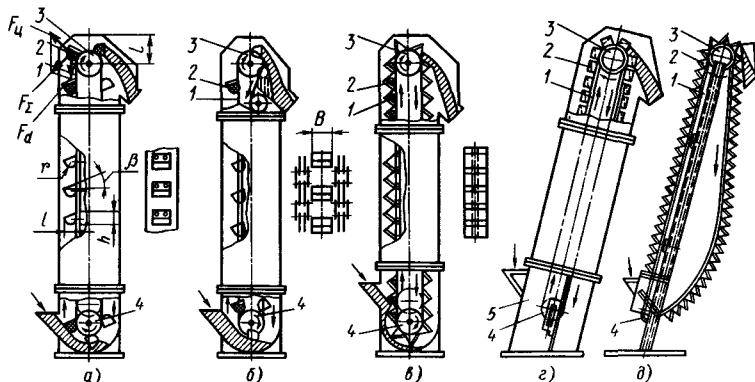


Рис. 106. Схемы элеваторов для насыпных грузов

устройства составляет 1,6 шага цепи, а для ленточных тяговых элементов 1 ... 3 % высоты элеватора.

Верхнюю часть элеватора называют головкой элеватора. Состоит она из кожуха, приводных звездочек или барабана, редуктора с двигателем и останова (или тормоза) для предотвращения обратного хода элеватора. В башмаке ковши могут загружаться зачерпыванием груза из нижней части кожуха элеватора (см. рис. 106, а и б) или засыпанием груза непосредственно в ковши (см. рис. 106, в). На практике обычно имеют место одновременно оба способа при преимущественном преобладании одного из них. Наполнение ковшей зачерпыванием применяют при транспортировании пылевидных малоабразивных грузов (цемента, песка и др.), черпание которых не вызывает значительных сопротивлений. Зачерпывание такого груза может происходить при повышенной скорости движения ковшей (0,8 ... 8 м/с). Крупнокусковые и абразивные грузы (гравий, руда, уголь и т. д.) зачерпывать ковшом со дна кожуха затруднительно, так как вследствие больших сопротивлений при черпании возможен отрыв ковшей и даже обрыв тягового элемента. Поэтому при крупнокусковых и абразивных грузах наполнение ковшей при засыпании груза в ковш. Применяется только при непрерывном, сомкнутом, пониженных скоростях движения ковшей, как при большой скорости ковши плывут груз. Разгрузка ковшей бывает более 1 м/с) и самотечная свободная черпа под действием силы тяжести (гравитационная) при скорости движения ковшей (скорост

На восходящей ветви вертикального элеватора груз в ковше движется прямолинейно и равномерно. Он находится только под действием силы тяжести $F_d = mg$, где m — масса груза в ковше; g — ускорение свободного падения. Когда ковш огibaет барабан (вращающийся с частотой n_0), начинает действовать

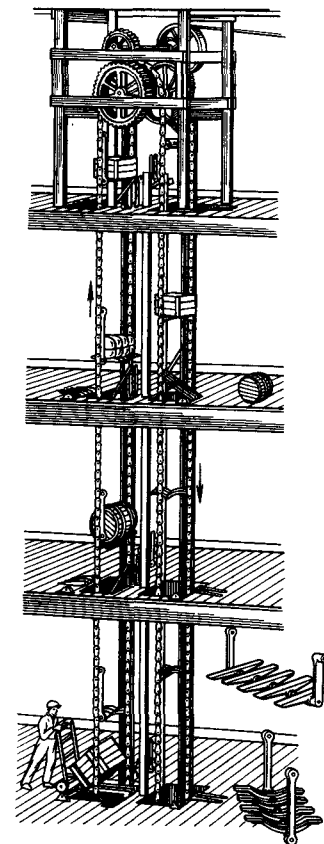


Рис. 107. Схема элеватора для штучных грузов

13. Параметры ковша

Размеры ковша, мм				Объем V ковша, л	Шаг p , м	Масса груза, приходя- щаяся на 1 м ленты, кг/м	Масса ков- ша, кг	Масса ков- ша, приходя- щаяся на 1 м ленты, кг/м
Ширина B_k	Вылет l	Вы- сота h	Радиус r днища					

Г-скругленный глубокий с расставленным шагом

100	75	80	25	0,25	0,20	1,0	—	—
125	90	95	30	0,44	0,32	13	—	—
160	105	110	35	0,60	0,32	2,0	0,9	4,8
200	125	135	40	1,25	0,40	3,2	—	—
250	140	150	45	2,05	0,40	5,0	3,0	10,3
320	175	190	55	4,05	0,50	8,0	5,1	14,4
400	195	210	60	6,3	0,5	12,0	—	—
500	235	255	75	12,1	0,63	19,0	10,2	23,4

М-скругленный мелкий с расставленным шагом

100	50	65	25	0,10	0,20	0,50	—	—
125	65	85	30	0,20	0,32	0,66	—	—
160	75	100	35	0,35	0,32	1,17	—	—
200	95	130	40	0,75	0,40	1,87	—	—
250	120	160	55	1,40	0,40	3,50	—	—
320	145	190	70	2,70	0,50	5,40	—	—
400	170	220	85	4,20	0,50	8,40	—	—

С-скругленный с бортовыми направляющими и сомкнутым шагом

320	165	235	60	8,40	—	—	—	—
400	215	305	80	14,00	—	—	—	—
500	270	385	100	28,00	—	—	—	—

центробежная сила $F = mv^2/r$, где v — скорость движения центра тяжести груза в ковше; r — радиус барабана.

Если направление вектора суммы этих сил при пересечении с вертикальной осью барабана отсекает от центра барабана отрезок (полюсное расстояние $l = 850/n_0^2$), не превосходящий радиус r барабана, то в результате центробежных сил происходит выгрузка груза из ковша, а при $l > r$ — ковш разгружается самотеком, т. е. груз высыпается из ковша под действием силы тяжести.

Сопротивление зачерпыванию ковшем груза приближенно определяется

$$F_a \approx k_a \rho_r,$$

где ρ_r — линейная плотность груза, кг/м; k_a — коэффициент, характеризующий зачерпывание; для порошкообразных и мелкокусковых насыпных грузов $k_a = 1,25 \dots 2,5$, для среднекусковых грузов $k_a = 2 \dots 4$.

При заданной производительности элеватора определяется линейная емкость ковшей

$$V/p = Q/(3,6vpk_n),$$

где V — объем ковша, л; p — шаг ковшей, м; v — скорость движения тягового элемента, м/с; ρ — плотность груза, т/м³; k_n — коэффициент наполнения ковшей, $k_n = 0,4 \dots 0,8$.

Для расставленных глубоких и мелких ковшей шаг $p \approx (2,5 \dots 3) h$; для ковшей, располагаемых сомкнуто (непрерывно), $p = h$, где h — высота ковша.

Порядок тягового расчета вертикального ковшового элеватора с лентой аналогичен расчету ленточного конвейера (определение натяжения ленты конвейера методом обхода контура по точкам), если учесть, что в элеваторе груз поднимается только на высоту H .

Контрольные вопросы

1. Назовите схемы элеваторов для штучных и сыпучих грузов.
2. Какие тяговые органы применяются для элеваторов?

3. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ БЕЗ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА

Этот раздел объединяет устройства для транспортирования грузов под действием сил гравитации, роликовые, винтовые и инерционные конвейеры, а также пневматический и гидравлический транспорт.

3.1. ГРАВИТАЦИОННЫЙ ТРАНСПОРТ

3.1.1. ПРЯМОЛИНЕЙНЫЕ И ВИНТОВЫЕ СПУСКИ

Устройства, в которых груз перемещается сверху вниз под действием силы тяжести, называют гравитационными. Они являются наиболее простыми и экономичными, так как не требуют приводных механизмов.

Для тарно-штучных грузов применяют плоские спуски и желоба, для сыпучих — желоба и трубы. Сечения желобов бывают U- или V-образными. Трубы имеют круглое или прямоугольное сечение. Материалом для них служит металл или дерево.

Чтобы выдержать требуемую высоту спускного устройства при минимальных размерах, необходимо иметь два участка (рис. 108): крутой, на котором груз приобретает значительную скорость, и пологий, гасящий накопленную кинетическую энергию. Угол наклона крутого участка следует брать больше угла трения, а пологого участка — меньше угла трения. Угол, под которым груз под действием силы тяжести движется вниз по наклонной плоскости с постоянной скоростью, называют углом трения движения. Этот угол легко вычислить по коэффициенту трения,

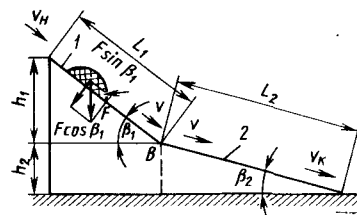


Рис. 108. Схема к расчету движения груза по прямолинейному наклонному спуску:

1 — участок спуска груза с ускоренным движением;
2 — участок спуска груза с замедленным движением

значения которого определены опытным путем и приведены в справочниках.

Скорость движения груза на крутых участках рекомендуется не более 5 м/с, а на пологих — не менее 1,5 м/с. Скорость груза в любой точке спускного устройства зависит от начальной скорости, угла наклона, длины транспортирования, вида груза и опорной поверхности спускного устройства.

Определим зависимость между этими компонентами при движении по крутому и пологому участкам прямолинейного гладкого спуска. Груз, сила тяжести которого F , опускается с высоты h_1 с начальной скоростью v_n . Груз произведет работу Fh_1 , которая затратится на преодоление сил трения на пути L_1 :

$$Fh_1 = FfL_1 \cos \beta_1 + (F/2g)(v^2 - v_n^2).$$

Так как $h_1 = L \sin \beta$, то скорость груза в конце крутого участка спуска

$$v = \sqrt{2gL_1(\sin \beta_1 - f \cos \beta_1) + v_n^2}; \quad (120)$$

в конце пологого участка

$$Fh_2 = Ff \cos \beta_2 - (F/2g)(v^2 - v_k^2),$$

где $h_2 = L_2 \sin \beta_2$.

Аналогично находим скорость груза в конце пологого участка спуска

$$v_k = \sqrt{2gL_2(\sin \beta_2 - f \cos \beta_2) + v^2}. \quad (121)$$

Пользуясь этими уравнениями, можно рассчитать прямолинейные гладкие спуски.

Пропускная способность (т/ч) желобов (труб)

$$Q = 3600Av_k\psi, \quad (122)$$

где A — площадь поперечного сечения желоба (трубы), м²; ψ — коэффициент, характеризующий заполнения, $\psi = 0,2 \dots 0,6$.

При спуске груза с относительно большой высоты может не оказаться места для установки прямолинейного гладкого спуска, который обеспечивает движение груза с допустимой скоростью. В таких случаях лоток изготовляют в виде спирали (рис. 109), где движущей силой является составляющая $F \sin \beta$, направленная вдоль поверхности спуска. При движении груза F возникает сила трения о днище спуска $F_1 = fF \cos \beta$. Опускающийся груз вращается относительно оси спуска и под действием центробежной силы $F_{\text{ц}}$ прижимается к бортам лотка. Сила трения груза о борт лотка $F_2 = fF_{\text{ц}} = f(F/g)(v^2/r)$, где r — радиус кривизны

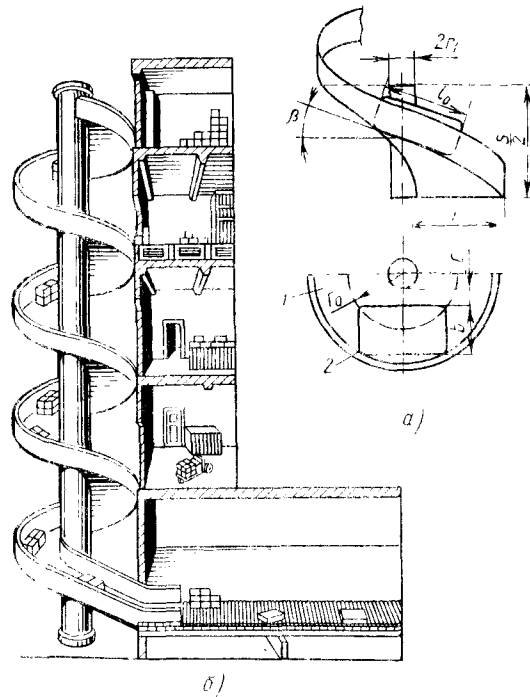


Рис. 109. Винтовой гравитационный спуск:

1 — лоток винтового спуска;
2 — груз

траектории спуска по борту. Из условия равновесия сил, приложенных к грузу, получаем $F \sin \beta = f (F/g) (v^2/r) + fF \cos \beta$. Отсюда скорость движения груза в спуске

$$v = \sqrt{[gr (\sin \beta - f \cos \beta)] / f}. \quad (123)$$

3.1.2. РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Роликовые конвейеры выпускают без привода и с механическим приводом. Широкое распространение для перемещения грузов в горизонтальном или слегка наклонном положении получили роликовые конвейеры без привода.

Роликовые конвейеры без привода (см. рис. 25, а) состоят из рамы, на которой в подшипниках качения укреплены оси роликов. Ролики обычно изготавливают из стальных труб. Движение грузов происходит под действием толкающей силы рабочего или составляющей силы тяжести груза. В последнем случае конвейер называют роликовым спуском. Уклон роликовых спусков 2 ... 4 %. В конце роликового спуска должны быть установлены тормозящие устройства, так как при значительной длине транспортирования скорость движения грузов может быть большой. Простейшим тормозным устройством является гладкий настил. Перемещаемые

на роликах штучные грузы должны иметь плоскую опорную поверхность или устанавливаться на специальных поддонах.

Сопротивление движению груза на роликовом конвейере уменьшается с увеличением диаметра роликов. Но с увеличением диаметра роликов увеличивается их масса и возрастает стоимость конвейера, поэтому диаметр роликов ограничивают размером 65 ... 150 мм. Длину роликов принимают на 50 ... 100 мм больше ширины перемещаемых предметов. Расстояние между осями роликов берут с таким расчетом, чтобы транспортируемый предмет лежал одновременно не менее чем на двух роликах.

Производительность роликового конвейера (т/ч)

$$Q = 3,6m/t,$$

где m — средняя масса груза, кг; t — промежуток времени между укладкой отдельных грузов, с.

Роликовые конвейеры с индивидуальным или групповым приводом применяют в прокатных цехах для подачи горячего металла к прокатному стану и от него.

Контрольные вопросы

1. От чего зависит необходимый угол наклона прямолинейного спуска?
2. Как определить конечную скорость движения груза спуска?
3. Для каких грузов применяются роликовые конвейеры?

3.2. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ И ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ ТРУБЫ

Для транспортирования сильно загрязняющих и пылящих материалов их обычно заключают в трубы, что предотвращает загрязнение окружающей среды. К таким устройствам относят винтовые конвейеры и транспортирующие трубы.

3.2.1. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

В винтовых конвейерах транспортируемый груз перемещается валом с винтовыми лопастями. По ГОСТ 23976—80* предусмотрен следующий ряд диаметра винтов: 100, 120, 150, 200, 250, 300, 400, 500 и 600. Их применяют для перемещения сыпучих и мелкокусковых материалов. При вращении винта 4 (рис. 110) в подшипниках 3 материал в желобе 5 с крышкой 2 продвигается от загрузочного люка 1 к разгрузочному патрубку 6. Вал винта получает вращение от электродвигателя через редуктор 7.

Загрузка и разгрузка винтового конвейера возможны в любой точке. Это одно из его преимуществ. Обычно винтовые конвейеры

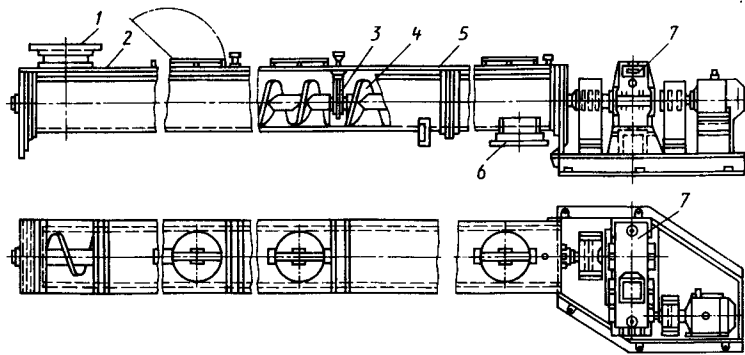


Рис. 110. Винтовой конвейер

применяют для перемещения груза в горизонтальном или наклонном ($5 \dots 10^\circ$) направлении. Их используют и для вертикального перемещения сыпучих материалов. В этом случае винтовые конвейеры работают при наличии подпора материала снизу. Иногда они являются звеном технологического процесса.

Длина винтового конвейера обычно не превышает 40 м, производительность $2 \dots 150 \text{ м}^3/\text{ч}$. В некоторых случаях недостатками винтовых конвейеров являются: сравнительно высокий расход энергии, обусловленный интенсивностью перемешивания, дробления и заклинивания частиц материала, и необходимость равномерной подачи транспортируемого материала.

Производительность (т/ч) винтового конвейера

$$Q = 60 (\pi D^2/4) n \rho_r k_{\Pi} k_{\beta}, \quad (124)$$

где D — диаметр винта, м; p — шаг винта, м; n — частота вращения винта, об/мин; ρ_r — плотность транспортируемого материала, т/м³; $k_{\Pi} = 0,25 \dots 0,45$ — коэффициент, характеризующий наполнение, т. е. отношение площади поперечного сечения материала к площади круга диаметром, равным диаметру винта; k_{β} — коэффициент, учитывающий наклон конвейера, $k_{\beta} = 1 \dots 0,65$.

Для начальных расчетов пренебрегаем влиянием диаметра вала (из-за его малости, так как $d_v/D = 0,15 \dots 0,25$) и учитывая, что шаг винта $p = (0,6 \dots 1,25) D$, производим проектный расчет диаметра винта (м)

$$D = \sqrt{Q/(\pi n \rho_r k_{\Pi} k_{\beta})}.$$

Частота вращения тихоходных валов с винтовыми лопастями $n = k_T/\sqrt{D}$, где для легких грузов $k_T = 65 \dots 50$, для тяжелых грузов $k_T = 45 \dots 30$.

Мощность (кВт) на валу винта на основании опытных данных определяют по формуле

$$N = (Q/367) (L_r k_{\omega} \pm H), \quad (125)$$

где L_r — горизонтальная проекция пути перемещения материала, м; k_{ω} — коэффициент, зависящий от свойств перемещаемого материала, $k_{\omega} = 1 \dots 4$; при неабразивном и сухом материале $k_{\omega} = 1,2$, при сильноабразивном или липком $k_{\omega} = 4$; H — высота подъема материала, м.

Максимальное усилие, действующее вдоль винта,

$$F_a = M/[r \operatorname{tg} (\beta + \rho)],$$

где $M = N/\omega$ — вращающий момент винта; ω — угловая скорость, $\omega = \pi n/30$; r — радиус, на котором приложена сила трения груза о винт; $r = (0,25 \dots 0,4) D$; β — угол подъема винтовой линии, $^\circ$; $\beta = p/\pi D$; $\operatorname{tg} \rho = f$ — коэффициент трения груза о винт.

3.2.2. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ ТРУБЫ

Для транспортирования горячих материалов, а также материалов, выделяющих вредные пары, применяют транспортирующие трубы (рис. 111). На внутренней стенке трубы 1 большого диаметра расположена спираль 2. При вращении трубы, установленной на роликах 3, материал 4 за один оборот трубы перемещается на шаг спирали. Так как при вращении трубы материал все время перемещается и крошится, то применение транспортирующих труб ограничено, например, в цементной промышленности для обжига клинкера и др.

Труба имеет такую частоту вращения, при которой транспортируемый груз не увлекался бы центробежной силой во вращение вместе с трубой. Частота вращения (об/мин), при которой движение груза вдоль трубы прекращается, называется критической:

$$n_{кр} = 42,3/\sqrt{D},$$

где D — диаметр трубы, м.

Рабочая частота вращения трубы $n = (0,5 \dots 0,6) n_{кр}$. Производительность винтовой транспортирующей трубы (т/ч)

$$Q = (60 \pi D^2/4) n \rho_r k_{\Pi},$$

где p — ход (шаг) винтовой нарезки в трубе, $p = 0,5D$; ρ_r — плотность транспортируемого материала, т/м³; k_{Π} — коэффициент заполнения для горизонтальных конвейеров, $k_{\Pi} = 0,2 \dots 0,3$.

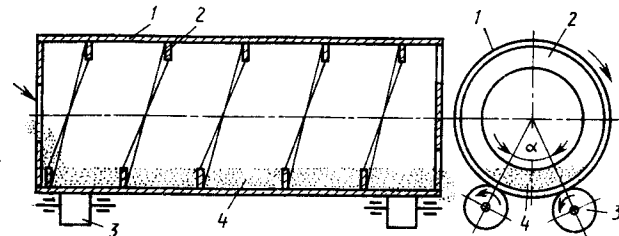


Рис. 111. Транспортирующая труба

Контрольные вопросы

1. Для каких грузов применяются винтовые конвейеры и трубы?
2. Как определить производительность винтового конвейера?

3.3. КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Качающиеся конвейеры представляют собой транспортирующие устройства без специального тягового элемента. В них груз транспортируется за счет силы его инерции. Транспортирующему устройству (желобу), на котором лежит груз, сообщается в одном направлении движение с малым ускорением (с которым и движется груз), а в противоположном направлении транспортирующее устройство движется с большим ускорением, и груз, преодолевая силы трения, продолжает движение в первоначальном направлении. Сила инерции тут выше сил трения, и груз скользит по желобу или перебрасывается в направлении транспортирования.

3.3.1. ИНЕРЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Качающийся конвейер представляет собой подвешенный или опирающийся на неподвижную раму желоб или трубу, которые совершают колебательные движения для перемещения груза. В инерционном качающемся конвейере груз перемещается силами инерции. При прямом ходе желоба силы инерции груза не превышают сил трения, поэтому он движется совместно с желобом. При обратном ходе желоба силы инерции груза превышают силы трения и он движется вперед по инерции.

Инерционные конвейеры изготовляют с переменным и постоянным давлением груза на желоб. Они работают с малой частотой качаний 5 ... 6 Гц при радиусе кривошипа 10 ... 20 мм.

Качающийся конвейер с переменным давлением груза на желоб (рис. 112) состоит из стального желоба 1, соединенного с шатуном 2 и с наклонными пружинящими стержнями 3 шарнирно. С помощью кривошипно-шатунного механизма желоб совершает продольные качания, причем вследствие наклонного положения поддерживающих стержней желоб при движении вперед (вправо) несколько приподнимается, а при движении назад опускается.

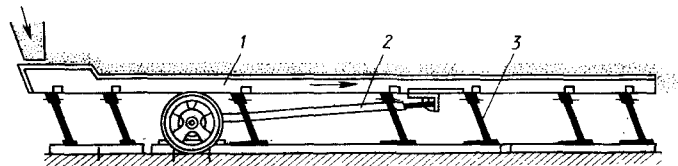


Рис. 112. Качающийся конвейер

При движении желоба вперед и вверх благодаря инерции частицы груза прижимаются к желобу, что увеличивает силу трения, и движутся вместе с ним. При движении же желоба назад и вниз инерция груза уменьшает давление его на желоб, при определенных условиях желоб выскальзывает из-под груза и последний получает поступательное движение по желобу.

В инерционных конвейерах с постоянным давлением груза желоб движется прямолинейно на катках. С помощью специального кривошипно-шатунного механизма желоб движется в одну сторону с большим, а в другую с меньшим ускорением, чем достигается движение груза по желобу.

Инерционные конвейеры с малой частотой колебаний (0,7 ... 83 Гц) имеют длину до 15 м и транспортируют груз в горизонтальном или наклонном направлении с производительностью до 100 м³/ч. Обычно скорость движения груза по горизонтальному желобу 0,1 ... 0,2 м/с.

Производительность (т/ч) инерционных конвейеров

$$Q = 3,6vA\rho_r, \quad (126)$$

где v — скорость груза в желобе конвейера, м/с; A — площадь сечения груза в желобе конвейера, м²; ρ_r — насыпная плотность транспортируемого груза в разрыхленном состоянии, кг/м³; $\rho_r = 0,8\rho$.

Мощность (кВт) привода инерционного конвейера вычисляют по эмпирической формуле

$$N = 0,14F_0, \quad (127)$$

где F_0 — сила тяжести груза и движущихся частей качающегося конвейера, кН.

Качающиеся конвейеры просты по конструкции, надежны и удобны в эксплуатации. Недостатками этих устройств являются изнашивание желоба при перемещении абразивных грузов, образование пыли при перемещении пылевидных веществ, непригодность их для транспортирования липких грузов.

3.3.2. ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Вибрационные качающиеся конвейеры устроены аналогично инерционным конвейерам с переменным давлением груза. Отличие заключается в малой амплитуде (доли миллиметра) и высокой частоте колебаний (до 50 Гц), при этом часть груза отрывается от желоба.

Для приведения в движение вибрационного конвейера применяют механические и электрические приводы — вибраторы (рис. 113). Желоб (труба) 1 подвешен на подвесках 2 и связан с колеблющейся частью 3 вибратора. Вибратор 4 с помощью под-

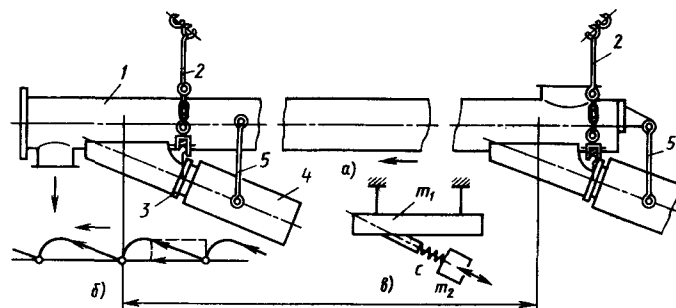


Рис. 113. Вибрационный конвейер:

a — общий вид; *б* — схема движения груза; *в* — схема крепления вибратора

вески 5 шарнирно связан с желобом 1. Направление перемещения вибратора не совпадает с осью трубы ($\alpha = 20^\circ$), поэтому частицы груза, совершая микропрыжки, перемещаются вперед. Амплитуды колебаний, создаваемых вибратором, невелики, а значительная частота (50 Гц) обеспечивает высокую производительность вибрационных конвейеров. За счет упругой связи (рис. 113, *в*) якоря электромагнита вибратора с трубой амплитуда ее колебаний превышает амплитуду колебаний якоря магнита, этому способствует также резонансный характер процесса.

Преимуществом вибрационных конвейеров с электромагнитным вибратором является простота конструкций, обусловленная отсутствием вращающихся частей.

Вибрационный конвейер представляет собой двухмассную систему, в которой масса m_1 конвейера и масса m_2 вибратора связаны пружиной жесткостью C . Массу вибратора выбирают из расчета примерно 500 кг на 1 кВт потребляемой мощности. Коэффициенты сопротивления для вибрационных конвейеров изучены недостаточно, для инженерных расчетов мощность (кВт) привода определяют по приближенной формуле

$$N = 0,0018QL_v + 0,055F_0, \quad (128)$$

где F_0 — сила тяжести качающихся частей, кН.

Практически конвейеры могут иметь любую длину.

Необходимое число вибраторов z при мощности одного вибратора P_1 вычисляют по формуле

$$z = N/P_1.$$

Производительность вибрационных конвейеров 50 ... 150 т/ч. Ввиду незначительной амплитуды крошение груза и выделение пыли при перемещении почти отсутствуют.

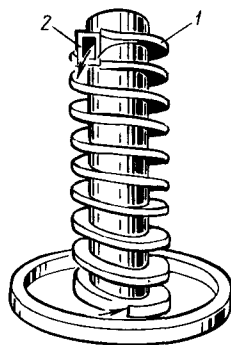


Рис. 114. Схема вибрационного элеватора

К недостаткам вибрационных конвейеров с электромагнитным приводом нужно отнести трудность синхронизации работы большого числа электровибраторов и значительную массу.

Для подъема груза на высоту существуют вибрационные конвейеры-элеваторы (рис. 114), представляющие собой цилиндр, на внутренней или наружной поверхности которого размещен спиральный желоб 1. При колебательных движениях вокруг продольной оси и вдоль нее сыпучие грузы поднимаются по спиральному желобу и разгружаются наверху 2. Вертикальные вибрационные элеваторы выпускают высотой до 8 м и производительностью до 20 т/ч.

Контрольные вопросы

1. Какое отличие качающегося конвейера от вибрационного?
2. Для каких грузов применяются качающиеся конвейеры?

3.4. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

Пневматический транспорт относится к трубопроводному транспорту, а это не только нефтяные и газовые магистрали, но и современные транспортные сооружения металлургических заводов, химических комбинатов, животноводческих комплексов, жилых домов и больниц. Для этого монтируют трубы, транспортирующие газ, жидкости, кислоты, пар и др. На химических заводах протяженность внутрицеховых и междцеховых трубопроводов достигает нескольких тысяч километров, а стоимость их монтажа составляет более половины стоимости работ по установке технологического оборудования. Для транспортирования едких растворов трубы изготавливают из химически стойких металлов (свинец или коррозионно-стойкая сталь), но и они выходят из строя уже через несколько месяцев. В то же время стеклянные трубы служат в эксплуатации десятки лет. Они обеспечивают и идеальную чистоту при транспортировании пищевых продуктов (молоко, дрожжи, зерно, соки и др.).

Широкое применение пневматического транспорта обусловлено его существенными преимуществами перед механическим транспортом. Перемещаемый в россыпи или штуках груз увлекается потоком воздуха по трубопроводу автоматически, не загрязняя окружающую среду.

3.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Пневматический транспорт применяют для перемещения кусковых, пылевидных, волокнистых и других материалов. Его действие основано на способности витания твердых частиц

вещества в потоке воздуха. Если в трубу, через которую проходит поток воздуха снизу вверх со скоростью v , ввести твердое тело массой m , то на него будут действовать сила тяжести и сила скоростного потока воздуха

$$F_s = kAv^2, \quad (129)$$

где k — коэффициент сопротивления груза перемещению; A — площадь Ми-делева сечения, т. е. сечения, нормального к направлению воздушной струи; действием силы трения тела о воздух пренебрегаем ввиду ее незначительности.

При $mg \gg F_s$ тело будет опускаться вниз, а при $mg < F_s$ подниматься вверх; при $mg = F_s$ тело будет находиться на месте в состоянии витания.

Скорость воздуха при витании тела

$$v_{кр} = \sqrt{mg/(kA)}. \quad (130)$$

Таким образом, для транспортирования твердого тела в воздушном потоке необходимо, чтобы скорость воздуха в трубопроводе была больше скорости витания.

При решении вопроса о целесообразности применения пневматического транспорта следует принимать во внимание следующие факторы: удельную массу материала (чем больше удельная масса, тем выше скорость потока воздуха и тем больше потери в трубопроводах), твердость и форму частиц материала (при твердых острогранных частицах происходит изнашивание трубопровода), влажность материалов (при повышении влажности пневматический транспорт не рекомендуется).

Преимуществами пневматического транспорта являются высокая степень автоматизации, незначительные потери груза (герметичные пути), возможность устройства большего числа ответвлений в необходимых местах и приспособляемость к месту разгрузки, легкий доступ ко всем частям установок, возможность совмещения технологических операций с транспортными, невысокая стоимость, широкий диапазон производительности при дальности транспортирования до 2 км.

К недостаткам пневматического транспорта относятся большой расход энергии (в 8 ... 14 раз больше, чем при механическом транспорте), изнашивание деталей, соприкасающихся с грузом (колена и закругления трубопроводов при транспортировании золы или шлака).

3.4.2. ТИПЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Пневматический транспорт бывает всасывающего (рис. 115), нагнетающего и смешанного типов.

Вакуумный насос 9 (рис. 115, а) всасывающего пневматического транспорта создает разрежение в системе. Атмосферный воздух затягивается в сопло 2 (рис. 115, б) и увлекает материал 1. Из сопла

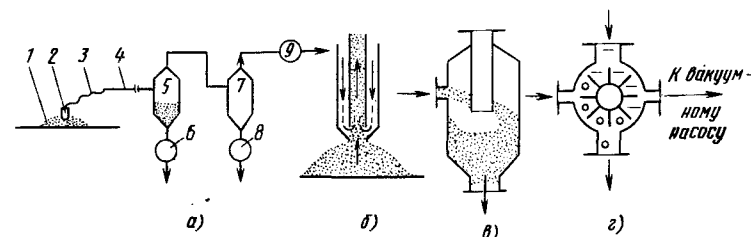


Рис. 115. Схемы всасывающего пневматического транспорта

материал, увлекаемый воздухом через гибкий шланг 3 и трубопровод 4, поступает в разгрузатель 5 (рис. 115, в). В разгрузателе скорость воздуха резко уменьшается и изменяется его направление, поэтому материал осаждается из воздуха на дно разгрузателя, откуда непрерывно выводится через шлюзовый затвор 6 в предназначенное место. Фильтр 7 очищает воздух от оставшейся в нем мелкой пыли. Если пыль не представляет ценности, то очистка воздуха от пыли производится водой, если пыль является ценной, ее отделяют от воздуха с помощью матерчатых фильтров и выводят из фильтра через шлюзовый затвор 8. Очищенный воздух через вакуумный насос удаляется в атмосферу. Из компрессора 1 (рис. 116) нагнетающего пневматического транспорта воздух подается в ресивер 2, а затем поступает в трубопровод, в который из шлюзового затвора 3 поступает материал. Воздух с материалом по трубопроводам проходит в разгрузатель 4, в котором материал отделяется от воздуха. Назначение фильтра 5 и шлюзовых затворов 6 и 7 такое же, как и у всасывающего транспорта.

Смешанный пневматический транспорт представляет собой комбинацию всасывающего и нагнетающего устройства: из разгрузателя всасывающего устройства материал через шлюзовый затвор поступает в воронку нагнетательного устройства.

Трубопроводы для пневматического транспорта выполняют из бесшовных или сварных труб. Гибкие рукава состояются из отдельных стальных элементов, соединенных гибкой лентой и заключенных в кожу из прорезиненного полотна.

Наиболее простая схема разгрузателя приведена на рис. 115, в. Воздух с материалом входит в разгрузатель с большой скоростью. Здесь скорость смеси значительно уменьшается вследствие увеличения поперечного сечения каналов, по которым происходит движение. Выделению материала содействуют резкие повороты на пути от входа и выходу воздуха. Выделяющийся из

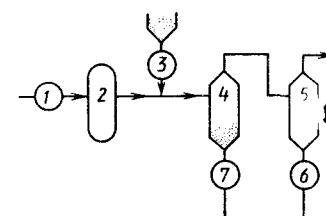


Рис. 116. Схема нагнетающего пневматического транспорта

воздуха материал осаждается и выгружается из нижнего штуцера через шлюзовой затвор. В вертикальной отводящей трубе скорость воздуха должна быть меньше скорости витания, чтобы с воздухом могла выходить лишь тонкая пыль.

Шлюзовые затворы во всасывающих устройствах служат для выведения материала из пространства с пониженным давлением в пространство с атмосферным давлением. Материал через шлюзовой затвор проходит сверху вниз. Левый штуцер (см. рис. 115, а) соединен с атмосферой, а правый — с пространством пониженного давления. При вращении вала с радиальными перегородками против часовой стрелки в секциях, отмеченных кружком, давление атмосферное, а в секциях со знаком тире — пониженное. При работе затвора загружаются секции с пониженным давлением и разгружаются секции, в которых давление атмосферное.

3.4.3. РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Для перемещения груза по трубопроводу необходима скорость движения потока воздуха, превышающая критическую:

$$v_{\text{в}} = (1,25 \dots 2,5) v_{\text{кр}}. \quad (131)$$

Исходя из опытных данных скорость воздуха в трубопроводах выбирают в пределах 10 ... 25 м/с в зависимости от транспортируемого материала. Скорость перемещения груза в трубопроводе $v_{\text{г}} = (0,65 \dots 0,85) v_{\text{в}}$. Чем выше скорость воздуха в трубопроводе, тем больше может быть массовая концентрация смеси, т. е. насыщенность воздуха частицами груза. Коэффициент массовой концентрации смеси

$$\mu = Q/(3600 V_{\text{в}} \rho_{\text{в}}), \quad (132)$$

где Q — производительность, т/ч; $V_{\text{в}}$ — расход воздуха (объем перемещаемого воздуха), м³/с; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, $\rho_{\text{в}} = 0,00124$ т/м³.

Для всасывающего пневматического транспорта коэффициент концентрации смеси $\mu = 3 \dots 35$, для нагнетающего $\mu = 40 \dots 75$. При достижении предельной концентрации происходит выпадение отдельных частиц груза и может произойти закупоривание трубопровода в месте его наибольшего сопротивления.

Диаметр (м) трубопровода

$$d = \sqrt{4V_{\text{в}}/(\pi v_{\text{в}})}. \quad (133)$$

Мощность (кВт) воздушного насоса

$$N = p_{\text{полн}} V_{\text{в}}, \quad (134)$$

где $p_{\text{полн}}$ — полное давление воздуха, кПа.

Давление воздуха расходуется на преодоление сопротивлений при вводе материала в трубопровод $p_{\text{в}}$, на перемещение смеси $p_{\text{м}}$,

на преодоление вертикального подъема смеси $p_{\text{п}}$, на сопротивление в коленах и отводах $p_{\text{к}}$, а также в разгрузателе $p_{\text{р}}$ и фильтре $p_{\text{ф}}$. С учетом неучтенных потерь для всасывающей системы

$$p_{\text{полн}} = 1,25 p_{\text{в}} + p_{\text{м}} + p_{\text{п}} + (p_{\text{к}} + p_{\text{р}} + p_{\text{ф}}).$$

Здесь $p_{\text{в}} = 0,0625 v_{\text{в}}^2 [(1 + 0,5\mu) + k\mu] (0,0125 + 0,0011/d)$; при диаметре трубопровода d , горизонтальной длине l и высоте h коэффициент $k = 0,45 \dots 0,24$. Для $v_{\text{в}} = 15 \dots 25$ м/с $p_{\text{п}} = 1,224h (1 + \mu)$; $p_{\text{к}} = 0,116 Q v_{\text{в}}^2$; $p_{\text{р}} = 2$ кПа; $p_{\text{ф}} = 1$ кПа.

Необходимая мощность (кВт) двигателя воздушного насоса

$$N_{\text{д}} = N/\eta,$$

где η — КПД привода, $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

В качестве воздушных насосов для пневматического транспорта используют преимущественно вентиляторы. Их делят на вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (до 3 кПа) и высокого (до 15 кПа) давления производительностью 3500 ... 77 000 м³/ч. Вентиляторы высокого давления изготовляют с радиальными лопастями. Их необходимая мощность растет с увеличением расхода воздуха, при этом давление снижается. Поэтому их выгодно применять при сравнительно небольшой производительности, когда они имеют максимальные показатели.

Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеет пневматический транспорт?
2. Какую скорость называют скоростью витания частиц груза?
3. Опишите устройство пневматического транспорта.

4. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Транспортирующие машины периодического действия служат для периодической подачи груза к рабочим местам. Если трасса движения безрельсового транспорта может быть произвольной, то рельсовый транспорт движется только по проложенным путям.

4.1. РЕЛЬСОВЫЙ И БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ ВНУТРИЗАВОДСКОЙ ТРАНСПОРТ

У внутризаводского транспорта при движении по рельсовым путям меньше коэффициент сопротивления передвижению, а следовательно, и меньше мощность привода по сравнению с безрельсовым транспортом.

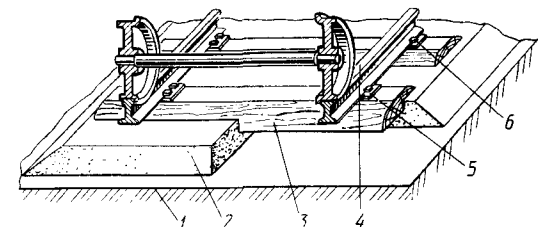
4.1.1. РЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

Для перемещения грузов по территории заводов и цехов используют различные тележки, которые передвигаются по рельсам или без них. В состав рельсового транспорта входят: рельсовый путь и путевое хозяйство; подвижной прицепной состав — вагоны и вагонетки; тяговые и маневровые устройства (локомотивы, электровозы и др., которые в данном курсе не рассматривают).

Рельсовый транспорт различают по ширине колеи. В СССР принята ширина нормальной колеи (расстояние между внутренними гранями головок рельсов) 1524 мм, узкой колеи 750 мм. Для внутризаводского транспорта в большинстве случаев используют узкоколейный рельсовый путь (рис. 117), по которому передвигают вагонетки. На земляное полотно 1 настилают слой балласта 2. На шпалы 3 на подкладках 5 укладывают рельсы 4, которые крепят к шпалам костылями 6.

