

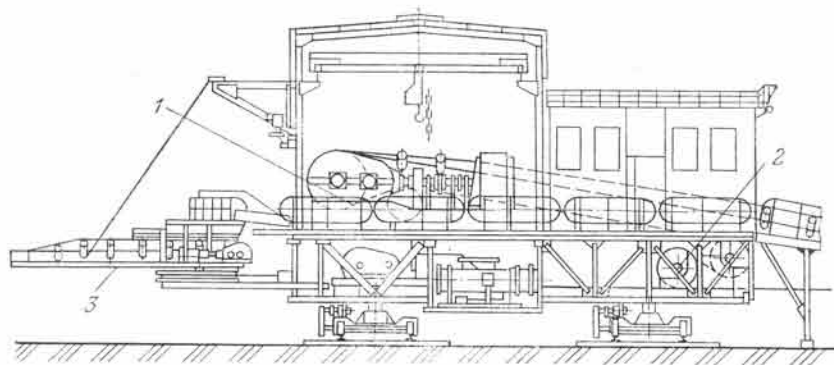


Рис. 4.12. Приводное устройство на рельсовом ходу:
1 — привод; 2 — натяжное устройство; 3 — консольный перегрузочный конвейер

Приводные устройства включают в себя один, два, иногда три приводных барабана и несколько отклоняющих, создающих определенную схему обводки лентой приводных барабанов, редукторы и электродвигатели.

Главный элемент приводного устройства — приводной барабан, состоящий из обечайки, дисков, ступицы и вала. Поверхность обечайки футеруют для лучшего сцепления с конвейерной лентой высокофрикционным эластичным материалом, обычно резиной. Иногда поверхность футеровки выполняют ребристой, что улучшает сцепление барабана с лентой и, кроме того, способствует удалению из контакта ленты с футеровкой частиц попавшего груза.

Приводной барабан устанавливают в подшипниках, а его вал соединяют при помощи муфты с тихоходным валом редуктора. Быстроходный вал редуктора соединяют через муфту с электродвигателем. Это оборудование при стационарной установке конвейера монтируют на фундаменте. Для передвижных конвейеров все элементы приводных устройств устанавливают на общей раме, платформе или сварном понтоне. Мощные передвижные станции (более 1500 кВт) оборудуют рельсовым, гусеничным или шагающим ходом с приводом или без него. На рис. 4.12 изображено приводное устройство мощного ленточного конвейера на рельсовом ходу, все узлы в котором смонтированы на общей платформе.

Приводные устройства оборудуют также колодочными или ленточными тормозами, установленными на муфте, соединяющей электродвигатель с редуктором. На наклонных стационарных конвейерах вал барабана снабжают остановом, препятствующим обратному движению ленты при остановке загруженного конвейера.

Для соединения электродвигателя с редуктором используют различного типа эластичные муфты. В конвейерах средней мощности (100—250 кВт) применяют турбомуфты замкнутого типа,

которые защищают электродвигатель от пиковых перегрузок в период пуска.

Натяжные устройства служат для предварительного натяжения конвейерной ленты с целью обеспечения допустимого ее провеса между роlikопорами. Кроме того, посредством натяжных устройств компенсируют остаточную вытяжку ленты в процессе эксплуатации.

Различают жесткие и податливые натяжные устройства; в отдельную группу выделены автоматические натяжные устройства.

Основной элемент любого натяжного устройства — натяжной барабан, перемещающийся на каретке по направляющим.

На рис. 4.13, а показана схема жесткого натяжного устройства, у которого барабан перемещается при помощи винтовых пар. На рис. 4.13, б изображена схема жесткого натяжного устройства, натяжной барабан которого установлен на каретке и перемещается вместе с ней при помощи лебедки. Такие натяжные устройства используют на мощных ленточных конвейерах.

На наклонных конвейерах применяют податливые натяжные устройства грузового типа. Их отличительная особенность — способность поддерживать постоянное начальное натяжение ленты независимо от степени загрузки конвейера. На рис. 4.13, в дана схема грузового натяжного устройства

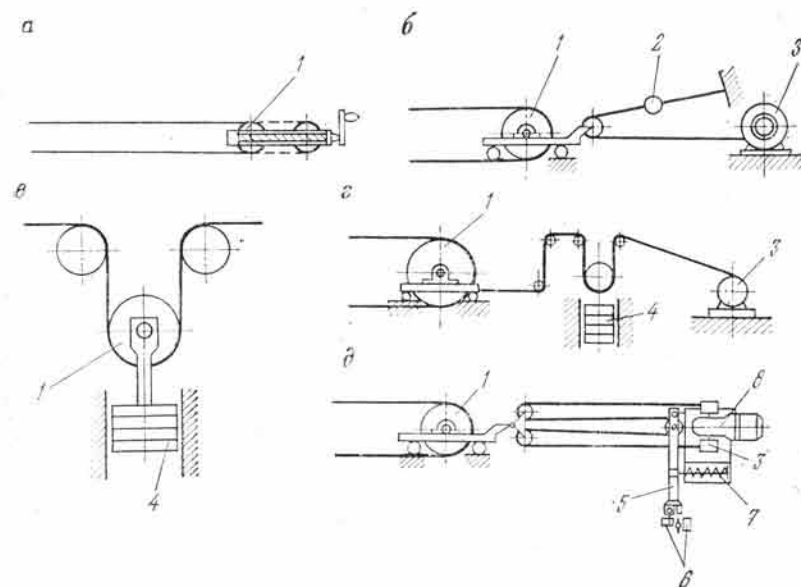


Рис. 4.13. Схемы жесткого винтового (а), жесткого лебедочного (б), податливого грузового (в), податливого грузового с лебедкой для подтягивания груза (г) и автоматического (д) натяжных устройств:
1 — натяжной барабан; 2 — динамометр; 3 — лебедка; 4 — рычаг; 5 — конечный выключатель; 7 — пружина; 8 — электродвигатель

простейшего типа, в котором для обеспечения достаточного хода груза требуется высокая конструкция. Для снижения веса натяжного груза и уменьшения его хода применяют систему полиспастов и лебедку для подтягивания груза (рис. 4.13,з).

Автоматические натяжные устройства предназначены для поддержания заданного натяжения ленты при различных режимах работы конвейера. Различают следующие режимы работы конвейера: установившийся, при котором конвейер в течение продолжительного времени работает с постоянной скоростью; пуск конвейера, включающий трогание ленты с места и разгон до установившейся скорости; режим торможения. Последние два режима называют неустановившимися.

При пуске привода конвейера должен развиваться повышенное тяговое усилие, так как в этот период помимо статических нагрузок на ленту действуют силы инерции, поэтому лента при пуске конвейера должна быть натянута сильнее, чем при установившемся движении.

Принципиальная схема автоматического натяжного устройства изображена на рис. 4.13,д. Устройство обеспечивает поддержание необходимого натяжения при помощи датчиков ВК, которые включают электродвигатель натяжного устройства в одну или в другую сторону. При натяжении ленты, соответствующем установившемуся режиму работы конвейера, рычаг удерживается в среднем положении пружиной и двигатель натяжного устройства отключен.

Разработано много схем автоматических натяжных устройств, однако опыт их эксплуатации показал, что они не обладают высокой эффективностью из-за недостаточно быстрой реакции на изменение натяжения ленты. Для обеспечения быстрой реакции натяжное устройство оборудуют двигателем большой мощности, что связано со значительным повышением стоимости конвейерной установки в целом. Поэтому автоматические натяжные устройства не получили широкого распространения на выпускаемых конвейерах. В настоящее время широко применяются устройства, оборудованные лебедкой с двигателем небольшой мощности и динамометром для контроля натяжения в ленте. Перед пуском конвейера оператор включает лебедку и дополнительно натягивает ленту до нужного уровня, следя за показаниями динамометра. После завершения пуска оператор уменьшает натяжение ленты до значения, соответствующего установившемуся движению.

Более перспективны так называемые уравнивающие натяжные устройства, поддерживающие постоянное соотношение между натяжениями в набегающей на приводной барабан и сбегавшей с него ветвях конвейерной ленты. Конструкция и принцип действия такого устройства будут рассмотрены дальше.

Очистные устройства предназначены для удаления с конвейерной ленты остатков налипшего груза после разгрузки. В настоящее время разработаны различные конструкции очист-

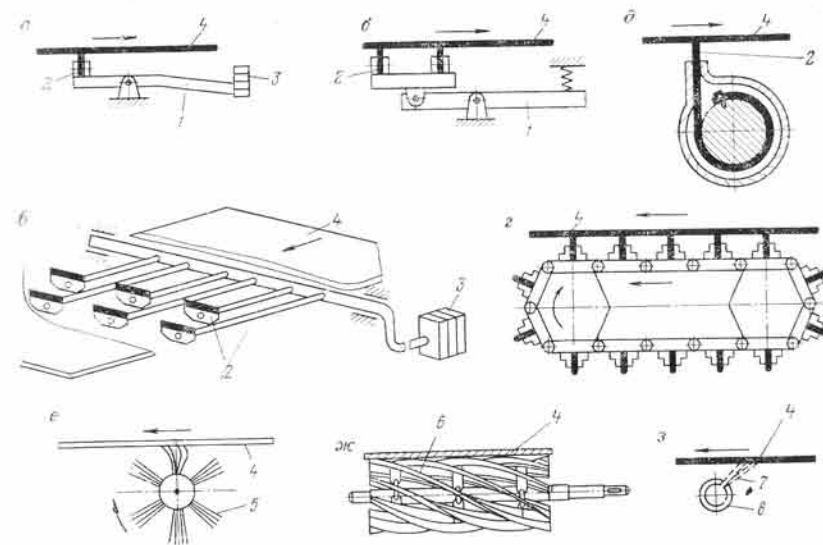


Рис. 4.14. Схемы очистных устройств:

1 — рычаг; 2 — скребок; 3 — прижимной груз; 4 — лента; 5 — капроновая щетка; 6 — спиральная резиновая щетка; 7 — струя воды; 8 — водовод

ных устройств, однако лишь немногие получили широкое применение. Наиболее распространены очистные устройства в виде простых скребков из резины, мягкого металла и пластмассы. Скребки при помощи рычажной системы контргрузом (рис. 4.14,а) или пружиной прижимаются к ленте. Они устанавливаются, как правило, под погрузочным барабаном с усилием, создающим давление 10^4 Па. Опыт показывает, что при использовании таких очистных устройств можно удовлетворительно очистить ленту при транспортировании сухих и слабоабразивных грузов, например угля, сухого известняка и т. д. Однако применение таких устройств сопровождается изнашиванием конвейерных лент, появлением задиров на стыках. При транспортировании липких и абразивных грузов применение таких очистных устройств не дает положительных результатов.

Для повышения эффективности скребковых очистных устройств их делают сдвоенными (рис. 4.14,б), многоскребковыми (рис. 4.14,в,г), а также со скребком, выдвигающимся по мере износа (рис. 4.14,д).

Кроме того, получили распространение вращающиеся против движения ленты щетки в виде лопастей, набранных из капроновых стержней (рис. 4.14,е) и резиновых гребков прямой или спиральной формы (рис. 4.14,ж). Помимо рассмотренных механических очистных устройств применяют гидравлические устройства, основанные на смыве сильной струей воды налипшего на ленту груза (рис. 4.14,з). Эти устройства весьма эффективны, но применимы при наличии воды и средств ее отвода после

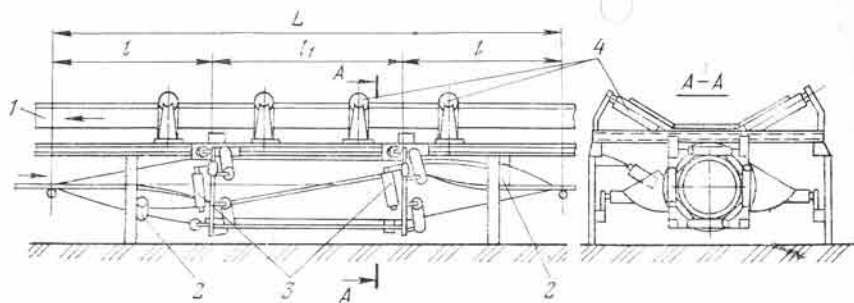


Рис. 4.15. Устройство для переворота ленты посредством кольцевых роликоопор:

1 — грузонесущая ветвь ленты; 2 — ограничительные ролики; 3 — поворотные узлы; 4 — роликоопоры

очистки, поэтому их применяют на обогатительных фабриках, где имеется шламовое хозяйство для отвода воды с частицами материала.

Пневматическая очистка ленты струей сжатого воздуха эффективна при транспортировании сухих грузов, но пылеобразование и большой расход воздуха привели к тому, что этот способ очистки применяют крайне редко.