При перевозке сыпучих грузов применяют опрокидывающиеся тележки (рис. 118). Для перевода подвижного состава с одного пути на другой используют стрелки или поворотные круги.

Рис. 117. Схема расположения колес тележки на рельсовом пути



Расчет сопротивления передвижению тележки изложен в разделе механизмов передвижения грузоподъемных машин.

Широкое применение в промышленности нашли различные грузоподъемные и транспортирующие устройства на подвесных путях (подвесные дороги). Их используют для перемещения тяжелых грузов на участках с небольшим грузопотоком. Подвесные пути позволяют освободить пол цеха и территорию предприятий от рельсовых путей или других транспортных средств. Жесткие подвесные однорельсовые дороги изготавливают из проката (двутавра), по которому перемещаются ковши (при ручном приводе) или тележки — электрические тали. Путь подвешивают на специальных кронштейнах или прикрепляют к перекрытиям здания. Применение стандартных электроталей позволяет механизировать транспортные операции на предприятиях различных отраслей промышленности.

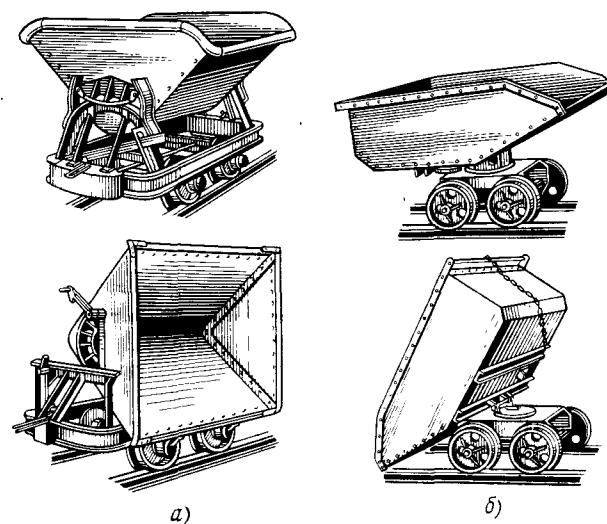


Рис. 118. Опрокидывающиеся рельсовые тележки:

а — для опрокидывания ковша на бок; б — для опрокидывания ковша с поворотом в любую сторону

Расчет усилия для перемещения тележки аналогичен расчету, приведенному в разделе грузоподъемных машин, а для подвесных рельсовых дорог с цепной и канатной тягой расчет аналогичен расчету, приведенному в разделе транспортирующих машин непрерывного действия с тяговым элементом (цепные подвесные конвейеры).

4.1.2. БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

В зависимости от характера и количества перемещаемых грузов, а также расстояния используют ручные, самоходные тележки или автомобильный транспорт. Передвижение тележек обычно осуществляется по асфальтированным дворам и полупехов.

Ручные тележки применяют для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м). Грузоподъемность ручных тележек 250 ... 1000 кг. К самоходным тележкам относят электрокары грузоподъемностью до 2 т. Они предназначены для межцеховых перевозок грузов на расстояние 100 ... 500 м (табл. 14).

Электрокары представляют собой тележки, приводящиеся в движение электродвигателем, который получает энергию от установленной на тележке аккумуляторной батареи. Электрокара ЭК-2 имеет неподвижную платформу. Более удобными являются электрокары с подъемной платформой 1 (рис. 119). Груз 2 уложен на столиках, что сокращает время погрузки и разгрузки электрокара.

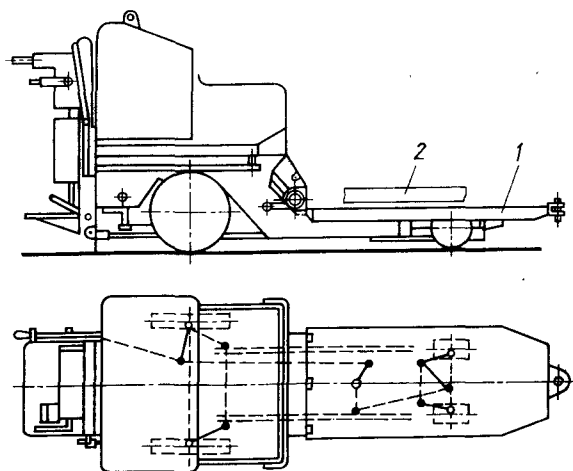


Рис. 119. Электрокар с подъемной платформой для перевозки груза

14. Электрокары

Показатели	ЭК-2	ЭКП-750
Грузоподъемность, т	2	0,75
Мощность двигателя, кВт	2,8	1,35
Размеры, мм:		
длина	2720	2150
ширина	1140	830
высота	1310	1170
Скорость движения, км/ч:		
с грузом	5	3 ... 8
без груза	10	До 10
Собственная масса тележки с аккумуляторной батареей, кг	1500	1000

Электрокары работают бесшумно и не выделяют газов, но нуждаются в специальном уходе, ремонте и зарядке аккумуляторных батарей.

Контрольные вопросы

1. Чему равна ширина нормальной железнодорожной колеи в СССР?
2. Чем отличается ручная тележка от электрокара?

4.2. ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ

4.2.1. ПОГРУЗЧИКИ

Погрузчиками называют машины, оборудованные устройствами для захватывания груза, перемещения его в вертикальном и горизонтальном направлениях, укладки в штабель, погрузки в транспортные средства (железнодорожные вагоны, автомобили и др.) и выгрузки из них. Погрузчик с электрическим приводом называют электропогрузчиком, а с приводом от двигателя внутреннего сгорания — автопогрузчиком. Обычно погрузчики снабжены сменными захватами. Вилы предназначены для захвата тарно-штучных грузов, а ковш — для сыпучих грузов.

В СССР выпускаются электропогрузчики грузоподъемностью 0,5 ... 1,5 т.

Грузоподъемность автопогрузчика 1,5 ... 7,5 т, высота подъема до 4 м. Скорость подъема груза 8 ... 12 м/мин, скорость передвижения автопогрузчика до 40 км/ч. Автопогрузчик (рис. 120) состоит из ходовой и подъемной частей. Ходовая часть обычно изготовлена из стандартных автомобильных деталей и узлов: двигателя 18 с коробкой передач 20, заднего моста 12, передних ходовых 11 и задних 14 колес, рулевого управления 21 и др.

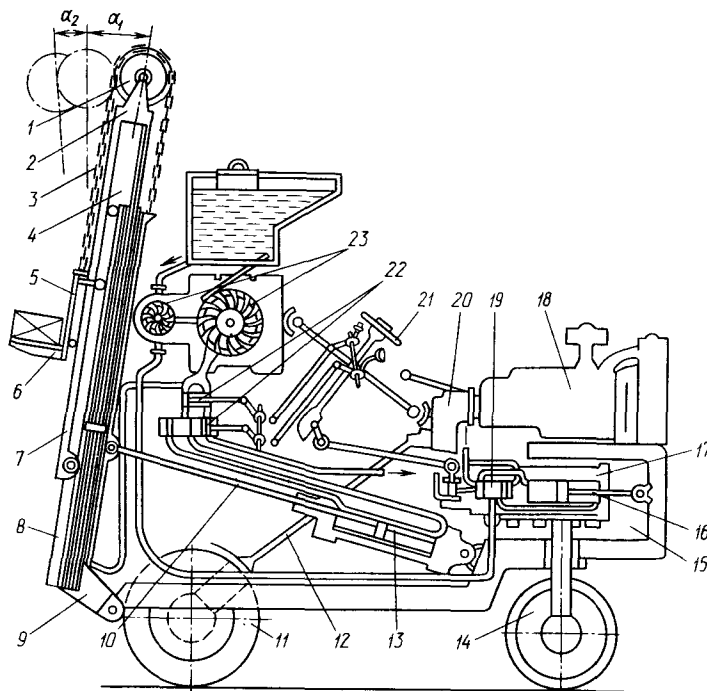


Рис. 120. Схема автопогрузчика

В отличие от обычных автомобилей двигатель и поворотные колеса установлены в автопогрузчиках сзади, а задний мост со сдвоенными пневматическими колесами — спереди. Это объясняется большой загрузкой передней части автопогрузчика за счет находящегося здесь подъемного устройства и захвата для груза.

Управляемыми колесами управляют с помощью гидравлического усилителя, шток 16 которого связан с рамой погрузчика, а подвижной цилиндр 17 снабжен зубчатой рейкой, находящейся в зацеплении с шестерней 15 стойки поворотных задних колес 14. Направляющий гидрораспределитель 19 закреплен на цилиндре, его шток связан с рулевым управлением. Жидкость в цилиндре 17 толкателя подает насос. Ходовая часть автопогрузчика не имеет рессор, поэтому он не приспособлен для высоких скоростей движения.

Подъемная часть автопогрузчика состоит из вертикальной рамы 9, шарнирно укрепленной на раме автопогрузчика, и рамы 7, по которой перемещается каретка 5. Рама 7 служит для увеличения высоты и скорости подъема каретки с захватом 6. Для уменьшения консольного вылета захвата основная рама может наклоняться назад на угол α_1 (до 12°), для лучшего захвата груза она может наклоняться также вперед на угол α_2 (до 4°).

Приводы механизмов подъема и наклона — гидравлические толкатели, в которых жидкость через направляющий гидрораспределитель подается от насоса, приводимого карданным валом от двигателя автопогрузчика, в гидромагистраль. Механизм подъема состоит из рамы 9, на нижней балке которой установлен цилиндр толкателя 8 (шток 4 его поршня оканчивается поперечиной 2), несущей звездочки 1 для пластинчатых грузовых цепей 3. Поперечина связана с рамой 7. Грузовая цепь закреплена на основной раме 9, перекинута через звездочку и вторым концом закреплена на каретке. При перемещении поршня в цилиндре вспомогательная рама перемещается вместе с ним, а каретка движется с удвоенной скоростью и проходит путь, равный удвоенному пути поршня ($i_n = 2$).

Гидравлический толкатель 13 механизма наклона передает через шток 10 усилие на основную раму подъемника. Меняя место крепления штока 10 к раме 9, можно получить различные углы отклонения вертикальной рамы. Толкатели управляются направляющими гидрораспределителями 22.

Гидравлические толкатели автопогрузчиков работают при давлении около 6,5 МПа. Это давление создают лопастные насосы 23, приводимые двигателем автопогрузчика.

Технические характеристики автопогрузчиков и электропогрузчиков, выпускаемых промышленностью СССР, приведены в табл. 15.

15. Погрузчики

Показатель	Автопогрузчики			
	4022	4045 М	4045 Р	4008 М
Грузоподъемность, кг	2000	3000	5000	10 000
Высота подъема, м	2,8	4	4	4,5
Скорость передвижения, м/с	1,8 ... 5,5	10	14,16	2,2
Скорость подъема, м/с	0,27	0,16	0,16	0,8
Мощность двигателя, кВт	37	51,5	51,5	74
Масса, кг	3160	5650	6350	13 200

Показатель	Электропогрузчики		
	ЭПВ-104	ЭП-103	ЭП-201
Грузоподъемность, кг	750	1000	2000
Высота подъема, м	1,8; 2,8; 4,5	1,8; 2,8; 4,5	1,8; 2,8; 4,8
Скорость передвижения, м/с	1,9	2,6	3,8
Скорость подъема, м/с	0,13	0,15	0,17
Мощность двигателя, кВт	2,5	4	5,5
Масса, кг	2310; 2330; 2440	2150	3640

При определении общего сопротивления передвижению тележки погрузчика [формула (55)] нужно учитывать, что оно зависит от характера пути, материала, конструкции и размера колес. Значения коэффициента k'_ω сопротивления качению колес [формула (56)] по дорогам с различным покрытием приведены ниже:

Асфальт, бетон, булыжник, укатанный снег	0,015 ... 0,025;	0,03 ... 0,05
Песок	0,15 ... 0,25	

Сопротивление передвижению упрощенно можно определить так:

$$F_R \approx k'_\omega (F_T + F_T), \quad (135)$$

где k'_ω — общий коэффициент сопротивления качению колеса по дороге, $k'_\omega = (fd + 2k)/D_R$.

Производительность транспортных средств

$$Q_T = k_{TP} k_c m_T / t_{\Sigma}, \quad (136)$$

где k_{TP} и k_c — коэффициент соответственно использования по грузоподъемности и суточного использования времени, $k_{TP} = 0,4 \dots 1$; m_T — номинальная грузоподъемность; t_{Σ} — длительность одного цикла рейса при расстоянии L и скорости пробега с грузом v_T и холостого v_X , $t_{\Sigma} = L/v_T + L/v_X + t_{\Sigma} + t_P$; t_{Σ} и t_P — время соответственно погрузки и разгрузки.

4.2.2. СКРЕПЕРЫ

Для перемещения на складах сыпучих грузов, допускающих размельчение и дробление кусков, часто применяют скрепер (рис. 121) — рабочий орган (ковш) канатно-скреперных установок. Он состоит из ковша 4, двухбарабанной лебедки 2, головной станции с направляющими блоками 1, хвостовой станции с направляющими блоками 6, путей склада 7 для перемещения хвостовой станции, холостой 5 и рабочей 3 ветвей каната.

Скреперы выполняют как стационарными, так и передвижными. Обычно их производительность 50 ... 100 т/ч, хотя встречаются установки с производительностью более 600 т/ч. Груз перемещается в среднем на расстояние 60 ... 70 м, в отдельных случаях до 150 м.

Скреперы применяют на открытых и закрытых складах для транспортирования песка, гравия, золы и других грузов. В зависимости от грузооборота вместимость ковша колеблется от 0,5 до 5 м³. Масса ковша составляет 0,4 ... 0,6 массы зачерпываемого груза. Скорость каната обычно 1,2 ... 2,5 м/с. Скорость обратного хода в 1,5 раза больше рабочего.

Скрепер работает следующим образом. При включении рабочего барабана лебедки 2 (см. рис. 121) рабочая ветвь каната 3 передвигает ковш 4 к бункеру у головной станции 1. Ковш (см. рис. 121, б), двигаясь открытой стороной вперед, врывается в груз,

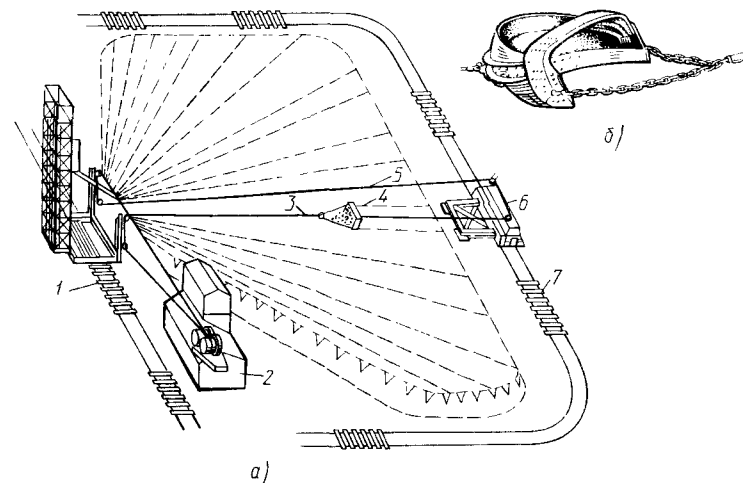


Рис. 121. Скрепер

захватывает и транспортирует его. При включении рабочего барабана и холостого хода ковш движется в обратном направлении без груза. Передвигая хвостовую станцию, можно разгрузить всю территорию склада. Для управления ковшом применяют двухбарабанные скреперные лебедки, конструкция которых мало отличается от конструкции обычных лебедок грузоподъемных машин. Ориентировочно тяговое усилие рабочего каната в 2 раза больше силы тяжести захваченного ковшом груза.

Простейшим скрепером является механическая лопата (см. рис. 19, в), используемая, например, для разгрузки железнодорожных вагонов. Она состоит из обычной лебедки 5; тяговый элемент 6 и щиток 7 опускают на насыпанный груз 8. При включении лебедки происходит транспортирование груза щитком 3 как ковшом.

Контрольные вопросы

1. Чем отличается электропогрузчик от автопогрузчика?
2. Из каких элементов состоит скреперная установка?

4.3. ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

4.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТАХ

Развитие современного производства основано на использовании многооперационного оборудования, гибких модулей, станков с числовым программным управлением и робототехнологических комплексов. Важнейшей задачей интенсификации совре-

менного производства является комплексная механизация и автоматизация процессов, т. е. создание полностью автоматического производства. Создание и внедрение гибких автоматизированных производств (ГАП), допускающих возможность легкой перестройки оборудования на выпуск широкой номенклатуры изделий, тесно связано с разработкой и применением промышленных роботов (ПР). Промышленные роботы представляют собой универсальное средство автоматизации производственных процессов в условиях большого разнообразия и частого изменения выпускаемой продукции. Промышленные роботы могут быть успешно применены в различных сферах производства, включая погрузочно-разгрузочные и транспортно-складские работы. Совместно с основным технологическим оборудованием ПР образуют различного вида робототехнические комплексы — основные структурные модули ГАП.

Внедрение роботов на производстве позволяет заменить ручной труд на монотонных утомительных операциях, связанных например, с перемещением и загрузкой изделий на конвейеры, операциях сборки, транспортирования, окраски, сварки изделий и др. Промышленный робот представляет собой универсальный автомат для выполнения механических действий по соответствующей программе.

В настоящее время за рубежом изготовлением роботов занято более 200 специализированных фирм. Число широко применяемых моделей и их модификаций превысило 600. По данным комиссий ООН, в 1985 г. число промышленных роботов, используемых в промышленности, достигло 65 000 в Японии, 50 000 в США и 30 000 в странах Западной Европы.

В СССР производство ПР увеличивается из года в год. Проектированием и изготовлением роботов заняты НИИ и ряд заводов машиностроения и приборостроения.

В массовом и крупносерийном производстве применение ПР исключает необходимость создания в каждом конкретном случае специальных транспортно-загрузочных средств, позволяет быстро переналаживать автоматические линии, а также комплектовать и вводить их в действие в сжатые сроки. В серийном многономенклатурном производстве ПР применяют для комплектации переналаживаемых автоматических линий из агрегатных станков и линий для групповой обработки деталей со сменными наладками. В мелкосерийном производстве применение ПР облегчает автоматизацию загрузочных операций оборудования.

Одной из основных причин создания и внедрения ПР является экономия средств. По сравнению с традиционными методами автоматизации применение ПР обеспечивает большую гибкость технических и организационных решений, снижение сроков комплектации и пуска в производство автоматизированных систем.

Основные показатели, характеризующие технические возможности ПР:

- 1) номинальная грузоподъемность (кг);
- 2) размеры и форма рабочей зоны;
- 3) показатели степени подвижности: максимальное перемещение (мм, °); время перемещения (с); максимальная скорость (м/с, °/с); максимальное ускорение (м/с², °/с²); максимальная абсолютная погрешность позиционирования (мм); число программируемых точек при прямом и обратном перемещении;
- 4) показатели захватного устройства: усилие захватывания (Н); время захватывания (с); время освобождения (с); максимальный и минимальный размеры объекта манипулирования (мм);
- 5) показатели устройства управления: число одновременно управляемых движений по степеням подвижности; число каналов связи (входов и выходов) с внешним оборудованием;
- 6) давление (МПа) и расход (м³/с) жидкости или воздуха (для ПР с гидро- или пневмоприводом);
- 7) напряжение электропитания (В);
- 8) потребляемая мощность (Вт);
- 9) показатели надежности: наработка на отказ (ч); срок службы (лет) до капитального ремонта и до списания;
- 10) масса (кг);
- 11) размеры (длина, ширина, высота) (мм).

Под грузоподъемностью ПР понимают наибольшую массу объекта манипулирования (масса захватного устройства в грузоподъемность не входит). Число степеней подвижности ПР — это число степеней свободы звеньев кинематической цепи относительно звена (стойки, основания и др.), принятого за неподвижное. Для ПР это число определяется суммой возможных координатных движений объекта манипулирования относительно неподвижного звена (движения захватного устройства, связанные с зажимом и освобождением объекта манипулирования, в число степеней подвижности не входят).

Под погрешностью позиционирования рабочего органа ПР понимают отклонение его положения от положения, заданного устройством передвижения (УП). Поскольку ПР, как правило, программируется методом обучения, эта погрешность определяется повторяемостью прихода звена ПР в заданную точку в течение цикла.

В карте технического уровня и качества ПР в дополнение к основным техническим показателям приводят такие, как уровень стандартизации, технологичность изготовления, эргономические показатели и др.

ПР классифицируют по следующим признакам: специализация, грузоподъемность, число степеней подвижности, возможность передвижения, способ установки на рабочем месте, вид системы координат; вид привода и управления, способ программирования. По специализации ПР разделяют на специальные, специализированные и универсальные; по грузоподъемности — на сверхлегкие (до 1 кг), легкие (1 ... 10 кг), средние (10 ... 200 кг), тяжелые

(200 ... 1000 кг) и сверхтяжелые (свыше 1000 кг); по числу n степеней подвижности роботы разделяют на ПР с $n = 2$, ПР с $n = 3$, ПР с $n = 4$, ПР с $n > 4$; по возможности перемещения — на стационарные и подвижные; по виду систем координат — на работающие в декартовой системе (плоской, пространственной), в полярной системе (плоской, цилиндрической, сферической) и в сложной полярной системе (цилиндрической, сферической).

По степени совершенства и системам управления ПР разделяют на три поколения.

В первом поколении относят роботы-манипуляторы, работающие в жесткой программе, записанной на перфоленте или магнитной ленте. В этих роботах использовано числовое программное управление. Для их переналадки на выполнение других операций достаточно изменить программу. Недосток таких роботов заключается в том, что многие производственные операции не могут быть запрограммированы жесткой программой.

Второе поколение — это роботы-манипуляторы, работающие по гибкой программе с управлением от ЭВМ. Они обладают свойствами частичной адаптации, а именно приспособлением к условиям внешней среды в результате сбора и переработки информации в процессе движения исполнительного механизма.

Третье поколение — это роботы-манипуляторы с элементами искусственного интеллекта, управляемые ЭВМ. Они будут полностью адаптироваться, т. е. с помощью системы чувств (искусственного слуха, зрения, осязания и др.) воспринимать и распознавать обстановку, автоматически принимать решения о своих дальнейших действиях и выполнять их, а также самообучаться по мере накопления опыта работы.

Все три поколения не исключают одно другое и используются применительно к своим задачам.

Промышленный робот-манипулятор (рис. 122, а) состоит из манипулятора 1 — исполнительного органа, несущего схват 2, устройства передвижения (УП), если робот не стационарный, устройства управления. Как манипулятор, так и устройство передвижения являются исполнительными органами робота, взаимодействующими по сигналам устройства управления.

Устройство управления включает пульт управления, служащий для ввода и контроля задания, выданного оператором. Запоминающее устройство (ЗУ) служит для хранения программы работы. Вычислительное устройство (ВУ) реализует алгоритм управления и блок управления приводами манипулятора и устройства передвижения (БУП). Управляющее устройство может быть встроено в корпус робота или размещено в отдельном блоке (рис. 122, а).

Связь всех устройств робота показана на рис. 122, б. Оператор вводит задание на работу, используя пульт управления (ПУ). БУП осуществляет воздействие на технологическое оборудование (ТО) (см. рис. 122, а), которое обслуживает робот, и на техно-

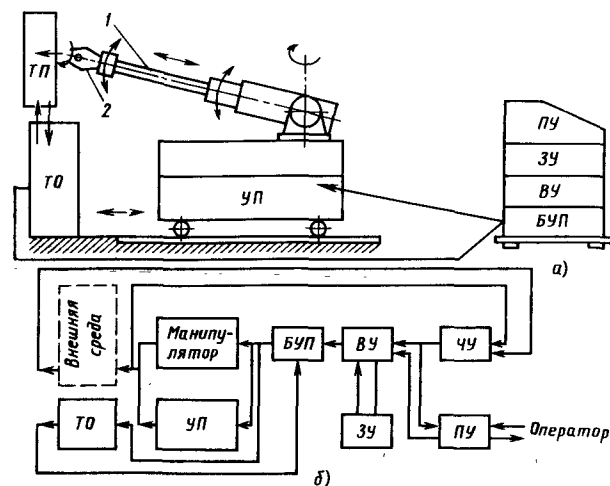


Рис. 122. Устройство промышленного робота-манипулятора

логический процесс (ТП), выполняемый манипулятором робота. Система управления включает также измерительное устройство, выявляющее состояние робота и внешней среды.

Обработка программы представляет собой выполнение операций в соответствии с сигналами, поданными на исполнительные устройства. Программное управление роботом разделяется на адаптированное (при котором в зависимости от параметров состояния внешней среды автоматически изменяется управляющая программа), контурное (при котором рабочий орган робота перемещается по заданной траектории с заданной скоростью) и позиционное (при котором рабочий орган робота перемещается по заданным точкам позиционирования, причем траектория движения между этими точками не контролируется).

Значительное распространение получили промышленные роботы агрегатно-модульной конструкции, собранные на базе унифицированных типовых деталей, модулей, агрегатов и сборочных единиц. ПР агрегатно-модульного типа имеет число степеней подвижности и кинематическую структуру, определяемые путем соединения соответствующих модулей в единую цепь в их различной комбинации. Модуль включает в себя механизмы и приводы, обеспечивающие одну или несколько степеней подвижности для ПР. Модули соединяют между собой унифицированными стыковыми поверхностями и унифицированными разъемами энергопитания. Агрегатно-модульный принцип построения позволяет создать специализированный робот для решения конкретной технологической задачи при минимально возможных затратах.

В настоящее время отечественной промышленностью разработан и изготавливается комплект унифицированных модулей для

компоновки пневматических ПР с цикловой системой управления. На основе этих модулей скомпонованы, например, различные модификации ПР мод. ГНОМ (14 вариантов) для сборочно-монтажных работ. Создан также комплект унифицированных модулей для ПР с гидравлическим приводом и позиционно-цикловой системой управления мод. СМ-40 (16 унифицированных модулей).

На базе унифицированных электромеханических модулей (6 вариантов) комплектуются ПР мод. ПРЭМ грузоподъемностью от 1 ... 200 кг. Модели комплектуют с одним и двумя (руками) манипуляторами. В обозначениях промышленных роботов после указания модели вводится обозначение М — манипулятор, его грузоподъемность (кг) и тип системы программного управления, например ПР М40 П81.01, т. е. промышленный робот с манипулятором грузоподъемностью 40 кг, компоновка 81, исполнение 01.

4.3.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И УСТРОЙСТВО МАНИПУЛЯТОРОВ

Манипулятор это управляемое устройство, оснащенное рабочим органом (захватным устройством) и предназначенное для выполнения двигательных функций, аналогичных функциям руки человека при перемещении объектов в пространстве. Манипуляторы могут иметь ручное, автоматическое или комбинированное управление. Промышленный робот ПР включает в себя манипулятор и перепрограммируемое устройство управления.

В зависимости от конструктивно-компоновочной схемы промышленного робота перемещаемый манипулятором объект может располагаться в рабочем объеме, имеющем ту или иную форму, а его перемещения осуществляться в различных системах координат. Система координатных перемещений ПР определяет кинематику основных движений механической системы и форму рабочей зоны.

Под числом n степеней подвижности ПР понимается число степеней свободы звеньев кинематической цепи относительно звена (стойки), принятого за неподвижное, т. е. суммы возможных координатных движений объекта, без учета движений зажима объекта захватным устройством (ЗУ). Число степеней подвижности ПР может быть 2 ... 7.

Важной характеристикой манипулятора является показатель погрешности позиционирования, который в современных ПР колеблется от ± 4 до $\pm 0,02$ мм. Для большинства ПР этот показатель равен ± 1 мм. Под погрешностью позиционирования понимают отклонение рабочего органа ПР от заданного управляющей программой.

Скорость линейных перемещений рабочих органов манипуляторов 0,2 ... 5 м/с (для большинства 0,6 ... 1,5 м/с), а угловых перемещений 60 ... 180 рад/с. Наибольшим быстродействием обладают манипуляторы с пневмоприводом.

На рис. 123 показаны системы координат, определяющие кинематику основных движений манипуляторов, и соответствующая форма рабочей зоны, обслуживаемой манипулятором.

Декартова система плоская и пространственная, при ней перемещение объекта рукой манипулятора осуществляется за счет прямолинейных перемещений звеньев механической системы по двум (при плоской системе, рис. 123, а) или трем (при прямоугольной пространственной, рис. 123, б) взаимно перпендикулярным осям x , y , z .

Плоская полярная система (рис. 123, в) характеризуется перемещением объекта манипулирования в одной координатной плоскости в направлении радиуса-вектора r и угла φ .

Цилиндрическая система координат (рис. 123, г) характеризуется перемещением объекта манипулирования в направлениях r и φ основной координатной плоскости, а также по нормали к этой плоскости z . Следует отметить, что наибольшее число промышленных роботов (из 500 известных модулей) работает в полярных цилиндрических координатах.

Сферическая полярная система координат (рис. 123, д) характеризуется перемещением объекта манипулирования в заданную точку пространства за счет радиуса-вектора r и его угловых перемещений φ и θ в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Ангулярная (угловая) система координатных перемещений (рис. 123, е) плоская или пространственная (цилиндрическая и сферическая), характеризуется перемещением объекта манипулирования в направлении радиуса-вектора r и осуществляется за счет относительных угловых поворотов звеньев манипулятора, имеющих постоянную длину (используется для ПР с шарнирной рукой).

На рис. 123 приведены также соответствующие кинематические схемы механических манипуляторов, работающих в упомянутых системах координат.

В промышленных роботах первого поколения использованы системы управления с непрерывной отработкой движения и системы с дискретной отработкой движения. Системы с непрерывной отработкой траектории получили название контурных систем управления, а системы с дискретным управлением — позиционных систем управления. Простейшим вариантом позиционных систем является цикловая система (по упорам), в которой число программируемых точек по каждой координате ограничено начальной и конечной позициями. Позиции задаются установленными упорами, контактными и бесконтактными переключателями релейного действия.

При контурном управлении движение исполнительного органа ПР программируется в виде траектории в рабочем пространстве с непрерывным контролем по скорости.

Энергетический расчет приводов манипулятора может быть выполнен исходя из следующих предпосылок. Закон изменения

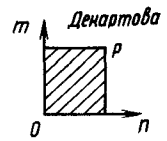
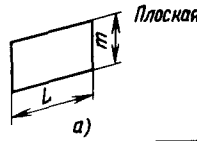
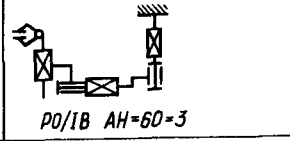
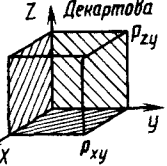
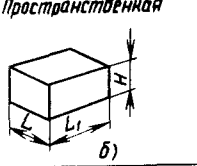
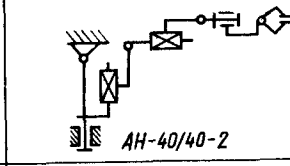
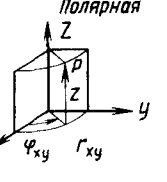
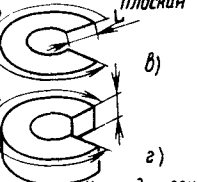
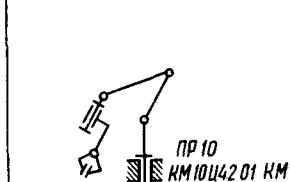
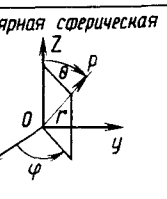
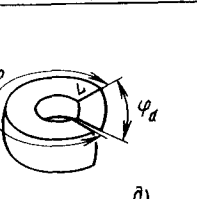
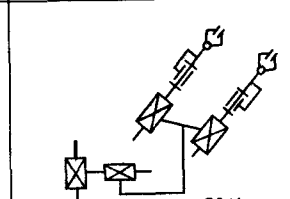
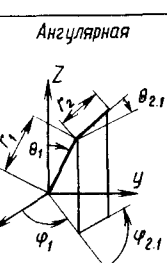

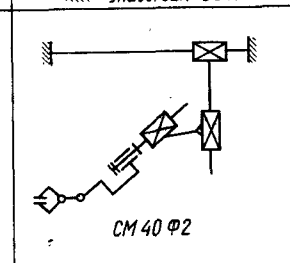
Система координат движения руки манипулятора	Рабочая зона	Структурная кинематическая схема
 Декартова	 Плоская	 Р0/1В АН-60-3
 Декартова	 Пространственная	 АН-40/40-2
 Полярная	 Плоская цилиндрическая	 ПР 10 КМ 10Ц42 01 КМ 1
 Полярная сферическая	 Сферическая	 Универсал 50 М
 Ангулярная	 Ангулярная	 СМ 40 Ф2

Рис. 123. Системы координат, определяющие кинематику основных движений манипуляторов

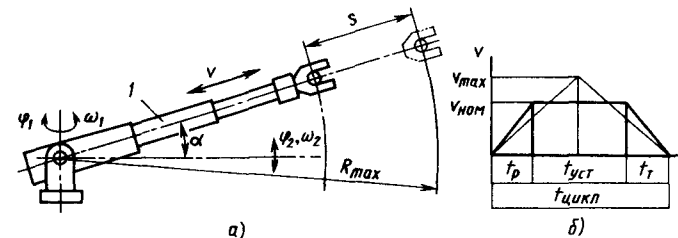


Рис. 124. Схема руки манипулятора и закон изменения скорости ее движения

скорости движения руки 1 (рис. 124) является трапецеидальным, т. е. разгон и торможение происходят с постоянным ускорением. На рис. 124, б показан график изменения скорости, где время разгона $t_p = v_{ном}/a$ ($v_{ном}$ — номинальная скорость, a — ускорение) равно времени t_t торможения.

Для привода вращения руки $t_p = \omega R_{max}/a = \omega/\varepsilon$, где ω — угловая скорость; R_{max} — максимальный радиус обслуживания; ε — угловое ускорение.

Для трапецеидального закона перемещение S руки рассчитывают: в период разгона $S_p = v_{ном}t/2$, а так как $t_p = t_t$, то $S_p = S_t$; в период установившегося движения $S_{уст} = v_{ном}t_{уст}$ или $S_p = at_p^2/2$ при поступательном движении и $S_p = at_p^2/2R_{max}$ при повороте.

Время выполнения цикла $t_{\Sigma} = 2t_p + t_{уст} = 2t_p + (S - 2at_p^2/2)/v_{ном}$ при линейном перемещении, а время выполнения цикла при вращении руки манипулятора $t_{\Sigma} = (\phi + \omega^2 R_{max}/a)/\omega$.

Характеристикой цикла по перемещениям при трапецеидальном законе изменения скорости является отношение пути S_p разгона к полному перемещению S ; $K_{\Sigma} = S_p/S = 0,1 \dots 0,5$, причем при $K_{\Sigma} = 0,5$ и $S_p = 0,5S$ нет периода установившегося движения, закон выражается в треугольник (см. рис. 124), т. е. обеспечивается максимальная v_{max} скорость перемещения:

$$S_p = \frac{S}{2} \geq \frac{at_p^2}{2} \geq \frac{v_{max}^2}{2a}, \text{ т. е. } v_{max} \leq \sqrt{Sa},$$

и при вращении соответственно $\omega_{max} \leq \sqrt{\frac{a}{\phi R_{max}}}$.

Следует иметь в виду, что слишком малое значение K_{Σ} вызывает большие динамические нагрузки в механизмах манипулятора. Например, при $S = 1$ и скорости $v_{ном} = 1$ м/с длина пути разгона $S_p = \frac{a}{2} \left(\frac{v}{a}\right)^2 = 0,1$ м, а $K_{\Sigma} = S_p/S = 0,1$. Перегрузка составляет 1,5.

Манипулятор, показанный на рис. 124, работает в сферической системе координат. Для вычисления необходимой мощности привода задаются грузоподъемностью m (кг) (массой переносимого груза), величинами R_{max} (м), S , ϕ — пределы перемещения

груза по координатам соответственно в м и рад, ω и v — номинальные скорости перемещения (соответственно в рад/с и м/с).

При проектировании приводов обычно отсутствуют точные данные о массах звеньев и координатах центров их тяжести, необходимых для нахождения инерционных сил. Поэтому расчет ведут с использованием коэффициентов конструкций K , полученных из опыта проектирования [8].

Мощность (Вт) привода прямолинейного поступательного перемещения

$$N_{\pi} = (F_{\pi} + F_{\pi}) v / \eta,$$

где F_{π} — сила тяжести полезного груза и неуравновешенных масс, $F_{\pi} = K_1 m a$; K_1 — коэффициент, характеризующий конструкции, $K_1 = m_{\pi}/m = 1,4 \dots 2,3$ (m_{π} — общая масса перемещающихся частей); F_{π} — сила инерции, $F_{\pi} = K_1 m v^2 / (2K_{\pi} S)$; η — КПД передачи, связывающий двигатель с исполнительным звеном.

Тогда

$$N_{\pi} = \frac{K_1 v m}{\eta} \left(\frac{1}{2K_{\pi}} \frac{v^2}{S} + g \sin \alpha \right),$$

где α — угол наклона руки манипулятора (см. рис. 124); g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

При горизонтальном расположении руки манипулятора ($\alpha = 0$), приняв $K_{\pi} = 0,1$ и $K_1 = 2$, получим мощность (Вт) подъема

$$N_{\pi\pi} = 10 m v^3 / (S \eta)$$

для привода вертикального перемещения груза ($\alpha = 90^\circ$)

$$N_{\pi\pi} = \frac{10 K_1 v m}{\eta} \left(\frac{v^2}{2S} + 1 \right).$$

Мощность двигателя для привода поворота руки манипулятора с грузом соответственно

$$N_{\pi} = (M_{\text{ном}} + M_{\pi}) \omega / \eta,$$

где $M_{\text{ном}}$ — момент груза и неуравновешенных конструкций относительно оси вращения, $M_{\text{ном}} = K_3 m g R_{\max} \sin \alpha$.

Коэффициент конструкции

$$K_3 = \frac{M_{\text{ном.д}}}{m g R_{\max}} \approx 1,1 \dots 2,$$

где $M_{\text{ном.д}}$ — динамический момент, возникающий в период разгона и торможения:

$$M_{\text{ном.д}} = J_e = \frac{K_2 m R_{\max}^2 \omega^2}{2 K_{\pi} \varphi},$$

где K_2 — коэффициент конструкции, $K_2 = 1,8 \div 2,3$.

Окончательно

$$N_{\pi} = \frac{\omega R_{\max} m}{2} \left(\frac{K_2 R_{\max} \omega^2}{2 K_{\pi} \varphi} + K_3 g \sin \alpha \right).$$

Приняв $\alpha = 0$, $K_{\pi} = 0,1$, $K_2 = 2$, $K_3 = 2$, мощность привода для вращения груза относительно оси Oz

$$N_{\pi} = 10 m R_{\max}^2 \omega^3 / (\eta \varphi);$$

соответственно для механизма качения руки относительно горизонтальной оси Ox при $\alpha = 1,57$ рад, $K_3 = 1$ (без груза, механизм уравновешен)

$$N_{\pi\pi} = \frac{10 m R_{\max}}{\eta} \omega \left(\frac{R_{\max} \omega^2}{\varphi} + 1 \right).$$

После выбора двигателя необходимо определить передаточное отношение передачи, связывающее двигатель с исполнительным звеном манипулятора.

При значительных неуравновешенных нагрузках передаточное отношение может быть определено из соотношения $u = M_{\pi} / (M_{\text{дв}} \eta)$, где $M_{\text{дв}}$ — вращающий момент, развиваемый двигателем.

Если в приводе преобладают динамические нагрузки, то с увеличением m уменьшается время разгона до номинальной частоты вращения и торможения до полной остановки.

Оптимальное значение передаточного отношения по быстродействию привода для трапецеидального закона перемещения может быть определено по формуле

$$u_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{2 \omega_{\text{дв}}^2 J}{\varphi M_{\text{дв}}^2}},$$

где J — динамический момент инерций вращающихся частей манипулятора, кг·м², $J = J_{\text{гр}} + J_{\text{м}}$ [$J_{\text{гр}} = m R_{\max}^2$ — динамический момент инерции максимального груза; $J_{\text{м}}$ — динамический момент инерции вращающихся деталей манипулятора].

По этой формуле определяют передаточное отношение u приводов, в которых приведенный момент инерции нагрузки превышает собственный динамический момент инерции двигателя $J_{\text{дв}}$.

При $J_{\text{пр}} / J_{\text{дв}} < 1$, где $J_{\text{пр}}$ — момент инерции привода, $J_{\text{пр}} = J / u^2$, $u = \sqrt{J / J_{\text{дв}}}$. Поскольку робот выполняет разнообразные циклы, то передаточное отношение необходимо рассчитывать на среднее арифметическое всех перемещений и моментов инерции в каждом из этих перемещений.