Опыт показывает, что ни одно из существующих очистных устройств не обеспечивает качественной очистки ленты, поэтому в настоящее время получают распространение комбинированные очистные устройства, в которых одновременно используются несколько принципов. Например, вначале осуществляют грубую очистку материала скребком, затем струей воды, затем щеткой и на заключительном этапе сушат конвейерную ленту нагретым воздухом.

Несмотря на многообразие конструкций очистных устройств и их комбинаций, полной очистки конвейерной ленты достичь не удается, поэтому в последнее время получают распространение устройства для переворота холостой ветви конвейерной ленты (рис. 4.15). При этом лента по роликоопорам как на грузовой, так и на порожняковой ветви движется чистой стороной. Эксплуатация таких устройств показала, что их применение практически исключает заштыбовку нижней ветви конвейерной ленты.

Разрабатываются также физико-химические способы очистки конвейерной ленты, основанные на опрыскивании ее рабочей поверхности гидрофобными жидкостями, однако эти способы широкого распространения не получили.

Погрузочные и перегрузочные устройства предназначены для загрузки ленточных конвейеров и передачи груза с конвейера на конвейер или на другие транспортные средства.

Основным требованием, предъявляемым к погрузочным и перегрузочным устройствам, является безударная подача транспортируемого груза на конвейерную ленту. Поэтому эти устрой-

ства должны подавать груз по возможности с минимальной высоты, а направление поступающего на ленту грузопотока и его скорость должны совпадать со скоростью движения ленты.

Этим требованиям удовлетворяют далеко не все погрузочные и перегрузочные устройства.

Наиболее простое погрузочное устройство выполняют в виде наклонного лотка (рис. 4.16, а), обладающего такой конфигурацией, при которой груз сходит с него со скоростью, близкой к скорости ленты. К недостаткам лотков относят их неудовлетворительную работу при наличии влажных и липких грузов и, кроме того, возможность существенного изменения скорости выхода транспортируемого материала с лотка при изменении физико-механических свойств груза. Для лучших условий скатывания груза лоток устанавливают на резиновых амортизаторах, при этом падающий груз вызывает вибрацию лотка, способствующую сползанию материала.

Другая конструкция представляет собой лоток, снабженный вибратором (рис. 4.16, б). Такие устройства называют вибрационными питателями.

Днище лотков выполняют, как правило, в виде колосниковой решетки, через которую просеивают на ленту мелкие фрак-

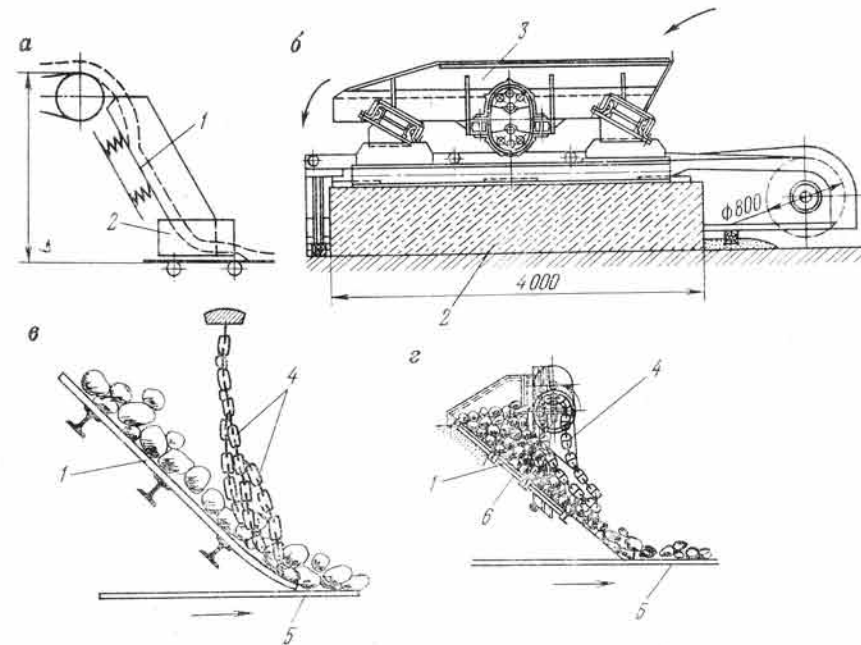


Рис. 4.16. Лотковые погрузочные устройства:

а — схема подпружиненного наклонного лотка; б — вибрационный питатель; в — питатель с цепной завесой; г — направляющий борт; з — жедоб вибрационного питателя; 4 — цепи; 5 — лента; 6 — приводная звездочка

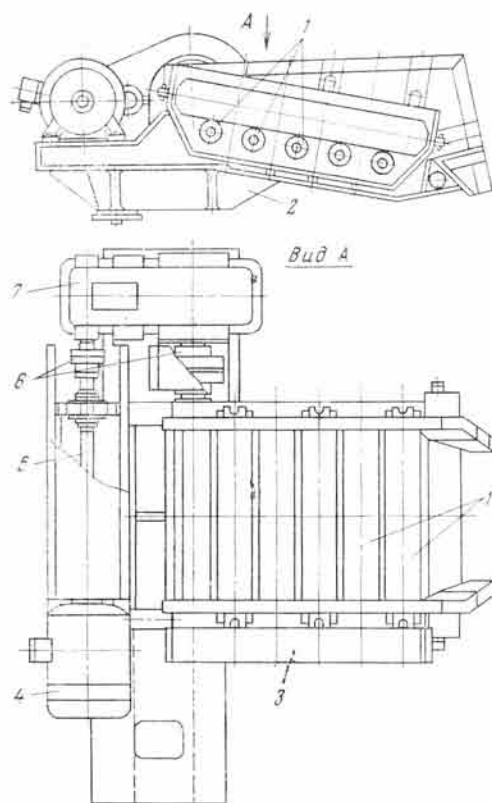


Рис. 4.17. Валковый питатель:

1 — валки; 2 — рама; 3 — зубчатые передачи; 4 — электродвигатель; 5 — промежуточный вал; 6 — муфты; 7 — редуктор

через колосниковое днище. Более совершенным является устройство, показанное на рис. 4.16,г, в котором цепная завеса выполнена из набора кольцевых замкнутых цепей, приводящихся в движение электроприводом, связанным со звездочками, насаженными на общий вал. Цепная завеса движется, управляя поступлением груза на ленту. Такое устройство называют цепным питателем.

На рис. 4.17 дана схема валкового питателя, в котором каскад валков (приводных или неприводных) обеспечивает подачу груза на ленту с одновременным подсевом мелких фракций.

Применяют также шнековый питатель, особенностью которого является использование шнеков, вращающихся в обе стороны от продольной оси навстречу друг другу. Во избежание заклинивания отдельных кусков между шнеками их устанавливают с постепенно увеличивающимися к выходному концу зазорами.

ции груза. На образующую подушку падают более крупные фракции.

Существенный недостаток рассмотренных загрузочных устройств — неуправляемость грузопотоком, поэтому для подачи груза на конвейерную ленту используют также другие питатели с ленточным и пластинчатым полотном, обеспечивающие равномерную подачу груза. Недостатком загрузочных устройств с ленточным и пластинчатым питателями является большая высота падения груза на ленту.

Для скальных крупнокусковых пород применяют загрузочные устройства, схемы которых изображены на рис. 4.16,в,г.

На рис. 4.16,в показано устройство в виде наклонного лотка с цепной завесой, которая снижает скорость скатывания крупных кусков на ленту. Мелкие фракции просеиваются на ленту

На рис. 4.18 изображена схема лопастного питателя, который удовлетворяет практически всем предъявляемым к загрузочным устройствам требованиям. Лопастной ротор питателя вращается с частотой, при которой скорость на конце лопастей равна скорости движения конвейерной ленты. Днище питателя в виде лотка выполняется колосниковым. Опытная эксплуатация такого загрузочного устройства показала, что куски средней крупности иногда застревают между концом лопасти и лотком. В этом заключается недостаток лопастного питателя.

Для загрузки забойного конвейера в любом месте по длине става применяют передвижные загрузочные устройства (рис. 4.19,а), представляющие собой агрегат, состоящий из направляющей воронки с батареей амортизирующих роликоопор,

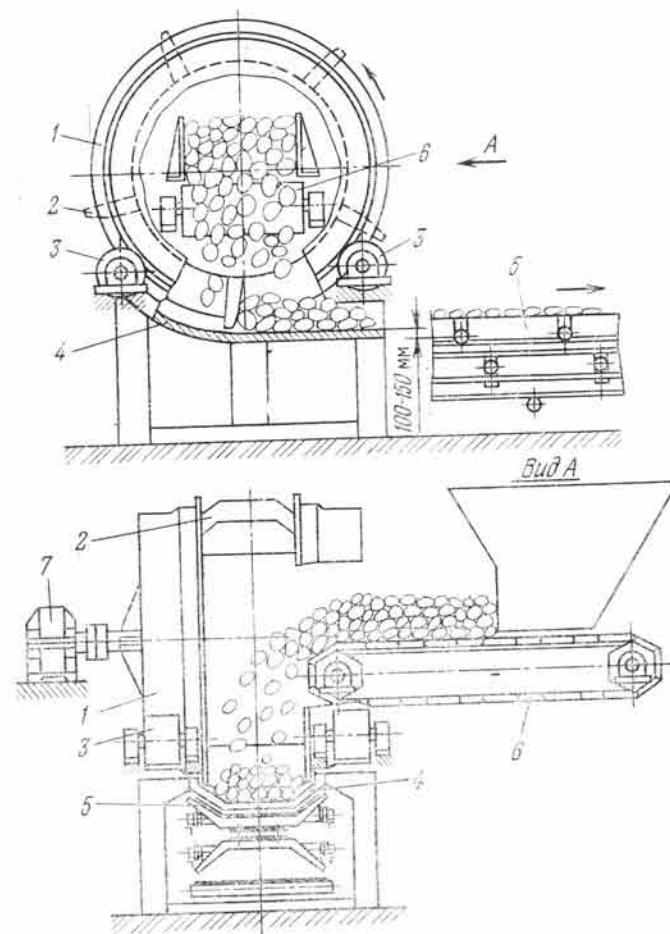


Рис. 4.18. Схема лопастного питателя:

1 — бандаж; 2 — лопасти; 3 — опорные катки; 4 — направляющий лоток; 5 — загружаемый конвейер; 6 — питатель, подающий груз на конвейер; 7 — электродвигатель

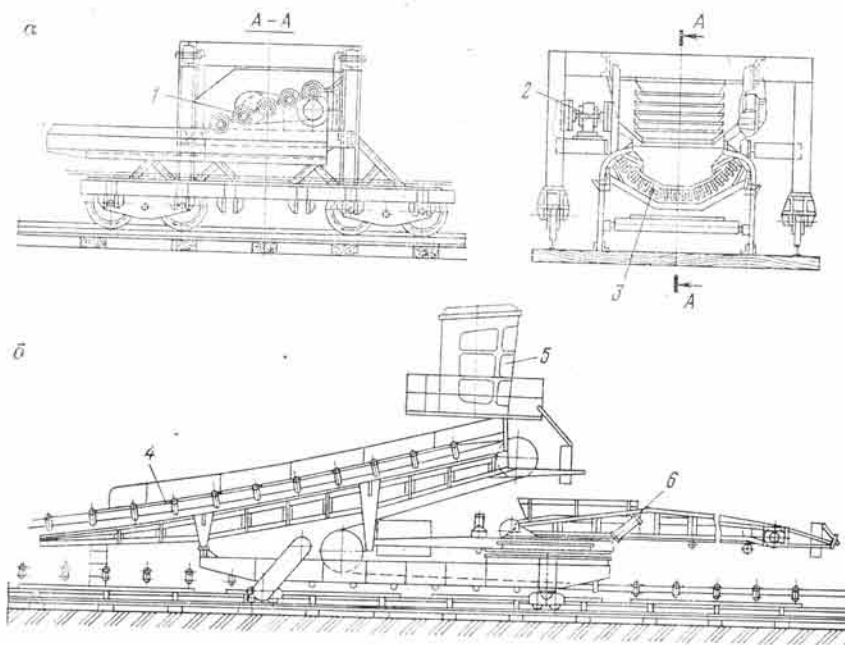


Рис. 4.19. Передвижное загрузочное устройство для забойного конвейера (а) и двухбарабанная разгрузочная тележка (б):
1 — валковый питатель; 2 — привод питателя; 3 — амортизирующая роликоопора; 4 — конвейерная лента; 5 — кабина оператора; 6 — перегрузочный конвейер

на которые укладывают ленту. Рама такого устройства снабжена ходовыми колесами, перемещающимися по рельсам, связывающим секции конвейера. Загрузочное устройство передвигается при помощи трактора либо своим ходом.

Для передачи груза с конвейера на отвалообразователь применяют перегрузочные устройства в виде двухбарабанных разгрузочных тележек (рис. 4.19, б). Рама тележек, так же как и у передвижных загрузочных устройств, перемещается на колесном ходу по рельсам, связывающим секции конвейера. Тележка может быть оборудована собственным ходовым приводом.