Для поступательных перемещений при трапецеидальном законе движения $J_{\text{пр}} > J_{\text{дв}}$ оптимальная линейная скорость перемещения

$$v_{\text{опт}} = \sqrt{S M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}} \eta / (2 m_{\pi})},$$

где $M_{\text{дв}}$ — вращающий момент.

Сбалансированные манипуляторы. Для выполнения погружно-разгрузочных и транспортно-складских работ на предприятиях широкое распространение получили специальные промышлен-

ные роботы, такие, как робокары, сбалансированные подъемники, а также сбалансированные манипуляторы и роботизированные конвейерные линии.

Основная задача такой робототехники заключается в обеспечении связи между транспортными, транспортно-грузовыми потоками и технологическими операциями, а также в автоматизации переработки грузов: затаривание, формирование в партии, загрузка в контейнеры, погрузка в транспортные средства.

В настоящее время погрузочно-разгрузочные и транспортные работы на предприятии являются фактически составной частью технологических процессов, а затраты, производимые на них, составляют значительную сумму от стоимости изделий.

В качестве универсального средства механизации тяжелого ручного труда по загрузке и выгрузке изделий широко применяют сбалансированные манипуляторы. Сбалансированные манипуляторы допускают плавное регулирование скорости перемещения груза (0 ... 30 м/мин). Управление направлением и скоростью перемещения груза чаще всего осуществляется пневматическими рукоятками, которые расположены вблизи грузозахватного устройства или на колонии, или дистанционно.

Сбалансированные манипуляторы с усилием 50 ... 100 Н могут поднимать, вращать и перемещать в горизонтальном направлении объекты массой до 600 кг.

В простейших сбалансированных манипуляторах груз массой до 120 кг поднимается и опускается с помощью привода, а в горизонтальной плоскости перемещается вручную. В качестве привода используют пневмопривод с пневматической системой управления. Они взрывобезопасны, но имеют небольшой диапазон регулирования скорости, а также недостаточно плавно перемещают груз. Для перемещения грузов массой 120 ... 300 кг используют манипуляторы с электроприводом, а массой 250 ... 2500 кг — манипуляторы с гидроприводом и электронной системой управления.

Сбалансированный манипулятор МС-150 (рис. 125, а) грузоподъемностью 150 кг ипольного типа можно использовать с различными грузозахватными устройствами. Помимо выполнения погрузочно-разгрузочных работ, он может быть использован и для выполнения других операций, например на грузовом крюке устанавливать дрель, клещи для точечной сварки и др.

Основными требованиями, предъявляемыми к сбалансированным манипуляторам, являются:

1) рука манипулятора должна находиться в уравновешенном состоянии независимо от того, имеется на захвате объект манипулирования или нет;

2) конструкция манипулятора должна обеспечивать перемещение объекта (груза) по траекториям, близким к прямолинейным;

3) нагрузка на привод должна быть постоянной при перемещении объекта в рабочей зоне.

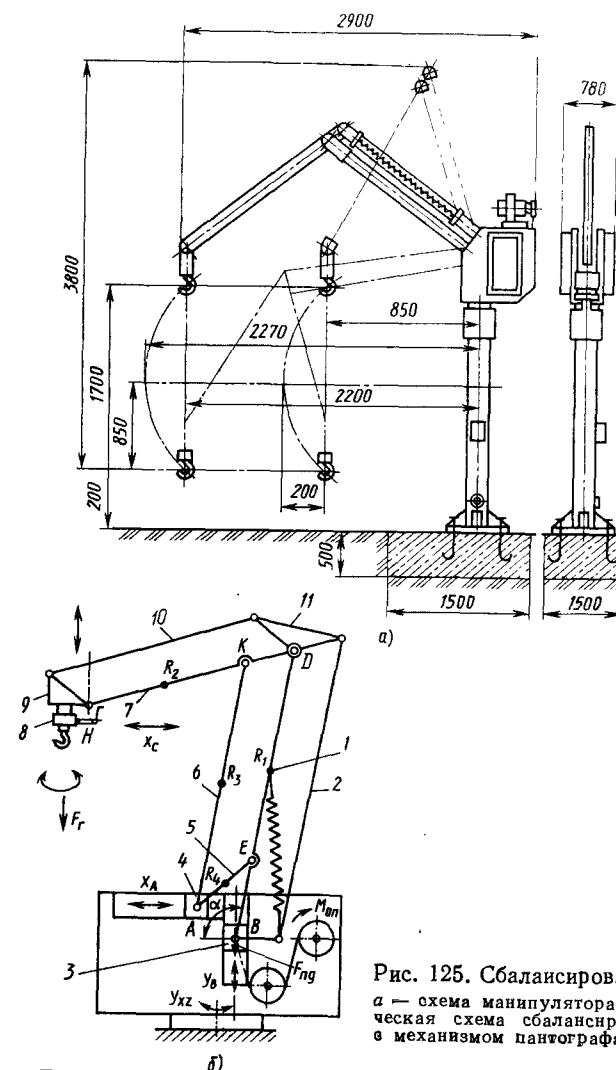


Рис. 125. Сбалансированный манипулятор:
а — схема манипулятора МС-150; б — кинематическая схема сбалансированного манипулятора в механизме пантиграфа

Рассмотрим систему уравнивания манипулятора, содержащего механизм пантиграфа.

Механизм пантиграфа (рис. 125, б) содержит исходное звено BD, вспомогательные звенья KA и AE и замыкающее звено DC. Исходное звено в точке B шарнирно соединено с кареткой 3 вертикального перемещения, а вспомогательные звенья KA и AE в точке A шарнирно соединены с кареткой 4 горизонтального перемещения. Грузозахватное устройство с блоком 8 и ручкой H управления шарнирно закреплены на конце замыкающего звена и имеет возможность вращаться относительно вертикальной оси. Блок 8 сохраняет постоянную ориентацию в пространстве за счет

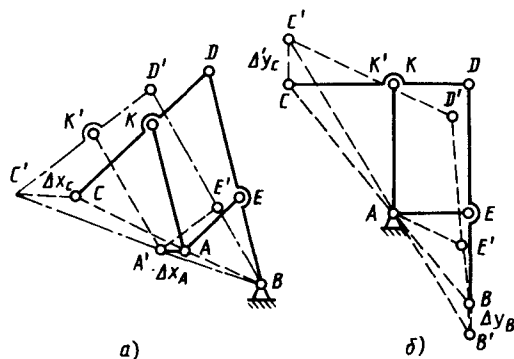


Рис. 126. Положение звеньев пантографа при смещении кареток горизонтального перемещения

механизмом разгрузки на звене BD — обычно это пружина, закрепленная в точке I, или противовес, уравнивающий только собственный момент дисбаланса металлоконструкций пантографа, в то время как для подъема и уравнивания груза (объекта манипулирования) служит отдельный механизм, например с пневмо-, гидро- или электроприводом, управляемый упомянутой рукояткой Н на блоке 8.

Благодаря таким механизмам обеспечивается полная уравнированность груза и пантографа, т. е. как это имеет место в обычных весах, находящихся в уравновешенном состоянии. Движение объекта вверх и вниз, если использован, например, пневмопривод, производится пневмоцилиндром, поршень которого перемещается вверх или вниз за счет управления клапанами, срабатывающими от разности давления воздуха. Разность давления появляется в результате приложения усилия руки к перемещаемому объекту, и плавное перемещение происходит в том направлении, в котором приложено это небольшое усилие. При снятии руки объект останавливается и поддерживается в этом положении.

Если применен электропривод, то в зависимости от угла и скорости поворота управляющей рукоятки Н на двигателе подается большее или меньшее напряжение. При отпускании рукоятки напряжение соответствует характеристике уравниваемого состояния, затем автоматически включается тормоз, а двигатель отключается. При отключенном электродвигателе груз остается уравниваемым и его можно поворачивать и перемещать в горизонтальной плоскости.

Связь перемещений звеньев манипулятора устанавливают, используя основное свойство пантографа, а именно три его точки А, В и С всегда должны находиться на одной прямой. При этом горизонтальному x_A и вертикальному y_B перемещениям кареток 3 и 4 по направляющим соответствуют только горизон-

звеньев 7 и 10, а также двух косынок 11 и 9. На схеме угол α характеризует угол наклона исходного звена пантографа к горизонту.

При повороте ручки управления объект (груз) начинает подниматься и происходит автоматическое определение его веса и уравнивание за счет создания соответствующего ему давления. Момент M_B создается ме-

ханизмом разгрузки на звене BD — обычно это пружина, закрепленная в точке I, или противовес, уравнивающий только собственный момент дисбаланса металлоконструкций пантографа, в то время как для подъема и уравнивания груза (объекта манипулирования) служит отдельный механизм, например с пневмо-, гидро- или электроприводом, управляемый упомянутой рукояткой Н на блоке 8.

$$u = \frac{BC}{AB} = \frac{BD}{BE}.$$

На рис. 126, а штриховой линией показано положение звеньев пантографа при смещении каретки 4 (см. 125) горизонтального перемещения:

$$\Delta x_A = AA'.$$

Из подобия треугольников BAA' и $BC'C$ отрезки AA' и CC' параллельны и, следовательно, $CC'/AA' = \Delta x_C/\Delta x_A = u$, что доказывает возможность прямолинейного горизонтального перемещения блока 8, при движении каретки 4 по горизонтальной направляющей.

При неподвижной точке А (рис. 125, б) и смещении В (каретки 3) вертикального перемещения на величину Δy_B грузовой блок будет перемещаться аналогично по вертикали на величину Δy_C . Из подобия треугольников $AB'B$ и $AC'C$

$$\frac{\Delta y_C}{\Delta y_B} = \frac{BC}{AB} = (u - 1); AC = BC - \Delta B = AB(u - 1); BC = ABu,$$

а следовательно, и скорость $\Delta \dot{y}_C = \Delta \dot{y}_B(u - 1)$ не зависит от координат точки обслуживания.

Определим силу F_{ng} , приложенную со стороны привода к каретке 3 (см. рис. 125), для уравнивания манипулятора с грузом (объектом). Для этого рассмотрим равновесие системы, включающей объект (груз) массой m , механизм пантографа из звеньев 1, 2, 4 каждый длиной $l_{1,2,4}$, массой $m_{1,2,4}$ и координатой центра тяжести $R_{1,2,4}$, грузовой блок массой m_g и каретку вертикального перемещения массой m_s . Если принять $\alpha = 90^\circ$ (угол наклона исходного звена), тогда момент сил основных деталей пантографа (не учитывая 7, 9, 10, 11) относительно точки А

$$M_A = (m_1 + m_s) gAE + m_4 gAR_4 - m_2 gKR_2 - m_g gKC.$$

Пусть правая часть приравнена $M_A = m_{пф} gKC$, где $m_{пф}$ — некоторая приведенная к грузовому блоку масса, создающая на плече KC тот же момент:

$$m_{пф} = (m_1 + m_s) g \frac{AE}{KC} + m_4 g \frac{AR_4}{KC} - m_2 g \frac{KR_2}{KC} - m_g g.$$

Из подобия треугольников, образуемых звеньями пантографа,

$$\frac{AE}{KC} = \frac{1}{(u-1)}; \quad \frac{AR_4}{KC} = \frac{1}{(u-1)} \frac{r_4}{l_4};$$

$$(r_4 = AR_4; AE = l_4); \quad \frac{KR_2}{KC} = \frac{ur_2}{(u-1)l_2},$$

так как $KR_2 = r_2$, а $DC = l_2$; здесь r — координата центра тяжести; l — длина звена.

Тогда приведенная к грузовому блоку масса

$$m_{\text{пф}} = (m_1 + m_3) \frac{1}{u-1} + m_4 \frac{1}{(u-1)} \frac{\rho_4}{l_4} - m_2 \frac{u\rho_3}{(u-1)l_2} - m_5$$

и сила, приложенная к звену 3 в точке В,

$$F_{\text{пг}} = (m + m_{\text{пф}}) g \frac{KC}{AE}.$$

Для уравнивания манипулятора без груза служит, как указывалось, пружина (см. рис. 125). Уравнивание пружинами основано на том, что момент сил является в общем случае нелинейной функцией переменных кинематических пар и эту функцию необходимо обратить в нуль с помощью пружины. Уравнивание пружинной оказывается тем точнее, чем ближе нижнее крепление пружины к оси шарнира (координата Y) и больше расстояние от верхнего крепления.

Требуемая жесткость пружины

$$K = \frac{m_{\text{пг}} l}{(l' - \rho) Y},$$

где $m_{\text{п}}$ — приведенная масса относительно точки D исходного звена, находят аналогично $m_{\text{пф}}$; $g = 9,81$ м/с²; l — длина подпружиненного звена; l' — расстояние от верхнего крепления пружины до центра шарнира подпружиненного пантиографа; ρ — первоначальная длина пружины; Y — расстояние от нижней точки крепления пружины до шарнира.

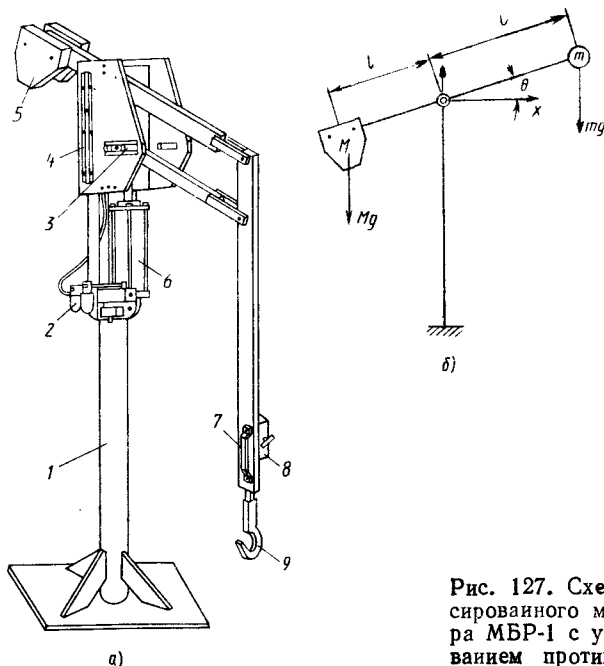


Рис. 127. Схема сбалансированного манипулятора МБР-1 с уравниванием противовесом

Для уравнивания конструкций манипулятора применяют также противовесы. Сбалансированный манипулятор МБР-1 (а также КШ) для погрузочно-разгрузочных и других работ (рис. 127) с уравниванием противовесом выпускают грузоподъемностью 63, 100, 165 и 280 кг. Манипулятор имеет пневмопривод.

На стойке 1 размещены система 2 управления пневмоприводом, пневмоцилиндр 6, каретки продольного 3 и вертикального 4 перемещения, противовес 5 манипулятора, ручка 7 для поворота руки манипулятора, ручка 8 управления и захватное устройство 9 для груза. Максимальное давление воздуха в пневмосистеме $6 \cdot 10^5$ Па, максимальная и минимальная рабочая высота соответственно 3740 и 470 мм. Максимальный и минимальный рабочие радиусы соответственно 2090 и 300 мм. Масса 370 кг.

Действие противовеса показано на рис. 127, б. Условие уравнивания $Ml' = ml$; здесь массу подвижных частей манипулятора определяют аналогично m , показанному выше, но за точку приведения принимается не грузовой блок, а точка D исходного звена пантиографа. При выборе точки закрепления противовеса (длиной l') необходимо принимать во внимание не только размеры манипулятора, но и полный момент сил относительно оси сочленения

$$J = ml^2 [1 + (l'/l)].$$

Пневматическая система манипулятора состоит из обратного клапана, повторителя-усилителя, датчика массы, предохранительного клапана, пневмоцилиндра, манометра, рукавов и трубопроводов.

Манипулятор питается сжатым воздухом от пневмосети через систему подготовки воздуха, которая включает в себя фильтр-влагодетель и маслораспылитель. Для правильной работы манипулятора необходимо установить его так, чтобы отклонение оси вращения от вертикали было не более 2 мм на длине 1500 мм.

По горизонтали манипулятор без груза уравнивают подбором противовесов. Для уравнивания по вертикали манипулятора без груза в пневмоцилиндр подают сжатый воздух. Давление воздуха в пневмоцилиндре регулируется винтом на датчике массы. Под действием противовесов и давления воздуха в пневмоцилиндре грузовой блок находится в состоянии безразличного равновесия в любой точке пространства в пределах зоны обслуживания.

Вес грузозахватного органа без груза или с грузом уравнивается усилием пневмоцилиндра, развиваемым за счет давления воздуха. При этом управление давлением воздуха в пневмоцилиндре (рис. 128, а) осуществляется следующим образом: сжатый воздух через обратный клапан поступает в напорную линию и в полость А датчика массы. Вес груза и грузозахватного органа через рамку Ж воздействует на толкатель Е и, сжимая главную пружину, открывает нижний клапан.

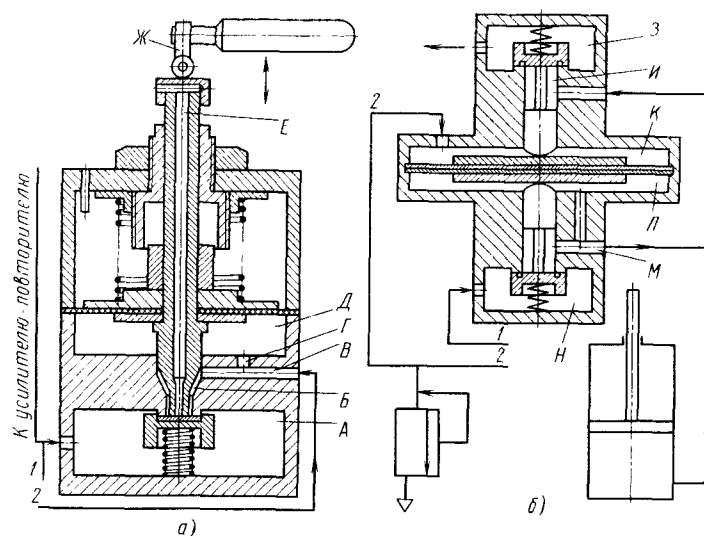


Рис. 128. Схема пневматической системы уравнивания с датчиком массы

Воздух из полости А поступает в полость Б датчика массы и далее через канал В и линию 2 в полость К повторителя-усилителя (рис. 128). При открытом клапане давление в полости Б и канале В начинает расти. Это же давление через дроссельное отверстие Г создается в подмембранной полости Д. Давление поднимается до тех пор, пока открыт клапан, т. е. пока вес груза и усилие пружины больше силы давления воздуха на мембрану снизу. Когда силы, действующие на мембрану, уравниваются, мембрана установится в среднее положение, клапан под действием вспомогательной пружины прижмется к седлу толкателя, закрывая проход воздуха в полость Б. Одновременно под давлением в полости К повторителя-усилителя (рис. 128, б) мембранный узел перемещается вниз, открывая нижний клапан. Сжатый воздух из полости Н через открытый клапан поступает в полость М, а оттуда — в подмембранную полость Л и пневмоцилиндр. Когда давление в полостях К и Л сравняется, мембранный узел займет нейтральное положение и клапан закроется. Таким образом, давление в пневмоцилиндре будет всегда равно давлению, создаваемому датчиком массы, и груз будет в уравновешенном состоянии в любой точке пространства и пределах зоны обслуживания.

При перемещении оператором по вертикали уравновешенного груза за рукоятку происходит автоматическая настройка системы. При перемещении оператором рукоятки вниз объем под поршнем пневмоцилиндра уменьшается, что приводит к повышению давления в нем. Под действием давления в пневмоцилиндре воздух поступает в полость М повторителя-усилителя, а оттуда в под-

мембранную полость Л. Так как давление воздуха в полости Л теперь больше давления, поступающего от датчика массы в полость К повторителя-усилителя, мембранный узел перемещается в сторону верхнего клапана, открывая его. Воздух из пневмоцилиндра через полости И, З и сапун выходит в атмосферу до тех пор, пока давление в пневмоцилиндре и полости Л не станет равным давлению в полости К.

Если рукоятку переместить вверх, объем под поршнем пневмоцилиндра увеличивается и, следовательно, давление понижается. Соответственно понижается давление в полостях М и Л повторителя-усилителя. Давление в полости К, связанной с датчиком массы, остается прежним. Мембранный узел перемещается в сторону клапана, открывает его. Воздух из напорной линии поступает через полости Н и М повторителя-усилителя в пневмоцилиндр до тех пор, пока давление в нем и в полости Л не станет равным давлению в полости К.

Для подъема груза оператор, закрепив деталь в захвате, поворачивает рукоятку вверх. Через тягу с роликом и рамку она нажимает на толкатель датчика массы, который перемещает вниз мембранный узел и, сжимая пружину, открывает клапан.

Для разгрузки манипулятора рукоятку поворачивают вниз. При этом тяга с роликом и подвижная рамка, перемещаясь вверх, уменьшает нагрузку на мембранный узел, который под давлением воздуха в полости Д смещается вверх. Седло толкателя открывает проход воздуха из полости Д через канал Е в толкателе в атмосферу. Давление воздуха в полости Д, а значит, в линии 2 и в полости К повторителя-усилителя падает.

В пневмосистеме манипулятора предусмотрен предохранительный клапан, служащий для ограничения грузоподъемности манипулятора. Настройка производится вращением регулировочного винта предохранительного клапана до его срабатывания при поднятом максимально допустимом грузе. Обратный клапан позволяет исключить резкое опускание грузозахватного органа в случае падения давления воздуха в подводящем трубопроводе.

4.3.3. ПОДВЕСНЫЕ ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

Достаточно широкое применение получили подвесные роботы (тельферного типа), используемые для выполнения погрузочно-разгрузочных и транспортных работ, а также для обслуживания робототехнических комплексов, в частности группового оборудования. Промышленные роботы такого типа занимают мало производственной площади, что является их преимуществом. Обычно для обслуживания однотипного оборудования применяют ПР, работающие в плоской или прямоугольной системе координат, а для обслуживания разнотипного оборудова-

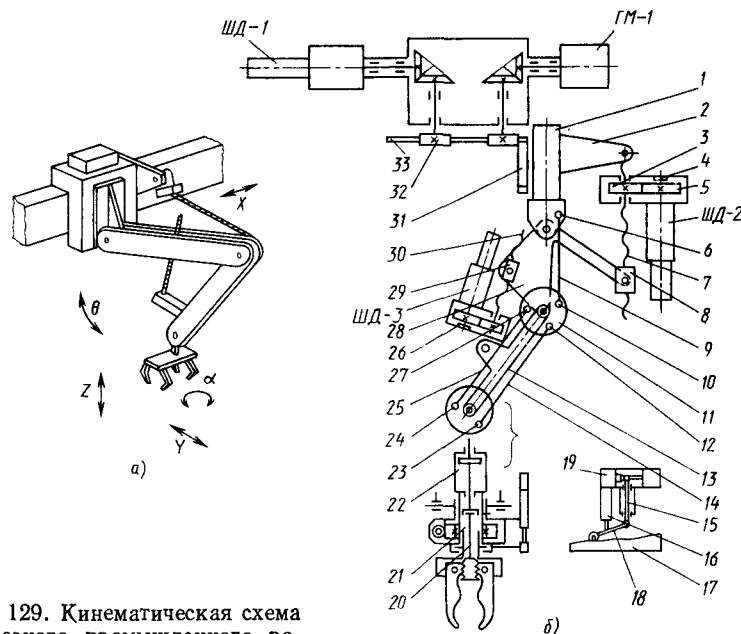


Рис. 129. Кинематическая схема подвешенного промышленного робота УМ160ф2.81.01

ния — ПР, работающие в ангулярной системе координат. Отечественной промышленностью изготавливается несколько моделей подвешенных роботов: СМ80Ц с одной рукой и СМ160ф2 05.01 с двумя руками, а также УМ160ф2, РС-25П; РС-40-Ц и М40.05. Применение в роботах такого типа двухпозиционных захватных устройств или двух независимых рук позволяет значительно сократить несовмещенное время работы станков, которые обслуживает робот.

Промышленный робот УМ160ф2.81.01 (рис. 129, а) имеет грузоподъемность 160 кг. Робот укомплектован широкодиапазонными быстросменными захватными устройствами в основном для загрузки на станки деталей типа тел вращения, но его можно использовать и для загрузки плоских и коробчатых деталей. Число степеней подвижности у него 4, в том числе управляемых одновременно 2.

Каретка 1 (рис. 129, б) робота перемещается по монорельсу 31, установленному на опорах. Привод ее осуществляется от шагового электродвигателя ШД-1 через гидроусилитель. Движение через зубчатые конические колеса передается к зубчатому колесу 32, которое зацепляется с рейкой 33. Привод содержит дополнительную, соединенную с гидродвигателем ГМ-1 передачу, которая служит для выборки зазора в реечном зацеплении.

На каретке шарнирно закреплено плечо 28 руки. С плечом жестко связан рычаг, несущий шарнирно закрепленную шар-

ковую гайку 8. К каретке на кронштейне 2 шарнирно прикреплен привод плеча, включающий в себя шариковый винт 7, зацепляющийся с гайкой 8. Привод осуществляется шаговым электродвигателем ШД-2 через гидроусилитель и пару цилиндрических колес 3 и 5. С колесом 3 связана кулачковая тормозная муфта 4 с гидравлическим приводом, запирающая винт 7 при падении давления в гидросистеме.

При вращении винта 7 гайка перемещается по нему, поворачивая плечо 28 (максимальный угол поворота 90°). На плечо руки на оси шарнирно закреплен рычаг 13, а на нем привод, аналогичный приводу плеча. Шариковый винт 30 привода зацепляется гайкой 29, которая шарнирно закреплена на рычаге. Вращение винту 30 передается от шагового электродвигателя ШД-3 через пару цилиндрических колес. С одним колесом связана кулачковая тормозная муфта 26. При вращении винта 30 рычаг 13 руки поворачивается (максимальный угол поворота 90°). В исходном положении локоть устанавливается относительно руки под углом 30° , что позволяет улучшить форму рабочей зоны.

К концу рычага 13 шарнирно прикреплена головка 14, несущая шпindel 21, в котором закреплены сменные захватные устройства. Шпindel поворачивается вокруг своей оси на 180° и имеет промежуточную точку остановки в середине хода.

К руке прикреплен спрямительный механизм, состоящий из системы рычагов и служащий для обеспечения поступательного перемещения головки, т. е. для сохранения вертикального положения шпинделя при любом положении звеньев руки. Этот механизм включает в себя палец 6, жестко закрепленный на каретке, свободный диск 11, несущий пальцы 10, 12 и 27, а также диск, жестко соединенный с цапфой головки. На диске закреплены пальцы 23 и 24. Пальцы 6 и 10 соединены рычагом 9, пальцы 12 и 23 — рычагом 14, пальцы 27 и 24 — рычагом 25. Вместе со звеньями руки рычаги составляют шарнирные параллелограммы.

Поворот шпинделя головки осуществляется лопастным гидроцилиндром, управляемым следящим золотником 16. Щуп следящего золотника контактирует через рычаг 18 с кольцевым копиром 17, закрепленным на шпинделе головки. Ось рычага 18 закреплена на тяге 15, которая опирается на ступенчатый шток 19 вспомогательного трехпозиционного гидроцилиндра. В зависимости от положения штока ось рычага может устанавливаться на один из трех уровней, что приводит к изменению положения щупа следящего золотника по отношению к копиру и, как следствие, к повороту цилиндра. Каждому уровню рычага соответствует определенная точка остановки шпинделя. Шпindel поворачивается на угол 180° и имеет промежуточную точку остановки в середине хода. Губки захватного устройства перемещаются с помощью встроенного в головку гидроцилиндра 22 через тягу 20.

4.3.4. ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Промышленные роботы и манипуляторы оснащаются захватными устройствами (ЗУ), служащими для захватывания и удержания в определенном положении объектов манипулирования. Поскольку форма объектов различна, захватные устройства (схваты) различны по конструкции. Чаще промышленные роботы комплектуются набором захватных устройств различного назначения, которые можно быстро заменять в зависимости от характера выполняемой работы.

К захватным устройствам предъявляются требования, основными из которых являются: надежность захватывания и удержания объекта; недопустимость повреждения объекта; достаточная прочность при минимальных размерах и весе.

В мелкосерийном производстве ЗУ должны обладать возможностью захватывания и базирования деталей в широком диапазоне их формы, размеров и масс.

Захватные устройства по принципу действия разделяют на зажимные, поддерживающие и притягивающие. Зажимные захватные устройства воздействуют на объект рабочими элементами, такими как губки, клещи и др. Поддерживающие ЗУ представляют собой крюки, вилки, петли и др., не зажимающие объект. Притягивающие ЗУ оказывают на объект воздействие с помощью магнитного поля (управляемые магниты) и вакуума (вакуумприсосы).

По характеру базирования объекта ЗУ делят на центрирующие, фиксирующие, базирющие и способные перебазировать объект.

По виду управления ЗУ делят на неуправляемые, командные; жестко программируемые и адаптивно управляемые. Командные ЗУ управляются командами на захватывание или освобождение объекта. Жестко программируемые ЗУ изменяют в зависимости от заданной программы раскрытие губок захвата (схвата) и усилие зажима, а также взаимное расположение рабочих элементов. Адаптивно управляемые ЗУ оснащены датчиками внешней информации, определяющими форму поверхности объекта, его массу и усилие зажима.

На рис. 130, а показано неприводное захватное устройство со стопорными механизмами. Деталь в нем удерживается силой пружины за счет самозатягивания губок и работает только в вертикальном положении.

На корпусе 7 устройства закреплена направляющая 5, несущая запирающую планку 4. По направляющей может скользить головка 3, в которой шарнирно закреплены губки 1. Когда деталь удерживается губками ЗУ, планка 4 входит между верхними концами губок 1, препятствуя их раскрытию. При укладке детали на разгрузочную позицию технологического агрегата ЗУ перемещается вниз до контакта детали с поверхностью, на которую производят установку. При этом головка 3 с помощью упора 2

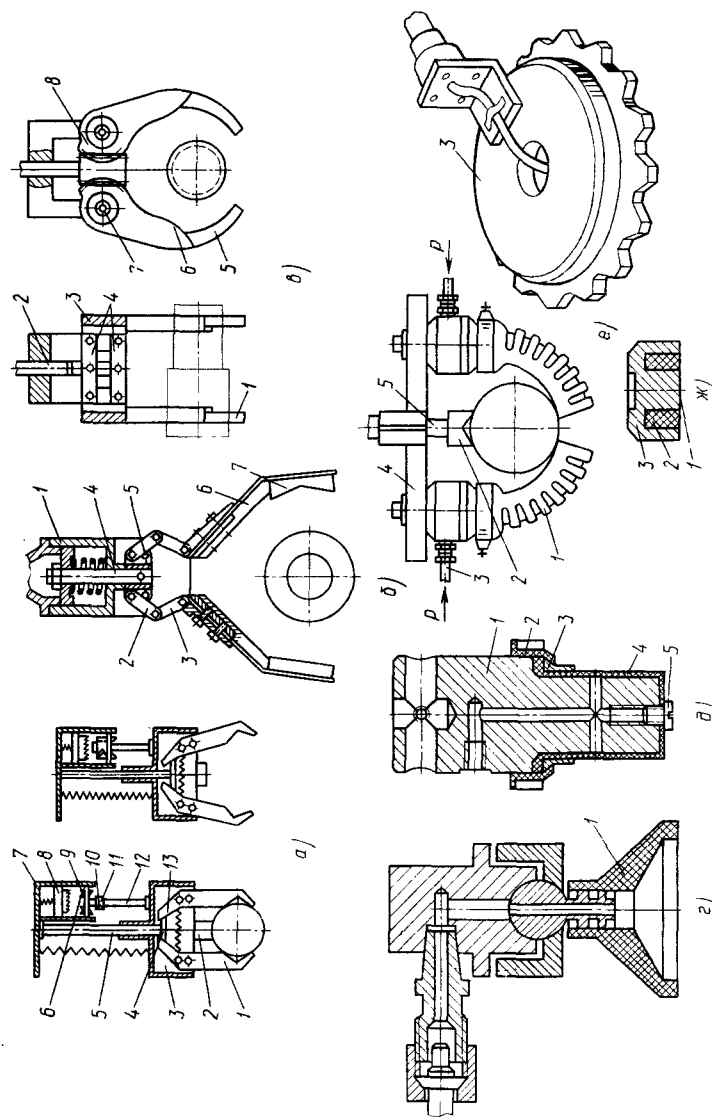


Рис. 130. Захватные устройства ЗУ:

а — неприводное; б — широкодиапазонное с пневмоприводом; в — с режущим передаточным механизмом; г — вакуумное для плоских объектов; д — центрирующее для цилиндрических объектов; е — с фланцевой оболочкой; ж — магнитное

упирается в деталь и останавливается, а корпус 7 продолжает опускаться. Планка 4 опускается и высвобождает губки 1, которые расходятся под действием пружины 13. Одновременно срабатывает стопорное устройство, состоящее из свободно вращающейся защелки 11, помещенной на оси 12, нижней втулки 9, закрепленной на корпусе 7, и верхней втулки 8. Последняя имеет храповые выступы только снизу, а втулка 9 имеет зубцы 6 сверху и снизу и, кроме того, снабжена прорезью по форме защелки 11, у которой по сторонам имеются треугольные выступы, смещенные относительно храповых зубцов.

При сближении корпуса 7 и головки 3 защелка входит в зацепление с верхними храповыми зубьями и поворачивается на угол 45° . Когда корпус и головка расходятся, защелка входит в зацепление с верхними храповыми зубьями втулки 9, поворачивается еще на 45° , и ее выступы 10 попадают в прорезь, в результате чего планка 4 перемещается между верхними концами губок 1, обеспечивая зажим детали. Чтобы разомкнуть захват, необходимо вновь сблизить корпус и головку, защелка опять войдет в зацепление с храповыми зубьями верхней втулки, повернется последовательно, как было указано, и будет удерживаться втулкой 8, а губки раскроются.

На рис. 130, б приведена схема широкодиапазонного рычажного захватного устройства с пневмоприводом. ЗУ представляет собой пневмоцилиндр 1, на штоке 4 которого установлена планка 5. На планке шарнирно закреплены тяги 2, связанные с поворотными рычагами 3. К рычагам прикреплены держатели 6, несущие сменные губки 7, которые позволяют использовать ЗУ для работы с объектами различной формы.

Переналадка ЗУ на другой диапазон захватываемых поверхностей осуществляется перестановкой осей тяг 2 в дополнительные отверстия планки 5, сдвигом держателей 6 по рычагам 3 и сменой самих держателей или губок 7.

Широкое распространение получили также широкодиапазонные центрирующие ЗУ с реечным передаточным механизмом (рис. 130, в) для объектов типа тел вращения (например, ступенчатых валов). Две пары поворотных губок 1 свободно установлены на осях 7. На губках выполнены зубчатые секторы 8, входящие попарно в зацепление с зубчатыми рейками 3, которые, в свою очередь, связаны рычагами 4, образующими шарнирный параллелограмм. Рычаги 4 шарнирно связаны с тягой 2 привода. Устройство обеспечивает независимую работу каждой пары губок. Штриховой линией показано положение губок 1 при захвате ступенчатого вала. Участки 5 профиля губок 1 имеют меньшую толщину по сравнению с участками 6, что позволяет обеспечить подхватывание и центрирование деталей, расположенных с угловым смещением.

При работе с деталями типа колец и фланцев используют аналогичные по приводу ЗУ, но с одной парой поворотных губок.

Для транспортирования плоских объектов широко применяют вакуумные захватные устройства, содержащие одну или несколько присосок (рис. 130, г). Как правило, разрежение под присосками 1 создается применением эжекторов с помощью энергии сжатого воздуха, поступающего от заводской сети. Вакуумные ЗУ пригодны для всех видов материалов, но имеют ограниченную силу притяжения (грузоподъемность) и непригодны для ребристых объектов (деталей).

Для переноса хрупких деталей неправильной формы и небольшой массы используют ЗУ с эластичными камерами двух типов, расширяющимися или изгибающимися. Действие таких ЗУ основано на деформации эластичной (например, резиновой) камеры давлением воздуха.

В центрирующем ЗУ для переноса цилиндрических деталей (рис. 130, д) втулка 4 из резины крепится к корпусу 1 через кольцо 3 гайки 2 болтом 5, сжатый воздух подается в камеру по каналам в корпусе 1. Камера при этом раздувается и удерживает деталь силой трения.

Получили применение также захватные устройства с гофрированной гибкой оболочкой (рис. 130, е). Гибкие оболочки 1 закреплены на корпусе 4, снабженном регулируемым упором 2, закрепленным на винте 5. Воздух в гибкие оболочки подается по трубопроводам 3, в результате чего оболочки изгибаются и захватывают объект, например, цилиндрической формы. При снятии давления оболочки выпрямляются и объект высвобождается.

Широкое применение получили также магнитные захватные устройства с электромагнитами 1 (рис. 130, ж). Электромагнитные ЗУ komponуют в большинстве случаев несколькими небольшими магнитами, установленными на общей раме. Такие устройства применяют для переноса ребристых и решетчатых объектов, захватить которые вакуумными ЗУ невозможно. Подъемные электромагниты (рис. 130, ж) представляют собой корпус 3 из низкоуглеродистой стали, внутри которого размещены катушки 2 магнита, защищенные от повреждения листом 1 например, из латуни. Преимуществом таких ЗУ являются высокая точность базирования, быстрота захвата детали и простота конструкции.

Расчет захватных устройств предусматривает определение сил, которые действуют в местах контакта захвата (губок) с объектом (деталью) и в звене, взаимодействующем с приводом.

Коэффициент передачи рабочего усилия ЗУ

$$K = P/F,$$

где P — тяговое усилие на приводе; F — сила зажима (губок).

Различают две группы ЗУ — с постоянным и переменным коэффициентом передачи рабочего усилия.

На рис. 131 приведены кинематические схемы некоторых ЗУ и значения K , соответствующие им, в функции основных геометрических параметров.

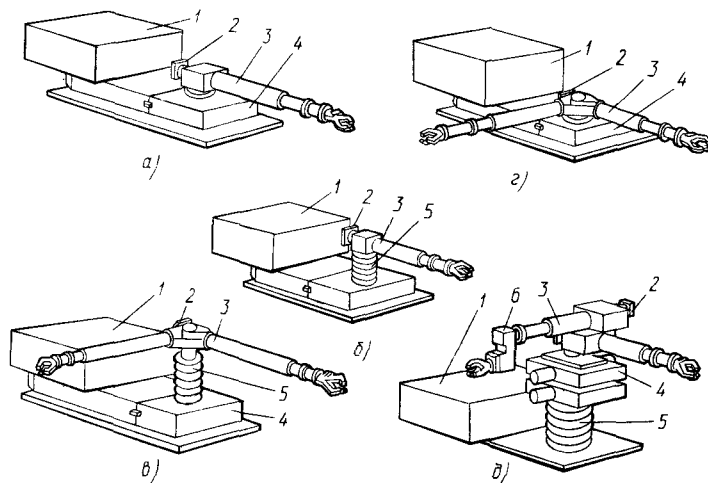


Рис. 132. Варианты компоновки промышленных роботов РФ-202М путем комбинации модулей

ствия при относительно небольшой общей массе (36 кг) и соответственно невысокой грузоподъемности (0,2 кг).

Техническая характеристика робота РФ-202М

Грузоподъемность, кг	0,2
Погрешность позиционирования рабочего органа, мм	$\pm 0,5$
Число степеней подвижности	4
Число манипуляторов	1—2
Способ установки на рабочем месте	Встроенный
Линейные перемещения, мм:	
манипулятора	200—400
модуля подъема	10—30
модуля линейной досылки	3,5—11,5
Регулирование углового положения манипуляторов, °	0—100
Угловое перемещение, °:	
одновременно двух манипуляторов	50—120
каждого манипулятора	0—110
Скорость линейных перемещений, м/с:	
горизонтальных	0,7
вертикальных	0,2
Скорость угловых перемещений, °/с:	
поворота манипулятора	180
вращения захвата	360
Привод	Пневматический
Вид управления	Цикловой
Число программируемых координат	9
Число одновременно управляемых движений по степеням подвижности	3
Число каналов связи с внешним оборудованием:	
на вход	7
на выход	7
Способ программирования	Обучение
Давление рабочего тела, МПа	0,4—0,6
Напряжение питания, В	220
Потребляемая мощность, кВт	0,15

Размеры, мм:

манипулятора	765×585×268
системы управления	540×382×363
Масса, кг:	
манипулятора	35,7
системы управления	23,5
Стоимость с системой управления, руб.	7700

Промышленный робот «Циклон-3.02» (рис. 133) предназначен для загрузки и разгрузки деталей при механической обработке и холодной штамповке и может использоваться с одной или двумя выдвижными руками. Применение в конструкции робота пневмогидравлического привода обеспечивает большую грузоподъемность (до 3 кг) по сравнению с описанным роботом РФ-202М при числе степеней подвижности шесть. На рисунке показаны также возможные углы разворота рук.