4.3. ТЕОРИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА*

Передача тяговой силы конвейерной ленте в приводе ленточного конвейера осуществляется посредством трения вследствие взаимодействия одного или нескольких приводных барабанов с конвейерной лентой. При приложении к оси приводного барабана момента $M_{вп}$ (рис. 4.20), между его поверхностью и конвейерной лентой возникают силы трения, которые приводят к увеличению натяжения в набегающей на барабан

ветви конвейерной ленты. Предположим, что лента скользит по барабану (буксует), тогда соотношение между натяжениями в набегающей на барабан ветви конвейерной ленты $S_{нб}$ и сбегающей с барабана ветви $S_{сб}$ выражается формулой, впервые полученной Л. Эйлером:

$$S_{нб}/S_{сб} = e^{f\alpha_0}, \quad (4.1)$$

где f — коэффициент трения скольжения между лентой и барабаном; α_0 — угол обхвата лентой барабана, рад.

Так как режим полного буксования неприемлем, то принимают режим, при котором

$$S_{нб}/S_{сб} < e^{f\alpha_0}. \quad (4.2)$$

Принимая меньшее по величине значение коэффициента трения, выражение (4.2) можно записать в виде равенства

$$S_{нб}/S_{сб} = e^{\mu\alpha_0}, \quad (4.3)$$

при котором обеспечивается беспробуксовочная работа приводного барабана с лентой.

Запишем равенство моментов, приложенных к барабану (см. рис. 4.20)

$$FR - S_{нб}R + S_{сб}R = 0,$$

откуда

$$F = S_{нб} - S_{сб}, \quad (4.4)$$

где F — окружное усилие на барабане, Н; R — радиус барабана, м.

С другой стороны, тяговое усилие является равнодействующей всех сил трения между лентой и поверхностью барабана, т. е.

$$F = RB \int_0^{\alpha} \tau da, \quad (4.5)$$

где B — ширина ленты, м; τ — элементарные удельные силы трения, отнесенные к единице площади контакта, Н/м².

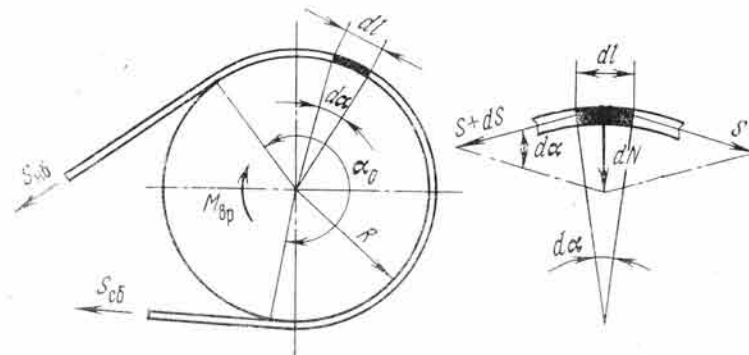


Рис. 4.20. Схема сил, действующих на ленту при огибании приводного барабана.

* Раздел написан совместно с канд. техн. наук И. В. Запениным.

Рассматривая схему сил, действующих на отрезок тягового элемента длиной dl (см. рис. 4.20), можно написать с некоторым допущением следующее условие равновесия:

$$\begin{aligned} dS &= dN\mu, \\ dN &= 2 \sin da/2 \approx Sda, \end{aligned} \quad (4.6)$$

где dN — элементарная сила прижатия ленты к поверхности барабана, Н.

Учитывая, что

$$p = dN/(RBda) \quad \text{и} \quad \tau = p\mu,$$

где p — нормальное давление ленты на поверхность барабана, Па, получим

$$\tau = p\mu = dN\mu/(RBda) = Sda\mu/(RBda) = S\mu/(RB). \quad (4.7)$$

Примем $S_{сб}$ постоянной величиной, тогда с учетом равенства (4.3) можно написать

$$S_\alpha = S_{сб} e^{\mu\alpha}, \quad (4.8)$$

где S_α — натяжение ленты в любой точке дуги охвата, Н.

Подставив значение τ из (4.7) в (4.5) и учитывая (4.8), получим

$$F = RB \int_0^\alpha \frac{S_{сб}}{RB} e^{\mu\alpha} \mu da = \mu S_{сб} \int_0^\alpha e^{\mu\alpha} da. \quad (4.9)$$

Принтегрировав выражение (4.9) по дуге обхвата в пределах от $\alpha_1=0$ до $\alpha_2=\alpha_0$, получим

$$F = S_{сб} (e^{\mu\alpha_0} - 1). \quad (4.10)$$

Подставим в (4.10) выражение для $S_{сб}$, полученное из (4.3), тогда

$$F = S_{нб} - S_{сб},$$

т. е. имеем выражение (4.4).

Все предыдущие рассуждения достоверны, если предположить, что лента является абсолютно гибкой и нерастяжимой и силы трения, создающие окружное тяговое усилие, передаются на всей дуге обхвата. Русские ученые-механики Н. П. Петров и Н. Е. Жуковский в 1893 г., изучая процесс передачи тяговой силы посредством трения в ременных передачах, обнаружили, что при неполном использовании силового взаимодействия ремня со шкивом тяговое усилие передается только частью дуги обхвата, а остальная часть дуги его не передает и натяжение ленты не изменяется. Так как на активной части дуги обхвата натяжение ленты изменяется, то изменяется и ее длина, вследствие чего она скользит по поверхности барабана. Эту часть ду-

ги обхвата, расположенную ближе к точке сбега, Н. П. Петров и Н. Е. Жуковский называли дугой скольжения, а остальную часть — дугой покоя. Обозначим дугу скольжения $\alpha_{ск}$ (рад), а дугу покоя $\alpha_{о.п}$ (рад) и запишем выражение (4.2) в следующем виде:

$$S_{нб}/S_{сб} = e^{\mu\alpha_{ск}} \quad \text{или} \quad S_{нб}/S_{сб} = e^{\mu(\alpha_0 - \alpha_{о.п})}. \quad (4.11)$$

Из выражений (4.11) видно, что закон изменения натяжения ленты по дуге обхвата имеет вид экспоненты, крутизна которой зависит от μ и не зависит от передаваемого тягового усилия. На рис. 4.21 приведена зависимость натяжения от угла обхвата $S=\varphi(\alpha)$. За начало координат принята точка сбега ленты с приводного барабана, $S_{сб}$ — постоянная величина. Кривая 1 соответствует предельному окружному усилию $F_{\max} = S_{нб\max} - S_{сб}$, которое может передать приводной барабан. При этом тяговое усилие передается на всей дуге обхвата, т. е. $\alpha_{ск} = \alpha_0$. Меньшему тяговому усилию $F_1 = S_{нб1} - S_{сб}$ соответствует кривая 2 натяжения ленты, и дуга обхвата α_0 в этом случае может быть разделена на $\alpha_{ск}$ и $\alpha_{о.п}$. Как видно из графика (см. рис. 4.21), на участке дуги обхвата $\alpha_{о.п}$ тяговое усилие не передается, и она является как бы резервом тяговой способности приводного барабана на случай увеличения загруженности конвейера.

С учетом дополнений Н. П. Петрова и Н. Е. Жуковского выражение (4.10) будет иметь вид

$$F = S_{сб} (e^{\mu\alpha_{ск}} - 1). \quad (4.12)$$

Из выражения (4.12) видно, что один из способов повышения тягового усилия — увеличение $S_{сб}$ при помощи натяжного устройства, однако в этом случае величина коэффициента запаса прочности конвейерной ленты может быть недостаточной. Более эффективным способом является повышение коэффициента μ или угла обхвата α_0 . При этом возрастает значение члена $e^{\mu\alpha_{ск}}$, который принято называть тяговым фактором.

Угол обхвата может быть увеличен посредством установки в приводе двух, а иногда и трех приводных барабанов. На рис. 4.22 показаны схемы приводных устройств ленточных конвейеров, используемых на карьерах, и указаны значения углов обхвата приводных барабанов конвейерной лентой. Следует отметить, что, чем больше приводных барабанов, тем сложнее конструкция привода, поэтому наиболее эффективным способом увеличения тяговой способности привода считается повышение коэффициента μ .

Вопрос о величине коэффициента μ , который принято называть коэффициентом сцепления ленты с барабаном (в отличие от большего по величине коэффициента трения f), изучался многими советскими учеными. Основные работы в этой области были выполнены А. В. Андреевым, В. И. Чукановым, М. А. Ко-

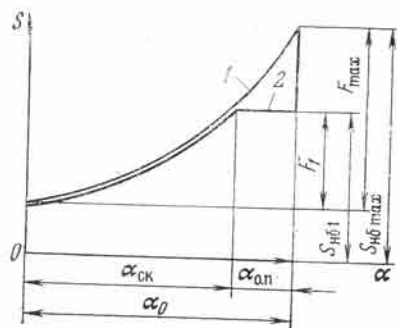


Рис. 4.21. График зависимости натяжения ленты S от угла обхвата α приводного барабана

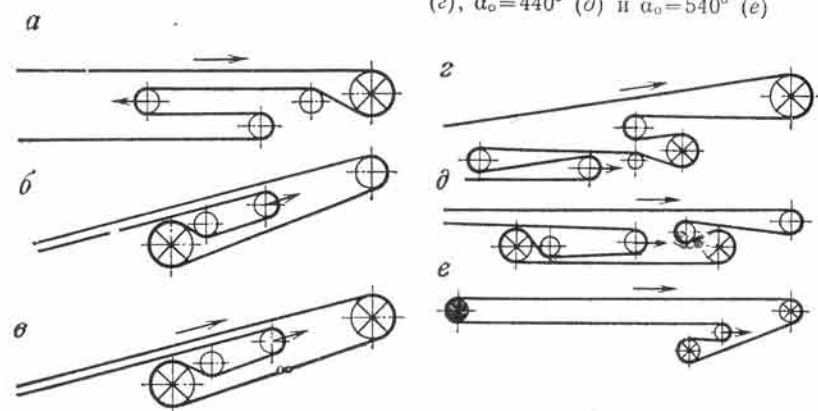


Рис. 4.22. Схемы обводки лентой приводных барабанов при $\alpha_0 = 240^\circ$ (а), $\alpha_0 = 250^\circ$ (б), $\alpha_0 = 380^\circ$ (в), $\alpha_0 = 400^\circ$ (г), $\alpha_0 = 440^\circ$ (д) и $\alpha_0 = 540^\circ$ (е)

товым, В. А. Адамчуком, В. К. Смирновым, И. Г. Штокманом и многими другими учеными. Установлено, что величина коэффициента сцепления между гибким тяговым органом, охватывающим барабан, и барабаном зависит от большого числа факторов, основными из которых являются коэффициент трения f ленты по барабану, упругие свойства ленты, толщина ленты и ее соотношение с диаметром барабана, степень загрязненности контактирующих поверхностей ленты и барабана и др. Предложенные различными авторами зависимости для вычисления коэффициента сцепления μ сложны и дают для одних и тех же исходных данных результаты, отличающиеся между собой в несколько раз. Поэтому до настоящего времени пользуются при расчетах значениями μ , полученными из экспериментов, проведенных на специальных стендах или при помощи приборов, установленных на работающих конвейерах.

В табл. 4.3 приведены некоторые экспериментальные значения коэффициентов сцепления.

Для оценки влияния угла обхвата и коэффициента сцепления на тяговую способность приводного устройства удобно пользоваться безразмерным коэффициентом, характеризующим степень полезного использования прочности конвейерной ленты на приводе:

Таблица 4.3

Поверхность, взаимодействующая с конвейерной лентой	Состояние взаимодействующих поверхностей	Коэффициент трения f	Коэффициент сцепления μ
Чугунный или стальной барабан	Мокрые	0,175	0,1
Деревянная или резиновая футеровка	»	0,25	0,15
Чугунный или стальной барабан	Влажные	0,37	0,2
Деревянная или резиновая футеровка	»	0,4	0,25
Футерованный резиной с рифленой насечкой «елочкой» барабан	»	0,6	0,3
Чугунный или стальной барабан	Сухие	0,43	0,3
Футерованный гладкой резиной барабан	»	0,65	0,35
Футерованный резиной с насечкой «елочкой» барабан	»	0,75	0,4
Футерованный крупнозернистой керамикой барабан	»	0,95	0,7

$$k_n = F/S_{\max}$$

где $S_{\max}$ — максимально допустимое натяжение конвейерной ленты, Н. Примем $S_{нб} = S_{\max}$ и получим

$$k_n = (S_{нб} - S_{сб})/S_{\max} = (S_{\max} - S_{сб})/S_{\max} = 1 - e^{-\mu\alpha}.$$

Расчетами установлено, что при однобарабанном приводе для достижения коэффициента использования прочности конвейерной ленты, близкого к единице, достаточно иметь коэффициент сцепления $\mu = 0,7$, а при двухбарабанном — $\mu = 0,4$. Дальнейшее увеличение μ не приводит к заметному росту k_n .

При установке на приводе двух приводных барабанов возможен случай, когда один из них работает без пробуксовки, а другой буксует, так как его тяговая способность полностью исчерпана. Такой режим работы приводных барабанов означает, что распределение общего тягового усилия между барабанами нерационально.

Оптимальное распределение общего тягового усилия между приводными барабанами считается такое, при котором на барабанах всегда имеется запас по тяговой способности, т. е. задача сводится к нахождению рационального отношения $F_1:F_2 = v$ (где F_1 и F_2 — соответственно окружные усилия на первом и втором барабане). При полном тяговом усилии привода $F = F_1 + F_2$, если предположить, что на каждом из барабанов имеется запас по тяговому фактору. Обозначим коэффициент запаса по тяговому фактору $k > 1$. Для приводного устройства, схема которого изображена на рис. 4.22, в, можно записать

$$F_1 = S_{нб} (e^{\mu_1 \alpha_1 / k} - 1); \quad (4.13)$$

$$F_2 = S_{сб} (e^{\mu_2 \alpha_2 / k} - 1). \quad (4.14)$$

Так как

$$S_{\text{пр}} = S_{\text{сб}} e^{\mu_2 \alpha_2} / k, \quad (4.15)$$

где $S_{\text{пр}}$ — натяжение ленты между приводными барабанами, Н, выражение (4.13) будет иметь вид

$$F_1 = S_{\text{сб}} e^{\mu_2 \alpha_2} / k (e^{\mu_1 \alpha_1} / k - 1), \quad (4.16)$$

Таким образом получим соотношение

$$v = F_1 / F_2 = \frac{k^{-1} e^{\mu_2 \alpha_2} (k^{-1} e^{\mu_1 \alpha_1} - 1)}{k^{-1} e^{\mu_2 \alpha_2} - 1}. \quad (4.17)$$

Если привод выполнен по схеме (см. рис. 4.22, б), то $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ и $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, тогда

$$v = F_1 / F_2 = k^{-1} e^{\mu \alpha}. \quad (4.18)$$

Тяговый фактор для всей приводной станции определим по формуле

$$e^{2\mu \alpha} = (F / S_{\text{сб}} + 1) k^{-1}. \quad (4.19)$$

Сопоставляя выражения (4.18) и (4.19), получим

$$v = \sqrt{F / S_{\text{сб}} + 1}. \quad (4.20)$$

Рассмотрим, как должно распределяться тяговое усилие между приводными барабанами двухбарабанного привода мощностью $N = 3000$ кВт со скоростью движения конвейерной ленты $v = 3,5$ м/с, выполненного по схеме (см. рис. 4.22, б).

Из формулы (1.22) определим силу тяги

$$F = 10^3 N \eta / v = 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,95 / 3,5 = 904\,762 \text{ Н},$$

где $\eta = 0,95$ — к.п.д. редуктора привода.

Примем $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = 4$ рад, $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$, $k = 1,2$, тогда по формуле (4.18) получим

$$v = F_1 / F_2 = 1,2^{-1} e^{0,3 \cdot 4} = 2,9 \approx 3.$$

Таким образом

$$F_2 = F / (3 + 1) = 904\,762 / (3 + 1) = 226\,190 \text{ Н};$$

$$F_1 = F - F_2 = 904\,762 - 226\,190 = 678\,572 \text{ Н};$$

$$N_1 = 2375 \text{ кВт}; \quad N_2 = 625 \text{ кВт}.$$

Сопротивления движению конвейерной ленты. Как это видно из уравнения движения (1.18) транспортной машины, тяговое усилие F , развиваемое приводом конвейера в любой момент времени, равно сумме сил сопротивления движению W_0 конвейерной ленты. Таким образом, для расчета тягового усилия необходимо определить сопротивление движению конвейерной ленты по роликовому ставу. Сопротивления на ленточном конвейере

разделяют на статические, практически не зависящие от скорости и ускорения движения конвейерной ленты, и динамические, зависящие от ускорения и возникающие при пуске и торможении.

Статические сопротивления разделяются на распределенные, действующие на движущуюся ленту по всей длине контура, и сосредоточенные, действующие в загрузочных и разгрузочных устройствах, на отклоняющих барабанах и т. д.

Распределенные сопротивления складываются из сопротивления вращению роликов, из сопротивления от деформаций (провисания и развала) ленты и груза при движении по роlikоопорам. Исследованиями установлено, что сопротивление движению конвейерной ленты по роlikоопорам зависит от частоты их установки, состояния подшипниковых узлов роликов, упруговязких свойств конвейерной ленты, физико-механических свойств транспортируемого груза, скорости движения, температуры окружающей среды и многих других факторов. Однако все они в той или иной степени связаны с весом движущихся элементов, поэтому на практике в расчетах принято пользоваться обобщенным показателем сопротивления движению ленты, отнесенным к 1 м длины конвейера. Его называют удельным коэффициентом сопротивления движению или коэффициентом сопротивления движению. Таким образом, если на участке конвейера длиной L (м) общее сопротивление равно W , то, учитывая с известными допущениями, что его величина пропорциональна весу движущихся элементов, можно записать

$$w = W / (qL), \quad (4.21)$$

где w — коэффициент сопротивления движению; q — вес движущихся и вращающихся элементов с грузом, отнесенный к 1 м длины конвейерной ленты, Н.

Практикой и исследованиями установлены средние значения коэффициента сопротивления движению ленты по роlikоопорам, приведенные в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Конвейер, вид груза	Средние значения коэффициентов сопротивления		
	для грузовой ветви w_g	для порожняковой ветви w_n	общий коэффициент сопротивления w
Стационарный конвейер подъемный, магистральный, насыпной груз крупностью до 300 мм	0,020—0,025	0,025—0,035	0,025
Стационарный конвейер, груз, склонный к пылеобразованию (бурый уголь и др.)	0,025—0,03	0,03—0,04	0,03
Передвижные конвейеры, любой груз	0,035—0,045	0,04—0,05	0,04

Сопротивление вращению роликов W_p , как показали исследования, пропорционально весу их вращающихся частей:

$$W_p = w_p q_p, \quad (4.22)$$

где w_p — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления вращению роликов.

Примем средние значения коэффициента сопротивления и получим выражение для определения полного сопротивления движению W_r :

для участка грузовой конвейерной ленты длиной L

$$W_r = L (q_{rp} + q_l + q_p') w,$$

для участка порожней ленты

$$W_n = L (q_l + q_p'') w,$$

где q_{rp} , q_l , q_p' и q_p'' — соответственно вес груза, ленты, вращающихся частей роликов на грузовой и порожняковой ветвях, отнесенный к 1 м длины ленты, Н.

$$q_p' = q_{p,rp} / l_p'; \quad q_p'' = q_{p,пор} / l_p'', \quad (4.23)$$

где $q_{p,rp}$ и $q_{p,пор}$ — соответственно вес вращающихся частей роликкоопор на грузовой и порожняковой ветвях, Н; l_p' и l_p'' — соответственно расстояние между роликкоопорами на грузовой и порожняковой ветвях, м.

На основании исследований влияния окружающей температуры и скорости движения конвейера на общий коэффициент сопротивления движению конвейерной ленты выведена эмпирическая формула, позволяющая скорректировать общий коэффициент сопротивления

$$w_{t,v} = [w + (v - 3) k_v] k_t, \quad (4.24)$$

где k_v — коэффициент, учитывающий изменение коэффициента сопротивления от скорости ($k_v = 1,04$); v — скорость движения конвейерной ленты, м/с; k_t — коэффициент, учитывающий влияние температуры, значения которого приведены ниже:

$t, ^\circ\text{C}$	20	10	0	-10	-20	-30
k_t	1	1	1	1,05	1,1	1,4

Увеличение коэффициента сопротивления при повышении или снижении скорости связано с возрастанием динамических нагрузок при соударении кусков груза, лежащих на ленте с роликами, а при снижении температуры — с загустением смазки и с увеличением жесткости конвейерной ленты.

К распределенным сопротивлениям относят также сопротивление от уклона $W_i(H)$, которое равно составляющей веса дви-

жущихся элементов и может быть направлено как в сторону движения, так и против него:

$$W_i = \pm L (q_l + q_{rp}) \sin \beta, \quad (4.25)$$

где β — угол наклона конвейера, градус.

При движении ленты вверх принимают знак «+», а вниз — знак «-». Сумму распределенных сопротивлений определяют по формулам:

на грузовой ветви

$$W_{rp} = L [(q_{rp} + q_l) \cos \beta + q_p'] w \pm L (q_{rp} + q_l) \sin \beta, \quad (4.26)$$

на порожней ветви

$$W_n = L [(q_l \cos \beta + q_p'') w \pm q_l \sin \beta]. \quad (4.27)$$

К сосредоточенным сопротивлениям относят сопротивления на криволинейных участках трассы, на отклоняющих барабанах, в загрузочных устройствах, на загрузочных тележках и сопротивления, создаваемые очистными устройствами.

На криволинейных выпуклых участках трассы с достаточной для практических расчетов точностью сопротивление $W_{кр}(H)$ можно определить, используя формулу Эйлера

$$W_{кр} = S_{нб} (e^{\omega\alpha} - 1), \quad (4.28)$$

где α — центральный угол криволинейного участка, рад.

Увеличение сопротивления на этом участке объясняется тем, что лента не только посредством своего веса и веса груза, но и силой натяжения ленты прижимается к роликам.

Сопротивление $W_6(H)$ на отклоняющем барабане складывается из сопротивления в подшипниках барабана $W_{п.б}(H)$ и сопротивления изгибу ленты $W_{б.л}(H)$:

$$W_6 = W_{п.б} + W_{б.л}. \quad (4.29)$$

Сопротивление в подшипниках барабана определяют по формуле

$$W_{п.б} = \bar{P} f d / D_6, \quad (4.30)$$

где $\bar{P}$ — равнодействующая всех сил, действующих на барабан ($S_{нб}$, $S_{сб}$ и составляющая веса), Н; d — диаметр шейки вала, мм; D_6 — диаметр барабана, мм; f — коэффициент трения качения в подшипниках ($f = 0,03 \div 0,06$).

Сопротивление изгибу ленты на барабане (H)

$$W_{б.л} = a (Bb + S_{нб}) \delta / D_6, \quad (4.31)$$

где B и δ — соответственно ширина и толщина ленты, см; a и b — постоянные, установленные из опыта коэффициенты (для тканевых конвейерных лент принимают $a = 0,09$, $b = 140$ Н/см, для резиновых $a = 0,12$, $b = 200$ Н/см).

Соппротивление движению ленты в загрузочном устройстве $W_{\text{заг}}$ (Н) вызывается трением груза о ленту вследствие разности их скоростей при падении груза $F'_{\text{тр}}$ (Н), динамическим давлением груза на ленту P_d (Н) и трением груза о борта $F_{\text{орт}}$ (Н) в загрузочном устройстве.

Силу трения вследствие разности скоростей можно определить по формуле

$$F'_{\text{тр}} = m_{\text{гр}} g f = m_{\text{гр}} j, \quad (4.32)$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса груза на длине ленты в загрузочном устройстве, где скорость скольжения груза изменяется от $v_{\text{н.ск}}$ до 0; f — коэффициент трения скольжения груза о ленту; j — замедление груза, м/с^2 .

$$m_{\text{гр}} g = q_{\text{гр}} L_c, \quad (4.33)$$

где $q_{\text{гр}}$ — среднее значение веса груза в загрузочном устройстве, отнесенное к 1 м длины ленты, Н/м ; L_c — путь скольжения груза по ленте, м.

Предположим, что составляющая скорости груза, направленная вдоль ленты, равна v_0 (м/с), а скорость ленты — v (м/с), тогда из выражения (1.5) получим

$$q_{\text{ср}} = \frac{2Q}{3,6(v + v_0)} g, \quad (4.34)$$

где Q — грузопоток, поступающий на конвейер, м/ч .

Путь скольжения L_c (м) груза по ленте, принимая замедление постоянным, можно определить по формуле

$$L_c = \frac{v^2 - v_0^2}{2j}. \quad (4.35)$$

Подставляя полученные значения $q_{\text{ср}}$ и L_c из формул (4.34) и (4.35) в (4.32), получим

$$F'_{\text{тр}} = Q(v - v_0)/3,6. \quad (4.36)$$

Давление груза на ленту при падении с высоты h (см. рис. 4.16) определяем по формуле

$$P_d = Q \sqrt{2gh}/3,6, \quad (4.37)$$

тогда добавочная сила трения

$$F_d = P_d f. \quad (4.38)$$

Соппротивление от трения груза о борта в загрузочном устройстве, предполагая, что изменение давления груза на них подчиняется законам гидростатики, можно определить по формуле

$$F_{\text{орт}} = 1000 h_0^2 L_c \gamma g f_0, \quad (4.39)$$

где h_0 — рабочая высота бортов, м; γ — плотность разрыхленного груза, т/м^3 ; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; f_0 — коэффициент трения груза о борта ($f_0 = 0,3 \div 0,5$).