Техническая характеристика робота «Циклон-3.02»

Номинальная грузоподъемность, кг	3
Система координат	Циклическая
Число степеней подвижности	6
Максимальная абсолютная погрешность позиционирования, мм	$\pm 0,1$
Число рук	2 или 1
Максимальное перемещение руки:	
вправо (влево), °	180
угловая скорость, °/с	60

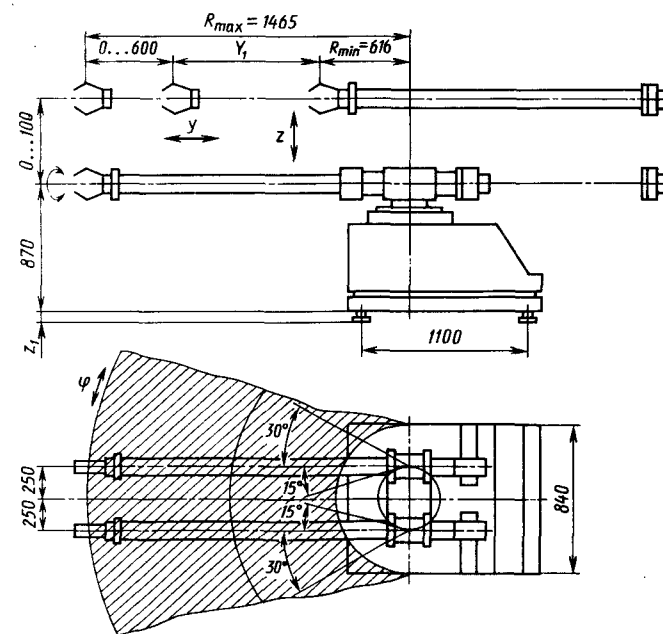


Рис. 133. Схема промышленного робота «Циклон-3.02»

вверх (вниз), мм	100
скорость перемещения, м/с	0,1
вперед (назад), мм	600
скорость перемещения, м/с	0,6
Захватное устройство:	
тип	Пневматический
перемещение:	
угол поворота, °	180
угловая скорость, °/с	180
Привод	Пневмогидравлический
Условия работы	Нормальные
Размеры, мм	1100×840×1250
Масса, кг	540

Для управления роботом используют управляющее устройство УЦМ-30 (изготовитель — завод счетных машин, г. Лубны). Способ программирования — ручное обучение. Роботы типа «Циклон» изготавливают нескольких модификаций, из которых «Циклон-5.02» имеет семь степеней подвижности.

4.3.6. НАПОЛЬНЫЕ ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ С МНОГОЗВЕННОЙ РУКОЙ

В настоящее время промышленные роботы с многозвеной рукой приобретают все большее применение благодаря значительным преимуществам, в частности универсальности для выполнения различных технологических операций. Роботы такого типа обладают компактностью, относительно малыми размерами при широкой зоне обслуживания. Работа осуществляется, как правило, в ангулярной системе координат. Робот можно использовать для сварочных и окрасочных работ, а также для погрузочно-разгрузочных работ в цехах промышленных предприятий.

Кинематическая схема робота IPB-6 (Швеция) с многозвеной рукой показана на рис. 134. Приводы робота размещены в корпусе 1 и включают электродвигатели 2, 7, 9 и 19 с печатным якорем и встроенным редуктором. Поворот руки вокруг вертикальной оси осуществляется от электродвигателя 9 через волновую безззорную передачу 10, выходное колесо которой связано с поворотным корпусом 3. Электродвигатель 2 через шариковую винтовую пару 4 поворачивает тягу 11, образующую со звеньями 5, 6 и 13 шарнирный параллелограмм, обеспечивающий поворот звена 6 вокруг оси А. Наклон звена 5 обеспечивается электродвигателем 19, движение которого через винтовую пару 18 передается на кривошип 8. При необходимости путем автоматического пересчета в УЦПУ скоростей можно осуществлять поступательные перемещения захватного устройства (при одновременной работе электродвигателей 2 и 19). Для разгрузки приводов предусмотрен уравнивающий груз 12. Внутри звеньев руки размещены тяги 14, 16 и кривошипы 15, 17 и 8, образующие систему передач,

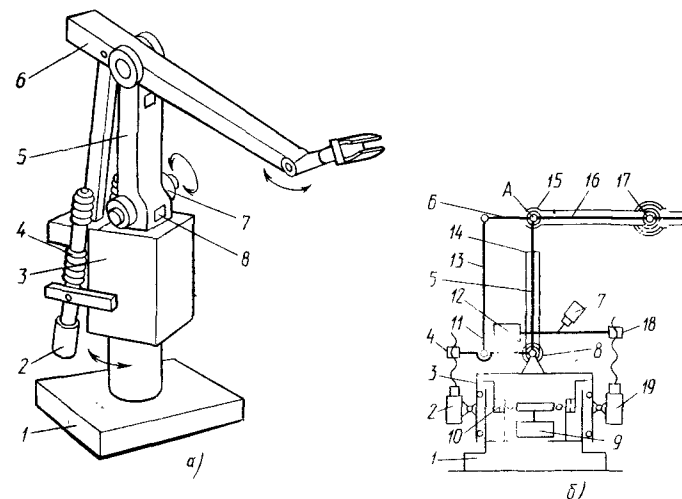


Рис. 134. Промышленный робот IPB-6 с многозвеной рукой:
а — общий вид; б — кинематическая схема

которые обеспечивают поворот захватного устройства. Робот оснащен позиционным УЧПУ и датчиками положения, контролирующими движения звеньев ПР по всем степеням подвижности.

Предусмотрена возможность дистанционного управления ПР с удалением УЧПУ на 15—20 м от механической системы робота; программирование осуществляется методом обучения (в переносном пульте).

На рис. 135 приведена кинематическая схема отечественного промышленного робота ТУР-106 с многозвеной рукой, разработчиком и изготовителем которого является НПО «Техноприбор» (г. Смоленск). Робот обладает шестью степенями подвижности и предназначен для работы в составе робототехнических комплексов и гибких производственных систем для выполнения основных технологических операций (сварки, сборки и др.). Привод включает шесть электродвигателей М. В качестве передач использованы зубчатые, цилиндрические и конические передачи, а также цепные передачи. Стрелками показаны все шесть движений, которые может выполнять манипулятор (I ... VI). Коаксиальное расположение валов в манипуляторе обеспечивает малые размеры и массу конструкции. Все шесть управляемых движений могут осуществляться одновременно от управляющей ЭВМ, причем число каналов связи с внешним оборудованием может достигать: на вход 96, а на выход 64. Размеры блока системы управления 1400×500×600 мм.

Техническая характеристика

Грузоподъемность, кг	6,3
Погрешность позиционирования рабочего органа, мм	±0,25

Число степеней подвижности	6
Число манипуляторов	1
Привод	Электроме- хани- ческий
Управление	Контурное
Число программируемых координат	До 100
Число одновременно управляемых движений по степеням подвижности	6
Потребляемая мощность, кВт	4,0
Масса, кг	300
Размеры, мм	1370×600×1770
Способ программирования	Обучение

Для выполнения сборочных и сварочных работ, а также обслуживания станков с ЧПУ часто используют промышленный робот РМ-01 с многозвенной рукой — изготовитель фирма «НОКИА» (Финляндия). Робот оснащен устройством управления «Сфера-36» производства МПО «Гранат» (г. Минск). Манипулятор (рука) типа «Пума 560» имеет шесть степеней подвижности с электромеханическими приводами и управлением от ЭВМ. На рис. 135, в показаны основные элементы (звенья) робота и степени подвижности манипулятора. Допускается как напольный, так и подвесной варианты установки манипулятора.

Манипулятор представляет собой основание 1, на котором закреплена колонна 2. Элемент 3 (плечо) может поворачиваться на колонне на угол 320° . Элемент 4 (верхняя часть руки) может поворачиваться на угол 266° , как показано стрелкой. Третий элемент (предплечье) 5 допускает поворот на 284° , качание кисти 6

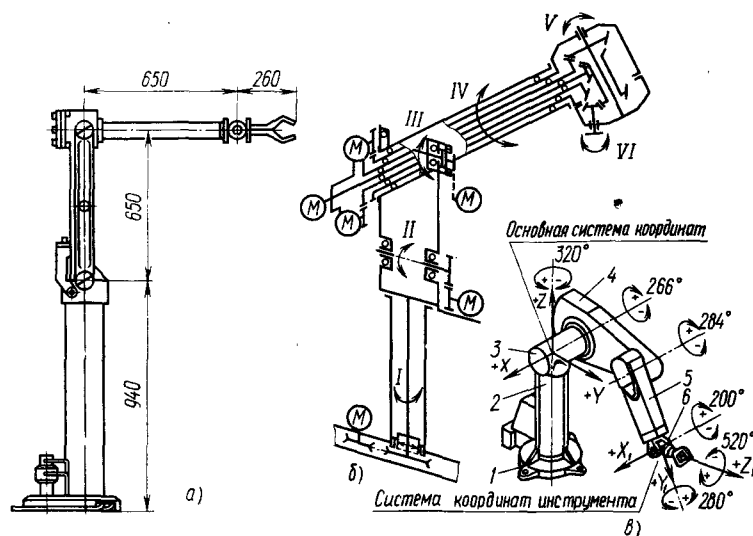


Рис. 135. Робот ТУР-106 с многозвенной рукой:
а — общий вид; б — кинематическая схема; в — робот РМ-01 с манипулятором «Пума 560»

на угол 200° , поворот кисти на 280° и поворот фланца кисти с захватом на угол 520° . Каждое звено имеет свой следящий привод постоянного тока с постоянным магнитом, а трансмиссии включают зубчатые редукторы с цилиндрическими и коническими колесами высокой точности (степень точности пять) и зацепление с минимальными зазорами. Вспомогательные двигатели оснащены электромагнитными нормально замкнутыми тормозами, которые включаются при выключении питания двигателей. При этом манипулятор блокируется в том положении, в котором он находился в момент выключения питания. Тормоза также включаются при случайном отключении питания. Для технического обслуживания и ремонта робота тормоза отключают, и тогда манипулятор можно двигать вручную.

Манипулятор соединен с системой управления двумя кабелями. По одному кабелю подается питание, а по другому передаются сигналы от импульсных датчиков и потенциометров. Для управления движением манипулятора необходимо постоянно контролировать положение и скорость движения звеньев. Для этого на вал каждого вспомогательного двигателя установлены в одном комплекте потенциометр и импульсный фотоэлектрический датчик. Вращение датчика обеспечивается от вала двигателя через скользящую муфту. Сигналы от датчиков индицируют положение звеньев, а скорость вычисляется на основании этих сигналов. Текущее положение манипулятора определяется в отношении известного (абсолютного) положения.

Установка абсолютного положения (калибровка) производится с помощью потенциометров и должна быть выполнена каждый раз после включения робота.

Техническая характеристика робота РМ-01

Грузоподъемность, кг	2,5
Число степеней подвижности	6
Привод	Электромеханический с двигателем постоянного тока
Точность позиционирования, мм	$\pm 0,1$
Скорость движения с максимальным грузом, м/с:	
по свободной траектории	1,0
по прямолинейной траектории	0,5
Рабочее пространство	Сферическое с радиусом 0,92 м
Привод захвата (схвата)	Пневматический с управлением от четырехходового магнитного клапана
Масса манипулятора, кг	53,0
Устройство управления «Сфера-36»	Двухуровневое микропроцессорное
Питание от сети:	
напряжение, В	220
частота, Гц	50
Масса устройства управления, кг	280

Для обеспечения легкости программирования манипулятор имеет две системы координат: основную систему координат X, Y, Z с центром в плече 3 манипулятора и систему координат инструмента с центром во фланце кисти X_1, Y_1, Z_1 . Основная система координат неподвижна и используется, например, при обучении робота в ручном режиме. Система координат инструмента движется с кистью и также используется при выборе режима движения инструмента.

4.3.7. ПРИВОДЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Современные промышленные роботы оснащаются гидравлическими, пневматическими и электрическими приводами.

В общем объеме мирового парка ПР около 50 % составляют роботы с пневмоприводами, до 45 % роботы с гидравлическим или электрическим и пневмогидравлическим приводом. Однако в последние годы отмечается значительное увеличение производства роботов с электрическим приводом.

Выбор типа привода зависит от ряда факторов, в частности от назначения и условий эксплуатации ПР, грузоподъемности, вида системы управления, взрыво-пожаробезопасности и др.

Главными требованиями для всех приводов являются: минимальные размеры при высокой мощности; возможность работы в режиме автоматического управления; быстродействие (высокая скорость) при высокой точности позиционирования, малая масса привода при высоком КПД; минимизация времени торможения; легкость отключения и снятия прикладываемого усилия и сохранения положения исполнительных механизмов при команде «стоп», а также стабильность его характеристик, надежность и долговечность.

Приводы ПР могут быть разомкнутыми и замкнутыми (следящими).

Гидравлический привод. По сравнению с электроприводом (ЭП) гидропривод (ГП) в системах автоматического управления имеет следующие преимущества:

1) высокое быстродействие, особенно при большом (более 15 МПа) давлении рабочей жидкости. Постоянная времени гидродвигателя в несколько раз меньше, чем у электродвигателя такой же мощности, из-за малого скольжения и небольшого момента инерции ротора;

2) большой коэффициент усиления мощности и по сравнению с пневмоприводом (ПП) высокий КПД (до 60 %);

3) стабильность скорости при изменении нагрузки, коэффициент скольжения у объемного ГП в 20—30 раз меньше, чем у ЭП постоянного тока; легкая осуществимость бесступенчатого регулирования в широком диапазоне выходной скорости при высокой степени ее редукции и плавности хода;

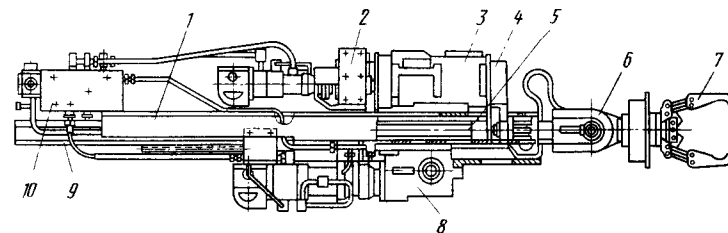


Рис. 136. Узел механизмов выдвижения и перемещения захвата ПР «Универсал-50М»

4) малая масса на единицу развиваемой мощности, что способствует уменьшению линейных размеров привода;

5) применение гидроприводов и поворотных гидродвигателей, что часто исключает применение редукторов.

Вместе с тем ГП обладает и рядом недостатков, к которым относятся прежде всего следующие:

1) сравнительно малая скорость передачи гидравлического импульса, которая при большой длине трубопроводов (более 2 м) может привести к значительным запаздываниям; необходимость удаления из жидкости пузырьков газа, иначе теряется основное достоинство ГП — несжимаемость рабочего тела; с удлинением магистралей на ГП также начинает сказываться податливость стенок трубопроводов;

2) зависимость объема жидкости от температуры окружающей среды, что вызывает непостоянство расхода и требует установки специальных расширительных бачков или систем термостатирования жидкости;

3) меньшая, чем у ЭП, гибкость проводки; трубопроводы как в производстве, так и при эксплуатации и ремонте более трудоемки, чем электрожгуты;

4) возможность утечки жидкости, особенно при высоком давлении.

Силовой следящий ГП роботов, как правило, имеет электрическое управление и электрические обратные связи, когда маломощная электрическая часть передает управляющие команды, а гидравлический привод выполняет функции силового исполнительного устройства.

Применение ГП рационально для роботов грузоподъемностью свыше 40—60 кг. В этом случае сложность и повышенная трудоемкость их в изготовлении и эксплуатации окупается высокими техническими характеристиками, а также небольшими размерами и массой.

Примером робота с ГП может служить робот «Универсал-50М».

На рис. 136 приведен узел механизмов выдвижения и перемещения захвата робота «Универсал-50М». К корпусу 1 прикреплены привод 2, дифференциальный редуктор 3 и переходной ре-

дуктор 4. Крутящий момент передается на два квадратных вала 5 и далее на дифференциальную головку 6. От привода 8 выдвижения захвата 7 через реечно-зубчатую передачу момент передается на каретку 9, заставляя ее выдвигаться из корпуса 1. Грузоподъемность робота 50 кг, число степеней подвижности пять. Подача масла в гидросистему осуществляется от гидропанели 10. Робот оснащен механизмами поворота манипулятора вокруг вертикальной оси, поворота в вертикальной плоскости и выдвижения захвата.

Используемые в приводах машины, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию, с неограниченным вращательным движением выходного звена называют гидромоторами, а с движением выходного звена только в одном направлении — гидроцилиндрами. Мощность (кВт) для всех типов гидродвигателей

$$N = Qp/60,$$

где p — давление в гидросистеме, МПа; Q — расход жидкости, л/мин, $Q = 10^{-3} qn$; n — частота вращения гидродвигателя, об/мин; q — расход жидкости за один оборот двигателя.

Для гидродвигателей $\eta = 0,75 \dots 0,98$.

Первоначальные значения конструктивных параметров гидросистемы определяют по заданным максимальным значениям скоростей v_{\max} (ω_{\max}) и нагрузке F_{\max} (M_{\max}) звеньев робота. Для гидроцилиндров при конструктивно заданной полезной площади $A_{\text{ц}}$ поршня давление в гидросистеме $p = F_{\max}/A_{\text{ц}}$. Гидроцилиндры для роботов представляют собой гильзы из прецизионных труб и имеют резиновые уплотнения с фторопластовой накладкой, что обеспечивает малое трение поршня и штока. Встроенные тормозные устройства дают возможность реализовать режим торможения в конце хода штока. Цилиндры обеспечивают скорость перемещения до 1,5 м/с и работают на минеральных маслах вязкостью $(0,12 \dots 2,5) 10^{-4}$ м²/с в диапазоне температур 10 ... 50 °С.

Во избежание возникновения вибраций и автоколебаний длина хода штока гидроцилиндра не должна превышать 18—20 диаметров. При необходимом большем возвратно-поступательном перемещении лучше применять гидромотор и реечную передачу или передачу винт—гайка. Для гидромоторов необходимое рабочее давление

$$p = M_{\max} 2\pi / q_{\text{ц}},$$

где M_{\max} — вращающий момент, Н·м; $q_{\text{ц}}$ — удельная производительность гидромотора, см³/об.

Для неполноповоротных двигателей необходимое рабочее давление

$$p = \frac{8M_{\max}}{zb(D_2^2 - d_2^2)},$$

где z — число пластин; b — ширина пластины, см; d_2 и D_2 — соответственно диаметр вала и диаметр внутренней полости мотора, м.

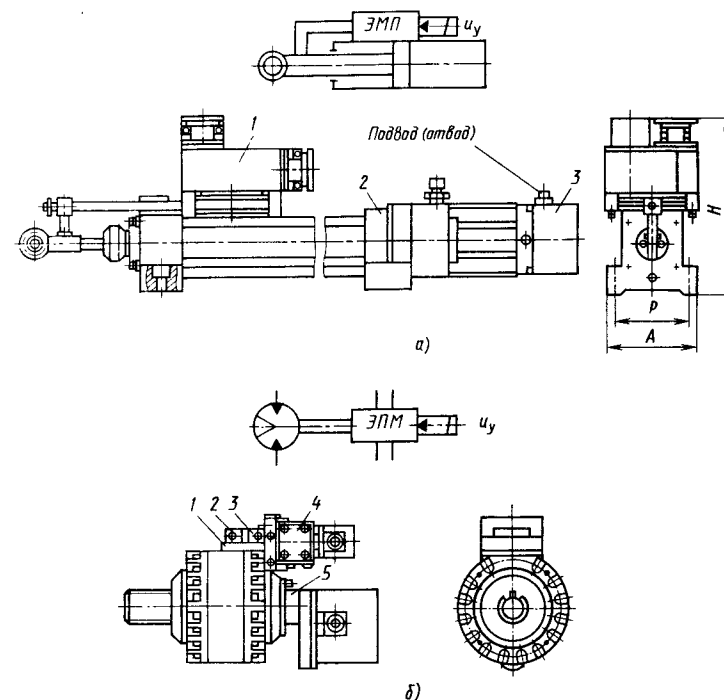


Рис. 137. Схема электрогидравлического следящего привода серии ПЭГС

Серийные гидросистемы для ПР спроектированы на давления 6,3 ... 21 МПа, отдельные гидродвигатели которых могут развивать вращающий момент до 6000 Н·м.

В настоящее время широкое распространение получили комплекты электрогидравлические приводы вращательного и поступательного движения с широким диапазоном регулирования скорости при постоянном крутящем моменте. Создана единая серия управляющей аппаратуры и унифицированных насосных станций для этих приводов.

Электрогидравлический следящий привод серии ПЭГС (рис. 137, а) предназначен для обеспечения возвратно-поступательного линейного перемещения механизмов ПР по программе, задаваемой устройством ЧПУ в виде электрических сигналов напряжения u . Приводы укомплектовывают электромагнитным преобразователем ЭМП и встроенными датчиками обратной связи по скорости и положению. Привод конструктивно представляет собой дифференциальный гидроцилиндр 2, на котором смонтированы дросселирующий распределитель 3 с электромагнитным управлением и блок 1 обратной связи. Электронное оборудование устройства управления приводом находится в отдельном блоке с автономным источником питания. Приводы выпускают тринад-

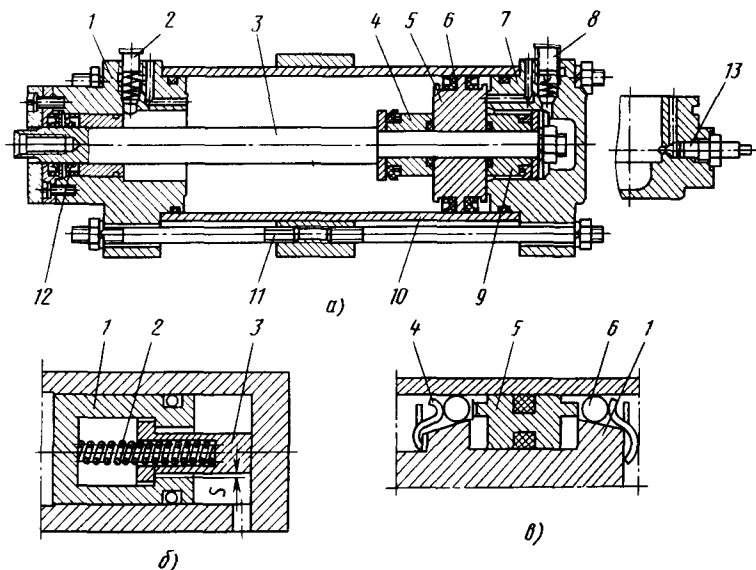


Рис. 138. Гидроцилиндр линейного перемещения руки манипулятора робота М20Ц

дети типов ($L = 545 \dots 1485$ мм; $H = 220 \dots 280$ мм) с ходом поршня 250 ... 1000 мм при скорости поступательного движения до 1000 мм/с. Привод укомплектован также электрогидравлическими усилителями УЭГ-8. Точность позиционирования 0,5 ... 1,5 мм.

Широко применяют также линейные электрогидравлические шаговые приводы Г28-2—семь вариантов исполнения с длиной хода 220 ... 710 мм и номинальным тяговым усилием 7 ... 14 кН при точности позиционирования (импульса) 0,05 ... 0,1 мм. Тип управляющего шагового двигателя ШД5-Д1М.

Привод с гидроцилиндром линейного перемещения предназначен для выдвижения руки манипулятора робота М20Ц (рис. 138). В приводе предусмотрено автоматическое двустороннее торможение поршня 5 в конце его хода. Жидкость под давлением подается в рабочую полость и поршень перемещается влево. В конце хода его втулка 4, закрепленная на штоке 3, входит в отверстие крышки 1, в которую встроен регулировочный дроссель 13. При этом сливное отверстие перекрывается обратным клапаном, встроенным в штуцер 2, и масло начинает вытесняться через дроссель 13, в результате чего скорость движения штока 3 замедляется, предотвращая удар. При подводе давления в штоковую полость гидроцилиндра обратный клапан, встроенный в штуцер 2, открывается, а поршень 5 перемещает шток с большой скоростью вправо. При входе втулки 9 в отверстие крышки 7 происходит аналогичный процесс торможения штока с помощью

обратного клапана, встроенного в штуцер 8, и регулируемого дросселя 13 в крышке 7.

Поршень 5 снабжен уплотнениями 6, а шток 3 — соответственно манжетами 12. Крышки 1 и 7 притягиваются к гильзе 10 стяжными шпильками 11.

Для остановки без удара движущихся частей привода применяют также демпферы (рис. 138, б). Стакан 3 в конце хода силового поршня входит в его внутреннюю полость 2 и вытесняет жидкость из нее через кольцевой зазор S . Сила (H) демпфирования при этом может быть найдена из выражения

$$F_a = f_0^2 \frac{12L\mu v_H}{\pi d_0 S^3},$$

где f_0 — площадь стакана 3, м²; L — длина щели, м; μ — динамическая вязкость, Па·с; S — зазор, м.

Если требуется осуществить запирацию поршня в промежуточном положении, используют фрикционный замок (см. рис. 138, в). Два конуса в головке поршня 1 образуют вместе с внутренней поверхностью цилиндра клиновидный зазор, в котором размещаются два ряда шариков 6, прижатых пружинами 4. Замок открывается с помощью вспомогательного поршня 5, свободно установленного на поршне 1. При подаче давления с одной из сторон поршня 1 поршень 5 перемещается в осевом направлении и одним из своих упоров освобождает шарики. Замок используют при относительно небольших нагрузках, чтобы не повредить рабочую поверхность гильзы.

Для осуществления вращения механизмов ПР используют электрогидравлические следящие приводы серии СП. Приводы СП выполняют неполноповоротными (см. рис. 137, б). Привод содержит гидродвигатель серии ДПГ, к крышке которого со стороны свободного конца вала прикреплен редуктор 5 привода датчиков обратной связи по скорости и положению. К корпусу гидродвигателя прикреплен электрогидравлический усилитель 2 типа УЭГ-8, включающий в себя реверсивный следящий золотник 4 с электромагнитным управлением и корректирующие звенья 2 и 3. Изготавливают пять типоразмеров СП длиной 475 ... 620 мм, высотой 393 ... 342 мм; вращающий момент $M = 500 \dots 6300$ Н·м при угле поворота выходного вала $\alpha = 270^\circ$.

Применяют также полноповоротные электрогидравлические следящие приводы SH 4-40 (ЧССР). В качестве исполнительного гидродвигателя используют различные типы гидромоторов, например серии Г15-2 и ГМ80. Для подачи масла в гидросистемы промышленных роботов разработаны унифицированные гидростанции серии СР. Станции изготавливают десяти типоразмеров; они имеют системы очистки и охлаждения рабочей жидкости (масла). Станции типа СР40Ж ... СР63Ж имеют водяное охлаждение, а станции типа СР40В ... СР63В — воздушное охлаждение.

Пневматический привод. Пневматический привод используют в ПР грузоподъемностью до 20 кг, т. е. в конструкциях, не требующих большого крутящего момента и осевой силы. Роботы с пневмоприводом обладают быстродействием, простотой конструкции и управления, надежностью и безопасностью (пожаро- и взрывобезопасностью) работы и невысокой стоимостью. Недостатком пневмоприводов является невысокая статическая жесткость, обусловленная сжимаемостью воздуха, а также трудность поддержания заданной скорости и точности позиционирования.

Пневмоприводы разделяют на пневмоцилиндры одностороннего и двустороннего действия, неполноповоротные пневмодвигатели, пневмомоторы серии ПДЛ и мембранные камеры. Поршневые пневмодвигатели серии ПДП выпускают в одинарном и сдвоенном исполнении. В качестве рабочей среды в пневмоприводах используют сжатый воздух (0,6 МПа) с температурой 0 ... 60 °С, насыщенный маслом (2 ... 4 капли на 1 м³ воздуха).

В качестве механизма, преобразующего в пневмодвигателях серии ПДП поступательное перемещение штока пневмоцилиндра во вращательное движение выходного вала, используют зубчатую реечную передачу.

Широкое применение получили также гидропневматические системы ПР, примером которых может служить привод ПР «Циклон-5.02».

Рука манипулятора выполнена в виде унифицированной конструкции (рис. 139). Объект манипулирования зажимается губками 1. Зажим и разжим захвата осуществляется сжатым воздухом, который через штуцер 26 и отверстие во втулке 15 поступает во внутреннюю полость пневмоцилиндра 2, в результате чего шток-поршень перемещается влево и с помощью закрепленного на штоке водила и рычагов сжимает губки 1. При выключении давления воздуха в пневмоцилиндре 2 происходит разжим схвата под действием пружины, надетой на поршень.

Привод поворота захвата включает два пневмоцилиндра 22, закрепленных на корпусе 14. При подаче сжатого воздуха в рабочую полость одного из пневмоцилиндров — левого поршень 21 вместе с зубчатой рейкой 23 движется вправо, приводя во вращение шестерню 24, валы 17 и 3. Полость правого цилиндра в этом случае соединена с атмосферой. Для поворота схвата в другую сторону включается правый пневмоцилиндр. Угол поворота схвата регулируется винтами — ограничителями 25. Для обеспечения равномерной скорости поворота схвата имеется гидродемпфер 16, который прикреплен к корпусу 14. Лопасть демпфера установлена на валу, кинематически связанном с валом 17. При повороте вала лопасть выжимает масло из одной полости в другую через дроссель, с помощью которого регулируется скорость поворота схвата.

Привод выдвижения руки представляет собой пневмоцилиндр, состоящий из трубы 10 с приваренными на концах фланцами 13

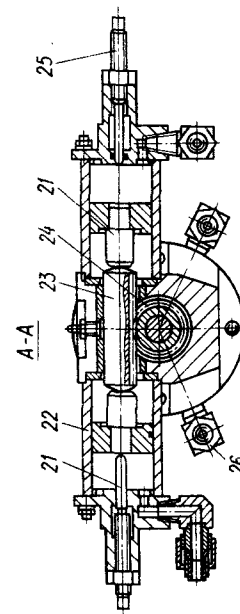
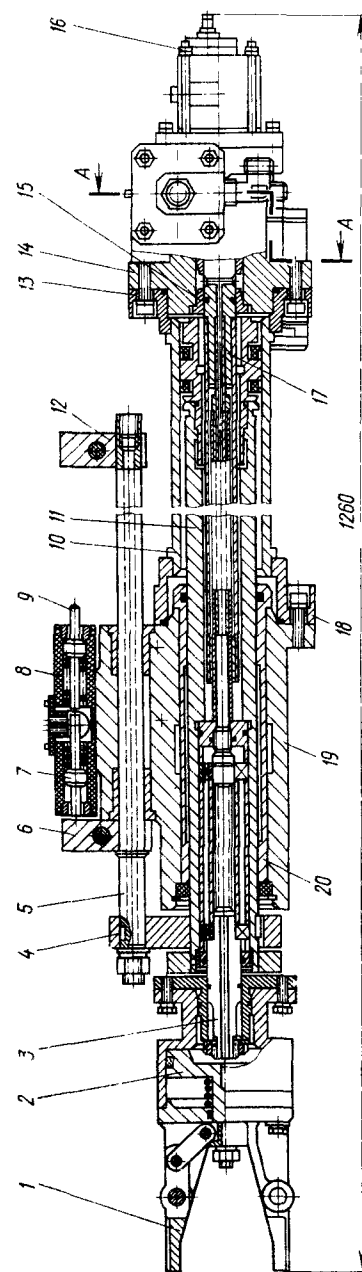


Рис. 139. Рука манипулятора ПР «Циклон-5.02» с пневмоприводом

и 18. Внутри трубы размещен полый шток-поршень 11, на переднем конце которого закреплен захват. К фланцам прикреплены два корпуса 14 и 19. В корпусе 19 запрессована бронзовая втулка 20, которая является направляющей штока-поршня 11. На штоке жестко закреплен хомут 4, к которому прикреплен штанга 5 с двумя упорами 6 и 12, предназначенными для ограничения хода штока. Передвигая упоры по штанге, можно регулировать ход руки. Положение упоров фиксируется винтами. Штанга 5 одновременно служит для удержания шток-поршня 11 от проворота относительно продольной оси руки.

Штоковая полость пневмоцилиндра постоянно находится под давлением. Для выдвижения руки сжатый воздух подается в противоположную полость этого пневмоцилиндра: шток-поршень 11 вследствие разности эффективных площадей поршня начинает перемещаться влево вместе со штангой 5 и упорами 6, 12, выдвигая руку до соприкосновения упора 12 в подпружиненный палец 7 датчика 8 положения. Датчик выдает сигнал в систему управления о срабатывании механизма выдвижения. Для втягивания руки давление в бесштоковой полости сбрасывается, и поршень под давлением воздуха в штоковой полости начинает движение назад.

Для увеличения скорости втягивания руки в магистрали подвода воздуха из сети установлен клапан быстрого сброса. В корпусе 19 расположен сдвоенный гидродемпфер, который обеспечивает торможение руки при ее движении вперед или назад при подходе к точке позиционирования.

Движущаяся вместе со штоком рука воздействует на упоры — упор 12 (при выдвижении руки) или упор 6 (при обратном ходе), которые нажимают на выступающие штоки золотников 9, утапливая их в корпусе. Масло при движении золотника 9 вытесняется из полостей через кольцевое отверстие, образованное коническим хвостовиком золотника и сверлением в корпусе. При перемещении золотника сечение отверстия уменьшается, плавно увеличивая сопротивление движению руки: происходит торможение руки. Эффективность (время) торможения можно регулировать дросселем.

Механизм подъема и поворота предназначен для осуществления перемещения рук вдоль вертикальной оси манипулятора и поворота рук вокруг этой оси.

Электрический привод. Электрический привод обладает рядом преимуществ, к которым следует отнести легкость подвода энергии и возможность использования любого типа управления. Электропривод широко используют в ПР средней грузоподъемности до 200 кг с позиционными, контурными и адаптивными системами управления.

К исполнительным электродвигателям, применяемым в ПР, предъявляется ряд требований, основные из которых следующие: возможность торможения вала двигателя при снятии сигнала управления; широкий диапазон регулирования частоты вращения;

линейность характеристик; устойчивость работы во всем диапазоне частот вращения; большой пусковой момент; малая мощность управления; быстродействие; надежность в работе, малые масса и размеры.

В качестве исполнительных двигателей применяют электродвигатели постоянного тока серии ПБВ, ПСПТ, ДК-1, ПЯ, шаговые двигатели ДРШ и ШД-5 и электродвигатели переменного тока типа ДПУ.

Исходными данными для выбора типа электродвигателя являются конструкция ПР, особенности работы и область его применения.

Конструктивные особенности ПР обуславливают ограничения, касающиеся в первую очередь массогабаритных характеристик двигателей. Например, если предусмотрено расположение привода на основании ПР, то к массе и размерам электродвигателя не предъявляют особо жестких требований (в этом случае ограничиваются в основном соблюдением правил технической эстетики); если же предусмотрено расположение электроприводов непосредственно в звеньях ПР, то масса и размеры двигателей должны быть минимально возможными.

Особенности использования ПР также влияют на выбор типа двигателя. Например, для реализации высоких динамических характеристик ПР необходимо применение малоинерционных электродвигателей.

Область применения ПР зачастую имеет решающее значение при определении типа электродвигателя. Например, использование ПР во взрывоопасной среде обуславливает применение электродвигателя без коллекторных щеток, а использование ПР в горячих цехах — применение двигателей, защищенных соответствующими изоляционными материалами.

Эффективное использование ПР во многом зависит от правильного выбора мощности электродвигателя. Применение двигателя недостаточной мощности может привести к нарушению нормальной работы отдельных механизмов ПР, а в ряде случаев — к аварии. Применение двигателя завышенной мощности приводит к снижению электрических показателей, уменьшению КПД двигателя, а также к утяжелению всей конструкции ПР.

В электромеханическом приводе ПР важнейшей составной частью является зубчатая и червячная передачи. В последнее время в электроприводах широко применяют волновые зубчатые передачи, обладающие рядом положительных качеств. Обычно в приводе ПР используют передачи с общим передаточным отношением $u = 60 \dots 500$. К ним предъявляют требования высокой крутильной жесткости и безлюфтовости при минимально возможной массе. В большинстве случаев в зубчатых передачах применяют устройства для выборки люфта, простейшим из которых является выполнение зубчатых и червячных колес разрезными с пружинным упругим элементом для их взаимного разворота.

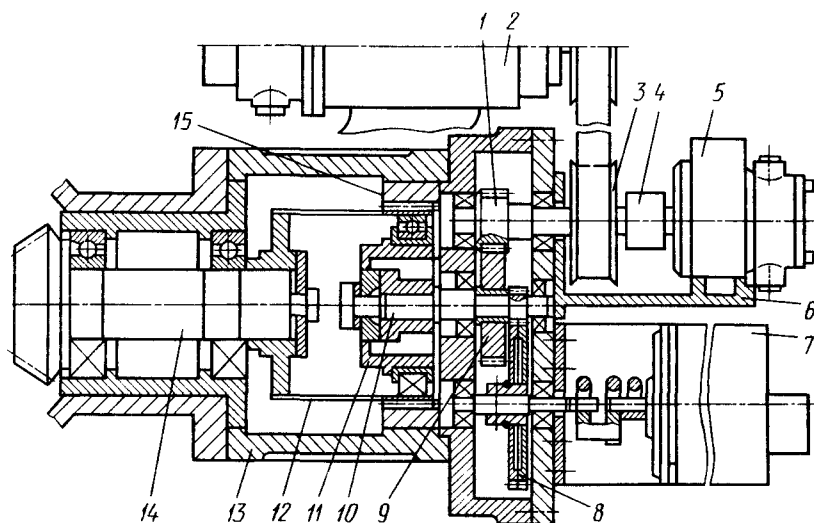


Рис. 140. Механизм поворота руки манипулятора

В волновых передачах люфтовЫбИрание обеспечивается благодаря гибкому зубчатому колесу, которое, находясь в деформированном состоянии, автоматически выбирает зазор в зацеплении.

В обычных зубчатых и червячных передачах люфтовЫбИрающее устройство ухудшает качественные характеристики привода, снижая КПД и увеличивая изнашивание зацепления, размеры и массу. В табл. 16 приведены некоторые данные, характеризующие наиболее распространенные типы передач. Из таблицы следует, что волновая передача обладает рядом преимуществ в сравнении с другими передачами, чем и объясняется ее широкое применение в ПР с электроприводом.

16. Характеристики передач

Показатель	Передача		
	волновая	червячная	цилиндрическая
Номинальный вращающий момент, Н·м	300	200	300
Передаточное отношение	96	96	96
Размеры, мм	300×200×300	560×160×490	690×700×590
Масса, кг	12	48	110
Кинематическая погрешность, угловая секунда	90	416	790
Момент трогания, Н·м	1,7	15,0	0,9
Крутильная жесткость, Н·м/рад	$3,3 \cdot 10^3$	$2,3 \cdot 10^5$	$4,0 \cdot 10^5$
КПД, % (при прямом ходе)	88	10	74

Механизм поворота руки манипулятора с зубчато-волновым редуктором приведен на рис. 140. Электродвигатель 5 постоянного тока, установленный на кронштейне корпуса 6 зубчатого редуктора, присоединен муфтой 4 к входному валу-шестерне 1. Кроме того, входной вал редуктора связан зубчато-ременной передачей 3 с тахогенератором 2, закрепленным с помощью хомута на корпусе 13 механизма поворота.

Зубчатое колесо 9 редуктора закреплено на валу 10. На переднем конце вала установлен генератор волн 11 зубчатой волновой передачи, а задний конец, выполненный в виде шестерни, находится в зацеплении с зубчатым колесом 8 привода кодового датчика 7 углового положения. Для выбора люфта в передаче колесо 8 выполнено разрезным.

Жесткое колесо 15 зубчатой волновой передачи неподвижно установлено в расточке корпуса 13. Гибкое колесо 12, выполненное в виде тонкостенного стакана, установлено по шлицевой втулке входного вала-шестерни 14 редуктора. Вал-шестерня 14 с коническим зубчатым венцом вращается на подшипниках в расточке корпуса 13 и зацепляется с коническим колесом, установленным на шлицевой втулке на валу, к которому с помощью фланца прикреплен стол с вертикальной осью вращения. На поворотном столе (на чертеже не показан) с помощью направляющих планок и винтов закреплена рука манипулятора. Предельный угол поворота стола ограничен жесткими упорами и резиновым амортизатором.