Полное сопротивление движению ленты в загрузочном устройстве получают суммированием (4.36), (4.38) и (4.39), т. е.

$$W_{\text{загр}} = F'_{\text{тр}} + F_d + F_{\text{орт}}. \quad (4.40)$$

Соппротивление движению ленты от очистного устройства (Н)

$$W_{\text{оч}} \approx p_{\text{оч}} B, \quad (4.41)$$

где $p_{\text{оч}}$ — удельное сопротивление очистки, которое принимают в диапазоне $p_{\text{оч}} = 30 \div 50 \text{ Н/м}$; B — ширина ленты, м.

Соппротивление движению ленты на разгрузочной двухбарабанной тележке отвального конвейера складывается из силы W_h (Н), необходимой для подъема груза на высоту разгрузочной стрелы h (м):

$$W_h = qh, \quad (4.42)$$

и сопротивлений (Н) при огибании первого $W'_{\text{бл}}$ и второго $W''_{\text{бл}}$ барабанов, которые определяют по формулам (4.30) и (4.31).

Полное статическое сопротивление движению конвейерной ленты определяют методом обхода контура конвейера по точкам, для чего схему контура конвейера разбивают на участки с одинаковыми углами наклона и указывают на контуре места сосредоточенных сопротивлений. На рис. 4.23 изображена схема контура отвального конвейера со сбрасывающей тележкой. Как видно из чертежа, число участков 16. При обходе по контуру получают натяжения на границах отдельных участков, причем натяжение в любой точке контура равно натяжению в соседней с добавлением сопротивления движению ленты между этими точками с учетом знака «+» или «-». Так, например, если обход по контуру начинают от точки 1 к точке 2 и т. д., то сопротивление рассчитывают со знаком «+», а если от точки 8 к точке 7 и т. д., то со знаком «-».

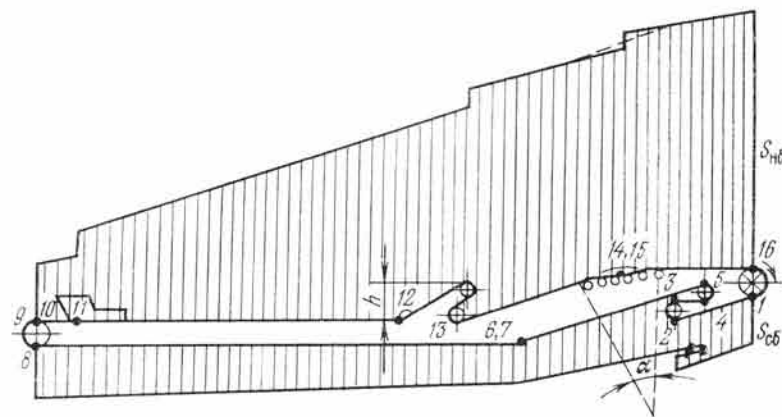


Рис. 4.23. Диаграмма натяжений конвейерной ленты по контуру конвейера

Для сокращения объема расчетов обход по контуру удобно начинать от точки с наименьшим натяжением, которым задаются из условия допустимого провеса ленты между роlikоопорами. Точка с наименьшим натяжением ленты у горизонтальных конвейеров совпадает с точкой сбегаия ленты с приводного барабана, т. е. $S_{\min} = S_{сб}$, а у наклонного конвейера — при набегании или сбегаия с хвостового барабана. Для конвейера с небольшим наклоном при $\beta = 3 \div 4^\circ$ минимальное натяжение может находиться как в точке сбегаия с приводного барабана, так и в точке набегания на хвостовой барабан, что определяется соотношением сопротивления движению ленты по роlikоопорам и составляющей ее веса, совпадающей с направлением движения ленты. Практикой установлено, что провес ленты между роlikоопорами не должен превышать 1—1,5% от расстояния между ними.

При больших провесах лента теряет каркасность и может «разваливаться» между роlikоопорами под действием веса груза.

Приняв с допустимым приближением, что лента провисает как гибкая нить, определим стрелу провеса по формуле

$$f = \frac{(q_{гп} + q_n)}{8S} l^2, \quad (4.43)$$

откуда получим минимальное натяжение ленты $S_{\min}$ на грузовой ветви

$$S'_{\min} = (8 \div 12) (q_{гп} + q_n) l'; \quad (4.44)$$

на порожняковой ветви

$$S''_{\min} = (8 \div 12) q_n l'', \quad (4.45)$$

где l' и l'' — соответственно расстояния между роlikоопорами на грузовой и порожняковой ветвях.

На карьерных конвейерах l' принимают 1 или 1,2 м, а l'' — кратное этому расстоянию, т. е. 2; 3; 2,4; 3,6 м. В загрузочных устройствах роlikоопоры устанавливают значительно чаще.

По контуру в обе стороны от точки с минимальным натяжением производят расчет натяжений, учитывая соответствующие знаки:

$$\begin{aligned} S_{нб} &= S_{\min} + \Sigma W_{гп}; \\ S_{сб} &= S_{\min} + \Sigma W_{пор}, \end{aligned} \quad (4.46)$$

где $\Sigma W_{гп}$ и $\Sigma W_{пор}$ — соответственно сумма всех статических сопротивлений движению ленты на грузовой и порожняковой ветвях, Н.

Для наглядности можно в масштабе отложить от точек на контуре вертикальные отрезки линий, соответствующие значениям натяжений ленты в этих точках, и соединить их вершины прямыми линиями. Полученную ломаную линию называют ди-

аграммой статических натяжений конвейерной ленты (см. рис. 4.23). Из диаграммы видно, что на участках с распределенными сопротивлениями натяжение ленты изменяется плавно, а в точках с сосредоточенными сопротивлениями — скачком. По разнице длин отрезков соседних точек определяем в масштабе сопротивление движению ленты между точками.

Пуск конвейера. При пуске конвейера кроме статических сопротивлений движению ленты действуют силы инерции, которые увеличивают натяжение набегающей на приводной барабан ветви конвейерной ленты, поэтому соотношение между $S_{нб}$ и $S_{сб}$ может оказаться больше тягового фактора и начнется пробуксовка, что недопустимо. Так как силы инерции зависят от ускорения и движущихся масс, то задача по обеспечению нормального (беспробуксовочного) пуска и ограничению динамических натяжений ленты заключается в определении допустимого ускорения разгона конвейерной ленты и, следовательно, времени пуска, а также в изучении процесса движения масс в пусковой период и установлении оптимальной механической характеристики электропривода.

При включении привода конвейера движение ленты начинается одновременно по всему контуру, так как лента обладает эластичностью, то сначала начнут двигаться участки, расположенные у приводного барабана, а затем более отдаленные. Кроме того, из-за провисания ленты между роlikоопорами процесс вовлечения отдельных участков ленты и лежащего на ней груза в движение растянется во времени и станет продолжительнее.

Конвейерную ленту можно условно представить в виде упругого длинного стержня, замкнутого в кольцо, а процесс вовлечения в движение масс — как процесс распространения упругой волны в стержне. Скорость c (м/с) распространения упругой волны в стержне определяют по формуле

$$c = \sqrt{E/\rho}, \quad (4.47)$$

где E — продольная жесткость стержня, Н; ρ — линейная плотность стержня, кг/м.

Предположим, что при пуске груз движется вместе с лентой, и определим плотность из выражений:

$$\rho_1 = (q_{гп} + q_n + q_p')/g; \quad (4.48)$$

для порожняковой ветви

$$\rho_2 = (q_n + q_p'')/g. \quad (4.49)$$

При определении продольной жесткости ленты помимо упругих свойств необходимо учитывать ее провисание между роlikоопорами, зависящее от расстояния между ними l' или l'' и натяжения ленты S [см. выражение (4.43)].

Удлинение ленты Δl , связанное с выбором провеса, можно определить по формуле

$$\Delta l = (q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 l^3 / (12S^2).$$

Если представить, что удлинение ленты Δl происходит вследствие ее деформации, то

$$\Delta l = (q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 l^3 / (12S^2) = Sl / E_{\text{пр}}, \quad (4.50)$$

где $E_{\text{пр}}$ — условная продольная жесткость ленты, связанная с выбором провеса, которую можно определить из формулы (4.50):

$$E_{\text{пр}} = 12S^3 / [(q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 l^2]. \quad (4.51)$$

Представим ленту в виде упругого стержня с жесткостью

$$1/E_a = 1/E + 1/E_{\text{пр}}, \quad (4.52)$$

откуда с учетом формулы (4.47) получим выражение для определения агрегатной жесткости

$$E_a = \frac{E}{1 + \frac{(q_{\text{л}} + q_{\text{гр}})^2 l^3 E_{\text{пр}}}{12S^3}}. \quad (4.53)$$

Жесткость определяют по формулам:

для тканевых лент $E = E_0 Bi$;

для тросовых лент $E = k E_{\text{т}} F$,

где E_0 — удельная жесткость на растяжение одной прокладки, Н/мм (для комбинированных тканей $E_0 = 5000 \div 8000$ Н/мм, для синтетических $E_0 = 20\,000 \div 30\,000$ Н/мм); i — число прокладок; $E_{\text{т}}$ — модуль упругости тросов на растяжение ($E_{\text{т}} = 0,8 \cdot 10^7$); $k = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерную вытяжку тросов; F — суммарная площадь сечения тросов, м².

Из анализа формулы (4.53) видно, что E_a зависит от натяжения конвейерной ленты, поэтому по длине контура агрегатная жесткость будет изменяться в соответствии с изменением натяжения ленты. Если трасса конвейера не отличается сложной конфигурацией и натяжение ленты удовлетворяет условию (4.44) или (4.45), то на практике принимают в расчетах $E_a \approx E$.

Различают две фазы пуска конвейера — трогание и разгон. Первая фаза заключается в выборе зазоров в зубчатых передачах и слабины ленты из-за ее провеса до момента, когда весь контур ленты придет в движение и все силы сопротивления будут сориентированы так же, как при установившемся движении; в этой фазе скорость распространения упругой волны $c^* < c$. Эта фаза явно выражена при горизонтальной установке конвейера и при установке с небольшим наклоном. При установке конвейера с большим наклоном в основном руководствуются составляющей веса (сопротивление от уклона), направление которой не изменяется при вовлечении ленты в движение. Для

таких конвейеров $c^* \approx c$ и фазу трогания специально можно не выделять.

Вторая фаза заключается в разгоне конвейерной ленты до номинальной скорости. Установлено, что динамические натяжения в ленте существенно снижаются, если перед второй фазой (при горизонтальной установке конвейера или с небольшим уклоном) подтянуть ленту при весьма малой скорости. Эта операция необходима для соответствующего ориентирования силы сопротивления движению. Она осуществляется при помощи предварительных ступеней пускового реостата двигателя или какими-либо другими способами. Таким образом, основная фаза — фаза разгона.

Так как плотности для грузовой и порожняковой ветвей конвейерной ленты отличаются друг от друга, скорости распространения упругой волны будут также различны:

для грузовой ветви

$$c_1 = \sqrt{E/\rho_1}; \quad (4.54)$$

для порожняковой ветви

$$c_2 = \sqrt{E/\rho_2},$$

где c_1 и c_2 — соответственно скорости распространения упругих волн по грузовой и порожняковой ветвям, м/с; ρ_1 и ρ_2 — соответственно плотности, определяемые по формулам (4.48) и (4.49).

Предположим с допустимой для практических задач степенью приближения, что натяжения ленты, вызванные статическими сопротивлениями, уравновешены статическим моментом двигателя, тогда динамические натяжения (от сил инерции) определяются величиной избыточного момента $M_{\text{изб}}$, равного разности полного момента M и статического $M_{\text{ст}}$ момента двигателя.

Рассмотрим распространение упругих волн по ленте на конвейерах, оборудованных жестким и податливым натяжными устройствами.

При жестком натяжном устройстве (рис. 4.24, а) после приложения к приводному барабану избыточного момента вдоль верхней грузовой ветви ленты движется упругая волна растяжения, которая будет увеличивать статическое натяжение ленты в точке набегаания, а вдоль нижней, порожняковой ветви начнет распространяться волна, уменьшающая натяжение ленты в точке сбегаания. На границе грузовой и порожняковой ветвей произойдет преломление, отражение и сложение этих волн, вследствие чего во всех сечениях ленты возникнет колебательный процесс, постепенно затухающий из-за поглощения энергии внутренними силами трения в ленте, в роликах и в других подвижных элементах конвейера.