Наряду с волновыми передачами в приводах также широко используют планетарные зубчатые передачи и шариковые передачи винт—гайка, а также направляющие качения типа № 20, P03 ... 12 и др.

Широко применяют в ПР комплекты регулируемые электроприводы постоянного тока, содержащие малоинерционный двигатель, преобразовательное устройство управления, силовой трансформатор блокпитания, дроссели в цепи якоря, а также встроенные в электродвигатель тахогенератор, датчик перемещения (в следящерегулируемых приводах) и электромагнитный тормоз. Например, комплекты приводы ЭТУ-3601 мощностью 1 ... 10 кВт и ЭТУ-3602 мощностью 10 ... 30 кВт обладают высокой перегрузочной способностью по моменту [(5 ... 7)-кратное] при максимальной частоте вращения соответственно 3000 и 2000 об/мин. Момент инерции у этих двигателей типа ПБВ в 5 ... 6 раз меньше, чем у обычных. Двигатели малой мощности серии ПЯ с печатным дисковым якорем используют в приводах манипуляторов при небольших нагрузках.

4.3.8. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РОБОТАМИ

По способу управления промышленные роботы делят на роботы с программным, адаптивным и интеллектуальным управлением. В свою очередь, по характеру перемещения и по отдель-

ным степеням подвижности различают системы управления контурные, позиционные и цикловые.

Цикловое управление является простым вариантом позиционного управления, при котором число точек позиционирования по каждой степени подвижности минимально и чаще сводится к двум — начальной и конечной.

Вместе с автоматическим управлением роботом применяют и управление со стороны человека-оператора, как один из способов программирования обучением. Участие человека в управлении выполнением роботом отдельных операций необходимо, так как часто эти операции не могут быть реализованы в автоматическом режиме и требуют интеллекта человека-специалиста. Управление роботом со стороны человека происходит в виде подачи отдельных команд на вход устройства управления или непосредственным управлением приводами манипулятора.

Устройства управления роботами выполняют обычно на базе микропроцессорной вычислительной техники и микроЭВМ. Цикловые устройства управления часто выполняют в виде устройств группового управления несколькими роботами. Устройства управления, выпускаемые отечественной промышленностью, являются в основном унифицированными, т. е. их используют с различными роботами определенного типа с определенными типами приводов. Как правило, системы управления роботами являются существенно нелинейными из-за нелинейностей приводов, устройств управления и алгоритмов управления.

От приводов манипулятора требуется высокая точность позиционирования и хорошее качество переходного процесса, который должен быть практически неколебательным.

Наиболее перспективными для роботов малой и средней грузоподъемности (до 200 кг) являются электрические приводы. Они позволяют любой тип управления реализовать, к ним легко подводится энергия, они удобны в эксплуатации.

Следящий электрический привод (рис. 141) промышленного робота РПМ-25 с питанием якорной цепи электродвигателя от тиристорного преобразователя (ТП) состоит из контура регулирования скорости α_d с датчиком скорости (ДС) и регулятором

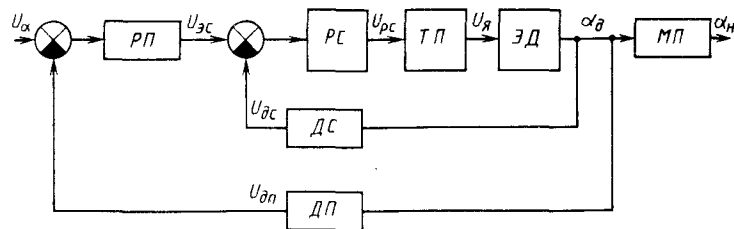


Рис. 141. Функциональная схема следящего электрического привода ПР РПМ-25

скорости (РС) и контура регулирования положения с датчиком положения (ДП) и регулятором положения (РП). Регулятор скорости ПИ-регулятор, а регулятор положения П-регулятор. Выходной сигнал с регулятора скорости поступает на вход системы управления ТП. С выхода ТП снимается напряжение $U_{я}$, которое подается на обмотку якоря электродвигателя (ЭД). На вход РС поступает сигнал с выхода РП. Задающее воздействие, поступающее на привод, представляет собой электрический сигнал U_{α} , который вырабатывается в устройстве управления роботом. Механическая часть электропривода (МП) включает в себя рабочий орган, редукторы и соединительные муфты и в общем случае может рассматриваться как многомассная система с жестким и другими связями.

Элементы, которые подлежат выбору в процессе проектирования привода, — это двигатель, редуктор, датчик скорости и датчик положения. Остальные элементы представлены на рис. 141 в виде функциональных блоков и могут включать в себя усилительные, корректирующие, преобразующие и согласующие устройства, параметры которых выбирают с учетом требований динамических характеристик привода.

В настоящее время следящие электроприводы ПР, как правило, строятся на базе электродвигателей постоянного тока, так как при этом получаются более простые и надежные схемы управления.

Наряду с двигателями постоянного тока в электроприводах применяются асинхронные двигатели, однако их применение пока ограничено. Это объясняется сложностью электронных преобразователей, применяемых для регулирования частоты вращения.

Все большее распространение в роботах получает дискретный привод с шаговыми двигателями, который дает возможность преобразовать управляющие сигналы в угол поворота вала без датчика обратной связи.

Цикловые системы управления. На рис. 142, а приведена конструктивная схема одной степени подвижности, а на рис. 142, б — алгоритм управления циклового робота.

При подаче сигнала управления на электромагнитный клапан 1 воздух по линии высокого давления поступает в левую полость пневмоцилиндра 3 и перемещает шток 4 до тех пор, пока упор 5 не наедет на неподвижный упор 6. При этом воздух из правой полости пневмоцилиндра 3 поступает через дроссель 8 в атмосферу. Движение руки робота в обратную сторону осуществляется переключением электромагнитных клапанов 1 и 2 по сигналу системы управления УУ и включением дросселя 7.

Перспективным направлением для цикловых систем управления является использование в их структуре однокристалльных микроЭВМ, микропроцессоров и специализированных программируемых контроллеров.

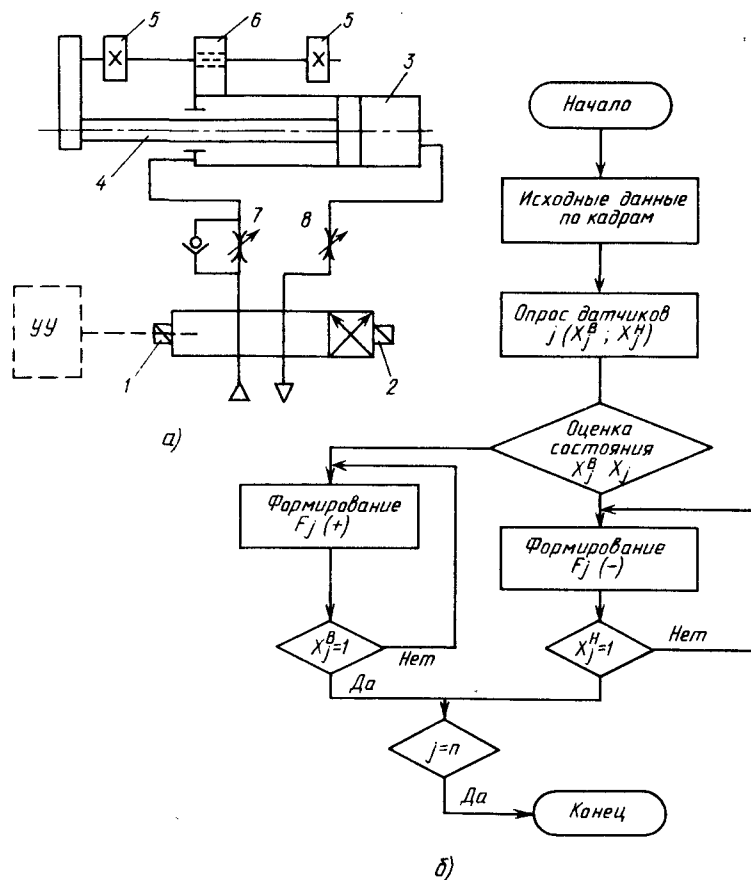


Рис. 142. Схема управления приводом одной степени подвижности:
а — пневмосхема; б — алгоритм управления манипулятором

В СССР наибольшее распространение получили микро- и мини-ЭВМ серий СМ ЭВМ и «Электроника». Характеристики некоторых отечественных управляющих ЭВМ приведены в табл. 17.

При выборе управляющей ЭВМ большое значение имеет наличие комплекта стандартных средств ее сопряжения с объектами управления. Такими средствами обладают, например, информационные вычислительные комплексы (ИВК), построенные на базе ЭВМ СМ-4. Они способны управлять сложным адаптивным роботом, оснащенным, например, системой технического зрения. Микропроцессоры могут быть использованы для организации цифрового управления приводами, предварительной обработки сигналов с датчиков зрительной информации и для других целей. Микропроцессорные комплексы различаются производительностью

17. Некоторые современные микро- и мини-ЭВМ

Тип ЭВМ	Разрядность машинного слова	Максимальная емкость ОЗУ, К байт	Время выполнения операций, мкс				Скорость обмена по КППД, тыс. вл./с	Тип интерфейса
			Сложение, фиксированная запятая	Умножение, фиксированная запятая	Сложение, плавающая запятая	Умножение, плавающая запятая		
«Электроника К-200»	23	16	25	25	—	—	—	Радиальный
СМ-1	16	32	2,5	36,6	—	—	250	2К
СМ-2	16	128	2,2	10	18—40	23	700	2К
СМ-3	16	32	5	16	—	—	700	ОШ
СМ-4	16	128	1,2	10,8	28,7	34	700	ОШ
СМ-1420	16	2097	1,0	12	10	14	1000	ОШ
«Электроника-100/16»	16	32	5	—	—	—	500	ОШ
«Электроника-100/25»	16	128	1,2	11	28	34	700	ОШ
СМ-1800	8	64	4	—	—	—	500	Магистральный
СМ-1300	16	32	2	—	—	—	500	ОШ
«Электроника-60М»	16	32	4	89	218	360	500	Магистральный
«Электроника-НЦ 80»	16	32	2	65	—	—	500	Канал
«Искра-226»	16	64	—	—	—	—	—	—

18. Наборы микросхем

Тип микро-процессора	Разрядность	Время выполнения команд (МКС)	Число рабочих регистров	Число ИМС в базовом МП	Потребляемая мощность, Вт
K-580	8	2	6	1	0,75
K-584	4	2	8	1	0,38
K-587	4	2	8	2	0,05
K-588	16	1,8	16	2	0,05
K-589	2	0,1	11	2	0,725
K-1883	8	1,4	18	2	1,0

стью, системой команд и составом микросхем сопряжения с объектом управления. Основные параметры микросхемных наборов, получивших широкое распространение, приведены в табл. 18.

Для использования в системах управления промышленных роботов удобен набор K-580. Система команд этого микропроцессора сходна с системой команд мини-ЭВМ СМ-3, СМ-4. В наборе имеются дополнительные микросхемы, обеспечивающие простое сопряжение с исполнительными механизмами робота. Серийно выпускают следующие микросхемы:

KP-580 BV55 — программируемый параллельный интерфейс связи с объектом управления;

KP-580 BVV1 — программируемый интерфейс прямого доступа к памяти микропроцессора;

KP-580 ВИ53 — программируемый таймер;

KP-580 ВН59 — программируемый контроллер для управления прерыванием;

KP-580 ВГ75 — программируемый контроллер электронно-лучевой трубки.

На микропроцессорном наборе K-580 разработана и серийно выпускается ЭВМ СМ-1800. Для программирования микропроцессора K-580 имеется развитое обеспечение, включающее кросс-средства для отладки микропроцессорных программ малых и средних ЭВМ.

Спецификой циклового робота является то, что он может быть представлен как конечный автомат, который характеризуется конечным множеством состояний входа $U = (u_1, u_2, \dots, u_l)$ — управляющие сигналы; конечным множеством состояний выхода $Y = (y_1, y_2, y_3, \dots, y_m)$ — сигналы с датчиков; конечным множеством внутренних состояний $X = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ — точки позиционирования; двумя функциями; функцией перехода φ ; $X \times U \rightarrow X$ и функцией выхода $\psi = X \times U \rightarrow Y$, т. е.

$$K = (U, X, Y, \varphi, \psi).$$

Задание конечного автомата состоит в описании каждого из элементов, входящих в U, X, Y, φ, ψ . При этом функции φ, ψ

могут быть заданы как в виде таблицы переходов, так и в виде графа. Так, например, для трехступенного манипулятора соответствующие множества входящие в описание автомата, будут выглядеть следующим образом:

$$U = (u_{11}, u_{12}, u_{21}, u_{22}, u_{31}, u_{32});$$

$$X = (x_1, x_2, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8);$$

$$Y = (y_{11}, y_{12}, y_{21}, y_{22}, y_{31}, y_{32}).$$

Функции перехода и выхода задаются следующими преобразованиями:

$$\varphi : (x_1, u_{12}) \rightarrow x_4; \quad \psi : (x_1, u_{12}) \rightarrow y_{12};$$

$$(x_1, u_{22}) \rightarrow x_2; \quad (x_1, u_{22}) \rightarrow y_{22};$$

$$(x_1, u_{32}) \rightarrow x_5; \quad (x_1, u_{32}) \rightarrow y_{12};$$

$$(x_2, u_{12}) \rightarrow x_3; \quad (x_2, u_{12}) \rightarrow y_{12}.$$

Функция перехода φ конечного автомата в итоге определяется кинематической схемой манипулятора и может быть представлена в виде таблицы. Таблица или граф перехода отражают возможное перемещение манипулятора. Для того чтобы захват манипулятора обошел заданные в процессе обучения точки позиционирования, необходимо сформировать соответствующую последовательность управляющих сигналов. Принципы построения устройства управления, которое реализует заданную систему функций переходов и выходов при соответствующей последовательности сигналов управления, в литературе описаны подробно.

Примерами цикловых систем локального управления ПР являются унифицированные устройства управления УЦМ-30, ЭЦПУ-6030, УЦМ-663 и группового управления УЦМ-100. На рис. 143 приведена структурная схема серийно выпускаемого унифицированного устройства УЦМ-100 циклового управления. Система построена в виде набора функциональных узлов с общим управлением от центрального блока, реализованного на базе микроЭВМ. В качестве программносителя используют энергозависимое ОЗУ на интегральных микросхемах и ПЗУ. Устройство имеет достаточно развитую систему команд (язык программирования).

Современные ЭВМ, используемые для управления промышленными роботами, по типам интерфейса можно разделить на два больших класса: ЭВМ с интерфейсом (совокупностью аппаратных и программных средств для сопряжения ЭВМ с внешними устройствами) радиального типа и ЭВМ с интерфейсом магистрального типа. В первой структуре в ЭВМ имеются специальные регистры данных и команд для внешних устройств. Каждое внешнее устройство использует свой собственный интерфейсный блок, называемый интерфейсной картой. В ЭВМ предусмотрены специальные команды управления внешними устройствами. Для реализации высокоскоростного обмена информацией организуется специаль-

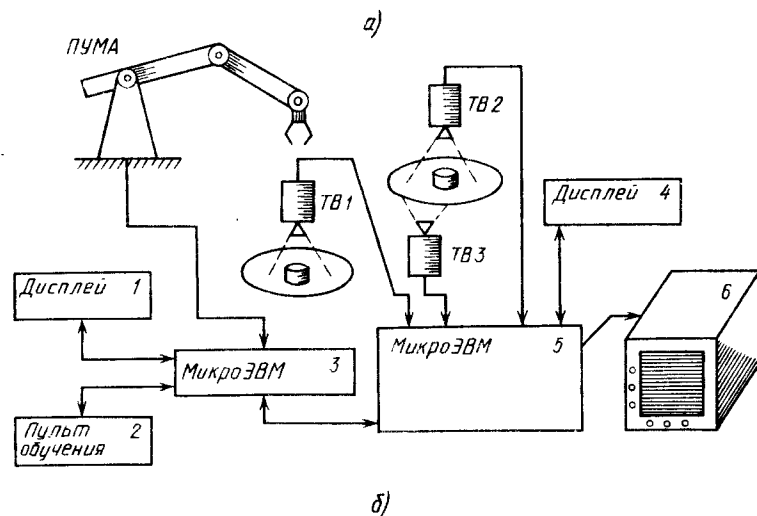
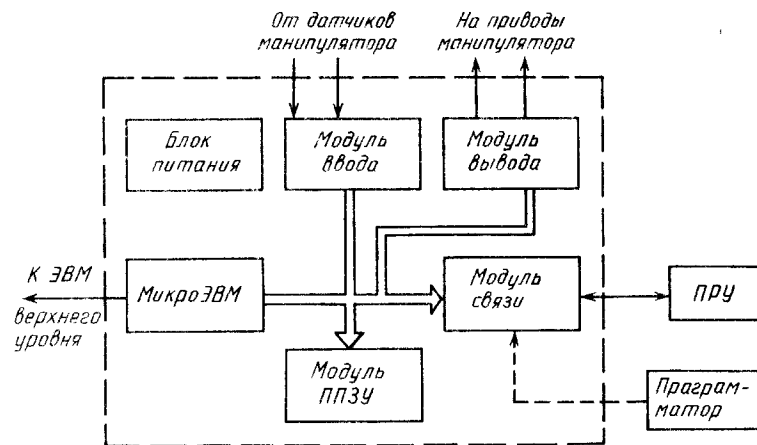


Рис. 143. Структурная схема устройства циклового управления УЦМ-100:
а — система управления ПР; б — связь всех устройств и управления ПР

ный канал прямого доступа в память (ППД), обслуживаемый специальной интерфейсной картой. Среди отечественных ЭВМ, используемых для управления роботами, интерфейс радиального типа имеют роботы М-6000, «Электроника-100», СМ-1, СМ-2.

Другой тип интерфейса применяют в ЭВМ с магистральной структурой. Магистраль — это единственная система шин в ЭВМ, связывающая между собой процессор и все внешние и запоминающие устройства. Для организации стандартизованного цикла обмена информацией с магистралью каждое внешнее устройство снабжено контроллером. В СССР выпускается несколько типов

мини- и микроЭВМ с магистральным интерфейсом: СМ-3, СМ-4, «Электроника-100/25», «Электроника-100-16», «Электроника-60», «Электроника-НЦ80», «Электроника-79».

Интерфейс каждого из указанных устройств имеет свои преимущества и недостатки. Преимущества радиального интерфейса: схемы карт обмена информацией несложны и содержат небольшое число микросхем; число сигнальных шин, связывающих внешнее устройство с интерфейсной картой, минимально. Его недостатки: усложнение центрального процессора из-за необходимости обслуживания им интерфейсных карт; разнообразие интерфейсных карт, так как каждая из них «обслуживает» только свое специфическое устройство; невозможность подключить к процессору большое число внешних устройств одновременно; невозможность организовать внепроцессорный обмен данными между различными внешними устройствами; необходимость использовать специальные процессорные команды управления внешними устройствами, особые для каждого устройства.

Интерфейс ЭВМ, как правило, прямой связи с системой управления робота не имеет. Для взаимодействия между ними используют дополнительное звено, называемое устройством сопряжения с объектом (УСО). Оно преобразовывает сигналы интерфейса в аналоговые и дискретные, используемые в следящих приводах и системах.

Широко распространены УСО, выполненные в системе КАМАК (ГОСТ 26.201—84*) (информационно-измерительная система, обеспечивающая сопряжение совокупности ЭВМ и внешних устройств, построенная по модульному принципу). Система включает несколько стандартных элементов: конструкцию, интерфейс, шины и сигналы, источники питания, программное обеспечение и др., которые обеспечивают полную сопрягаемость блоков и устройств, возможность развития и расширения систем, набор реализованных по этим нормам модулей (аппаратных и программных). Задача системы КАМАК — организация программно-управляемого обмена между модулями и ЭВМ. Основным элементом системы КАМАК — функциональный модуль — конструктивно завершенное устройство, выполняющее функцию обработки данных, но не имеющее источника питания.

Следующая структурная единица системы — крейт, объединяющий группу функциональных модулей, а также контроллер. Обмен информацией в пределах крейта осуществляется по стандартной магистрали. Сопряжение крейтов с ЭВМ осуществляется несколькими способами. Это может быть обмен информацией между крейтами (до семи) и ЭВМ через стандартное сопряжение — драйвер ветви: контроллеры крейтов соединяют цепочкой один за другим, а последний — с драйвером ветви.

Позиционные системы управления. Позиционные системы управления роботами относят к общему классу систем автоматизированного управления, поэтому все классификационные при-

знаки последних справедливы и для позиционных систем. Основными техническими характеристиками систем управления, относящихся к данному классу, являются: число управляемых координат — три ... восемь, объем памяти программ (кадров) — 100 ... 2500, число технических команд обмена информацией с внешним оборудованием — 15 ... 128, тип привода — следящий или дискретный. По способу обработки информации (последовательная или параллельная обработка координатных перемещений) позиционные системы строят по структуре с центральным вычислителем и с децентрализованной структурой, когда вычислитель входит в состав каждого «координатного» блока. В качестве примера систем с централизованной структурой может служить унифицированное устройство УПМ-772 позиционного числового программного управления. Основным программносителем в системе УПМ-772 является кассетный накопитель на магнитной ленте, который совместно со своим блоком управления осуществляет прием, хранение и выдачу по запросу на МПА требуемой программы.

Контурные системы управления. Контурное управление используют в роботах, рабочий орган которых движется по траектории (линии, дуге). В качестве управляющего устройства ПР используют унифицированное контурное устройство УКМ-772 управления, которое построено на базе микроЭВМ «Электроника-60».

Для роботов, оснащенных системой технического зрения, применяют адаптивные системы управления. Примером может служить система управления роботом ПУМА (см. рис. 135, а). Обработка визуальной информации и управление движения робота решены здесь на основе использования двух микроЭВМ. Структура системы управления приведена на рис. 143, б. Здесь ЭВМ размещены в блоках 3 и 5. Имеются дисплейные терминалы 1 и 4 и пульт 2 обучения. Визуальную систему обслуживают тремя телекамерами — ТВ1, ТВ2 и ТВ3. Процессор 5 визуальной обработки определяет координаты деталей и передает их в устройство управления движением робота. Промежуточные результаты работы системы технического зрения контролируются на дисплейном индикаторе 6.

В системах управления роботами используют различные типы датчиков. В качестве датчиков обратной связи по положению или перемещению используют проволочные потенциометры, индуктивные и индукционные (типа вращающихся трансформаторов) электрические машины, фотоэлектрические сигналы-импульсы и кодовые преобразователи, а также контактные и бесконтактные путевые микровыключатели.

Наибольшее применение в системах управления промышленных роботов получили фотоэлектрические датчики двух типов: кодовые и импульсные. Импульсные датчики являются фотоэлектрическими устройствами с дисковым ротором, угол поворота

которого преобразуется в последовательность импульсов определенной полярности. Количество импульсов характеризует относительное перемещение исполнительного механизма манипулятора. В бесконтактных кодовых датчиках положения угол поворота вала, жестко связанного с подвижным звеном манипулятора, преобразуется в многоразрядный двоичный код. Путевые микропереключатели МП2000 и ВП62-21 широко используют в схемах электроавтоматики ПР.

Индукционные датчики перемещения типа вращающихся трансформаторов представляют собой двухфазную электрическую машину, работающую на переменном токе. При вращении ротора в статорных обмотках индуцируется рабочее напряжение. Недостатками датчиков серии ВТМ являются их относительно высокая стоимость, необходимость питания током высокой частоты и оснащения специальным аналого-цифровым преобразователем блока сопряжения с процессорным устройством ЧПУ, а также ограниченный срок службы из-за наличия щеток и контактных колец на роторе. В связи с этим в ПР целесообразно применять бесконтактные трансформаторы серии БСКТ. В пневматических устройствах управления ПР целесообразно применять бесконтактные струйные путевые выключатели серии СТ135.

Главным недостатком проволочных потенциометров, используемых в качестве датчиков положения, является низкая точность измерения и надежность, обусловленная наличием контактной системы. Данный тип датчиков используют в ПР, не требующих высокой точности позиционирования рабочих органов.

4.3.9. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ РОБОТОТЕХНИКИ

Одним из важнейших путей ускорения научно-технического прогресса в машиностроении является неуклонный рост эффективности производства. В связи с этим экономическое обоснование рациональности внедрения всех видов автоматизации производства, в частности роботизированных технологических комплексов (РТК) и гибких автоматизированных производств (ГАП), в условиях хозрасчета является крайне необходимым.

Несмотря на большие выгоды, внедрение робототехнических комплексов связано с большими первоначальными затратами, поскольку стоимость роботов, учитывая их сложность и сложность систем управления, достаточно высока. Поэтому вопрос о целесообразности полной автоматизации участков производства требует в каждом конкретном случае комплексного рассмотрения.

Следует иметь в виду, что локальное внедрение роботов в процесс, как правило, является нецелесообразным, так как они лишь усложняют дальнейшую автоматизацию с безлюдной технологией.

Основным источником экономической эффективности является повышение производительности основного технологического оборудования, обслуживаемого промышленными роботами, или повышение производительности труда в результате замены тяжелого ручного труда на ряде вспомогательных операций: загрузки, выгрузки и транспортирования деталей и полуфабриката — и основных технологических операций, таких, как сварка, окраска, сборка и др.

Следует иметь в виду и то, что внедрение робототехники повышает ритмичность производства, коэффициент сменности оборудования без увеличения численности рабочей силы, резко снижает процент брака путем повышения стабильности качества изделий и уменьшает размеры оборотных средств в незавершенном производстве.

Оценка экономической эффективности от внедрения промышленных роботов на предприятии может быть проведена в такой последовательности.

При определении экономического эффекта сравниваются варианты (базовый и новый), сопоставляются по объему и качеству производимой продукции, режимам работы, уровню цен и социальным факторам. Сопоставление производится из расчета годового объема продукции, производимой при новом варианте производства в условиях двухсменной работы оборудования.

На всех стадиях внедрения роботов годовой экономический эффект определяют по формуле

$$\mathcal{E}_r = (Z_1 - Z_2) = (C_1 + E_n K_1) - (C_2 + E_n K_2) \text{ руб.},$$

где \mathcal{E}_r — годовой экономический эффект от использования робототехники за один год эксплуатации (суммарный), руб.; Z_1 — приведенные затраты по базовому варианту, рассчитанные на годовой объем продукции, производимой при использовании робототехники, руб.; Z_2 — приведенные затраты при использовании робототехники, руб. (приведенные затраты представляют собой сумму себестоимости C продукции и нормативной прибыли $E_n K$); C_1 — себестоимость по базовому варианту в расчете на годовой объем продукции, производимой при использовании робототехники, руб.; C_2 — себестоимость годового выпуска продукции, производимой с помощью робототехники, руб.; K_1, K_2 — капитальные вложения по базовому варианту в расчете на годовой объем продукции, производимой при использовании робототехники и по новому варианту.

Эффективность будет при положительной разнице приведенных затрат, т. е. $Z_1 > Z_2$, при этом срок окупаемости должен быть менее 6 ... 7 лет.

Кроме экономического эффекта, определяют срок окупаемости дополнительных капитальных вложений $T_{ок}$:

$$T_{ок} = (K_2 - K_1) / (C_1 - C_2).$$

Робототехника, за некоторым исключением, относится к классу машин универсального назначения, что позволяет значительно уменьшить объем работ по подготовке производства к выпуску новых изделий, в частности таких работ, как проектирование

основного и вспомогательного оборудования, технологической оснастки, инструмента, управляющих программ, устройств контроля и регулирования. Это качество особенно ярко проявляется при использовании ПР, М и РТК в составе ГАП.

Анализ технико-экономических показателей при использовании роботов на различных технологических операциях показывает, что основная прибыль получается за счет экономии заработной платы рабочих, высвобождаемых роботами на всех стадиях производственных процессов.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются промышленные роботы?
2. Как определить число степеней подвижности робота?
3. В какой системе координат могут работать различные роботы?
4. Какие системы управления используются в промышленных роботах?
5. В чем преимущество агрегатно-модульного построения роботов?
6. Какие приводы используются в системах роботов?
7. Какие виды захватных устройств используются в манипуляторах?

5. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

5.1. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Обеспечение безопасности при работе с грузоподъемными машинами требует современного и качественного контроля за соблюдением действующих норм и правил по технике безопасности. В этих нормах и правилах, а также в инструкциях Госгортехнадзора СССР изложены требования, подлежащие выполнению в процессе проектирования и эксплуатации грузоподъемных машин [ГОСТ 12.2.065—81 (СТ СЭВ 1723—79)]¹.

1. В процессе эксплуатации грузоподъемные машины должны подвергаться периодическому полному техническому освидетельствованию, которое включает испытание машины и тщательный технический осмотр всех механизмов, электрооборудования, тормозов, канатов и других элементов.

Срок периодических испытаний грузоподъемных машин, таких, как краны, грузовые электрические тележки, передвигающиеся по рельсовым путям, ручные и электрические тали и лебедки для подъема груза, установлен один раз в три года, а для лебедок, используемых для подъема людей, — один раз в год. Кроме полного технического освидетельствования, грузоподъемные машины не реже одного раза в год должны подвергаться частичному техническому освидетельствованию, при котором испытания не проводятся.

Статические испытания грузоподъемной машины проводят с целью проверки ее прочности, включая прочность отдельных ее элементов, а для стреловых кранов еще грузовой устойчивости. Динамические испытания проводят с целью проверки механизмов машины и тормозов.

При статических испытаниях мостовых и передвижных консольных кранов тележку устанавливают в положение, соответствующее наибольшему прогибу ферм, а у стреловых кранов стрелу устанавливают в положение, соответствующее минимальной устойчивости крана. Затем крюком или заменяющим его устройством захватывают груз и поднимают на высоту 200...300 мм (рис. 144). Груз берут в 1,25 раза тяжелее предельного рабочего груза, установленного для данного грузоподъемного устройства, а для лебедок с ручным и машинным приводом, используемых для подъема людей, в 1,5 раза тяжелее. Кран счи-

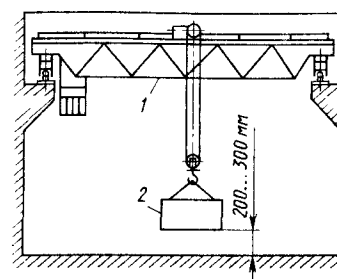


Рис. 144. Схема испытания крана:
1 — кран; 2 — груз

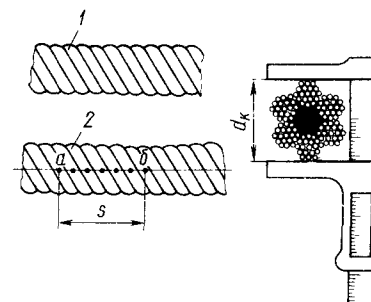


Рис. 145. Схема к определению размера и шага при различной свивке каната:
1 — крестовой; 2 — односторонней

тается выдержавшим испытание, если в течение 10 мин груз не опустится на землю, а также не будет обнаружено трещин, деформаций и других повреждений.

При динамических испытаниях проводят повторные передвижения тележки с грузом с остановками в различных точках пролета, повторный подъем и опускание груза с одновременным передвижением тележки.

Срок очередных испытаний регистрируется на грузоподъемном устройстве.

2. Стальные канаты (тросы) грузоподъемных машин подвергают тщательному осмотру и при необходимости бракуют. Установлены нормы браковки стальных канатов в зависимости от предельно допустимого числа обрывов проволок на длине одного шага свивки каната. Шаг свивки каната определяют следующим образом (рис. 145). Измеряют диаметр каната, как показано на

19. Норма браковки стальных канатов

Канав	Свивка	Число обрывов при первоначальном коэффициенте запаса прочности		
		До 6	6,7	Свыше
6×19 (1+6+12)+1 о. с.	Крестовая	12	14	16
	Односторонняя	6	7	8
6×37 (1+6+12+18)+1 о. с.	Крестовая	22	26	30
	Односторонняя	11	13	15
6×61 (1+6+12+18+24)+1 о. с.	Крестовая	36	38	40
	Односторонняя	18	19	20
18×19 (1+6+6+6)+1 о. с.	Крестовая	36	38	40
	Односторонняя	18	19	20

рисунке. На поверхности какой-либо пряди наносят метку *а*, от которой отсчитывают вдоль центральной оси каната столько прядей, сколько их имеется в сечении каната (шесть на рис. 149). На последующую прядь (седьмую) наносят вторую метку *б*. Расстояние между метками соответствует шагу свивки. У многопрядных канатов шаг свивки определяют по числу прядей в наружном слое каната. Нормы браковки стальных канатов приведены в табл. 19.

Число обрывов проволок на одном шаге свивки, как признак браковки каната, конструкция которого не указана в таблице, определяют исходя из данных этой таблицы для каната, ближайшего по числу прядей и числу проволок.

Канаты, предназначенные для подъема людей, а также взрывчатых и ядовитых веществ, бракуются при числе обрывов проволок на одном шаге свивки в 2 раза меньше, чем указано в табл. 19.

При наличии у каната существенного поверхностного износа или коррозии проволок число допустимых обрывов на шаге свивки уменьшают на 50 %. При износе или коррозии, достигших 40 % первоначального диаметра проволок, канат бракует. В этих случаях диаметр проволок измеряют при отгибании конца проволоки в месте обрыва.

При обнаружении в канате оборванной пряди канат бракует.

5.2. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Машины непрерывного транспорта, как и всякие другие машины освобождают человека от тяжелого однообразного труда по перемещению груза. Однако неправильное использование машины или неумелое обращение с ней может привести к поломке машины или к несчастным случаям с обслуживающим персоналом. Поэтому вопросам техники безопасности необходимо уделять большое внимание при проектировании и эксплуатации машины.

Развитие машин с автоматическим управлением рабочих процессов, загрузки и разгрузки, а также контроля способствует повышению безопасности при их обслуживании. Однако это не освобождает человека от постоянного соблюдения техники безопасности при работе с машинами. Для этого должны выполняться правила технической эксплуатации, соблюдаться трудовая дисциплина и повышаться квалификация обслуживающего персонала с расширением технических знаний. Хотя каждая машина имеет свои особые условия безопасной работы, однако существует ряд мероприятий, которые являются общими для всех машин.

1. Каждый новый рабочий прежде чем приступить к обслуживанию машины, должен получить подробный инструктаж по технике безопасности.

2. Каждая машина должна использоваться строго по своему назначению. Нельзя перегружать машину сверх ее нормы или загружать ее несоответственными ей грузами. Например, если ленточный конвейер предназначен для транспортирования сыпучих грузов, то нельзя на нем транспортировать доски или металлические балки, так как это приведет к повреждению ленты или к аварии.

3. Для безопасной и надежной работы машины необходимо правильно организовать ее загрузку и разгрузку без высыпания, падения груза и завалов загрузочных устройств конвейеров, транспортирующих пылящие грузы. Они должны иметь герметичные кожухи с отсосом пыли. Наличие пыли и рассыпанного груза вредно для здоровья обслуживающего персонала, способствует ускоренному изнашиванию деталей машин и может послужить причиной пожара или взрыва при транспортировании горючих грузов (например, угля). Участки загрузки и разгрузки грузов, особенно горючих, должны иметь ограждения.

4. Нельзя включать неисправную машину. Если в машине обнаружены неисправности, надо немедленно их устранить и только после этого пускать ее в работу.

5. Любую неисправность нельзя исправлять на ходу машины. Нельзя ремонтировать машину при движении ее частей. Прежде всего надо остановить машину, выключить подачу тока к электродвигателю привода и уже потом делать ремонтные работы.

6. Все вращающиеся и движущиеся части привода машины в эксплуатации (зубчатые и ременные передачи, муфты, маховики, кривошипы и др., а также подвесные грузы натяжных устройств) должны быть закрыты съемными ограждениями. Ограждения устанавливают и в местах перегрузки грузов, а также при прохождении трассы конвейера над проходами, проездами и рабочими местами. Ограждения целесообразно делать из легкой металлической сетки, закрепленной на прочном каркасе. Такие ограждения получают легкими и обеспечивают хороший обзор частей конвейера. В ограждениях должны предусматриваться безопасные люки для смазывания и контроля работы элементов машины. Пуск машины в работу без предохранительных ограждений (отсутствующих или временно снятых) категорически запрещается.

7. Грузовые натяжные устройства ленточных, подвесных, люлечных и других конвейеров, а также элеваторов должны иметь ограждения для грузов и отклоняющих звездочек или барабанов. Натяжная тележка должна иметь надежные упоры-амортизаторы и захваты, препятствующие падению тележки при обрыве как гибкого элемента (ленты или цепи), так и натяжного троса. Упоры снабжаются конечными выключателями, останавливающими конвейер при крайних аварийных положениях натяжной тележки.

8. Для обслуживания и ремонта машины должны быть предусмотрены соответствующие проходы и площадки. Как правило,

полезная ширина прохода должна быть не менее 0,8 ... 1 м. Над тяжелыми узлами машин (например, редукторами, приводными барабанами и др.) необходимо предусмотреть установку временных или постоянных грузоподъемных средств (например, монорейса с талью) для монтажа и демонтажа приводного устройства.

9. Металлическая станина машины должна иметь надежное защитное заземление (или электрическое зануление), т. е. должна быть соединена металлическими проводниками с землей. В противном случае при повреждении изоляции электропроводки или электродвигателя станина машины может оказаться под напряжением, обуславливающим возможность появления несчастных случаев.

10. Электрооборудование машины и электропроводка к нему должны строго соответствовать условиям работы машины (например, взрывобезопасное исполнение для взрывоопасной среды).

11. Все транспортирующие машины, имеющие наклонные или вертикальные участки перемещения груза, должны иметь соответствующие ловители и остановы, препятствующие самопроизвольному движению элементов машины под действием веса груза при остановке машины под нагрузкой или при случайном повреждении привода. Исправность работы ловителей и остановов надо регулярно проверять не менее одного раза в смену.

12. Тяговые и несущие элементы конвейеров (цепи, канаты, ленты) должны быть ежедневно осмотрены для выявления возможных повреждений, случайных разъединений или ослабления креплений, чрезмерного износа и др. Если замеченные неисправности могут вызвать аварию или несчастный случай, то конвейер необходимо немедленно остановить и исправить неполадки.

13. Загрузочные отверстия в бункерах должны закрываться решеткой, за исправностью которой необходимо регулярно следить. Рукоятки ручного управления затворами должны иметь такое расположение, при котором падающий из бункера насыпной груз не мог бы задеть человека, открывающего затвор. Особое внимание должно быть уделено каждому креплению противовесов на рычагах челюстных и секторных затворов бункеров. Спуск рабочих в заполненные грузом бункера, как правило, запрещается и возможен только в исключительных случаях с соблюдением всех необходимых мер предосторожности (спуск на веревке, с предохранительным поясом и др.). Спуск в бункера, заполненные цементом, известью, пылевидным углем, мукой и тому подобным легкосыпучим пылевидным грузом, категорически запрещается, так как в этих грузах можно утонуть.

5.3. БЕЗОПАСНОСТЬ ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Промышленные роботы (ПР), выполняющие транспортные операции и манипуляционные действия в пределах, например,

зоны роботизированных технологических комплексов (РТК), являются устройствами повышенной опасности как для обслуживающего персонала, так и для всех видов оборудования, входящего в РТК. Особую опасность представляют роботы, работающие в автоматическом режиме.

Безопасность персонала, обслуживающего ПР и РТК, обеспечивается путем реализации различных мероприятий, направленных на предупреждение аварийных и опасных для здоровья человека ситуаций.

Основные причины возникновения аварийных ситуаций при работе РТК следующие:

- нахождение человека в рабочем пространстве ПР при его работе в автоматическом режиме;

- превышение номинальной грузоподъемности ПР; неправильные движения ПР во время обучения и автоматической работы; отказ технологического оборудования РТК;

- ошибочные действия оператора во время наладки и ремонта; нерациональное размещение в пределах РТК тар, накопителей и транспортных средств;

- размещение пультов управления внутри рабочего пространства ПР и отсутствие специального ограждения этого пространства;

- отключение (при аварийной остановке ПР) устройств, перерыв в работе которых обуславливает возможность травмирования персонала;

- отсутствие у оператора четкой информации о ситуации на РТК и причинах возникновения неполадок.

Безопасность при эксплуатации РТК обеспечивается их рациональной планировкой, безопасной и безаварийной работой технологического оборудования, входящего в состав РТК, специальными устройствами. Необходимо исключить возможность нахождения человека в рабочем пространстве работающих механизмов ПР.

Планировка РТК должна предусматривать свободный, удобный и безопасный доступ обслуживающего персонала к ПР, основному и вспомогательному технологическому оборудованию, а также к органам управления и аварийного отключения всех видов оборудования и механизмов, входящих в состав РТК.