При податливом натяжном устройстве ($S_{\text{сб}} = \text{const}$), установленном у привода (рис. 4.24, б), после приложения к при-

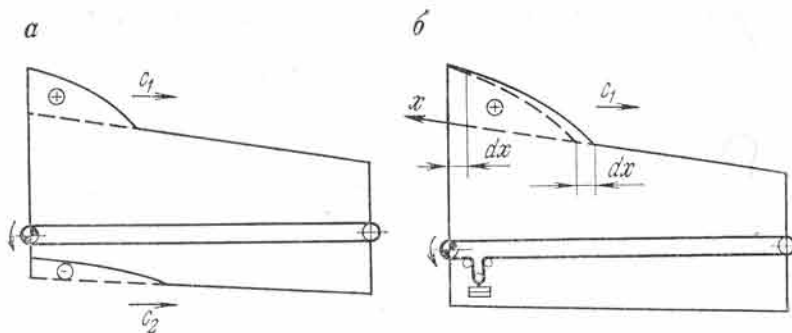


Рис. 4.24. Схемы распространения фронта упругой волны в конвейерной ленте при жестком (а) и податливом (б) натяжных устройствах

водному барабану избыточного момента по грузовой ветви ленты будет распространяться упругая волна растяжения. Деформации растяжения ленты компенсируются податливым натяжным устройством. Динамическое натяжение ленты $S_{нб.д}$ в точке набегания на барабан равно скорости приращения количества движения участка ленты длиной dx , вовлеченного в движение:

$$S_{нб.д} = d(mv)/dt. \quad (4.55)$$

Количество движения определим из выражения

$$d(mv) = v_{нб} dm = v_{нб} \rho dx = v_{нб} \rho c dt, \quad (4.56)$$

где $v_{нб}$ — скорость ленты в точке набегания, м/с.

Подставляя формулу (4.56) в (4.55), получим

$$S_{нб.д} = \rho c v_{нб}. \quad (4.57)$$

Достигнув границы грузовой и порожняковой ветвей, волна растяжения частично преломится и перейдет на порожняковую ветвь, а частично отразится и ее фронт будет распространяться по грузовой ветви к точке набегания. Преломленная волна, направляясь по порожняковой ветви, достигнет натяжного устройства и, отразившись от него, начнет распространяться в противоположном направлении. Динамическое натяжение в точке набегания будет возрастать после первого пускового импульса до тех пор, пока вторая волна не достигнет точки набегания. Интенсивность первой волны, отраженной от границы грузовой и порожняковой ветвей ленты, значительно слабее, поэтому она не вызовет заметного уменьшения $S_{нб.д}$. Таким образом максимального значения динамическое натяжение достигнет через время

$$t' = 2(L_K/c_1 + L_K/c_2), \quad (4.58)$$

после приложения к барабану избыточного момента (L_K — длина конвейера, м).

Для определения закона изменения скорости движения ленты в точке набегания приведем вращающиеся массы привода к ободу барабана. Привод представим в виде сосредоточенной массы $m_{пр}$ (кг), на которую действует избыточное усилие $F_{изб}$ (Н):

$$\begin{aligned} F_{изб} &= M_{изб} i \eta / R_6; \\ m_{пр} &= k' (GD_p^2) i^2 / (4gR_6^2), \end{aligned} \quad (4.59)$$

где i — передаточное отношение редуктора; η — к. п. д. привода; GD_p^2 — маховой момент ротора двигателя; $k' = 1,3 \div 1,4$ — коэффициент, учитывающий инерцию редуктора, соединительных муфт и барабана, R_6 — радиус барабана. Пренебрежем упругим удлинением ленты на барабане и примем $v_{нб} = v_{сб} = v$, где v — скорость приведенной массы привода.

Так как избыточный момент $M_{изб}$ и, следовательно, избыточное окружное усилие $F_{изб}$ затрачиваются на приведение в движение ленты, вследствие чего появляется $S_{нб.д}$, а также на преодоление инерции привода $m_{пр}$, то

$$F_{изб} = S_{нб.д} + m_{пр} \frac{dv}{dt}. \quad (4.60)$$

Подставим в выражение (4.60) $S_{нб.д}$ из формулы (4.57) и получим дифференциальное уравнение первого порядка, решение которого при $F_{изб} = \text{const}$ имеет вид

$$v = \frac{F_{изб}}{c_1 \rho_1} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t} \right). \quad (4.61)$$

Затем подставим уравнение (4.61) в формулу (4.57) и получим

$$S_{нб.д} = F_{изб} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t} \right). \quad (4.62)$$

Максимальное значение $S_{нб.д}$ можно найти, подставив в (4.62) $t = t'$, полученное по формуле (4.58).

Современные ленточные конвейеры оборудованы приводами с асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями или с фазовым ротором, характеристика которых имеет вид, изображенный на рис. 4.25. На этом же рисунке показана аппроксимация этой характеристики линейной зависимостью вида

$$F''_{изб} = F_{изб.0} + \beta v, \quad (4.63)$$

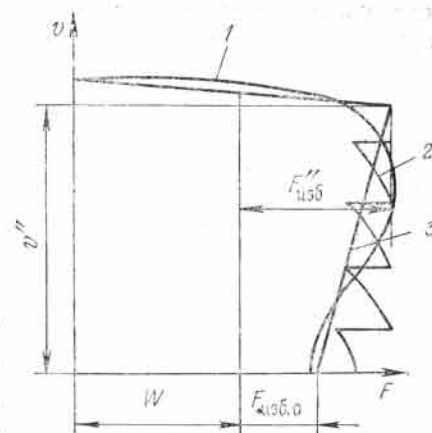


Рис. 4.25. Механические характеристики привода с асинхронным короткозамкнутым электродвигателем (1), с двигателем с фазовым ротором (2) и их линейная аппроксимация (3)

где β — угловой коэффициент механической характеристики привода. Из формулы (4.63) видно, что

$$\beta = (F''_{изб} - F_{изб.0})/v''.$$

Решение дифференциального уравнения (4.60) с учетом (4.63) относительно v и $S_{нб.д}$ будет иметь следующий вид:

$$v = \frac{F_{изб}}{c_1 \rho_1 - \beta} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 - \beta}{m_{пр}} t} \right); \quad (4.64)$$

$$S_{нб.д} = F_{изб} \frac{c_1 \rho_1}{c_1 \rho_1 - \beta} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 - \beta}{m_{пр}} t} \right). \quad (4.65)$$

Как отмечалось ранее, в конвейере с жестким натяжным устройством одновременно с возрастанием $S_{нб.д}$ снижается $S_{сб.д}$ и дифференциальное уравнение, описывающее колебательные процессы в ленте с учетом аппроксимированной характеристики привода, имеет вид

$$m_{пр} dv/dt + S_{нб.д} - S_{сб.д} = F_{изб.0} + \beta v, \quad (4.66)$$

где $S_{сб.д} = -c_2 \rho_2 v$ [см. формулу (4.57)]. Знак «—» показывает, что волны сжатия, распространяющиеся по порожняковой ветви, снижают статические натяжения. Решения уравнения (4.66) относительно скорости v и натяжений $S_{нб.д}$ и $S_{сб.д}$ имеют вид

$$v = \frac{F_{изб.0}}{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta}{m_{пр}} t} \right); \quad (4.67)$$

$$S_{нб.д} = F_{изб.0} \frac{c_1 \rho_1}{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta}{m_{пр}} t} \right); \quad (4.68)$$

$$S_{сб.д} = F_{изб.0} \frac{c_2 \rho_2}{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta}{m_{пр}} t} \right). \quad (4.69)$$

Так же как и при податливом натяжном устройстве, отраженные волны существенно не влияют на изменение $S_{нб.д}$ и $S_{сб.д}$. Натяжения достигнут экстремальных значений через время $t'' = (L_k/c_1 + L_k/c_2)$, т. е. после того, как прямые волны растяжения и сжатия распространятся по обеим ветвям конвейерной ленты.

Из полученных формул видно, что динамические натяжения пропорциональны $F_{изб}$. Поэтому необходимо задаться таким $F_{изб}$, чтобы $S_{нб.д}$ и $S_{сб.д}$ не превосходили допустимых значений. Если привод разовьет при пуске весьма большое $F_{изб}$, то может произойти резкий разгон ленты и она достигнет номинальной скорости v_n за время, меньшее, чем время прохода фронтом упругих волн в прямом и обратном направлениях всего контура ленты. Таким образом, время разгона $t_p < t'$ (при податливом натяжном устройстве) и $t_p < t''$ (при жестком натяжном устройстве). Обозначим скорость смещения фронта упру-

гой волны v_n и по формуле (4.57) получим максимально возможные значения динамических натяжений

$$\begin{aligned} S'_{нб.д} &= v_n c_1 \rho_1 \quad \text{и} \\ S'_{сб.д} &= -v_n c_2 \rho_2. \end{aligned} \quad (4.70)$$

Соответствующие значения $F_{изб}$ получим подстановкой выражения (4.70) в формулы (4.65) и (4.68):

для конвейера с податливым натяжным устройством, установленным у привода

$$F'_{изб} = \frac{v_n (c_1 \rho_1 - \beta)}{1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 - \beta}{m_{пр}} t}}, \quad (4.71)$$

для конвейера с жестким натяжным устройством

$$F'_{изб} = \frac{v_n (c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta)}{1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2 - \beta}{m_{пр}} t}}. \quad (4.72)$$

На рис. 4.26 показана зависимость изменения динамических натяжений ленты от избыточного усилия привода. Из анализа выражений (4.68) и (4.69) видно, что соотношение динамических натяжений ленты в точках набегания на барабан и сбегания с него пропорционально скоростям распространения упругих волн в ветвях ленты. Таким образом, с учетом (4.54) и (4.55), можно написать следующее соотношение:

$$S_{нб.д}/S_{сб.д} = c_1 \rho_1 / (c_2 \rho_2) = c_2 / c_1. \quad (4.73)$$

Отсутствие пробуксовки ленты на приводном барабане при пуске обеспечивается при условии

$$\frac{S_{нб} + S_{нб.д}}{S_{сб} - |S_{сб.д}|} \leq e^{\mu \alpha_0}. \quad (4.74)$$

Из формул (4.73) и (4.74) получим допустимое увеличение натяжения по условию отсутствия пробуксовки ленты на приводе в период пуска:

для конвейера с жестким натяжным устройством

$$|S_{нб.д}| < \frac{e^{\mu \alpha_0} S_{сб} - S_{нб}}{1 + e^{\mu \alpha_0} \frac{c_1}{c_2}}, \quad (4.75)$$

для конвейера с податливым натяжным устройством, установленным у привода

$$|S_{нб.д}| < S_{сб} e^{\mu \alpha_0} - S_{нб}. \quad (4.76)$$

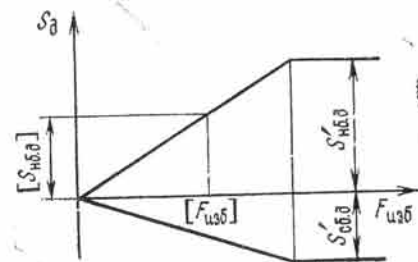


Рис. 4.26. График зависимости динамических натяжений S_d ленты от избыточного усилия $F_{изб}$ привода

Откладывая на графике (см. рис. 4.26) значение $[S_{нб.д}]$, полученное из формулы (4.75) или (4.76), определяем допустимое $[F_{изг}]$, которое сравниваем с избыточным усилием привода $F_{изб}$. Если выполняется условие $[F_{изб}] > F_{изб}$, то пуск конвейера будет происходить без пробуксовки.

Для расчета времени пуска конвейера воспользуемся уравнением движения

$$m_k \frac{dv}{dt} = F_{изб.о} + \beta v, \quad (4.77)$$

где m_k — движущиеся массы разгоняющегося конвейера, определяемые по формуле

$$m_k = m_{пр} + (q_{гп} + 2q_{л} + q_{р'} + q_{р''}) L_k. \quad (4.78)$$

Воспользуемся уравнением (4.77) для определения времени разгона и получим

$$t_p = \int_0^v \frac{m_k dv}{F_{изб.о} + \beta v} = \frac{m_k}{\beta} \ln \left(\frac{F_{изб} + \beta v}{F_{изб}} \right). \quad (4.79)$$

Ранее отмечалось, что для улучшения условий пуска горизонтальных конвейеров большой длины или слабонаклонных конвейеров необходимо перед их разгоном натянуть ленту приводом при помощи специальной предварительной ступени, чтобы диаграмма натяжений по контуру имела такой же характер, как и при установившемся движении. В этом случае время пуска будет определяться по формуле

$$t_{п} = t_{тр} + t_p, \quad (4.80)$$

где $t_{тр}$ — первая фаза пуска или фаза трогания конвейера с места.

За время $t_{тр}$ все точки конвейерной ленты должны прийти в движение, поэтому запишем

$$t_{тр} = L_k / c_1^* + L_k / c_2^*. \quad (4.81)$$

Для горизонтальных конвейеров значительной длины время трогания, рассчитанное по формуле (4.81), может оказаться очень большим. Задержка на предварительной ступени привода существенно увеличит общую длительность пуска. При отсутствии предварительной ступени динамические натяжения в фазе трогания могут быть значительно больше, чем в фазе разгона. Поэтому существует такое оптимальное усилие на предварительной ступени привода, при котором натяжение в этой фазе пуска не будет превышать натяжение ленты в последующей фазе. Но общее время пуска уменьшится, так как к концу фазы трогания привод будет иметь определенную скорость $v_{тр}$.

Обозначим предварительное натяжение конвейерной ленты через S_0 . Уравнение движения приведенной массы привода для фазы трогания будет иметь вид

$$m_{пр} \frac{dv}{dt} + S_{нб.д} = F - W_{ст}, \quad (4.82)$$

где F — полное усилие привода; $W_{ст}$ — статическое сопротивление движению ленты. При $t=0$ $W_{ст}=0$, а затем оно нарастает по мере вовлечения конвейерной ленты в движение, т. е.

$$W_{ст} = c_1^* \rho_1 g \omega t, \quad (4.83)$$

где c_1^* — скорость распространения фронта упругой волны по грузовой ветви ленты в период трогания; ρ_1 — линейная плотность движущихся частей грузовой ветви; ω — коэффициент сопротивления движению ленты.

В конце фазы трогания принимаем $W_{ст} = W$, где W — сумма статических сопротивлений движению ленты. С учетом (4.83) и (4.57) уравнение (4.82) принимает вид

$$m_{пр} \frac{dv}{dt} + c_1 \rho_1 v = F - c_1^* \rho_1 g \omega t. \quad (4.84)$$

Решения уравнения (4.84) относительно скорости ленты v и динамического натяжения $S_{нб.д}$ имеют вид:

$$v = \frac{1}{c_1 \rho_1} \left[(F + \lambda g \omega m_{пр}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t} \right) - \lambda c_1 \rho_1 g \omega t \right], \quad (4.85)$$

$$S_{нб.д} = (F + \lambda g \omega m_{пр}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t} \right) - \lambda c_1 \rho_1 g \omega t, \quad (4.86)$$

где $\lambda = c_1^* / c_1$ — коэффициент, зависящий от ускорения на фронте упругой волны.

Из теории волновых процессов известно, что

$$\lambda = 1 / \sqrt{1 + \frac{g \omega m_{пр}}{F}}. \quad (4.87)$$

При работе привода на предварительной ступени с оптимальным усилием F_1 натяжение ленты достигнет максимума к моменту времени $t_{тр}$

$$S_{max} = S_0 + W + S_{нб.д} \quad (4.88)$$

или с учетом (4.83) и (4.86)

$$S_{max} = S_0 + (F_1 + \lambda g \omega m_{пр}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t_{тр}} \right). \quad (4.89)$$

После подстановки значения λ из (4.87) формула для определения максимального натяжения будет иметь вид

$$S_{max} = S_0 + F_1 \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \lambda \right) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{пр}} t_{тр}} \right). \quad (4.90)$$

В период разгона максимальное натяжение находят из формулы

$$S_{\max} = S_0 + W + [S_{\text{нб.д}}], \quad (4.91)$$

где $[S_{\text{нб.д}}]$ — допустимое по условию пробуксовки натяжение, определяемое по (4.76) с учетом (4.62) при подстановке $F_{\text{изб}} = F_2 - W$; F_2 — усилие привода в период разгона.

Оптимальное усилие на предварительной ступени F_1 найдем, приравняв правые части выражений (4.90) и (4.91):

$$F_1 = \frac{[S_{\text{нб.д}}] + W}{\left(1 + \frac{1}{\lambda} - \lambda\right) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{\text{пр}}} t_{\text{тр}}}\right)}. \quad (4.92)$$

Если привод управляется при пуске по времени, то продолжительность действия предварительной ступени равна $t_{\text{тр}}$. При управлении приводом по скорости переключение с предварительной ступени следует осуществлять после достижения скорости $v_{\text{тр}}$, определяемой по (4.85) при подстановке $t = t_{\text{тр}}$.

Торможение конвейера. При затормаживании приводного барабана конвейерная лента не сразу останавливается по всему контуру. Более отдаленные от привода участки ленты будут продолжать движение и набегать на передние участки, образуя продольные упругие волны, провесы между роликами, складки и т. д. Кроме того, вследствие нарушения соотношения $S_{\text{нб}}$ и $S_{\text{сб}}$ может возникнуть пробуксовка ленты по барабану. Во избежание этих нежелательных явлений, необходимо обеспечить соответствующий режим торможения.

Наиболее сложен режим экстренного торможения горизонтальных конвейеров значительной длины и наклонных конвейеров, транспортирующих груз вниз с приводом, установленным внизу. Обычное торможение горизонтальных конвейеров производят после свободного выбега, в конце которого накладывают тормоза. При экстренном торможении такой режим недопустим, так как при длительном выбеге груженого конвейера перегрузочное устройство на следующий конвейер может быть засыпано грузом.

На рис. 4.27 приведены схемы распространения фронта упругих волн сжатия и растяжения при торможении горизонтальных ленточных конвейеров с податливым натяжным устройством в голове конвейера (рис. 4.27, а) и с жестким натяжным устройством (рис. 4.27, б). Уравнение движения приведенной к ободу барабана массы привода при торможении конвейера с податливым натяжным устройством имеет вид

$$m_{\text{пр}} \frac{d(v_{\text{н}} - v)}{dt} + c_1 \rho_1 (v_{\text{н}} - v) = W + F_{\text{т}}, \quad (4.93)$$

где $v_{\text{н}}$ — скорость установившегося движения; v — текущая скорость при торможении; $F_{\text{т}}$ — приведенное к ободу барабана

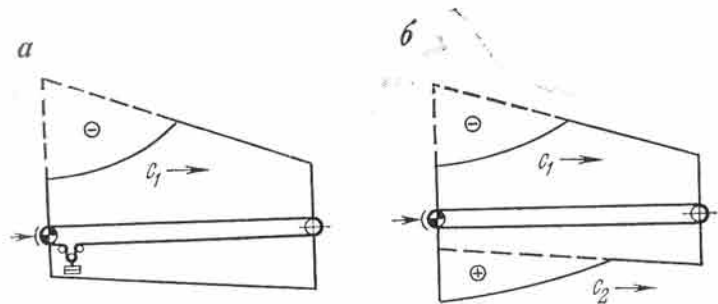


Рис. 4.27. Схемы распространения волн динамических натяжений в ленте при торможении конвейера

тормозное усилие. При $F_{\text{т}} = 0$ уравнение (4.93) описывает свободный выбег.

Динамическую составляющую натяжения определяют по формуле

$$S_{\text{нб.д}} = -c_1 \rho_1 (v_{\text{н}} - v) = -(W + F_{\text{т}}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1}{m_{\text{пр}}} t}\right). \quad (4.94)$$

$S_{\text{нб.д}}$ достигнет максимального значения при $t = 2L_{\text{к}}/c_1$ или $t = 2(L_{\text{к}}/c_1 + L_{\text{к}}/c_2)$ в зависимости от интенсивности отраженной волны от границы груженой и порожней ветвей ленты.

Для ленточного конвейера с жестким натяжным устройством решение уравнения движения массы привода дает следующие результаты:

$$S_{\text{нб.д}} = -\frac{c_1 \rho_1}{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2} (W + F_{\text{т}}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2}{m_{\text{пр}}} t}\right); \quad (4.95)$$

$$S_{\text{сб.д}} = \frac{c_2 \rho_2}{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2} (W + F_{\text{т}}) \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 + c_2 \rho_2}{m_{\text{пр}}} t}\right). \quad (4.96)$$

При жестком натяжном устройстве от привода по порожней ветви распространяется волна растяжения, поэтому $S_{\text{нб.д}}$ и $S_{\text{сб.д}}$ достигнут экстремальных значений через время

$$t = L_{\text{к}}/c_1 + L_{\text{к}}/c_2.$$

Условие отсутствия пробуксовки ленты на приводном барабане при торможении будет иметь следующий вид:

$$\frac{S_{\text{сб}} + S_{\text{сб.д}}}{S_{\text{нб}} - |S_{\text{нб.д}}|} = e^{\mu \alpha}. \quad (4.97)$$

Подставим в формулу (4.97) $S_{\text{нб.д}}$ и $S_{\text{сб.д}}$ из выражений (4.95), (4.96) и рассчитаем допустимое тормозное усилие $[F_{\text{т}}]$.

Для наклонных конвейеров, транспортирующих груз на подъем, необходимо выполнение условия, исключающего об-

$$F_r \geq k(W_t - W_0), \quad (4.98)$$

Время торможения, полученное в результате решения уравнения (4.77) с теми же допущениями, что и при определении времени пуска

$$t_T = \frac{m_K v_H}{F_T + W}, \quad (4.99)$$

4.4. РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Радиус переходных кривых между участками с различными углами наклона должен быть таким, чтобы на выпуклых участках не возникало больших сопротивлений. Расчетами установлено, что это достигается соблюдением условия

$$R \geq 12B. \quad (4.100)$$

204

Таблица 4.5

Показатели	Роликоопора											
	двухроликовая		трехроликовая				четырёхроликовая		пятироликовая			
Угол наклона боковых роликов, градус	15		20	20	30	36		18; 54		18; 54		
Угол естественного откоса груза на ленте, градус	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20
Коэффициент	450	535	470	550	550	625	585	655	650	715	600	675

$$R \geq S/(q_n \cos^2 \beta'), \quad (4.101)$$

В соответствии с требованиями, независимо от результата, полученного по формуле (4.101), R не должен быть менее 50 м.

Используя выражения (1.6) и (1.7), можно записать

$$Q = 3600 F v \gamma. \quad (4.102)$$

Сравнивая (4.102) и (1.38), выражение (4.102) можно привести к виду

$$Q = C_H B^2 \gamma v,$$

Значения коэффициента C_n для различных форм поперечного сечения груза на конвейерной ленте приведены в табл. 4.5.

Приведенные в табл. 4.5 значения коэффициента C_n при установке конвейера под углом более 12° необходимо уменьшить, так как при повышении угла наклона толщина слоя груза на ленте меньше. Поэтому табличные значения коэффициента C_n умножают на коэффициент k_p , значения которого приведены ниже.

Угол установки конвейера β ,

градус	.	.	.	.	.	.	12	14	16	18	20
$\alpha_{\text{в}}$	.	.	.	.	.	.	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9

Из выражения (1.38) получим ширину ленты, при которой обеспечивается заданная производительность

$$B = \sqrt{\frac{Q}{C_{\text{п}} \gamma v}} \quad (4.103)$$

В формуле (4.103) неизвестной величиной является скорость конвейерной ленты v (м/с), которую можно принимать на основе данных, приведенных в табл. 4.6.

Применяют конвейеры со скоростью движения ленты 8—10 м/с. Такие скорости требуют высокой точности изготовления роликов и их балансировки, что связано с повышением стоимости изготовления конвейера. Однако повышение скорости является перспективным направлением, так как при одинаковой производительности можно выбрать ленту с меньшей шириной [см. выражение (4.103)], уменьшить расчетную массу груза на ленте [см. выражение (1.3)] и сделать роликовый став конвейера более легким.

Для инженерных расчетов формулу (4.103) используют в виде

$$B \geq 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{C_{\text{п}} \gamma v}} + 0,05 \right) \quad (4.104)$$

где 1,1 — коэффициент запаса, учитывающий возможное кратковременное увеличение грузопотока; 0,05 м — запас по ширине конвейерной ленты для снижения просыпи.

Ширину ленты, полученную из выражения (4.104), проверяют по крупности транспортируемого груза. Если груз содержит до 15% кусков размером 0,8 $a'_{\text{max}} - a'_{\text{max}}$, то ширина ленты должна удовлетворять условию

$$B \geq (2,7 \div 3,2) a'_{\text{max}} \quad (4.105)$$

Для сортированных грузов крупностью 50 мм ширина ленты должна быть выбрана из условия

$$B \geq (3,3 \div 4,0) a'_{\text{ср}} \quad (4.106)$$

Из значений ширины ленты, полученных по формулам (4.104), (4.105) и (4.106), принимают большее и округляют до

Таблица 4.6

Объемная производительность конвейера, м³/ч	Скорость ленты, м/с, при транспортировании грузов	
	рыхлых и полускальных	скальных
400—800	1,6; 2; 2,5	1,6; 2
1000—2500	2,5; 3,15	2; 2,5
2500—5000	3,15; 4,5	2,5; 3,15
5000—8000	4,15; 5,3	3,15
8000—12000	4,15; 6,3	3,15; 4,5
12000 и более	6,3	4,5

стандартного (800, 1000, 1200, 1400, 1800, 2000, 2500, 3000 мм).