Планировка РТК 1, представленная на рис. 146, а, исключает возможность появления оператора в пределах рабочей зоны ПР 2 при работе последнего в автоматическом режиме. Как правило, такие РТК имеют круговое ограждение, при раскрытии которого формируется командный сигнал на остановку ПР. Переналадка и корректировка работы РТК осуществляется с пульта оператора, расположенного вне рабочей зоны ПР. Ограждение не должно затруднять визуальный контроль оператора за работой РТК. Устранение поломок оборудования и необходимые профилактические работы производятся при выключении автоматического

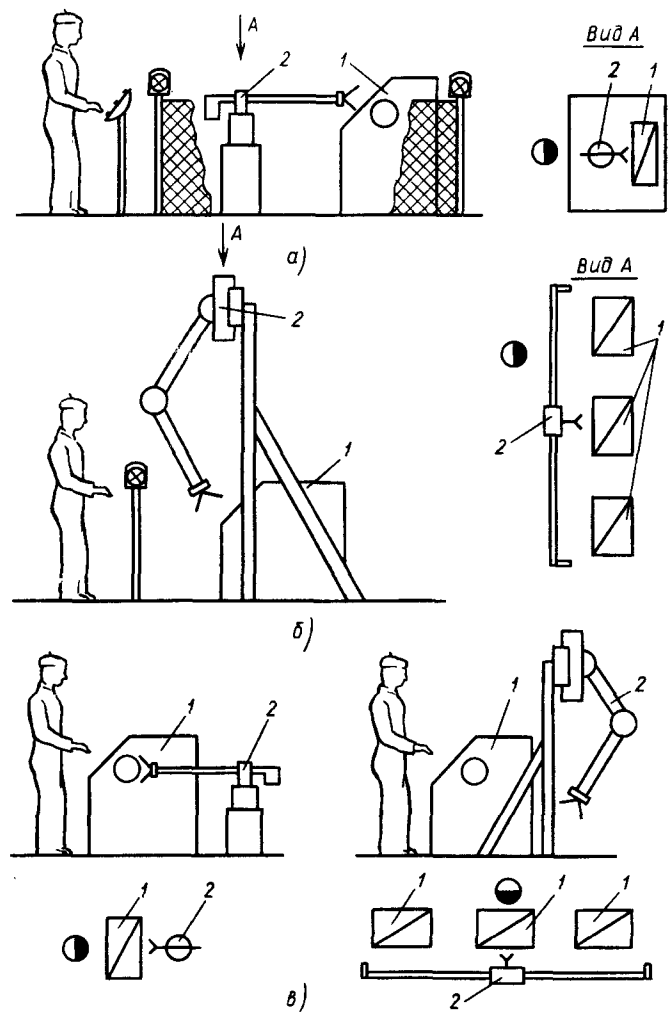


Рис. 146. Планировка РТК

режима функционирования ПР. В РТК (рис. 146, б) рабочие зоны оператора и ПР 2 совмещены, что требует принятия специальных мер безопасности. Если ПР работает по жесткой программе, то при появлении человека в рабочей зоне ПР должны автоматически блокироваться все движения робота. Если ПР имеет адаптивное управление, то автоматическая блокировка его движений происходит лишь в той зоне рабочего пространства, где находится оператор.

В РТК (рис. 146, в) рабочие зоны оператора и ПР разделены благодаря тому, что ПР загружает оборудование с тыла, а оператор перемещается вдоль фронта станков. При появлении человека

в рабочей зоне ПР все движения последнего автоматически блокируются. Внезапное отключение питания не должно приводить к повреждению ПР или травмированию обслуживающего персонала. Захватное устройство ПР при отключении питания должно надежно удерживать объект манипулирования. ПР должен иметь сигнально-предупредительную окраску и знаки безопасности. При выборе средств аварийной и предупредительной сигнализации следует отдавать предпочтение звуковым сигналам.

Пульт управления ПР должен размещаться вне рабочей зоны в месте, обеспечивающем хорошее наблюдение за работой ПР и оборудования, входящего в состав РТК.

Организация РТК должна предусматривать максимальную механизацию и автоматизацию вспомогательных операций, связанных с воздействием на работающих опасных и вредных факторов. Ограждение, знаки безопасности и сигнальные цвета, наносимые на оборудование РТК, должны соответствовать ГОСТам (например, расстояние ограждения РТК от границ рабочей зоны ПР должно быть не менее 0,8 м).

Если ПР с объектом манипулирования перемещается над рабочими местами, проходами и проездами, то под трассой ПР необходимо предусмотреть защитные сетки, экраны или другие устройства. Если РТК оснащен несколькими пультами управления, необходимо предусмотреть соответствующие блокировки, исключающие возможность параллельного управления от различных пультов.

Автоматические линии и автоматизированные участки с применением ПР должны оснащаться кнопками аварийных блокировок работы ПР и других видов оборудования, расположенными в пределах рабочей зоны оператора на расстоянии не более 4 м одно от другого.

К работе по наладке и эксплуатации РТК допускаются только лица, прошедшие специальную подготовку. Контроль за мероприятиями и средствами обеспечения безопасности и соблюдением персоналом требований безопасности труда должен осуществляться службой безопасности труда предприятия.

1. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Требуется рассчитать механизм подъема тележки электрического мостового крана для подъема груза весом $F_r = 70$ кН, высота подъема $H = 18$ м; скорость подъема $v_r = 0,22$ м/мин, режим работы — тяжелый.

Расчет ведут в такой последовательности.

Уточнение схемы механизма подъема и определение наибольшего натяжения гибкого элемента. Схема расположения механизма подъема на тележке электрического мостового крана показана на рис. 43, а; полиспаст сдвоенный с двумя подвижными блоками в подвеске и четырьмя ветвями каната (см. рис. 39, б). Максимальное натяжение в одной из ветви каната, набегающей на барабан, определяем по формуле (10), в которую подставляем из формулы (13) вес крюковой подвески $F_{\Pi} = (0,01 \dots 0,03) 70 = 1,2$ кН и КПД полиспаста с подшипниками качения $\eta_{\Pi} = 0,98$:

$$F_{\max} = (70 + 1,2)/(2 \cdot 2 \cdot 0,98) = 18,1 \text{ кН.}$$

Выбор типа гибкого элемента. В качестве гибкого элемента можно использовать стальной канат. Механизм подъема с машинным приводом и тяжелым режимом работы выполняют с запасом прочности гибкого элемента $k_k = 6$ (см. табл. 2).

По ГОСТ 2688—80* выбираем стальной канат двойной свивки типа ЛК-Р (см. рис. 33). Разрывное усилие каната определяем по формуле (8):

$$F_p = F_{\max} k_k = 18,1 \cdot 6 = 98,5 \text{ кН.}$$

По полученному разрывному усилию и табл. 3 подбираем канат диаметром $d_k = 14$ мм. Маркировочная группа этого каната $\sigma_b = 1764$ МПа, а допускаемое разрывное усилие $F_p = 108,0$ кН.

Выбор типа подвески. Грузозахватное устройство — крюк. Выбираем короткую подвеску (см. рис. 47, б), которая позволяет уменьшить размеры механизма подъема; при сдвоенном полиспасте груз перемещается строго в вертикальном направлении. Крюк крепится в отверстии траверсы подвески. На цапфах траверсы установлены два подвижных блока.

Определение размера блоков. Диаметр подвижных блоков равен диаметру барабана, по формуле (9) определяем $D_b = 30 \cdot 14 = 420$ мм. По ГОСТ 22644—77* (СТ СЭВ 1333—78) принимаем $D_b = 400$ мм.

При наматывании каната на барабан подвижные блоки и барабан вращаются с частотой, которую определяют по формуле (49):

$$n_b = 22 \cdot 2/(3,14 \cdot 0,4) = 35 \text{ об/мин.}$$

Каждый подвижный блок ($z_{бл} = 2$) устанавливают на двух радиальных шарикоподшипниках ($z_{подш} = 2$). Эквивалентная динамическая нагрузка для одного радиального подшипника

$$F_b = F_r k_b = [F_r/(z_{бл} z_{подш})] k_b = [70/(2 \cdot 2)] 1,5 = 26,25 \text{ кН,}$$

где k_b — коэффициент запаса тормозного момента.

Долговечность подшипника $L = 60 n_b L_n / 10^6 = 60 \cdot 35 \cdot 6000 / 10^6 = 12,6$ млн. оборотов.

Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = F_b \sqrt[3]{L} = 26,25 \cdot \sqrt[3]{12,6} = 26,25 \cdot 2,32 = 60,9 \text{ кН.}$$

По ГОСТ 8338—75* (СТ СЭВ 3795—82) выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники № 312 (внутренний диаметр $d = 60$ мм, наружный диаметр $D_{\Pi} = 130$ мм, ширина одного подшипника $b_{\Pi} = 31$ мм), у которого $C = 64,1$ кН.

Размеры блоков следующие (см. рис. 35): радиус канавки под канат $r = (0,6 \dots 0,7) d_k = 8,5$ мм, высота канавки $h_k = (1,5 \dots 2) d_k = 25$ мм, ширина канавки $b_k = (1,6 \dots 3) d_k = 30$ мм, ширина ступицы блока $l_{\Pi} = 2b_{\Pi} + 3 = 65$ мм.

Выбор грузового крюка. Выбираем удлиненный однорогий крюк типа Б грузоподъемностью 8 т для тяжелого режима работы (см. приложения 6 и 7).

Основные размеры крюка, необходимые для расчета на прочность деталей подвески, следующие (см. рис. 45 и 46): $a = 110$ мм, $b_1 = 65$ мм, $b_2 = 26$ мм, $h = 100$ мм, резьба на стержне крюка М56 ($d = 56$ мм, $d_1 = 48,8$ мм, шаг резьбы 5,5 мм), $d_0 = 60$ мм.

По статической нагрузке (с коэффициентом запаса 1,3 ... 1,5)

$$F_{ст} = 1,4 F_r = 1,4 \cdot 70 = 98 \text{ кН}$$

для крюка выбираем упорный шарикоподшипник № 8312. Внутренний диаметр подшипника соответствует диаметру стержня крюка $d_0 = 60$ мм. По наружному диаметру упорного подшипника ($D_{\Pi} = 110$ мм) определяем ширину траверсы подвески

$$b_r = D_{\Pi} + (10 \dots 25) = 120 \text{ мм.}$$

Проверка крюка на прочность. Наибольшие напряжения в сечении $a_1 - a_2$ от растяжения и изгиба находим по формуле (23) для бруса большой кривизны:

$$\sigma_{a1} = \frac{70 \cdot 40 \cdot 100}{4550 \cdot 0,09 \cdot 55} = 124 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 150 \text{ МПа.}$$

Здесь площадь сечения крюка

$$A = h(b_1 + b_2)/2 = 100(65 + 26)/2 = 4550 \text{ мм}^2.$$

Расстояние до центра тяжести сечения

$$e_1 = \frac{h}{3} \frac{2b_2 + b_1}{b_1 + b_2} = \frac{100}{3} \frac{2 \cdot 26 + 65}{65 + 26} = 40 \text{ мм;}$$

$$e_2 = h - e_1 = 100 - 40 = 60 \text{ мм; } r = a/2 + e_1 = 55 + 40 = 95 \text{ мм;}$$

коэффициент кривизны

$$k = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (r + e_2) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\} =$$

$$= -1 + \frac{2 \cdot 95}{(65 + 26) \cdot 100} \left\{ \left[26 + \frac{65 - 26}{100} (95 + 60) \right] \times \right.$$

$$\left. \times \ln \frac{95 + 60}{95 - 40} - (65 - 26) \right\} = 0,09.$$

Расчет деталей подвески на прочность. Рассчитаем на прочность траверсу. Она работает на изгиб. Наибольшие напряжения изгиба траверсы в сечении, ослабленном отверстием, подсчитывают по формуле (26). При допускаемых напряжениях изгиба $\sigma_{из} = 70$ МПа и изгибающем моменте по формуле (27) определяем

$$M_{из} = [70 \cdot 200/4 - 7 \cdot 110/(2 \cdot 4)] = 254 \text{ кН} \cdot \text{мм;}$$

находим необходимый момент сопротивления опасного сечения траверсы

$$W_T = M_H / [\sigma_H] = 254\,000 / 70 = 3630 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления прямоугольного сечения траверсы

$$W_T = (b_1 - b_2) h^2 / 6.$$

Подставив в эту формулу $d_2 = d_0 + 5 = 65 \text{ мм}$, $d_8 = D_H = 110 \text{ мм}$, $l = L_H = b_T + l_H + 15 \text{ мм} = 120 + 65 + 15 = 200 \text{ мм}$, найдем высоту сечения (28)

$$h = \sqrt{6 \cdot 3630 / (120 - 65)} = 62,5 \text{ мм}.$$

Напряженне изгиба в цапфе траверсы (см. рис. 48)

$$\sigma_H = \frac{F_T l_H}{2 \cdot 2} / (0,1 d_H^3) = \frac{70 \cdot 65}{2 \cdot 2} / (0,1 \cdot 60^3) = 52 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 70 \text{ МПа}.$$

Определение размеров барабана. Диаметр барабана, как и диаметр подвижных блоков, принимаем равным $D_6 = 400 \text{ мм}$. Канат навивается на барабан в один слой. Для уменьшения изнашивания каната на барабане делают винтовые канавки (см. рис. 39): шаг нарезки $s = d_H + (4 \dots 9) = 19 \text{ мм}$, радиус канавки $r_0 = (0,6 \dots 0,7) d_H = 9 \text{ мм}$, глубина канавки $c = (0,6 \dots 0,9) d_H = 9,5 \text{ мм}$.

Определение канатоемкости и полной длины барабана. При двоярном полнспасте барабан имеет два рабочих участка. На каждый рабочий участок наматывается канат длиной $l_H = H l_H = 18 \cdot 2 = 36 \text{ м}$. Длина рабочего участка нарезной части барабана (одной половинны)

$$f_H = [l_H / (\pi D_6) + (1,5 \dots 2)] s = [36 / (3,14 \cdot 0,4) + 2] \cdot 19 = 570 \text{ мм}.$$

Полная длина двоярного барабана складывается из двух рабочих участков с винтовой нарезкой $2l_p = 2 \cdot 570 = 1140 \text{ мм}$, двух участков для крепления каната на барабане планками $l_3 = 3r = 50 \text{ мм}$ и среднего участка $l_0 = L_H - 2h_{\min} \tan \alpha = 200 - 2 \cdot 600 \cdot 0,11 = 64 \text{ мм}$, где расстояние между ветвями каната на подвеске $L_H = 200 \text{ мм}$. При максимальном допустимом угле $\alpha = 6^\circ$ отклонения каната от оси канавки барабана имеем $\tan \alpha = \tan 6^\circ = 0,11$, минимальное расстояние между осями подвижных блоков подвески и осью барабана $h_{\min} = 1,5 D_6 = 600 \text{ мм}$.

Общую длину барабана определяем по формуле (16):

$$L_6 = 2l_p + 2l_3 + 2l_0 + l_0 = 1140 + 100 + 40 + 64 = 1344 \text{ мм}.$$

Барабан получится не громоздким, так как $L_6 < (3 \dots 5) D_6$.

Определение толщины стенки барабана и проверка его на прочность. Толщина стенки выбирают из технологических соображений. У литых чугунных барабанов толщина стенки

$$\delta = 0,02 D_6 + (6 \dots 10) = 0,02 \cdot 400 + 8 = 16 \text{ мм}.$$

Стенки барабана находятся в сложном напряженном состоянии; они работают на изгиб, кручение и сжатие. Основным является расчет на сжатие, по формуле (17) находим

$$\sigma_{сж} = 18\,100 / (16 \cdot 19) = 62,8 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений для чугуна СЧ 15 ($[\sigma_{сж}] = 80 \text{ МПа}$).

Таким образом, прочность барабана достаточна.

Выбор схемы крепления каната. Принимаем винтовое крепление каната к двоярному барабану с планками (см. рис. 41, в). По нормам Госгортехнадзора число винтов должно быть не менее двух.

Планки имеют трапецидальной формы зажимные канавки с углом наклона $\gamma = 40^\circ$ (см. рис. 41, б). Натяжение каната в местах крепления его планками уменьшается в результате трения двух запасных витков каната о барабан. При коэффициенте трения стали о сталь или чугун $f = 0,16$ и угле обхвата двух запасных витков каната $\alpha = 4\pi$ по формуле (18) находим

$$F_{кр} = 18\,100 / 2,71^{0,16 \cdot 4 \cdot 3,14} = 2290 \text{ Н}.$$

Планки удержат канат [формула (20)], если сила ватяжки винтов

$$F_B = \frac{2290}{0,16 + 0,22} = 6030 \text{ Н},$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \psi + f \cos \psi} = \frac{0,16}{\sin 40^\circ + 0,16 \cos 40^\circ} = 0,22.$$

Стержень винта работает на растяжение, кручение и изгиб. Диаметр винта $d = 1,2 d_H = 1,2 \cdot 14 = 16 \text{ мм}$.

Принимаем два винта ($z = 2$) с резьбой М16; стержень винта по внутреннему диаметру резьбы $d_1 = 13,4 \text{ мм}$. Наибольшие напряжения в стержне винта с учетом кручения [формула (21)]

$$\sigma = 1,3 \cdot 6030 / \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 13,4^3}{4} + \frac{2290 \cdot 13,5/2}{2 \cdot 0,1 \cdot 13,4^3} = 40 \text{ МПа} < [\sigma_p].$$

Допускаемые напряжения для стали Ст3 $[\sigma_p] = 80 \text{ МПа}$ и прочность винта обеспечена.

Определение мощности двигателя при установившемся движении механизма подъема с учетом крюковой подвески. При КПД полнспаста, барабана и редуктора $\eta_0 = 0,85$ по формуле (43) получаем

$$N_0 = (F_T + F_H) v_T / (60 \eta_0) = (70 + 1,2) 22 / (60 \cdot 0,85) = 30,5 \text{ кВт}.$$

Выбор двигателя. Для кранового механизма подъема из каталога по расчетной мощности выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением 4АС180 (см. приложение 8).

При тяжелом режиме работы двигателя $N_H = 31,6 \text{ кВт}$; $n = 1500 \text{ об/мин}$ и диаметр вала двигателя $d_B = 65 \text{ мм}$.

Определение передаточного отношения приводного механизма, выбор схемы привода или редуктора. Передаточное отношение [формула (50)]

$$u = 1500 / 35 = 42,8.$$

Крутящий момент на валу барабана, с которым соединяется выходной вал редуктора:

$$M_6 = (F_T + F_H) D_6 / (2 i_H) = (70\,000 + 1200) 0,4 / (2 \cdot 2) = 7120 \text{ Н·м}.$$

По крутящему моменту и передаточному отношению с точностью $\pm 5\%$ подбираем (см. приложения 9...11) двухступенчатый редуктор П2У-315 Н, передаточное отношение которого $u_0 = 40$. Выходной вал редуктора соединен непосредственно с барабаном (см. схему на рис. 43, а). По диаметру вала двигателя $d_B = 65 \text{ мм}$ подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту МУВП с тормозным шкивом диаметром $D_T = 200 \text{ мм}$.

Выбор места расположения и типа тормоза. Для обеспечения минимальных размеров тормоз надо установить на валу с наименьшим крутящим моментом, т. е. на валу электродвигателя. Выбирая двухколочный тормоз, мы обеспечиваем разгрузку вала тормозного шкива от радиальных нагрузок.

Определение тормозного момента. Наибольший момент тормоз должен развивать при опускании груза. По формулам (30) и (31) получаем

$$M_T = 2 \cdot 70\,000 \cdot 0,4 \cdot 0,85 / (2 \cdot 2 \cdot 40) = 297 \text{ Н·м}.$$

Выбор тормоза и расчет его основных деталей. По тормозному моменту и диаметру тормозного шкива выбираем (см. приложения 12...14) двухколочный тормоз с гидротолкателем ТКГТ-200 (см. схему на рис. 52). Максимальный тормозной момент тормоза $M_T = 300 \text{ Н·м}$. Ширина колодок $B_K = 90 \text{ мм}$, угол обхвата тормозного шкива $\beta = 70^\circ$. Усилие прижатия колодок к тормозному шкиву

$$F_r = \frac{2 M_T}{2 D_T f} = \frac{297}{0,2 \cdot 0,35} = 4242 \text{ Н}.$$

Давление между колодкой и тормозным шкивом [см. формулу (36)]

$$p_{см} = 4242 / \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 90 \cdot 70^\circ}{360^\circ} = 0,38 \text{ МПа,}$$

что не превышает допустимых значений для тормозных обкладок из ферродо (см. табл. 5), и долговечность работы тормоза обеспечена.

2. РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Требуется рассчитать ленточный конвейер производительностью $Q=540 \text{ т/ч}$, транспортируемый материал — щебень, длина конвейера по горизонтали $L_r = 34 \text{ м}$, угол наклона конвейера к горизонтали $\beta = 14^\circ$.

Расчет ленточного конвейера проводят в такой последовательности.

Уточнение схемы. Схема ленточного конвейера приведена на рис. 98. Верхняя рабочая ветвь ленточного конвейера загружается в месте расположения натяжного барабана, а разгружается — у приводного барабана. Плотность щебня $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$, угол естественного откоса в покое $\varphi = 45^\circ$. При угле подъема конвейера $\beta = 14^\circ$ коэффициент, учитывающий возможное рассыпание груза с ленты, $k_\beta = 0,95$. Лента конвейера прорезиненная. Принимаем скорость ленты для транспортирования щебня $v = 1,5 \text{ м/с}$. На рабочей ветви конвейера лента удерживается желобчатыми роlikоопорами, состоящими из трех роlikов. На холостой ветви лента плоская, поддерживается роlikоопорами, состоящими из одного ролика. Высота подъема конвейера $H = L_r \cdot \text{tg } \beta = 34 \cdot \text{tg } 14^\circ = 8,5 \text{ м}$.

Определение ширины ленты. Ширину ленты желобчатой формы определяем по формуле (84):

$$B_{ж} = \sqrt{540 \cdot \{160 \cdot 1,5 \cdot 1,8 [3,6 \cdot 0,95 \text{ tg } (0,35 \cdot 45) + 1]\}} = 0,78 \text{ м.}$$

Выбираем резинотканевую ленту из бельтинга Б-820 шириной $B = 800 \text{ мм}$. Запас прочности $k_{р.п} = 9,5$ при пределе прочности текстильной ленты $\sigma_{р.п} = 6,1 \text{ МПа}$. Ленты такой ширины выпускают с числом прокладок $z = 3 \dots 6$. Для обоснованного выбора числа прокладок в ленте определим предварительно мощность привода, а по ней — тяговое усилие и максимальное натяжение ленты.

Предварительную мощность привода определяем по формуле (85)

$$N_{п} = (0,00015 \cdot 540 \cdot 34 + 0,024 \cdot 34 \cdot 1,5 + 0,0027 \cdot 540 \cdot 8,5) \cdot 1 = 16,37 \text{ кВт.}$$

Предварительное тяговое усилие определяем по формуле (86):

$$F_{п} = 16,37/1,5 = 11 \text{ кН.}$$

Для лучшего сцепления ленты с поверхностью приводного барабана его футеруют деревом. Коэффициент трения резины по дереву $f = 0,35$. При угле обхвата барабана лентой $\alpha = \pi = 3,14$ получаем $e^{f\alpha} = 2,71^{0,35 \cdot 3,14} = 3$.

По формуле (87) определяем предварительное максимальное натяжение ленты

$$F_{max} = F_{п} e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1) = 11 \cdot 3 / (3 - 1) = 16,5 \text{ кН.}$$

Число прокладок в ленте определяем по формуле (79):

$$z = 16 \cdot 500 \cdot 9,5 / (800 \cdot 61) = 3,26.$$

Принимаем $z = 4$. Толщина резиновых обкладок на рабочей стороне ленты $\delta_1 = 4,5 \text{ мм}$, на нерабочей стороне $\delta_2 = 1,5 \text{ мм}$.

Линейную плотность ленты определяем по формуле (80):

$$\rho_{л} = 1,1 \cdot 0,8 (1,25 \cdot 4 + 4,5 + 1,5) = 12 \text{ кг/м.}$$

Среднюю линейную плотность транспортируемого груза определяем по формуле (94):

$$\rho_{г} = 540 / (3,6 \cdot 1,5) = 100 \text{ кг/м.}$$

При ширине ленты $B = 800 \text{ мм}$ наружный диаметр ролика $D_p = 159 \text{ мм}$ (см. табл. 12). Для плоских роlikов с хорошо защищенными от пыли шарикоподшипниками коэффициент сопротивления качения $k_{оп} = 0,022$, для желобчатых роlikоопор $k_{ож} = 0,025$. Шаг роlikов на рабочей ветви конвейера определяем по формуле (91):

$$l_p = 1550 - 0,62 \cdot 800 = 1000 \text{ мм.}$$

Масса роlikов рабочей ветви

$$m_{ж} = 10 \cdot B_{ж} + 7 = 10 \cdot 0,8 + 7 = 15 \text{ кг.}$$

Условную линейную плотность желобчатых роlikов определяем по формуле (96):

$$\rho_{р.ж} = m_{ж} / l_p = 15 / 1 = 15 \text{ кг/м.}$$

Шаг роlikов на холостой ветви [см. формулу (92)]

$$l_x = 2l_p = 2 \cdot 1000 = 2000 \text{ мм.}$$

Масса роlikов на холостой ветви

$$m_{п} = 10B_{п} + 3 = 10 \cdot 0,8 + 3 = 11 \text{ кг.}$$

Линейная плотность плоских роlikов холостой ветви [см. формулу (97)]

$$\rho_{р.п} = 11/2 = 5,5 \text{ кг/м.}$$

Определение размеров барабана. Диаметр приводного барабана $D_б = z (120 \dots 150) = 4 \cdot 150 = 600 \text{ мм}$. По ГОСТ 22644-77* (СТ СЭВ 1333-78) принимают $D_б = 630 \text{ мм}$. Длина барабана $B_1 = B + 100 = 800 + 100 = 900 \text{ мм}$. Чтобы лента не спала с барабана, он имеет стрелу выпуклости $f_b = 0,005B_1 = 0,005 \cdot 900 = 4,5 \text{ мм}$. Диаметр натяжного барабана $D_{н} = (2/3) D_б = 400 \text{ мм}$.

Определение натяжения ленты конвейера методом обхода контура по точкам. Разбиваем контур ленточного конвейера на четыре участка. Натяжение ленты в точке 1 (см. рис. 98) неизвестно. Находим натяжение ленты в остальных точках через неизвестное натяжение в точке 1 по формулам (102):

$$F_2 = F_1 + F_{1...2} = [F_1 + (\rho_{л} + \rho_{р.п}) g L_r k_{оп} - \rho_{л} g H] 1000 = F_1 - 0,88 \text{ кН;}$$

$$F_3 = F_2 + F_{2...3} = F_2 + k_{ож} F_2 = (1 + k_{ож}) F_2 = (1 + 0,05) (F_1 - 0,88) = 1,05 F_1 - 0,926 \text{ кН;}$$

$$F_4 = F_3 + F_{3...4} = [F_3 + (\rho_r + \rho_{п} + \rho_{р.ж}) g L_r k_{ож} + (\rho_r + \rho_{п}) g H] / 1000 = 1,05 F_1 + 9,45 \text{ кН.}$$

Решая совместно последнее уравнение и $F_4 = F_1 e^{f\alpha}$, находим натяжение ленты в точке 1:

$$1,05 F_1 + 9,45 = F_1 \cdot 3; F_1 = 9,45 / 1,95 = 4,86 \text{ кН.}$$

Отсюда:

$$F_2 = F_1 - 0,88 = 3,98 \text{ кН; } F_3 = 1,05 F_1 = 4,16 \text{ кН;}$$

$$F_4 = 1,05 F_1 + 9,45 = 14,56 \text{ кН.}$$

Проверка провисания ленты между роlikоопорами. Наибольший прогиб ленты на рабочей стороне ленточного конвейера будет в точке 3:

$$l_{max} = (\rho_r + \rho_{п}) g l_p^2 / (8 F_3) = (100 + 12) 9,81 \cdot 1 / (8 \cdot 4160) = 0,03 \text{ м.}$$

Допустимый прогиб $[l_{max}] \leq (0,025 \dots 0,03) l_p = 0,025 \dots 0,03 \text{ м}$, т. е. натяжение ленты достаточно.

Уточненное тяговое усилие на приводном барабане

$$F_{т.у} = F_4 - F_1 + F_{4...1} = (14,56 - 4,86) + 0,03 (14,56 + 4,86) = 10,3 \text{ кН.}$$

Мощность приводной станции уточняем по формуле (110):

$$N_y = 10,3 \cdot 1,5 / 0,85 = 18,2 \text{ кВт.}$$

Перемещаемый груз пылевидный. Поэтому в качестве двигателя выбираем электродвигатель 4АР160М переменного тока закрытого исполнения с повышенным пусковым моментом (см. приложение 8): $N_{\text{ном}} = 18,5 \text{ кВт}$, частота вращения $n = 1500 \text{ об/мин.}$

Частота вращения приводного барабана

$$n_6 = 60v / (\pi D_6) = 60 \cdot 1,5 / (3,14 \cdot 0,63) = 45,4 \text{ об/мин.}$$

Передаточное отношение передачи определяем по формуле (50):

$$u = 1500 / 45,4 = 33,2.$$

Схема приводной станции приведена на рис. 93. По крутящему моменту на валу барабана

$$M_6 = F_{T.y} D_6 / 2 = 10 \cdot 300 \cdot 0,63 / 2 = 3244 \text{ Н·м}$$

и передаточному отношению подбираем редуктор Ц2У-250 (см. приложения 9 ... 11) с передаточным отношением $u_p = 31,5$. Валы редуктора соединяют муфтами.

Схема натяжной станции показана на рис. 94, в. Натяжное усилие

$$F_H = 1,1 (F_2 + F_3 + F_H) = 1,1 (3,97 + 4,14 + 0,15) = 9,1 \text{ кН.}$$

Выбор останова. При длине ленточного конвейера менее 50 м применяют простые ленточные остановы в виде отрезка ленты, закрепленной у приводного барабана (см. рис. 98). В этом случае при обратном движении конвейера отрезок ленты заклинивается между лентой и барабаном, предотвращая движение груза в обратном направлении.

3. РАСЧЕТ КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА

Требуется рассчитать вертикальный ковшовый элеватор, предназначенный для транспортирования выбитой (отработанной) формовочной земли литейного цеха завода. Расчетная производительность элеватора $Q = 30 \text{ т/ч}$, высота подъема $H = 22 \text{ м}$, плотность сыпучего груза $\rho = 1,5 \text{ т/м}^3$.

Элеватор рассчитывают в такой последовательности.

Уточнение схемы и задания. Принимают схему конвейера (см. рис. 106). Загрузка производится внизу — в месте нахождения натяжного барабана, разгрузка вверху — в месте нахождения барабана. Для сухой формовочной земли принимают: элеватор с расставленными глубокими ковшами и скоростью движения $v = 1,6 \text{ м/с}$, прорезиненную ленту с четырьмя прокладками ($z = 4$). Диаметр приводного барабана $D = 125 \cdot 4 = 500 \text{ мм}$. Частота вращения барабана

$$n_6 = 60v / (\pi D_6) = 60 \cdot 1,6 / (3,14 \cdot 0,5) = 61 \text{ об/мин.}$$

$$\text{Полюсное расстояние } l_{\Pi} = 895 / n_6^2 = 895 / 61^2 = 0,24 \text{ м.}$$

Поскольку $l_{\Pi} < r_6$, то обеспечивается центробежная разгрузка ковшей.

Коэффициент заполнения ковшей $k_{\Pi} = 0,8$. По табл. 13 для $V/p = 5$ подходит глубокий ковш шириной $B_K = 250 \text{ мм}$ и объемом $V = 2,05 \text{ л}$. Тогда ширину ленты принимают $B_{\Pi} = 300 \text{ мм}$ и шаг ковшей $p = 0,4 \text{ м}$.

Линейная плотность прорезиненной ленты типа 2 из бельгии Б-820 с четырьмя прокладками

$$\rho_{\Pi} = 1,1 B_{\Pi} (\delta z + \delta_1 + \delta_2) = 1,1 \cdot 0,3 (1,54 \cdot 4 + 3 + 1) = 3,3 \text{ кг/м.}$$

По данным Союзпроммеханизации, масса глубокого ковша ($B_K = 250 \text{ мм}$) $m_K = 3 \text{ кг}$. Тогда линейная плотность холостой ветви (ленты с ковшами)

$$\rho_0 = \rho_{\Pi} + \frac{m_K}{p} = 3,3 + \frac{3}{0,4} = 10,8 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность груза

$$\rho_T = Q / (3,6v) = 30 / (3,6 \cdot 1,6) = 5,2 \text{ кг/м.}$$

Тяговый расчет. В соответствии с заданием разбиваем контур тягового органа элеватора на четыре расчетные точки. Наименьшее натяжение F_1 ленты следует ожидать в точке 1 холостой ветви при набегании ее на натяжной барабан; следующая точка 2 назначается при сбегаании ленты с натяжного барабана; третья точка 3 назначается при набегании груженой ленты на приводной барабан и четвертая точка 4 находится на месте сбегаания ленты с приводного барабана. Натяжение точки F_1 принимаем как неизвестное и найдем его в процессе расчета.

Натяжение в точке 2 складывается из натяжения в точке 1 сопротивления на натяжном барабане ($k_{6.н} = 0,08$) и сопротивления при зачерпывании груза ковшами.

Для тяжелых условий принимают $k_3 = 2$ и расчет ведут так:

$$F_2 = F_1 + F_{1...2} = [F_1 + F_1 k_{6.н} + k_3 \rho_T g] / 1000 = 1,08 F_1 + 0,102 \text{ кН.}$$

$$F_3 = F_2 + F_{2...3} = [1,08 F_1 + 0,102 + \rho_T p g H] / 1000 = 1,08 F_1 + 3,55 \text{ кН.}$$

От точки 1 к точке 4 ведут расчет против движения ленты:

$$F_4 = (F_1 + \rho_0 g H) / 1000 = F_1 + 2,33 \text{ кН.}$$

Из теории фрикционных передач с гибким элементом имеется уравнение Эйлера $F_3 = F_4 e^{f\alpha}$:

$$F_3 \leq F_4 e^{f\alpha} = (F_1 + 2,33) 1,37 = 1,37 F_1 + 3,19,$$

где $e^{f\alpha} = 1,37$ (для чугунного барабана при очень влажной атмосфере элеватор установлен на открытой площадке $f = 0,1$, $\alpha = \pi = 3,14$ и $e = 2,71$).

Из двух уравнений находим F_1 :

$$1,37 F_1 + 3,19 = 1,08 F_1 + 3,55 \quad F_1 = 1,24 \text{ кН;}$$

$$F_2 = 1,44 \text{ кН; } F_3 = 4,89 \text{ кН; } F_4 = 3,57 \text{ кН.}$$

По максимальному натяжению $F_{\text{max}} = F_3$ уточняем число прокладок в ленте [см. формулу (79)]:

$$z = F_{\text{max}} k_{p.л} / (B \sigma_{p.л}) = 4,89 \cdot 10^3 \cdot 10 / (3000 \cdot 61) = 2,67.$$

Учитывая ослабление ленты отверстиями под крепежные болты ковшей, оставляют принятую ленту с четырьмя ($z = 4$) прокладками. Тяговое усилие на приводном барабане с учетом потерь

$$F_t = (F_3 - F_4) + F_{3...4} = (F_3 + F_4) k_{6.п} = (4,89 + 3,57) + (4,89 + 3,57) 0,05 = 1,76 \text{ кН.}$$

Мощность двигателя привода (при КПД зубчатого редуктора $\eta = 0,8$)

$$N = F_t v / \eta = 1,76 \cdot 1,6 / 0,8 = 3,52 \text{ кВт.}$$

Принимают асинхронный электродвигатель 4А112МБ с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 4 \text{ кВт}$ и частотой вращения $n_{\text{д}} = 1000 \text{ об/мин}$ ($\omega = \pi n_{\text{д}} / 30 = 102 \text{ рад}$).

Выбор останова. Для предотвращения движения груженого элеватора в обратную сторону при остановке двигателя проще и надежнее для останова использовать двухколесный тормоз, устанавливаемый на валу двигателя.

Крутящий момент на валу двигателя

$$M = N / \omega = 3,52 \cdot 10^3 / 102 = 34,5 \text{ Н·м.}$$

Тормозной момент при тяжелом режиме работы

$$M_T = k_T M = 2 \cdot 34,5 = 69 \text{ Н·м.}$$

По каталогу подбирают двухколодный тормоз ТКТ-200 переменного тока с пружинным замыканием и размыканием от электромагнита конструкции ВНИПТМАШа с тормозным моментом 160 Н·м.

Разработка приводной станции. По частоте вращения приводного барабана

$$n_6 = 60v/(\pi D_6) = 60 \cdot 1,6/(3,14 \cdot 0,5) = 61,1 \text{ об/мин}$$

и частоте n вращения вала электродвигателя определяют передаточное отношение приводного устройства

$$u = n/n_6 = 1000/61,1 = 16,3.$$

Выбирают схему привода с закрытой передачей (см. рис. 93, а), которая не загрязняется при эксплуатации.

По крутящему моменту на валу барабана

$$M_6 = F_t D_6/2 = 1,76 \cdot 10^3 \cdot 0,5/2 = 440,7 \text{ Н·м}$$

и передаточному отношению подбирают двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор Ц2У-125 с передаточным отношением $u_p = 16$ и номинальным крутящим моментом на выходном валу 500 Н·м.

Разработка натяжного устройства. Схему винтового натяжного устройства принимают по рис. 94, а с натяжным усилием

$$F_H = F_1 + F_2 + F_H = 1,24 + 1,44 + 0,15 = 2,8 \text{ кН.}$$

Ход барабана в ползунах натяжного устройства

$$l_x = (0,01 \dots 0,03) H = (0,01 \dots 0,03) \cdot 22 = 0,22 \dots 0,66 \text{ м.}$$

4. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРАНА

Требуется рассчитать механизм передвижения тележки электрического мостового крана грузоподъемной силой $F_r = 70 \text{ кН}$, скорость передвижения $v_T = 35 \text{ м/мин}$, режим работы — тяжелый.

Расчет ведут в такой последовательности.

Уточнение схемы механизма передвижения. Механизм передвижения тележки электрического мостового крана выполняют с вертикальным редуктором в приводе (см. рис. 43, а). Тележка опирается на четыре цилиндрических колеса, движущихся по плоскому горизонтальному рельсу (линейный контакт).

Собственный вес тележки

$$F_T = 0,4F_r = 0,4 \cdot 70 = 28 \text{ кН.}$$

Нагрузка на одно колесо тележки

$$F_r = (F_r + F_T)/4 = (70 + 28)/4 = 24,5 \text{ кН.}$$

Радиус колеса по допустимым контактным напряжениям $[\sigma_H] = 600 \text{ МПа}$ для стальных колес твердостью HB = 170 и модулем упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

$$R_K = \frac{0,418}{[\sigma_H]} \sqrt{\frac{F_r k_v E}{\psi_K}} = \frac{0,418}{600 \cdot 10^6} \sqrt{\frac{24,5 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,2}} = 119 \text{ мм;}$$

здесь $\psi_K = B_p/R_K = 0,2$ — коэффициент ширины колеса; k_v — скоростной коэффициент, $k_v = 1 + 0,02v_T = 1,1$; B_p — ширина контакта при диаметре стандартного колеса $D_K = 250 \text{ мм}$, $B_p = R_K \psi_K = 125 \cdot 0,2 = 25 \text{ мм}$. Расчетный диаметр колеса $D_H = 238 \text{ мм}$.

Коэффициент сопротивления качению колеса по рельсу

$$k = 0,915 \sqrt{F_r \psi_K / E} = 0,915 \sqrt{24,5 \cdot 10^3 \cdot 0,2 / (2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6)} = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Диаметр вала колеса

$$d = D_K/6 = 250/6 \approx 40 \text{ мм.}$$

Сопротивление передвижению тележки, колеса которой установлены на подшипниках качения ($f = 0,02$):

$$F_K = (F_r + F_T) \left(\frac{fd + 2k}{D_K} \right) k_{реб} = (70 + 28) \left(\frac{0,02 \cdot 0,04 + 2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}}{0,25} \right) \times \\ \times 1,5 = 490 \text{ Н,}$$

где $k_{реб} = 1,5$ — коэффициент, учитывающий трение реборд колеса о рельс.

Мощность привода механизма передвижения при установившемся движении

$$N = F_K v_T / (60\eta) = 490 \cdot 35 / (60 \cdot 0,8) = 358 \text{ Вт,}$$

где $\eta = 0,8$ — КПД зубчатого цилиндрического редуктора.

Выбирают электродвигатель 4А80В с номинальной мощностью $N_{ном} = 0,55 \text{ кВт}$ и частотой вращения $n_d = 750 \text{ об/мин}$.

Частота вращения колеса тележки

$$n_K = v_T / (\pi D_K) = 35 / (3,14 \cdot 0,25) = 44,5 \text{ об/мин.}$$

Передаточное отношение привода механизма передвижения тележки

$$u = n_d / n_K = 750 / 44,5 = 16,8.$$

Для тяжелого режима работы выбирают зубчатый цилиндрический редуктор вертикального исполнения, удобный для компоновки привода механизма передвижения крановой тележки, типа ВКН с передаточным отношением $u_p = 16$ и допустимой мощностью на выходном валу $N = 1,2 \text{ кВт}$ (см. приложение 11). Вал электродвигателя соединяется с входным валом редуктора втулочно-пальцевой муфтой, объединенной со шкивом тормоза, так как при скорости v_T более 30 м/мин необходим тормоз для механизма передвижения. Номинальный статический момент электродвигателя

$$M_{ном} = N_{ном} / \omega = N_{ном} 30 / (\pi n_d) = 550 \cdot 30 / (3,14 \cdot 750) = 7 \text{ Н·м.}$$

Тормозной момент

$$M_T = k_T M_{ном} = 2 \cdot 7 = 14 \text{ Н·м.}$$

По каталогу выбирают двухколодный тормоз ТКТ-100 с пружинным замыканием и размыканием от электромагнита переменного тока с тормозным моментом 20 Н·м (см. приложение 12).

Для обеспечения возможности трогания с места тележки без буксования ходовых колес должно быть соблюдено условие

$$F_{сц} \geq k_{сц} F_{тяг},$$

где $k_{сц} = 1,1$ — коэффициент запаса.

Здесь

$$F_{сц} = \Delta F' = [(F_r + F_T) z_{п}/z_0] f' = [(70 + 28) \cdot 2/4] \cdot 0,17 = 49 \cdot 0,17 = 8,3 \text{ кН;}$$

$$F_{тяг} = 2M_{ном} u_p \eta / D_K = 2 \cdot 7 \cdot 16 \cdot 0,8 / 0,25 = 720 \text{ Н} = 0,72 \text{ кН.}$$

Нормальная работа четырехколесной тележки ($z_0 = 4$) без буксования обеспечивается при числе приводных (ведущих) колес $z_{п} = 2$, так как $k_{сц} F_{тяг} = 1,1 \cdot 0,72 = 0,79 \text{ кН}$.

5. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КРАНА

Требуется рассчитать сопротивление поворота консольного крана и необходимую мощность привода по схеме, приведенной на рис. 64, а. Грузоподъемная сила консольного крана $F_r = 30$ кН, вылет стрелы крана $L = 4$ м, расстояние между опорами крана по высоте $h = 3$ м, кран работает в помещении, скорость поворота крана небольшая (частота вращения стрелы $n_0 = 2$ об/мин).

Принимают вес самого консольного крана $F_{кр} = 0,7F_r = 0,7 \cdot 30 \cdot 10^3 = 21 \cdot 10^3$ Н и расстояние от оси вращения до центра тяжести $l_1 = 0,3L = 0,3 \cdot 4 = 1,2$ м.

Суммарная вертикальная нагрузка на упорный подшипник (пятю)

$$F_B = F_r + F_{кр} = 30 \cdot 10^3 + 21 \cdot 10^3 = 51 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Горизонтальная нагрузка на радиальные подшипники цапфы опор

$$F_{гор} = (F_r L + F_{кр} l_1) / h = (30 \cdot 10^3 \cdot 4 + 21 \cdot 10^3 \cdot 1,2) / 3 = 48,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Статический момент сопротивления повороту крана при установившемся движении

$$M_0 = F_{гор} f \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right) + F_B f \frac{d_2}{2}.$$

Принимая коэффициент трения для подшипников качения $f = 0,02$ и диаметры цапф и пятю $d_1 = d_2 = 0,05$ м, получаем

$$M_0 = 48,3 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \left(\frac{0,05}{2} + \frac{0,05}{2} \right) + 51 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \frac{0,05}{2} = 73,8 \text{ Н·м.}$$

Мощность привода механизма поворота консольного крана

$$N = M_0 \omega / \eta = M_0 \pi n_0 / (\eta 30) = 73,8 \cdot 3,14 \cdot 2 / (0,8 \cdot 30) = 193 \text{ Вт.}$$

По каталогу выбирают асинхронный электродвигатель 4А71В переменного тока с номинальной мощностью $N_{ном} = 0,25$ кВт при частоте вращения $n_d = 750$ об/мин.

6. ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ (т) МЕХАНИЗМОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ОДНОРОГИМИ КРЮКАМИ

Номер крю-ка	Механизм с ручным приводом	Механизм с машинным приводом для режимов работы		Номер крю-ка	Механизм с ручным приводом	Механизм с машинным приводом для режимов работы		Номер крю-ка	Механизм с ручным приводом	Механизм с машинным приводом для режимов работы	
		Л, С	Т, ВТ			Л, С	Т, ВТ			Л, С	Т, ВТ
1	0,4	0,32	0,25	9	2,5	2,0	1,6	17	16	12,5	10
2	0,5	0,4	0,32	10	3,2	2,5	2	18	20	26	12,5
3	0,63	0,5	0,4	11	4	3,2	2,5	19	—	20	16
4	0,8	0,63	0,5	12	5	4	3,2	20	—	25	20
5	1	0,8	0,63	13	6,5	5	4	21	—	32	25
6	1,25	1,0	0,8	14	8	6,3	5	22	—	40	30
7	1,6	1,25	1	15	10	8	6,3	23	—	50	40
8	2	1,6	1,25	16	12,5	10	8	—	—	—	—

7. РАЗМЕРЫ И МАССА ОДНОРОГИХ КРЮКОВ

Номер крюка	Размеры, мм										Масса, кг					
	a	a	b ₁	h	d ₀	d	Δ		l	l ₁	l ₂	R	R ₁	R ₀	Тип А	Тип В
							Тип А	Тип Б								
1	20	14	12	18	12	M12	60	125	30	20	10	3	11	25	0,16	0,24
2	22	16	13	21	12	M12	65	135	30	20	10	4	12	28	0,2	0,3
3	25	18	15	24	15	M14	70	145	35	20	10	4	13	32	0,32	0,47
4	30	22	18	26	17	M16	85	160	45	25	13	5	14	37	0,45	0,63
5	32	22	20	28	17	M16	40	170	45	25	15	5,5	16	40	0,55	0,72
6	36	26	22	32	20	M20	100	180	50	30	18	5,5	18	45	0,8	1,2
7	40	30	24	36	20	M20	110	195	60	30	20	8	20	50	1,0	1,5
8	45	36	26	40	25	M24	125	210	60	35	22	6	30	55	1,5	2,0
9	50	38	30	45	30	M27	145	240	70	40	25	7	36	65	2,4	3,2
10	55	40	34	52	30	M30	155	285	85	45	30	8	38	70	3,0	4,0
11	60	45	38	55	35	M33	175	330	85	50	32	9	42	80	4,2	6,0
12	65	50	40	65	40	M36	190	375	95	55	34	9	45	90	5,4	8,0
13	75	55	48	75	45	M42	210	425	105	60	38	10	50	100	8,2	11,3
14	85	65	54	82	60	M48	230	475	130	70	42	12	60	110	11,2	15,0
15	95	75	60	90	65	M52	260	520	140	75	48	13	65	125	15,6	21
16	110	85	65	100	60	M56	280	580	150	80	55	13	75	140	22,5	30
17	120	90	75	115	70	M64	325	640	180	90	60	14	85	155	29,5	52
18	130	100	80	130	75	TP70	360	700	190	95	65	16	90	170	40	70
19	150	120	90	150	85	TP80	420	780	210	100	75	18	105	200	55	85
20	170	130	102	164	100	TP90	470	820	230	115	80	20	120	220	84	105
21	190	145	115	184	110	TP100	525	875	245	120	95	22	135	245	115	140
22	210	160	130	205	120	TP110	590	940	260	140	100	25	150	272	154	185
23	240	1800	240	240	140	TP120	590	1000	280	150	130	31	170	320	230	275

8. ХАРАКТЕРИСТИКА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА ЗАКРЫТОГО ИСПОЛНЕНИЯ

Тип	Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
4AA56A	0,18	0,12	—	—
4AA56B	0,25	0,18	—	—
4AA63A	0,37	0,25	0,18	—
4AA63B	0,55	0,37	0,25	—
4A71A	0,75	0,55	0,37	—
4A71B	1,1	0,75	0,55	0,25
4A80A	1,5	1,1	0,75	0,25
4A80B	2,2	1,5	1,1	0,55
4A90A	3,0	2,2	1,5	0,75
4A90B	—	—	—	1,1
4A100A	4,0	3,0	2	—
4A100B	5,0	4,0	2,2	1,5
4A112MA	7,5	5,5	3,0	2,2
4A112MB	—	—	4,0	3,0
4A132S	—	7,5	5,5	4,0
4A132M	11,0	11,0	7,5	5,5
4A160S	15,0	15,0	11,0	7,5
4A160M	18,5	18,0	15,0	11,0
4A180S	22,0	22,0	—	—
4A180M	30,0	30,0	18,5	15,0
4A200M	37,0	37,0	22,0	18,5
4A200L	45,0	45,0	30,0	22,0
4A220M	55,0	55,0	37,0	30,0
4A250S	75,0	75,0	45,0	37,0
4A250M	90,0	90,0	55,0	45,0
<i>Двигатели с повышенным пусковым моментом</i>				
4AP160	—	15,0	11,0	7,5
4AP160M	—	18,5	15,0	11,0
4AP180	—	22,0	18,5	15,0
4AP180M	—	30,0	22,0	18,5
<i>Двигатели с повышенным скольжением</i>				
4AC132	10,0	8,5	6,3	4,5
4AC132M	—	11,8	8,5	6,0
4AC160S	—	17,0	12,0	9,0
4AC180S	—	26,5	19,0	16,0
4AC180M	—	31,6	26,5	19,0

9. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Типоразмер	Номинальные передаточные числа	Номинальный вращающий момент на выходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса, кг
Ц2У-100	8; 10; 12,5; 16	250	4 000	35
Ц2У-125		500	5 600	53
Ц2У-160	18; 20; 22,4; 25	1000	8 000	95
Ц2У-200	28; 31,5	2000	11 200	170
Ц2У-250	35,5; 40	4000	16 000	320

10. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ РЕДУКТОРОВ С ПЕРЕДАЧАМИ НОВИКОВА

Типоразмер	Номинальные передаточные числа	Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса, кг
Ц2У-315Н	8; 10; 12,5; 16; 25; 31,6; 40; 50	7 800	22 400	520
Ц2У-400Н		15 900	31 500	940
Ц2У-450		33 400	60 000	15 130
Ц2У-500		45 200	80 000	2 100

11. ХАРАКТЕРИСТИКА РЕДУКТОРОВ ВКН ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА

Типоразмер	Переда- точное число	Мощность N, кВт, на быстроходном валу при режиме работы					
		Л	С	Т	Л	С	Т
		$n_d = 750$ об/мин			$n_d = 1000$ об/мин		
ВКН-280	10	4,3	2,0	1,8	6,0	2,0	1,9
	16	3,0	1,4	1,2	4,0	1,7	1,5
	31,5	1,4	1,0	0,9	1,0	0,8	0,7
	50	0,9	0,7	0,6	1,0	0,8	0,7
ВКН-320	12,5	6,5	3,1	2,7	8,1	3,4	3,0
	20	3,6	2,4	1,8	5,6	2,8	2,2
	40	2,5	1,7	1,2	2,8	1,8	1,2
	63	1,2	0,9	0,7	1,7	1,1	0,7
ВКН-420	16	7,8	5,0	4,8	9,1	6,0	6,5
	25	5,0	3,5	3,0	6,1	4,2	4,4
	50	2,8	2,1	1,6	3,5	2,8	2,2
	80	2,3	1,8	1,3	3,1	2,2	1,7
	125	1,6	1,2	1,0	1,7	1,4	1,2
ВКН-480	20	11,7	7,3	4,8	14,4	9,0	6,3
	31,5	8,3	5,0	4,0	10,3	6,6	4,8
	63	4,7	3,4	2,5	5,9	4,1	3,0
	100	3,3	3,3	2,2	4,1	3,0	2,7
ВКН-560	20	19,9	13,3	9,7	23,1	16,5	12,1
	25	15,5	11,6	8,2	21,9	14,1	10,3
	40	10,6	7,8	6,5	13,9	10,0	7,9
	50	8,8	6,5	5,5	12,1	8,6	6,7
	80	5,9	4,4	3,9	7,8	5,5	4,8
ВКН-630	20	26,7	19,1	18,0	35,8	24,6	22,9
	25	20,8	15,0	15,1	26,6	19,6	18,6
	31,5	18,0	13,0	12,7	23,1	19,2	16,6
	40	14,6	10,4	10,8	18,2	13,0	12,1
	50	11,8	8,6	9,2	14,9	10,9	11,3
	62	10,8	7,1	8,0	12,7	9,2	9,9
	80	8,2	6,0	7,0	10,4	7,4	8,7
	100	6,5	4,5	5,5	8,3	5,8	6,9
	125	5,9	4,1	5,0	7,5	4,7	6,6

12. ХАРАКТЕРИСТИКА ТОРМОЗОВ ТКТ КОРОТКОХОДОВЫМ МАГНИТОМ

Тормоз	Тормозной момент при ПВ 25... 40 % Н·м	Длина рычага, мм		Ширина ко- лодки B_K , мм	Диаметр D_T тормозного шківа, мм
		l	l_1		
ТКТ-100	20	100	70	70	100
ТКТ-200/100	40	205	135	90	100
ТКТ-200	160	205	135	90	200
ТКТ-300/200	240	430	190	140	200
ТКТ-300	500	430	190	140	300

13. ХАРАКТЕРИСТИКА ТОРМОЗОВ ТКП С ПРИВОДОМ ОТ ЭЛЕКТРОМАГНИТА ТИПА МП

Параметр	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-300/200	ТКП-300
Диаметр D_T поверхности трения шківа, мм	100	200	200	300	300
Максимальный тормозной момент, Н·м	20	40	160	240	500
Масса тормоза, кг	16	30	37	75	90
Тяговое усилие электромаг- нита при ПВ = 40 %, Н	230	230	786	780	1650

14. ХАРАКТЕРИСТИКА ТОРМОЗОВ С ЭЛЕКТРОГИДРОТОЛКАТЕЛЯМИ

Тормоз	Тормозной момент, Н·м	Длина рычага, мм		Ширина B_K колодки, мм	Диаметр тор- мозного шківа, мм
		l	l_1		
ТКТГ-200	300	205	135	90	200
ТКТГ-300	800	330	190	140	300
ТКТГ-400	1500	525	250	180	400
ТКТГ-500	2500	665	315	200	500
ТКТГ-600	5000	800	380	240	600

15. РАСЧЕТ НА ЭВМ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

В последнее время все более широкое применение в народном хозяйстве находят мини-ЭВМ и микроЭВМ. Применение мини-ЭВМ в учебном процессе, а также при проектировании новых машин и механизмов, включая грузоподъемные и транспортные машины и роботы, позволяет резко снизить затраты времени при отыскании оптимальных решений и сократить сроки проектирования машин в целом.

Широкое применение получает также машинное проектирование.

В настоящее время для проведения расчетов в условиях КБ и учебном процессе используют ЭВМ «Электроника-100/25», «Электроника К-200», машины СМ-1 ... СМ-4; СМ-1420; СМ-1800, а также машины серии «Искра».

Для решения задач, связанных с выполнением многовариантных аналитических расчетов, на ЭВМ при программировании используют алгоритмический язык высокого уровня, например ФОРТРАН. Однако в последнее время все больше применяют более простой алгоритмический язык БЕЙСИК. Язык программирования БЕЙСИК был разработан в 1965 г. и по структуре похож на язык программирования ФОРТРАН. Он предназначен для решения математических и инженерных задач в режиме диалога ЧЕЛОВЕК—ЭВМ.

Некоторые мини-ЭВМ, например ЭВМ «Искра-226», рассчитаны на использование только языка БЕЙСИК. Трансляторы или интерпретаторы с языка БЕЙСИК имеются на многих ЭВМ.

Ниже приводятся программы для расчета некоторых механизмов грузоподъемных и транспортирующих машин, написанные на языке БЕЙСИК — для микроЭВМ «Искра-226».

Расчеты на ЭВМ в диалоговом режиме проводят поэтапно. При постановке задачи расчета на ЭВМ расчетные формулы преобразовываются алгоритмическим языком в машинный язык, т. е. в набор команд в машинных кодах. С помощью идентификаторов общепринятые расчетные формулы преобразуются в алгоритмы.

Составляются схемы алгоритма решения задачи, а по ним составляются программы решения задачи на языке программирования.

Программа расчета на языке БЕЙСИК вводится пользователем непосредственно клавиатурой, и она отображается на дисплее (терминале). Программа состоит из отдельных строк операторов. Каждая строка начинается с числовой метки номера оператора. Роль метки выполняют целые числа в диапазоне 1 ... 32764. За номером метки в строке располагается имя оператора, определяющее действие этого оператора. Операторы разделяются на описательные и исполнительные. В конце программы дается команда управления на выполнение заданной программы работы ЭВМ.

Выполненная ЭВМ работа появляется на дисплее, а при необходимости выдается печатающим устройством на бумаге.

15.1. Расчет на ЭВМ барабана механизма подъема тележки электрического мостового крана

Постановка задачи. Первая программа расчета на ЭВМ предназначена для определения размеров барабана механизма подъема грузоподъемной машины при следующих исходных данных: вес груза $F_T = 70$ кН; высота подъема $H = 18$ м; скорость подъема $v_T = 22$ м/мин; режим работы — тяжелый.

Исходя из того, что механизм подъема предназначен для тележки электрического мостового крана с грузовым крюком (см. рис. 43, а), принимают двоякий барабан ($z_6 = 2$) с кратностью полиспаста $i_H = 2$. Блоки полиспаста вращаются на подшипниках качения. КПД блоков принимают $\eta_H = 0,98$ — для хороших условий работы. Выбирают короткую крюковую подвеску с однородным крюком по ГОСТ 6627—74* грузоподъемностью 8 т. Расстояние между блоками крюковой подвески $L_H = 200$ мм (см. рис. 39, б).

Порядок расчета. Определяют максимальное натяжение каната, набегающего на приводной барабан, с учетом веса крюковой подвески:

$$F_{\max} = (F_T + 0,02 \cdot F_T) / (z_6 i_H \eta_H).$$

По максимальному натяжению определяют разрывное усилие каната

$$F_p = k_k F_{\max}$$

Для тяжелого режима работы механизма подъема крана коэффициент диаметра каната $k_k = 6$.

При расчетной разрывной нагрузке (кН) выбирают стальной канат с линейным касанием проволок ЛКР (ГОСТ 2688—80*). При маркировочной группе каната $\sigma = 1764$ МПа имеем массив (ряд) с диаметром каната d_k (мм) и разрывным усилием F_p :

F_p	9,7	14,5	26,3	38,1	53,4	68,8	78,5	89,0	108,0	125,0
d_k	4,1	5,1	6,9	8,3	9,9	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0

Диаметр барабана определяют по диаметру каната с учетом коэффициента диаметра барабана: $D_6 = k_d d_k$.

Принимают чугунный барабан с винтовой навивкой каната и шагом $S = d_k + 5$ (мм).

Барабан работает на сжатие. При допустимом напряжении сжатия $\sigma_{сж} = 80$ МПа толщина стенки барабана $\delta = F_{\max} / ([\sigma_{сж}] S)$.

Канатомкость одного рабочего участка барабана

$$l_k = H i_{\Pi}$$

Длина рабочего нарезного участка барабана

$$l_p = (l_k / \pi D_6 + 2) S$$

Длина участка барабана для закрепления каната $l_3 = 3S$.

Размер бортов барабана $l_6 = 20$ мм.

Длина барабана между нарезками

$$l_{cp} = L_{\Pi} - 2(1,5D_6) \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 6^\circ$ — допустимый угол отклонения каната от оси ручья канавки блока.

Полная длина барабана

$$L_6 = 2l_p + 2l_3 + 2l_6 + l_{cp}$$

Длина барабана

$$L_6 \leq 5D_6$$

Частота вращения барабана

$$n_6 = v_r i_{\Pi} / (\pi D_6)$$

Для алгоритма решения принимают следующие идентификаторы (табл. 15.1).

15.1. ИДЕНТИФИКАТОРЫ

Идентификатор	Обозначение	Единицы измерения	Наименование
A	α	Градус	Угол отклонения каната
A1	k_k	—	Коэффициент диаметра каната
A2	k_d	—	Коэффициент диаметра барабана
B1	v_r	м/мин	Скорость подъема груза
B2	n_6	об/мин	Частота вращения барабана
C1	$[\sigma_{сж}]$	МПа	Допустимое напряжение
D2	d_k	мм	Диаметр каната
D1	D_6	мм	Диаметр барабана
F1	F_p	кН	Сила тяжести груза
F2	F_{\max}	кН	Максимальное натяжение каната
F3	F_p	кН	Разрывное усилие каната
H1	H	м	Высота подъема груза
L1	L_{Π}	мм	Длина подвески
L2	S	мм	Шаг навивки каната
L3	l_k	м	Длина каната, навиваемого на барабан
L4	l_p	мм	Длина рабочего участка барабана
L5	l_3	мм	Длина участка закрепления каната
L6	l_6	мм	Длина бортов барабана
L7	l_{cp}	мм	Длина средней части барабана
L8	δ	мм	Толщина стенки барабана
L	L_6	мм	Длина барабана
N1	z_6	—	Число ветвей барабана
N2	i_{Π}	—	Кратность полиспаста
E1	η_{Π}	—	КПД полиспаста

По принятым идентификаторам алгоритм решения на языке БЕЙСИК принимает следующий вид:

максимальное натяжение каната $F2 = (E1 + \sigma_2 * F1) / (N1 * N2 * E1)$;

разрывное усилие каната $F3 = F2 * A1$;

диаметр барабана $D1 = D2 * A2$;

шаг нарезки барабана для навивки каната $L2 = D2 + 5$;

длина каната, навиваемого на рабочий участок барабана, $L3 = H1 * N2$;

длина рабочего участка барабана $L4 = (L3 / (3.14 * D1) + 2) * L2$;

длина участка барабана для закрепления каната $L5 = 3 * L2$;

длина борта барабана, отлитого из чугуна $L6 = 20$ мм;

длина среднего участка барабана $L7 = L1 - 2 * 1.5 * D1 * \operatorname{TAN}(A * 3.14 / 180)$;

толщина стенки барабана из расчета ее на сжатие $L8 = 1.0 \uparrow 3 * F2 / (C1 * L2)$;

частота вращения барабана $B2 = B1 * N2 / (3.14 * D1)$.

Схема алгоритма расчета барабана механизма подъема приведена на рис. 147.

В программе 1 и результатах ее решения приведен расчет барабана механизма подъема грузоподъемной машины на алгоритмическом языке программирования БЕЙСИК.

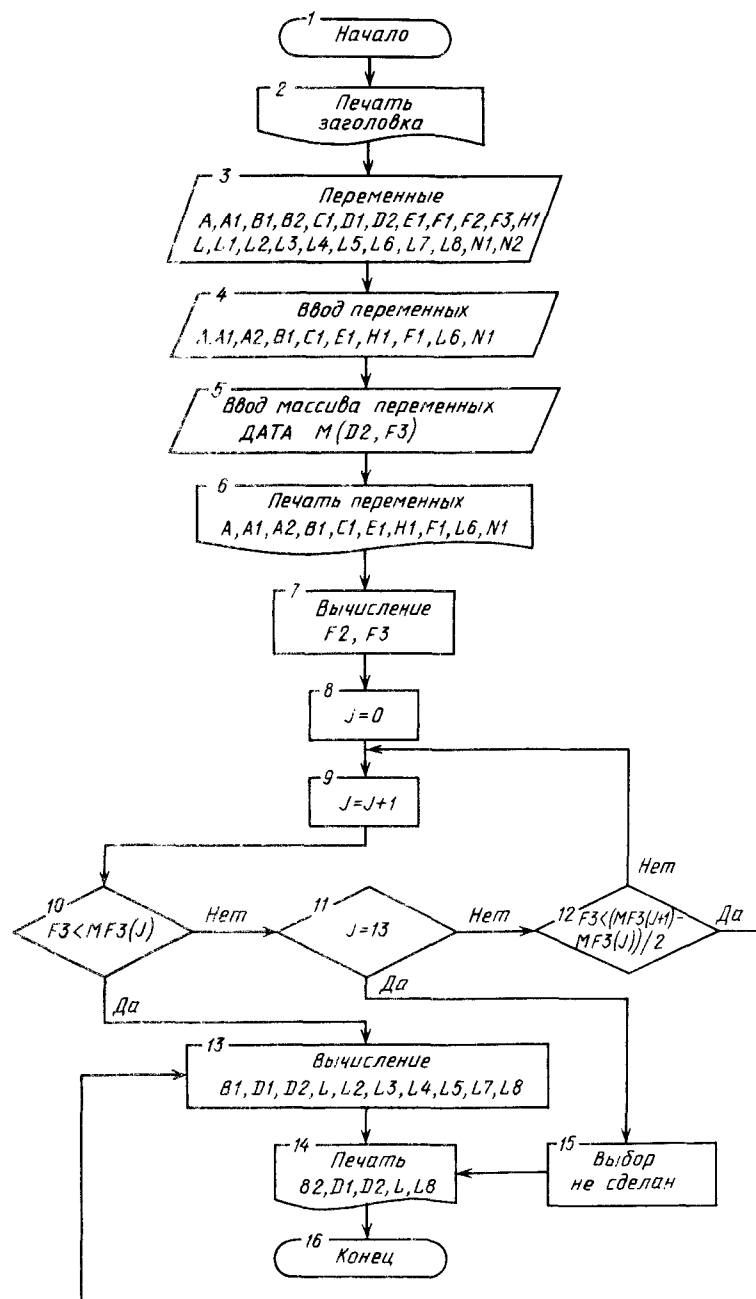


Рис. 47. Схема алгоритма расчета барабана механизма подъема грузоподъемной машины

```

10 REM ПРОГРАММА 1
20 SELECT PRINTOS
30 PRINT NEX (03)
40 INPUT "ВВЕДИТЕ ШИФР". I
50 PRINT /OC. "ШИФР". I:PRINT/OC
60 PRINT TAB(10):"РАСЧЕТ БАРАБАНА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА":PRINT/OC
70 PRINT /OC. TAB(5):"РАСЧЕТ БАРАБАНА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА":PRINT/OC
80 PRINT TAB(10):"ВВЕДИТЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ"
90 INPUT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА (КИ)". F1
100 INPUT "СКОРОСТЬ ПОДЪЕМА ГРУЗА (М/МИН)". B1
110 INPUT "ЧИСЛО РАБОЧИХ УЧАСТКОВ БАРАБАНА". N1
120 INPUT "КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА". N2
130 INPUT "КПД ПОЛИСПАСТА". E1
140 INPUT "ЗАПАС ПРОЧНОСТИ КАНАТА. R1
150 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА БАРАБАНА". R2
160 INPUT "ДЛИНА КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ (ММ)". L1
170 INPUT "ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ БАРАБАНА (МПА)". C1
180 INPUT "ВЫСОТА ПОДЪЕМА (М)". H1
190 INPUT "ДЛИНА БОРТИКА БАРАБАНА (ММ)". L6
200 INPUT "ДОПУСКАЕМЫЙ УГОЛ ОТКЛОНЕНИЯ КАНАТА (ГРАД)". A
210 SELECT PRINTOS(80)
220 PRINT "ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:".PRINT"-----"
230 PRINT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА (КИ) F1=":F1
240 PRINT "СКОРОСТЬ ПОДЪЕМА ГРУЗА (М/МИН) B1=":B1
250 PRINT "ЧИСЛО РАБОЧИХ УЧАСТКОВ БАРАБАНА N1=":N1
260 PRINT "КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА N2=":N2
270 PRINT "КПД ПОЛИСПАСТА E1=":E1
280 PRINT "ЗАПАС ПРОЧНОСТИ КАНАТА A1=":A1
290 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА БАРАБАНА A2=":A2
300 PRINT "ДЛИНА КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ (ММ) L1=":L1
310 PRINT "ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ БАРАБАНА (МПА) C1=":C1
320 PRINT "ВЫСОТА ПОДЪЕМА (М) H1=":H1
330 PRINT "ДЛИНА БОРТИКА БАРАБАНА (ММ) L6=":L6
340 PRINT "ДОПУСКАЕМЫЙ УГОЛ ОТКЛОНЕНИЯ КАНАТА (ГРАД) A=":A
350 DIM D2(13), F3(13)
360 DATA 4.1, 9.75, 5.1, 14.60, 6.9, 26.30, 8.3, 38.15, 9.9, 53.45
370 DATA 11.00, 68.80, 12.0, 78.55, 13.0, 89.00, 14.0, 108.00
380 DATA 15.0, 125.00, 16.5, 152.00, 18.0, 181.50, 19.5, 209.00
390 FOR I%=1 TO 13
400 READ D2(I%), F3(I%)
410 NEXT I%
420 F2=ROUND((F1+0.02*F1)/(N1*N2*E1), 3)
430 F3=ROUND(F2*A1, 3)
440 J%=0
450 J%=J%+1
460 IF F3F3(J%) THEN 540
470 IF J%=1 THEN 520
480 IF F3=F3(J%) THEN 520
490 IF F30.5*(F3(J%-1)+F3(J%)) THEN 520
500 D2=D2(J%-1)
510 GOTO 570
520 D2=D2(J%)
530 GOTO 570
540 IF J%13 THEN 450
550 PRINT "КАНАТ НЕ ПОДОБРАН ПО МАССЕ F3(13)"
560 STOP
570 D1=ROUND(D2*A2, 3)
580 L2=ROUND(D2*5, 3)
590 L8=ROUND(F2*1000/(C1*L2), 1)
  
```

СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА F1=70 КН
СКОРОСТЬ ПОДЪЕМА ГРУЗА V1=22 М/МИН
ЧИСЛО РАБОЧИХ УЧАСТКОВ БАРАБАНА N1=2
КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА N2=2
КПД ПОЛИСПАСТА E1=0.98
ЗАПАС ПРОЧНОСТИ КАНАТА A1=6
КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА БАРАБАНА A2=30
ДЛИНА КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ L1=200 ММ
ПОДСКАЗЫВАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ БАРАБАНА (МПА) C1=80 МПА
ВЫСОТА ПОДЪЕМА H1=18 М
ДЛИНА БОРТИКА БАРАБАНА L6=20 ММ
ДОПУСКАЕМЫЙ УГОЛ ОТКЛОНЕНИЯ КАНАТА A=6 ГРАД
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ
МАКСИМАЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ КАНАТА F2=18 214 КН
РАССЧЕТНОЕ РАЗРЫВНОЕ УСИЛИЕ КАНАТА F3=109 284 КН
ПО СОТ 2688-80 ПОДОБРАН КАНАТ D2=14 ММ
РАССЧЕТНЫЕ РАЗМЕРЫ БАРАБАНА :
ДИАМЕТР БАРАБАНА D1=420 ММ
ДЛИНА БАРАБАНА L=1334 9 ММ
ТОЛЩИНА СТЕНКИ БАРАБАНА L8=12 ММ
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ БАРАБАНА B2=33 ОБ/МИН
РАСЧЕТ СООТВЕТСТВУЕТ УСЛОВИЮ L(5=D1)

15.2. Расчет на ЭВМ двухколодочного тормоза

Постановка задачи. Вторая программа расчета на ЭВМ предназначена для выбора двухколесочного тормоза по тормозному моменту в механизме подъема грузоподъемной машины при следующих исходных данных: грузоподъемная сила $F_T = 32\,000\text{ Н}$; грузоподъемная сила крюковой подвески $F_H = 2500\text{ Н}$; диаметр приводного барабана $D_B = 0,18\text{ м}$; кратность полиспаста $i_H = 2$; передаточное отношение редуктора $u_0 = 18$; общий КПД привода $\eta_0 = 0,9$; режим работы — тяжелый ($k_T = 2$ — коэффициент запаса тормозного момента); коэффициент трения для материала колодки $f = 0,35$; угол обхвата колодки шкива $\beta = 70^\circ$; частота вращения вала электродвигателя $n_T = 1500\text{ об/мин}$.

Порядок расчета. Статический крутящий момент на тормозном валу (на валу электродвигателя) с учетом потерь в механизме

$$M_0 = (F_p + F_H) D_0 \eta_0 / (2u_0 l_H).$$

По нормам Госгортехнадзора тормозной момент $M_T = k_T M_C$.

Давление между колодкой и шкивом находят из соотношения

$$p_{\text{сМ}} = M_{\text{т}} 360^\circ / (\pi D_{\text{т}} \beta f D_{\text{т}} B \eta_0) \leq [p_{\text{сМ}}] = 0,8 \text{ МПа.}$$

Произведение давления на скорость скольжения колодки по тормозному шкиву характеризует работу трения тормоза:

$$\rho_{\text{CM}} v = \rho_{\text{CM}} \pi D_{\text{T}} n_{\text{II}} / 60 \leq [\rho_{\text{CM}} v] = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с},$$

где D_T — диаметр тормозного шкива.

Для выбора двухколесного тормоза ТКП приводится массив данных максимального тормозного момента M_{max} (см. приложение 13):

Тормоз	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-300/200	ТКП-300
D_T , м	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3
M_{max} , Н·м . . .	20	40	160	240	500

Для алгоритма решения приняты следующие идентификаторы (табл. 15.2). По принятым идентификаторам алгоритм расчета двухколлодного тор-моза на языке программирования БЕЙСИК принимает следующий вид:

статический момент $T_1 = ((G_1 + G_2) * D_1 * E) / (2.0 * U * I);$

тормозной момент $T_2 = K * T_1$;

давление колодки на тормозной шкив $P1 = (T2 * 360) / (3.14 * D * B * D1 * E)$;

произведение давления на скорость $P_2 = P_1 * 314 * D * N / 60$.

Схема алгоритма расчета двухколесного тормоза приведена на рис. 148.

В программе 2 приведен расчет двухколесного тормоза грузоподъемной машины с выбором тормоза типа ТКП.

15.2. ИДЕНТИФИКАТОРЫ

Идентификатор	Обозначение	Единицы измерения	Идентификатор	Обозначение	Единицы измерения
<i>G1</i>	<i>F_T</i>	Н	<i>D</i>	<i>D_T</i>	м
<i>G2</i>	<i>F_п</i>	Н	<i>B1</i>	<i>B</i>	м
<i>D1</i>	<i>D_б</i>	м	<i>M</i>	<i>M_{пах}</i>	Н·м
<i>E</i>	<i>η₀</i>	Безразмерный	<i>T1</i>	<i>M_c</i>	Н·м
<i>И</i>	<i>u₀</i>	»	<i>T2</i>	<i>M_T</i>	Н·м
<i>I</i>	<i>i_п</i>	»	<i>P1</i>	<i>ρ_{см}</i>	МПа
<i>K</i>	<i>k_T</i>	»	<i>P2</i>	<i>ρ_{см}^U</i>	МПа·м/с
<i>B</i>	<i>β</i>	Градус	<i>F</i>	<i>f</i>	Безразмерный
<i>N</i>	<i>n_д</i>	об/мин			

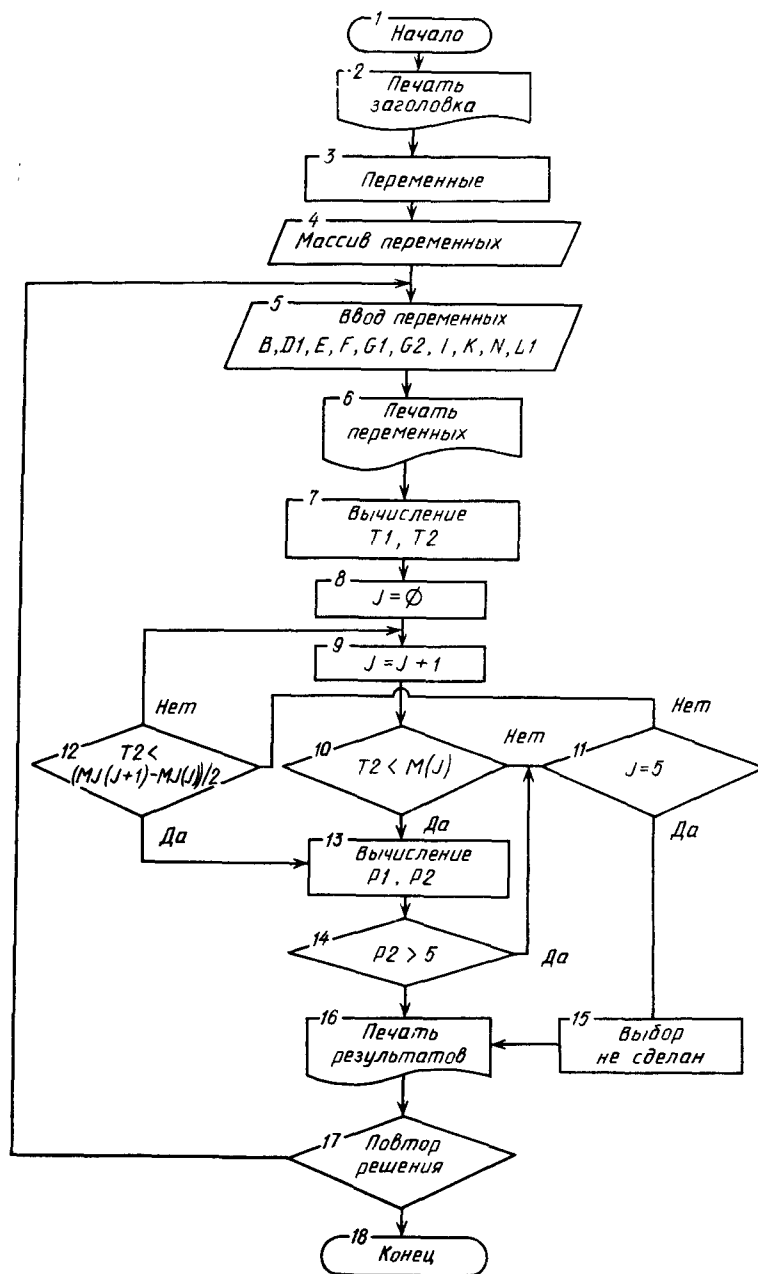


Рис. 148. Схема алгоритма расчета двухколодочного тормоза грузоподъемной машины

```

10 REM ПРОГРАММА 2
20 DIM F=40T*(6), D(6), M(6)
25 SELECT D
30 PRINT NEX(03)
40 INPUT "ВВЕДИТЕ ШИФР", I
45 PRINT /OC./КАФЕДРА "ДЕТАЛИ МАШИН И ПТУ"/
50 PRINT /OC. TAB(10), "ШИФР", I
55 REM
60 PRINT TAB(10); "РАСЧЕТ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА"
70 PRINT /OC. TAB(10); "РАСЧЕТ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА"
80 READ T=(1), T=(2), T=(3), T=(4), T=(5)
100 READ D(1), D(2), D(3), D(4), D(5)
101 READ M(1), M(2), M(3), M(4), M(5)
110 PRINT "ВВЕДИТЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: "; PRINT "-----"
120 INPUT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА (Н) G1=", G1
130 INPUT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ПОДВЕСКИ (Н) G2=", G2
140 INPUT "ДИАМЕТР БАРАБАНА (М) D1=", D1
150 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ E=", E
160 INPUT "ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ U=", U
170 INPUT "КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА I=", I
180 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ТОРМОЖЕНИЯ K=", K
190 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ МАТЕРИАЛА КОЛОДОК F=", F
200 INPUT "УГОЛ ОБХВАТА КОЛОДОК ТОРМОЗНОГО ШКИВА (ГРАД) B=", B
210 INPUT "ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ (ОБ/МИН) N=", N
220 SELECT PRINTOC
230 PRINT "ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: "; PRINT "-----"
240 PRINT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА (Н) G1=", G1
250 PRINT "СИЛА ТЯЖЕСТИ ПОДВЕСКИ (Н) G2=", G2
260 PRINT "ДИАМЕТР БАРАБАНА (М) D1=", D1
270 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ E=", E
280 PRINT "ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ U=", U
290 PRINT "КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА I=", I
300 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ТОРМОЖЕНИЯ K=", K
305 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ МАТЕРИАЛА КОЛОДОК F=", F
310 PRINT "УГОЛ ОБХВАТА КОЛОДОК ТОРМОЗНОГО ШКИВА (ГРАД) B=", B
320 PRINT "ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ (ОБ/МИН) N=", N
340 SELECT PRINTO5
350 T1=(G1+G2)*D1*E/(2.0*U*I): T1=ROUND(T1, 3)
360 T2=K*T1: T2=ROUND(T2, 3)
370 J=0
380 J=J+1
390 IF J=6 THEN 570
400 IF T2=M(J) THEN 450
410 IF J=5 THEN 570
420 T3=(M(J-1)-M(J))/2.0: T3=ROUND(T3, 3)
430 IF T2<T3 THEN 450
440 GOTO 380
450 B1=0.300*D(J): B1=ROUND(B1, 3)
460 P1=(T2-360.0)/(3.14*D(J)*B*F*D(J)*B1*E*10E5): P1=ROUND(P1, 3)
470 P2=P1*3.14*D(J)*N/60.0: P2=ROUND(P2, 3)
480 IF P2<5 THEN 380
485 Y=0
490 FOR L=1 TO 2
500 IF L=1 THEN 520
510 SELECT PRINTOC
520 PRINT: PRINT "РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА: "; PRINT "-----"
525 IF Y=1 THEN 570
530 PRINT "ВЫБРАН ТОРМОЗ ТИПА "; T=(J)
540 PRINT "МАКСИМАЛЬНЫЙ ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ (Н*М) M="; M(J)
  
```

```

550 PRINT "ДИАМЕТР ШКИВА (М) D=" : D(J)
560 GOTO 580
570 PRINT "ВЫБОР НЕ СДЕЛАН": Y=1
580 PRINT "СТАТИЧЕСКИЙ МОМЕНТ (Н*М) T1=" : T1
590 PRINT "ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ (Н*М) T2=" : T2
600 PRINT "ШИРИНА КОЛОДКИ (М) B1=" : B1
610 PRINT "ДАВЛЕНИЕ НА КОЛОДКУ (МПА) P1=" : P1
620 PRINT "ПРОИЗВЕДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА СКОРОСТЬ (МПА*М/С) P2=" : P2
630 NEXT I
635 SELECT PRINT05
640 INPUT "ДЛЯ ПОВТОРНОГО РАСЧЕТА ДАЙТЕ 1", A
650 IF A="1" THEN 110
660 PRINT "РАБОТА ЗАКОНЧЕНА"
670 DATA "ТКП-100", "ТКП-200/100", "ТКП-200", "ТКП-300/200", "ТКП-300"
680 DATA 0.1, 0.2, 0.2, 0.3, 0.3
690 DATA 20.0, 40.0, 160.0, 240.0, 500.0
700 END

```

РАСЧЕТ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

СИЛА ТЯЖЕСТИ ГРУЗА G1=32000 Н
СИЛА ТЯЖЕСТИ ПОДВЕСКИ G2=2500 Н
ДИАМЕТР БАРАБАНА D1=0.18 М
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ E=0.9
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ U=18
КРАТНОСТЬ ПОЛИСПАСТА I=2
КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ТОРМОЖЕНИЯ K=2
КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ МАТЕРИАЛА КОЛОДОК F=0.35
УГОЛ ОБХВАТА КОЛОДОК ТОРМОЗНОГО ШКИВА B=70 ГРАД
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ N=1500 ОБ/МИН

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

ВЫБРАН ТОРМОЗ ТИПА ТКП-300/200
МАКСИМАЛЬНЫЙ ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ M=240 Н*М
ДИАМЕТР ШКИВА D=0.3 М
СТАТИЧЕСКИЙ МОМЕНТ T1=76.15 Н*М
ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ T2=152.3 Н*М
ШИРИНА КОЛОДКИ B1=0.09 М
ДАВЛЕНИЕ НА КОЛОДКИ P1=0.098 МПА
ПРОИЗВЕДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА СКОРОСТЬ P2=2.308 МПА*М/С

15.3. Тяговый расчет на ЭВМ ленточного конвейера

Постановка задачи. Определить тяговое усилие F_t и мощность двигателя на приводном барабане ленточного конвейера по схеме рис. 98. Горизонтальная длина желобчатого ленточного конвейера $L_r = 34$ м; угол наклона конвейера к горизонту $\beta = 14^\circ$ (соответственно высота подъема конвейера $H = L_r \operatorname{tg} \beta$, для горизонтального конвейера $\beta = 0^\circ$). Средняя линейная плотность груза на ленте желобчатого конвейера $\rho_r = 100$ кг/м; линейная плотность ленты $\rho_l = 12$ кг/м; условная линейная плотность желобчатых роликов рабочей ветви конвейера $\rho_{p.ж} = 15$ кг/м; линейная плотность плоских роликов холостой ветви конвейера $\rho_{p.п} = 5.5$ кг/м; коэффициент сопротивления качения плоских роликов $k_{\omega п} = 0.022$ и для желобчатых роликов $k_{\omega ж} = 0.025$ на шарикоподшипниках; коэффициент сопротивления качения натяжного и приводного барабана $k_{б.п} = k_{б.н} = 0.05$; скорость движения ленты конвейера $v = 1.5$ м/с. КПД привода $\eta = 0.85$.

Приводной барабан расположен в верхней части конвейера.

Порядок расчета. Для расчета натяжения гибкого элемента (ленты) методом обхода контура по точкам на контуре конвейера намечают четыре расчетные точки. Первая расчетная точка 1 назначается на сбегущей ветви приводного барабана, а четвертая 4 на набегающей ветви приводного барабана. На натяжном барабане расположены соответственно точки 2 и 3. Ввиду того что передача тягового усилия от барабана к ленте передается за счет трения, для предотвра-

Рис. 149. Схема алгоритма тягового расчета ленточного конвейера

щения проскальзывания ленты по барабану необходимо выполнить условия $F_4 = F_1 e^{f\alpha}$, где $e = 2.71$ — основание натурального логарифма; $f = 0.35$ — коэффициент трения прорезиненной ленты по поверхности футерованного деревом приводного барабана; $\alpha = \pi = 3.14$ — угол обхвата лентой приводного барабана. Откуда $C_1 = e^{f\alpha} = 3$.

Натяжение расчетной точки 1 принимается как неизвестная величина F_1 . Натяжение во всех точках (КН) определяют из выражений:

$$\begin{aligned}
 F_2 &= F_1 + F_{1...2} = F_1 + \\
 &+ [(\rho_l + \rho_{p.п}) g L_r k_{\omega п} - \rho_l g H] / 1000 = F_1 + A; \\
 F_3 &= F_2 + F_{2...3} = F_2 (1 + \\
 &+ k_{б.п}) = F_2 B = \\
 &= F_1 B + AB; \\
 F_4 &= F_3 + F_{3...4} = F_3 + [(\rho_r + \\
 &+ \rho_l + \rho_{p.ж}) g L_r k_{\omega ж} + \\
 &+ (\rho_r + \rho_l) g H] / 1000 = \\
 &= F_3 + C = F_1 B + AB + C.
 \end{aligned}$$

Решая совместно последнее уравнение и уравнение Эйлера $F_4 = F_1 e^{f\alpha}$, находим натяжение в точке 1:

$$F_1 = \frac{AB + C}{C_1 - B}.$$

По F_1 находим натяжение ленты в точках 2, 3 и 4. Тяговое усилие на приводном барабане

$$F_t = (F_4 - F_1) + (F_4 + F_1) k_{б.п}.$$

Мощность привода конвейера $N = F_t v / \eta$.

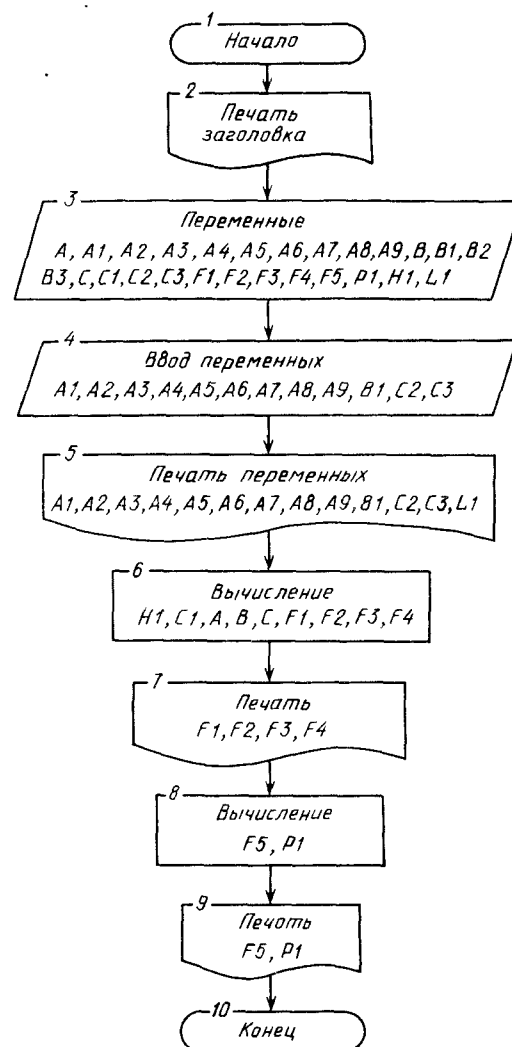
Решение задачи на ЭВМ производится на алгоритмическом языке. Алгоритм тягового расчета ленточного конвейера на языке программирования БЕЙСИК начинается с описания переменных, для чего принимают обозначения идентификаторов по табл. 15.3.

Алгоритм расчета имеет вид:

```

N1=L1*TAN B1*3.14/180
C1=EXP(C2*C3);
A=((A2+A4)*L1*A5-A2*N1)/102;
F2=F1+A;

```



$$B=1+A7;$$

$$F3=F2*B=F1*B+A*B;$$

$$C=((A1+A2+A3)*L1*(A6+A2)*H1)/102;$$

$$F4=F3+C=F1*B+A*B+C;$$

$$F4=F1*C1;$$

$$F1*C1=F1*B+A*B+C$$

$$F1=\frac{A*B+C}{C1*B};$$

$$F5=(F4-F1)+(F4+F1)*A7;$$

$$P1=F5*A9/A8.$$

Схема алгоритма дана на рис. 149.

В программе 3 приведен расчет ленточного конвейера.

15.3. Идентификаторы

Идентификатор	Обозначение	Единицы измерения
L1	L_T	м
H1	H	м
B1	β	Градус
TAN (B1*3.14/18 Ø)	$\operatorname{tg} \beta$	Радян
A1	ρ_r	кг/м
A2	ρ_l	»
A3	$\rho_{p. ж}$	»
A4	$\rho_{p. п}$	»
A5	$k_{\omega п}$	Безразмерный
A6	$k_{\omega ж}$	»
A7	$k_{б. н} = k_{б. п}$	»
A8	η	»
A9	v	м/с
EXP	e	Безразмерный
C2	f	»
C3	α	Радян
C1 = EXP (C2*C3)	$C_1 = e^{f\alpha}$	Безразмерный
F1	F_1	Н
F2	F_2	Н
F3	F_3	Н
F4	F_4	Н
F5	F_T	Н
P1	N	Вт

```

170 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ НИЖНИХ РОЛИКОВ", A5
180 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЕРХНИХ РОЛИКОВ", A6
190 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЯ БАРАБАНА", A7
200 INPUT "КПД ПРИВОДА", A8
210 INPUT "СКОРОСТЬ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА (М/С)", A9
220 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ЛЕНТЫ ПО БАРАБАНА", C2
230 INPUT "УГОЛ ОБХВАТА ЛЕНТОЙ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА (РАД)", C3
240 SELECT PRINTOC(80)
250 PRINT "ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА L1=", L1, "М"
260 PRINT "УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА B1=", B1, "ГРАД"
270 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА A1=", A1, "КГ/М"
280 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ЛЕНТЫ A2=", A2, "КГ/М"
290 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА РАБОЧИХ РОЛИКОВ A3=", A3, "КГ/М"
300 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НИЖНИХ РОЛИКОВ A4=", A4, "КГ/М"
310 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ НИЖНИХ РОЛИКОВ A5=", A5
320 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАБОЧИХ РОЛИКОВ A6=", A6
330 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЯ БАРАБАНА A7=", A7
340 PRINT "КПД ПРИВОДА A8=", A8
350 PRINT "СКОРОСТЬ КОНВЕЙЕРА A9=", A9, "М/С"
360 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ЛЕНТЫ ПО БАРАБАНА C2=", C2
370 PRINT "УГОЛ ОБХВАТА ЛЕНТОЙ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА C3=", C3, "РАД"
380 H1=ROUND(L1*TAN(B1*3.14/180), 3)
390 C1=ROUND(EXP(C2*C3), 3)
400 A=ROUND(((A2-A4)*L1+A5-A2*H1)/102, 3)
410 B=ROUND(1-A7, 3)
420 C=ROUND(((A1-A2-A3)*L1+A6-(A1-A2)*H1)/102, 3)
430 F1=ROUND((A*B*C)/(C1*B), 3)
440 F2=ROUND((F1-A), 3)
450 F3=ROUND((F2*B), 3)
460 F4=ROUND((F3-C), 3)
470 PRINT /OC, TAB(10); "РЕЗУЛЬТАТЫ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА КОНВЕЙЕРА"
480 SELECT PRINTO5
490 FOR I=1 TO 2
500 PRINT "НАТЯЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА ПО ТОЧКАМ F1=", F1, "КН F2=", F2, "КН"
510 PRINT "НАТЯЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА ПО ТОЧКАМ F3=", F3, "КН F4=", F4, "КН"
520 F5=ROUND((F4-F1)-(F4+F1)*A7, 3)
530 PRINT "ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ НА БАРАБАНА F5=", F5, "КН"
540 P1=ROUND(F5*A9/A8, 3)
550 PRINT "МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА P1=", P1, "КН"
560 SELECT PRINTOC(80)
570 NEXT I
580 END

```

ШИФР 3333

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА L1= 34 М

УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА B1= 15 ГРАД

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА A1= 100 КГ/М

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ЛЕНТЫ A2= 12 КГ/М

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА РАБОЧИХ РОЛИКОВ A3= 15 КГ/М

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НИЖНИХ РОЛИКОВ A4= 5 КГ/М

КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ НИЖНИХ РОЛИКОВ A5= 0.022

КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАБОЧИХ РОЛИКОВ A6= 0.025

КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЯ БАРАБАНА A7= 0.05

КПД ПРИВОДА A8= 0.85

СКОРОСТЬ КОНВЕЙЕРА A9= 1.5 М/С

КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ЛЕНТЫ ПО БАРАБАНА C2= 0.35

УГОЛ ОБХВАТА ЛЕНТОЙ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА C3= 3.14 РАД

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА КОНВЕЙЕРА

НАТЯЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА ПО ТОЧКАМ F1= 5.159 КН F2= 4.216 КН

НАТЯЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА ПО ТОЧКАМ F3= 4.427 КН F4= 15.483 КН

ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ НА БАРАБАНА F5= 11.356 КН

МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА P1= 20.04 КВТ

```

10 REM      ПРОГРАММА 3
20 SELECT PRINTO5
30 PRINT NEX(03)
40 INPUT "ВВЕДИТЕ ШИФР", I
50 PRINT /OC, TAB(10); "ШИФР", I
60 REM
70 PRINT TAB(5); "ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА"
80 PRINT /OC, TAB(5); "ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА"
90 PRINT TAB(10); "ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ"
100 PRINT /OC, TAB(10); "ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ"
110 INPUT "ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА (М)", L1
120 INPUT "УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА (ГРАД)", B1
130 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА (КГ/М)", A1
140 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ЛЕНТЫ (КГ/М)", A2
150 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА РАБОЧИХ РОЛИКОВ (КГ/М)", A3
160 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НИЖНИХ РОЛИКОВ (КГ/М)", A4

```

15.4. Тяговый расчет на ЭВМ цепного пластинчатого конвейера

Постановка задачи. Определить тяговое усилие F_t на приводной звездочке и мощность N привода цепного конвейера. Горизонтальная длина наклонного цепного конвейера (по схеме рис. 98) $L_r = 46$ м; угол наклона конвейера $\beta = 15^\circ$; высота подъема $H = L_r \operatorname{tg} \beta$ (для горизонтального конвейера $H = 0$); средняя линейная плотность на пластинчатом настиле цепного конвейера $\rho_r = 192$ кг/м; линейная плотность настила с цепью конвейера $\rho_n = 158$ кг/м; коэффициент сопротивления качению ходовых роликов конвейера с подшипниками качения $k_{\omega n} = 0,03$; коэффициент сопротивления качению приводных и натяжных звездочек конвейера $k_{\omega n} = 0,05$; скорость движения цепи конвейера $v = 0,6$ м/с; КПД привода с зубчатым редуктором $\eta = 0,8$; минимальное натяжение цепи конвейера $F_{\min} = 1500$ Н. Приводная звездочка располагается в верхней части конвейера, а натяжная — в нижней части.

Порядок расчета. Для нахождения натяжения гибкого элемента методом обхода контура по точкам на контуре конвейера намечают четыре расчетные точки: точка 1 на сбегавшей ветви приводной звездочки конвейера, а точка 4 на набегавшей ветви приводной звездочки. На натяжной звездочке соответственно принимают точки 2 и 3. Ввиду того что тяговое усилие в цепном конвейере передается путем зацепления цепи со звездочкой, минимальное натяжение F_{\min} гибкого элемента может быть принято в точке 1 или 2 в зависимости от угла наклона конвейера. От этого будет зависеть тяговое усилие F_t и мощность привода N .

Выбор происходит в результате проверки: если числовой параметр D_1 меньше параметра D_2 , то $F_{\min} = F_2$:

$$(D_1 = \rho_n L_r k_{\omega n}) < (D_2 = \rho_n H).$$

Если же $(D_1 = \rho_n L_r k_{\omega n}) > (D_2 = \rho_n H)$, то $F_{\min} = F_1$.

При $F_{\min} = F_2 = 1500$ Н натяжение в расчетных точках контура конвейера находят из выражений

$$F_3 = F_2 (1 + k_{\omega n}); F_4 = F_3 + (\rho_r + \rho_n) L_r k_{\omega n} 9,81;$$

$$F_1 = F_2 - (\rho_n L_r k_{\omega n} - \rho_n H) 9,81.$$

При $F_{\min} = F_1 = 1500$ Н натяжение в расчетных точках контура конвейера находят из выражений:

$$F_2 = F_1 + (\rho_n L_r k_{\omega n} - \rho_n H) 9,81; F_3 = F_2 (1 + k_{\omega n});$$

$$F_4 = F_3 + [(\rho_r + \rho_n) L_r k_{\omega n} + (\rho_r + \rho_n) H] 9,81.$$

Тяговое усилие (Н) на приводной звездочке

$$F_t = (F_4 - F_1) + (F_4 + F_1) k_{\omega n}.$$

Мощность привода конвейера (Вт)

$$N = F_t v / \eta.$$

Составление алгоритма расчета цепного конвейера на языке программирования БЕЙСИК начинается с описания переменных, для чего принимают обозначения идентификаторов по табл. 15.4.

Алгоритм расчета имеет вид:

$$H1 = L1 * \operatorname{TAN}(B1 * 3.14 / 180);$$

$$(D1 = A1 * L1 * A3 * 9.81) < (D2 = A1 * H1 * 9.81);$$

$$(D1 = A1 * L1 * A3 * 9.81) > (D2 = A1 * H1 * 9.81);$$

$$F5 = F2 = 1500;$$

$$F3 = F2 * (1 + A4);$$

$$F4 = F3 + ((A2 + A1) * L1 * A3) * 9.81 + (A2 + A1) * H1 * 9.81;$$

$$F1 = F2 - (A1 * L1 * A3 - A1 * H1) * 9.81;$$

$$F5 = F1;$$

$$F2 = F1 + (A1 * L1 * A3 - A1 * H1) * 9.81;$$

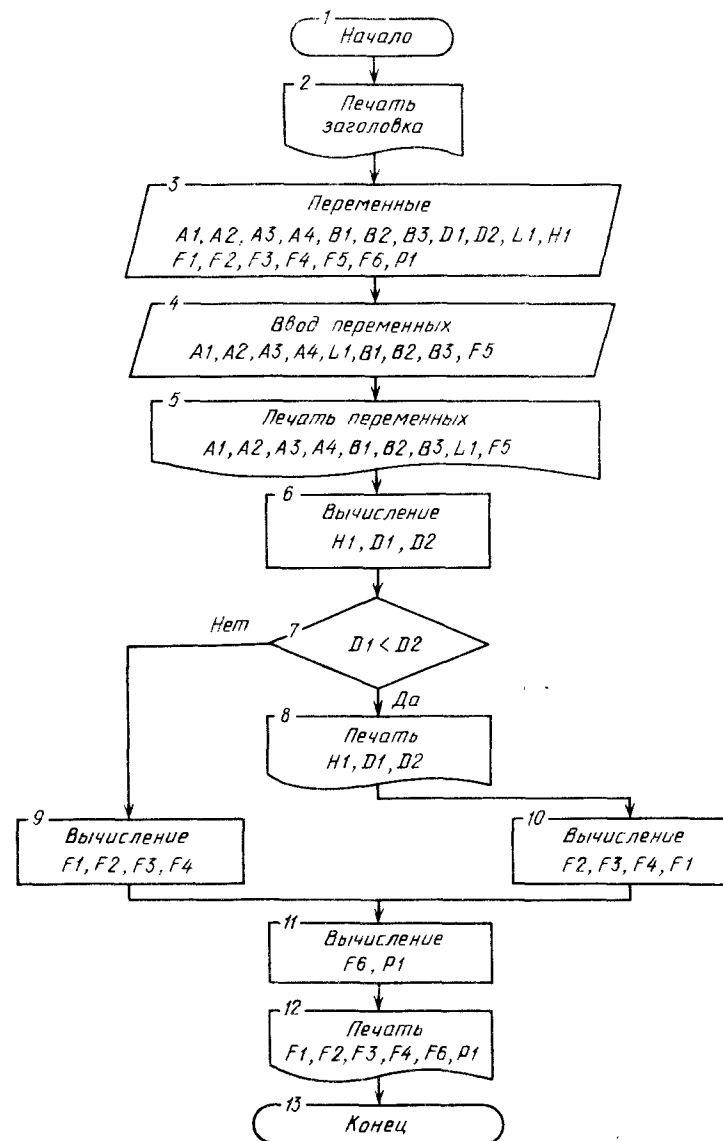


Рис. 150. Схема алгоритма тягового расчета цепного пластинчатого конвейера

```

10 REM      ПРОГРАММА 4
20 SELECT PRINTL5
40 INPUT "ВВЕДИТЕ ШИФР", I
50 PRINT /OC, TAB(10); "ШИФР", I
60 PRINT TAB(5); "ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА"
70 PRINT /OS, "ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ"
90 INPUT "ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА (М)", L1
100 INPUT "УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА (ГРАД)", B1
110 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА (КГ/М)", A2
120 INPUT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НАСТИЛА (КГ/М)", A1
130 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РОЛИКОВ", A3
140 INPUT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗВЕЗДОЧЕК", A4
150 INPUT "СКОРОСТЬ КОНВЕЙЕРА (М/С)", B3
160 INPUT "КПД ПРИВОДА", B2
170 INPUT "МАКСИМАЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЦЕПИ (КН)", F5
180 SELECT PRINTOC(80)
190 PRINT "ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА L1="; L1; "М"
200 PRINT "УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА B1="; B1; "ГРАД"
210 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА A2="; A2; "КГ/М"
220 PRINT "РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НАСТИЛА A1="; A1; "КГ/М"
230 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РОЛИКОВ A3="; A3
240 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗВЕЗДОЧЕК A4="; A4
250 PRINT "СКОРОСТЬ КОНВЕЙЕРА B3="; B3; "М/С"
260 PRINT "КПД ПРИВОДА B2="; B2
270 PRINT "МАКСИМАЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЦЕПИ F5="; F5; "КН"
280 N1=ROUND(L1*TAN(B1*3.14/180),3)
290 D1=ROUND(A1*L1*A3/102,3)
300 D2=ROUND(A1*N1,3)
310 IF D1D2 THEN 370
320 F2=F5
330 F3=ROUND(F2*(1-A4),3)
340 F4=ROUND(F3*((A2-A1)*L1*A3-A1*N1)/102,3)
350 F1=ROUND(F2-(A1*L1*A3-A1*N1)/102,3)
360 GOTO 410
370 F1=F5
380 F2=ROUND(F1-(A1*L1*A3-A1*N1)/102,3)
390 F3=ROUND(F2*(1-A4),3)
400 F4=ROUND(F3*((A2-A1)*L1*A3-(A2-A1)*N1)/102,3)
410 FOR J%=1 TO 2
420 IF J%=2 THEN 440
430 SELECT PRINTO5
440 PRINT :PRINT:PRINT TAB(10); "РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА"
450 PRINT TAB(10); "-----"
460 PRINT "ВЫСОТА ПОДЪЕМА, М - N1="; N1
470 PRINT "СИЛА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ, КН - D1="; D1
500 PRINT "F1="; F1, "F2="; F2
510 PRINT "F3="; F3, "F4="; F4
520 F6=ROUND((F4-F1)*(F4-F1)*A4,3)
530 P1=ROUND(F6*B3/B2,3)
540 PRINT "ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ НА ПРИВОДНОЙ ЗВЕЗДОЧКЕ, КН"
550 PRINT "F3="; F6
560 PRINT "МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА, КВТ"
570 PRINT "P1="; P1:SELECT PRINTOC
580 NEXT J%
590 STOP
600 END

```

ШИФР 4444

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДЛИНА КОНВЕЙЕРА L1= 46 М

УГОЛ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА B1= 15 ГРАД
РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА ГРУЗА A2= 192 КГ/М
РАСПРЕДЕЛЕННАЯ МАССА НАСТИЛА A1= 158 КГ/М
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РОЛИКОВ A3= 0.03
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗВЕЗДОЧЕК A4= 0.05
СКОРОСТЬ КОНВЕЙЕРА B3= 0.6 М/С
КПД ПРИВОДА B2= 0.8
МИНИМАЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЦЕПИ F5= 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

ВЫСОТА ПОДЪЕМА N1= 12.319 М
СИЛА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ D1= 2.138 КН
ДВИЖУЩАЯ СИЛА D2= 1946.402 КН
НАТЯЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ОРГАНА ПО ТОЧКАМ
F1= 18.445 КН, F2= 1.5 КН
F3= 1.575 КН, F4= 48.581 КН
ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ НА ПРИВОДНОЙ ЗВЕЗДОЧКЕ
F6= 33.487 КН
МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА
P1= 25.115 КВТ

$$\begin{aligned}
F3 &= F2 * (1 + A4); \\
F4 &= F3 + ((A2 + A1) * L1 * A3 * (A2 + A1) * N1) * 9.81; \\
F6 &= (F4 - F1) + (F4 + F1) * A4; \\
P1 &= F6 * B3 / B2.
\end{aligned}$$

Схема алгоритма расчета цепного пластинчатого конвейера при использовании ЭВМ приведена на рис. 150.

В программе 4 дается расчет цепного пластинчатого конвейера на ЭВМ с использованием алгоритмического языка программирования БЕЙСИК.

15.4. Идентификаторы

Идентификатор	Обозначение	Единицы измерения
L1	L_r	м
B1	β	Градус
TAN (B1 * 3.14/180)	$tg \beta$	Радян
A1	ρ_n	кг/м
A2	ρ_r	кг/м
A3	$k_{\omega n}$	Безразмерный
A4	$k_{\omega n}$	»
B2	η	»
B3	v	м/с
D1	D_1	Н
D2	D_2	Н
F1	F_1	Н
F2	F_2	Н
F3	F_3	Н
F4	F_4	Н
F5	F_5	Н
F6	F_6	Н
P1	N	Вт
N1	H	м

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985. 520 с.
2. Александров М. П., Решетов Д. П. Подъемно-транспортные устройства. Атлас конструкций. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1. 520 с.; Т. 2. 559 с.; Т. 3. 527 с.
4. Баласанян В. Э., Богдюкевич С. В., Шахвердов В. А. Программирование на микроЭВМ «Искра-226». М.: Финансы и статистика, 1987. 264 с.
5. Долин П. А. Справочник по технике безопасности. М.: Энергоиздат, 1982. 340 с.
6. Зенков Р. П., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1980. 356 с.
7. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы: Справочник. М.: Машиностроение, 1988. 320 с.
8. Лецик В. И. На службе роботы. Краснодар: Книжное издательство, 1987. 80 с.
9. Петренко Ю. А. Конвейеры: Справочник. Л.: Машиностроение, 1984. 368 с.
10. Подня В. А. Погрузочно-разгрузочные машины: Справочник. М.: Транспорт, 1981. 448 с.
11. Приводы машин: Справочник/Под ред. В. В. Длоугого. Л.: Машиностроение, 1982. 350 с.
12. Промышленные роботы/Е. М. Канаев, Ю. Г. Козырев, Б. И. Черпачков, В. И. Царенко. М.: Высшая школа, 1987.
13. Соломенцев Ю. М. Промышленные роботы в машиностроении. Альбом схем и чертежей. М.: Машиностроение, 1987. 139 с.
14. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 350 с.
15. Эрлих В. Д. Подъемно-транспортные устройства в легкой промышленности. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 245 с.

А

Автопогрузчики
— конструкция 141
— производительность 144
— характеристики 143
Алгоритмы 227—228, 231—232, 235—236

Б

Барабаны
— грузоподъемных машин 31
— — конструкция 31
— — расчет 33, 225
— конвейеров 99
Безрельсовый транспорт см. транспорт безрельсовый
Блоки
— конструкция 27
— расчет 27

В

Вибрационный конвейер см. конвейер вибрационный
Винтовой конвейер см. конвейер винтовой
Винты крепежные 34
— расчет 35

Г

Гравитационный транспорт см. транспорт гравитационный
Грузозахватные устройства см. устройства грузозахватные
Грузоподъемность механизмов 220
Грузоподъемные устройства см. устройства грузоподъемные

Д

Домкраты
— винтовые 4, 67
— гидравлические 5, 69
— реечные 4, 68
—, расчет 67, 68, 69

З

Захватные устройства см. устройства захватные
Захваты для штучных грузов 36

К

Канатоукладчики 31, 32
Канаты
— пеньковые 24
— стальные 24, 25, 26
—, крепление на барабане 25, 33, 34
—, нормы браковки 203
—, расчет 26
—, характеристика
Ковш
— конвейера 114
— скрепера 144
— элеватора 122
Конвейер
— винтовой 127
— —, расчет 128
— —, схема 128
— качающийся
— — вибрационный 131
— — —, конструкция 131
— — —, мощность 132
— — инерционный 130
— — —, конструкция 130
— — —, мощность привода 131
— — —, производительность 131
— ковшовый
— —, конструкция 114
— —, производительность 115
— ленточный 10
— —, конструкция 90, 91, 92
— —, натяжные устройства 102, 103
— —, приводные устройства 100
— —, производительность 96
— —, расчет 214
— —, расчет мощности привода 97
— —, расчет тягового усилия 106
— —, роликовые опоры 103
— —, тяговый расчет 234
— —, тяговые шарнирные цепи 110
— —, тяговые элементы 92
— пластинчатый 11, 111
— —, расчет настла 112
— —, расчет натяжения цепи 113
— —, тяговый расчет 238
— подвесной 11
— —, автоматическое адресование 118
— —, адресная система 119
— —, каретки 117
— —, конструкция 116
— —, производительность 119
— роликовый 12
Конвейерные ленты см. ленты конвейерные

Кран грузоподъемный 6, 76
 — мостового типа 77
 — — кабельные 8, 78
 — — козловые 8, 78
 — — мостовые 8, 81
 — стрелового типа 7, 76
 — — настенный консольный с переменным вылетом 7, 59
 — — настенный консольный с постоянным вылетом 7, 62
 — — на поворотной платформе 63
 —, металлоконструкция 78
 —, схемы 6, 7, 8, 9
 Кран—балка
 — опорная 7
 — —, расчет 81
 — подвесная 7
 Крюки
 — однорогие и двурогие 37
 —, расчет 38, 39, 41
 —, характеристика 221

Л

Лебедки 5, 70, 71, 72
 — подъемная 5, 6
 — с ручным приводом 71
 — с электрическим приводом 71
 — тяговая 5
 —, схемы 6
 Ленты конвейерные 92, 93
 —, расчет 96
 —, характеристика 93, 94
 Лифты 82, 83
 — ловители 84, 85
 — привод 84

М

Манипуляторы
 — сбалансированные 155, 156
 — —, система уравнивания 157
 — —, противовесы 160
 — —, пружины 161
 — —, схема пневматической системы 162
 —, кинематические схемы 150
 —, расчет приводов 151, 153
 —, системы координат движения 153
 Машины
 — погрузочно-разгрузочные 141
 — транспортирующие 87, 124, 138
 — — непрерывного действия 3, 4, 10
 — — периодического действия 3, 4, 10
 — —, факторы, влияющие на выбор 88
 Механизмы грузоподъемных машин 52
 — изменения вылета 62
 — передвижения 56
 — —, мощность двигателя 59
 — —, расчет 218

Механизмы
 — поворота 62
 — —, мощность привода 65
 — —, расчет 220
 — —, подъема 53
 — —, машинный привод 16, 17
 — —, мощность двигателя 55
 — —, передаточное отношение 55
 — —, пусковой момент 54, 55
 — —, расчет 210
 — —, ручной привод 15, 16

О

Опоры
 — поворотного крана 63
 — роликовые 103
 —, характеристика 104, 105
 Останов
 — роликовый 41
 — —, расчет 42
 — фрикционный 41
 — храповый 41

П

Погрузчики 10
 — конструкция 141, 142, 143
 — производительность 144
 — характеристики 143
 Подвески крюковые 39
 — траверсы 40
 —, расчет 40
 Подъемник 9, 82—86
 — скиповый 9, 85
 — стоечный 9
 — строительный 85
 Подсистемы 28—31
 Правила Госгортехнадзора 18, 19

Р

Редукторы
 — характеристика 222, 223
 Режимы работы 13, 18
 Роботы промышленные 10, 145
 —, безопасность труда 206
 — —, напольные
 — — с выдвижной рукой 171, 174
 — —, техническая характеристика 172, 173
 — — с многозвенной рукой 174—178
 — —, схемы 175, 176
 — —, техническая характеристика 175, 176, 177
 — подвесные (тельферного типа) 163
 — —, кинематическая схема 164
 —, приводы
 — — гидравлический 178
 — — пневматический 184

— — электрический 186, 190
 — — электромеханический 187
 — —, передачи 188, 189
 —, системы управления 189
 — — контурные 198
 — — позиционные 197
 — — цикловые 191
 —, эффективность внедрения 199, 200, 201
 Рукоятки лебедок 30

С

Скреперы 10, 144, 145
 Спуски 124

Т

Таль 6, 72—75
 — с ручным приводом 72
 — с электрическим приводом 73
 Техника безопасности 202
 — при эксплуатации грузоподъемных машин 202
 — при эксплуатации непрерывного транспорта 204
 Тормоза 42
 — двухколодочные 46
 — —, расчет 230
 — —, схема 47, 48
 — дисковые 50
 — —, расчет 50
 — —, схема 50
 — конические 50
 — —, расчет 51
 — —, схема 51
 — ленточные 48
 — —, расчет 49
 — —, схема 49
 — одноколодочные 43
 — —, расчет 43, 44
 — —, схема 43
 — центробежные 52

— —, расчет 52
 — —, схема 51
 —, характеристики 224
 Транспорт 13, 138
 — безрельсовый 140
 — гравитационный 12
 — пневматический 133
 — —, расчет 136
 — —, скорость воздуха 134
 — —, схемы 135
 — —, типы 134
 — рельсовый 138
 Труба транспортирующая 13, 129

У

Устройства
 — грузозахватные 35, 36
 — грузоподъемные 4, 9, 23, 67—82
 — — загрузочные и разгрузочные 103, 104
 — захватные 166
 — —, расчет 169, 171, 224
 — натяжные 102, 103
 — приводные 100
 —, классификация 3

Ц

Цепи тяговые 22—24, 110
 — выбор 23
 — схема 110
 — характеристика 110

Э

ЭВМ 192
 — характеристика 193
 Элеваторы 12, 119
 — расчет 216
 Электродвигатели 17
 — характеристика 222
 Электрокары 141
 Электропогрузчики 141

Введение	3	3.4. Пневматический транспорт	133
1. Грузоподъемные устройства	22	3.4.1. Общие сведения	133
1.1. Элементы грузоподъемных устройств	22	3.4.2. Типы пневматического транспорта	134
1.1.1. Гибкие элементы	22	3.4.3. Расчет пневматического транспорта	136
1.1.2. Рабочие органы	26	4. Транспортирующие машины периодического действия	138
1.1.3. Механизмы грузоподъемных машин	52	4.1. Рельсовый и безрельсовый внутризаводской транспорт	138
1.2. Основные грузоподъемные устройства	67	4.1.1. Рельсовый транспорт	138
1.2.1. Домкраты	67	4.1.2. Безрельсовый транспорт	140
1.2.2. Лесбедки	70	4.2. Погрузочно-разгрузочные машины	141
1.2.3. Тали	72	4.2.1. Погрузчики	141
1.2.4. Краны	76	4.2.2. Скреперы	144
1.2.5. Подъемники	82	4.3. Промышленные роботы	145
2. Транспортирующие машины непрерывного действия с тяговым элементом	87	4.3.1. Общие сведения о промышленных роботах	145
2.1. Разновидности транспортирующих машин	87	4.3.2. Кинематические схемы и устройство манипуляторов	150
2.1.1. Типы транспортирующих машин	88	4.3.3. Подвесные промышленные роботы	163
2.1.2. Факторы, влияющие на выбор транспортирующих машин	88	4.3.4. Захватные устройства	166
2.1.3. Характеристика транспортируемых грузов	89	4.3.5. Напольные работы с выдвижной рукой	171
2.2. Ленточные конвейеры	90	4.3.6. Напольные промышленные роботы с многозвенной рукой	174
2.2.1. Устройство ленточного конвейера	90	4.3.7. Приводы промышленных роботов	178
2.2.2. Тяговые элементы ленточных конвейеров	92	4.3.8. Системы управления роботами	189
2.2.3. Производительность ленточных конвейеров	96	4.3.9. Техничко-экономическое обоснование эффективности внедрения робототехники	199
2.2.4. Определение приближенной мощности привода конвейера	97	5. Техника безопасности	202
2.2.5. Барабаны	99	5.1. Техника безопасности при эксплуатации грузоподъемных машин	202
2.2.6. Приводные устройства	100	5.2. Техника безопасности при эксплуатации машин непрерывного транспорта	204
2.2.7. Натяжные устройства	102	5.3. Безопасность труда при эксплуатации промышленных роботов	206
2.2.8. Роликовые опоры, загрузочные и разгрузочные устройства	103	Приложения	210
2.2.9. Определение тягового усилия ленточного конвейера методом обхода контура по точкам	106	1. Расчет механизма подъема	210
2.3. Цепные конвейеры	109	2. Расчет ленточного конвейера	214
2.3.1. Тяговые элементы	109	3. Расчет ковшового элеватора	216
2.3.2. Пластинчатые конвейеры	111	4. Расчет механизма передвижения тележки мостового крана	218
2.3.3. Ковшовые конвейеры	114	5. Расчет механизма поворота крана	220
2.3.4. Подвесные конвейеры	116	6. Грузоподъемность (т) механизмов с различными однорогими крюками	220
2.4. Элеваторы	119	7. Размеры и масса однорогих крюков	221
3. Транспортирующие машины непрерывного действия без тягового элемента	124	8. Характеристика электродвигателей переменного тока закрытого исполнения	222
3.1. Гравитационный транспорт	124	9. Характеристика цилиндрических двухступенчатых редукторов	222
3.1.1. Прямолинейные и винтовые спуски	124	10. Характеристика цилиндрических двухступенчатых горизонтальных редукторов с передачами Новикова	223
3.1.2. Роликовые конвейеры	126	11. Характеристика редукторов ВКН вертикального типа	223
3.2. Винтовые конвейеры и транспортирующие трубы	127	12. Характеристика тормозов ТКТ с короткоходовым магнитом	224
3.2.1. Винтовые конвейеры	127	13. Характеристика тормозов ТКП с приводом от электромагнита типа МП	224
3.2.2. Транспортирующие трубы	129	14. Характеристика тормозов с электрогидротолкателями	224
3.3. Качающиеся конвейеры	130	15. Расчет на ЭВМ грузоподъемных и транспортирующих устройств	224
3.3.1. Инерционные конвейеры	130	15.1. Расчет на ЭВМ барабана механизма подъема тележки электрического мостового крана	225
3.3.2. Вибрационные конвейеры	131	15.2. Расчет на ЭВМ двухколесного тормоза	230
		15.3. Тяговый расчет на ЭВМ ленточного конвейера	234
		15.4. Тяговый расчет на ЭВМ цепного пластинчатого конвейера	238
		Список литературы	242
		Предметный указатель	243
			247