Далее переходят к выполнению тягового расчета, для чего изображают на чертеже контур конвейера (см. рис. 4.23) и от точки с минимальным натяжением S_{min} , которое определяют по формуле (4.44) или (4.45), начинают обход по контуру к точкам набегания ленты на привод и сбегания с него. Таким образом определяют натяжения во всех характерных точках. Для расчета сопротивлений движению ленты при установившемся движении используют выражения (4.26) и (4.27), которые после упрощения имеют следующий вид:

для грузовой ветви

$$W_{\text{гр}} = L [(q_{\text{гр}} + q_{\text{л}} + q_{\text{р}}') \cos \beta \omega \pm (q_{\text{гр}} + q_{\text{л}}) \sin \beta] \quad (4.107)$$

для порожняковой ветви

$$W_{\text{пор}} = L [(q_{\text{л}} + q_{\text{р}}'') \cos \beta \omega \pm q_{\text{л}} \sin \beta] \quad (4.108)$$

В этих выражениях вес груза, приходящийся на 1 м ленты, определяют по формуле, полученной из выражения (1.5)

$$q_{\text{гр}} = Qg/(3,6v), \quad (4.109)$$

где $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения.

Значения $q_{\text{р}}'$ и $q_{\text{р}}''$ определяют по формулам

$$q_{\text{р}}' = n' \frac{m_{\text{р}}'}{l'} g; \quad q_{\text{р}}'' = n'' \frac{m_{\text{р}}''}{l''} g, \quad (4.110)$$

где $m_{\text{р}}'$ и $m_{\text{р}}''$ — соответственно масса роликов на грузовой и порожняковой ветвях конвейера, кг; n' и n'' — число роликов в роликотопоре соответственно на грузовой и порожняковой ветвях; l' и l'' — расстояния между роликотопорами соответственно на грузовой и порожняковой ветвях ($l' = 1 \div 1,2$ м; $l'' = 2 \div 3,6$ м).

Значения коэффициента сопротивления принимают по табл. 4.4. При приближенных расчетах пользуются общим коэффициентом сопротивления ω , а при точных — отдельно для грузовой $\omega_{\text{г}}$ и порожняковой $\omega_{\text{п}}$ ветвей.

При точных расчетах по выражению (4.24) определяют коэффициент сопротивления с учетом окружающей температуры.

В выражениях (4.107) и (4.108) неизвестной величиной является вес 1 м конвейерной ленты, который невозможно определить, пока не выбран тип ленты. Поэтому в предварительных расчетах можно воспользоваться формулой

$$q_{\text{л}} \approx (0,15 \div 0,35) B, \quad (4.111)$$

где $q_{\text{л}}$ — вес 1 м ленты, Н; B — ширина ленты, см.

Сосредоточенные сопротивления определяют по формулам (4.29), (4.30), (4.31), (4.36), (4.37), (4.38), (4.39), (4.41) и (4.42).

Далее по максимальному натяжению $S_{\max}$ (Н) принимают тип ленты и ее прочность с учетом вида транспортируемого груза и условий эксплуатации.

Для высокопроизводительных конвейеров большой протяженности предпочтительнее принимать резинотросовую ленту, обладающую высокими эксплуатационными качествами: большим сроком службы, высокой износостойкостью и малым относительным удлинением.

Для тканевых конвейерных лент определяют число прокладок i_n :

$$i_n = S_{\max} m / (B \sigma_p), \quad (4.112)$$

где σ_p принимают по табл. 4.1. Число прокладок желательно выбирать в диапазоне 4—7, что обеспечивает достаточную гибкость и каркасность ленты. Запас прочности m принимают в соответствии с рекомендациями, приведенными в разд. 4.2.

Для резинотросовых лент определяют разрывное усилие (Н), отнесенное к 1 мм ширины ленты:

$$\sigma_p = S_{\max} m / B, \quad (4.113)$$

и в зависимости от его величины принимают тип ленты, руководствуясь данными, приведенными в табл. 4.2.

После выбора конвейерной ленты можно точно определить вес (Н) 1 м тканевой ленты

$$q_n = 1,1 \cdot 10^{-3} B (\delta i_n + h_1 + h_2) g, \quad (4.114)$$

где B — ширина ленты, мм; 1,1 — плотность резины, т/м³; δ — толщина прокладки ($\delta = 1 \div 1,5$ мм); h_1 и h_2 — соответственно толщина верхней и нижней обкладок (см. табл. 4.1), мм.

Вес 1 м резинотросовой ленты определяют по формуле

$$q_n = m_n B g, \quad (4.115)$$

где m — масса 1 м² резинотросовой ленты (см. табл. 4.2), кг.

Если значение q_n , рассчитанное по формуле (4.114) или (4.115), значительно отличается от полученного по (4.111), то расчет повторяют уже с уточненным значением q_n .

Получив значения натяжений во всех точках контура, определяют мощность привода N (кВт) по формуле

$$N = 1,2 \frac{(S_{нб} - S_{сб})}{1000 \eta} v, \quad (4.116)$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ — соответственно натяжение набегающей на привод и сбегавшей ветвей конвейерной ленты, Н; η — к. п. д. механической передачи ($\eta = 0,8 \div 0,85$); 1,2 — коэффициент за-

Необходимая тяговая способность привода, по которой выбирают схему приводного блока, должна удовлетворять условию

$$S_{нб} / S_{сб} = e^{\mu \alpha / k_{т.с}},$$

где $k_{т.с}$ — коэффициент запаса тяговой способности привода, равный $1,25 \div 2$.

Значение μ принимают по табл. 4.3, а α —, руководствуясь рис. 4.22, где изображены схемы распространенных приводов карьерных ленточных конвейеров.

Если приводное устройство имеет два приводных барабана, то получают распределение тягового усилия между ними по формуле (4.17) и принимают соответствующие мощности двигателей.

Из анализа приведенной методики расчета статических натяжений в ленте при установившемся движении конвейерной ленты видно, что уточненный расчет может потребовать повторных решений, так как некоторыми параметрами ленты приходится сначала задаваться приближенно. Поэтому для сокращения времени целесообразно выполнять расчеты на ЭВМ.

Расчет осуществляют в следующем порядке. Сначала выполняют ориентировочный расчет, который начинают с ввода исходной информации, затем по производительности определяют ширину конвейерной ленты и производят проверку ширины ленты по крупности транспортируемого груза. Большую из двух полученных величин округляют до стандартного значения. Далее делают приближенный и уточненный тяговые расчеты. Приближенный расчет выполняется методом обхода контура конвейера по точкам, который осуществляют дважды, так как при первом обходе неизвестно начальное натяжение ленты. При втором обходе запоминают значения минимальных натяжений на обеих ветвях ленты и максимального натяжения. Минимальное натяжение проверяют по условию допустимого провеса ленты между роlikоопорами. Если хотя бы одно из указанных условий не выполняется, натяжение ленты увеличивают до необходимой величины и осуществляют новый обход по контуру для уточнения натяжений во всех точках.

Затем рассчитывают мощность привода конвейера и прочность конвейерной ленты. После окончания расчета на печать выдаются необходимые результаты: ширина ленты, прочность ленты, мощность привода, тяговый фактор привода, на основании которых подбирают необходимый конвейер.

При выполнении уточненного тягового расчета, который производится после приближенного, учитывают сосредоточенные сопротивления и некоторые факторы, влияющие на коэффициент сопротивления движению, определяют сопротивления на грузовой и порожняковой ветвях и т. д.

Расчет хода натяжного устройства следует вести для периода податливого натяжного устройства следует вести для периода

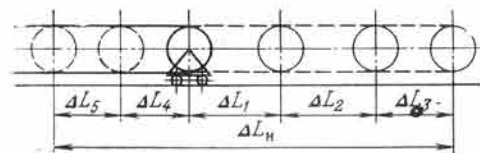


Рис. 4.28. Схема работы натяжного устройства

да обкатки новой ленты и периода нормальной работы. В период обкатки происходит необратимая вытяжка ленты, достигающая на длинных конвейерах значительной величины. Поэтому после обкатки желательно производить перестановку ленты и удалять лишний обрезок.

При нормальной работе ход натяжного устройства складывается из следующих составляющих (рис. 4.28): ΔL_1 — ход, компенсирующий необратимую вытяжку ленты; ΔL_2 — ход, компенсирующий удлинение ленты при переходе от режима холостого хода к режиму полной загрузки ленты; ΔL_3 и ΔL_4 — ход, компенсирующий динамические удлинения ленты соответственно при пуске груженого конвейера и при его торможении.

Ход ΔL_1 зависит от свойств ленты и длительности ее обкатки. Если после обкатки производится перестановка ленты, то принимают $\Delta L_1 = 0$.

Ход ΔL_2 определяется по формуле

$$\Delta L_2 = (S'_{нб} - S''_{нб}) L_k / (2E_{ст}), \quad (4.117)$$

где $S'_{нб}$ и $S''_{нб}$ — натяжение набегающей на привод ветви конвейерной ленты при незагруженной и загруженной ленте соответственно, Н; L_k — длина конвейера, м; $E_{ст}$ — статическая жесткость ленты, Н; $E_{ст} \approx 0,5 E$.

Ход ΔL_3 , равный половине суммы динамических удлинений ленты, определяют из выражения

$$\Delta L_3 = \frac{F_{изб}}{E} \left[L - \frac{m_{пр}}{2\rho} \ln \left(2 - e^{-\frac{2\rho L}{m_{пр}}} \right) \right], \quad (4.118)$$

где $\rho = 0,25 (\rho_1 + \rho_2) + 0,5 \sqrt{\rho_1 \rho_2}$.

Ход ΔL_4 при торможении конвейера рассчитывают по аналогии с ΔL_3

$$\Delta L_4 = \frac{(W + F_t)}{E} \left[L - \frac{m_{пр}}{2\rho} \ln \left(2 - e^{-\frac{2\rho L}{m_{пр}}} \right) \right]. \quad (4.119)$$

Суммарный конструктивный ход натяжного устройства

$$\Delta L_n = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_4 + \Delta L_5, \quad (4.120)$$

где ΔL_5 — ход, необходимый для ослабления ленты при выполнении стыка, равный удвоенной длине стыка $l_{ст}$.

Мощность двигателя N_n (кВт) лебедки автоматизированного натяжного устройства определяют по режиму пуска

$$N_n = 2S_{сб} v_{ср} / (102\eta),$$

где $v_{ср} = \Delta L_3$ — средняя скорость перемещения каретки натяжного барабана.

При жестком натяжном устройстве натяжная каретка не перемещается, поэтому длина контура ленты остается неизменной, не изменяется также сумма упругих удлинений ленты. На рис. 4.29 изображены диаграммы натяжений ленты конвейера с жестким натяжным устройством при порожней ($1''-2''-3''$) и загруженной ($1'-2'-3'$) лентах. Натяжение ленты в точках возможной установки натяжного устройства увеличивается по сравнению с режимом полной загрузки конвейера на ΔS (Н)

$$\Delta S = 0,25 (W_{2-3г} - W_{2-3х.х}), \quad (4.121)$$

где $W_{2-3г}$ и $W_{2-3х.х}$ — соответственно сопротивление движению верхней ветви ленты при полной ее загрузке и незагруженной, Н.

Усилие каната лебедки жесткого натяжного устройства следует рассчитывать по режиму холостого хода.

При конструировании ленточных конвейеров с любыми типами натяжных устройств рекомендуют для тканевых лент с синтетической основой $\Delta L_n = (0,015 \div 0,03) L_k + 2l_{ст}$, для резиновых лент $\Delta L_n = (0,003 \div 0,004) L_k + 2l_{ст}$.

Расчет пуска конвейера. Расчет начинают с определения жесткости ленты по формуле (4.51), плотности по формулам (4.48), (4.49) и скоростей распространения упругих волн по (4.47).

Затем аппроксимируют механическую характеристику электродвигателя линейной зависимостью $F_{изб} = \varphi(v)$, приводя момент двигателя к приводному барабану. По формуле (4.59) определяют массу привода, приведенную к ободу барабана. Из выражения (4.70) находят максимальные динамические натяжения, а по (4.71) или (4.72) определяют $F_{изб}$. Далее строят график $S_d = \varphi(F_{изб})$ (см. рис. 4.26), находят $[F_{изб}]$, которое сравнивают с характеристикой привода, предполагаемого к установке. Затем проверяют отсутствие пробуксовки. При необходимости корректируют механическую характеристику привода или величину предварительного натяжения ленты S_0 .

По формуле (4.78) получают приведенную массу движу-

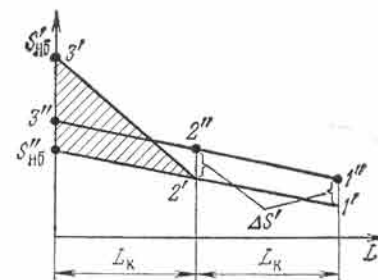


Рис. 4.29. Диаграммы натяжений ленты конвейера с жестким натяжным устройством

щихся элементов конвейера, а по формуле (4.79) — время разгона конвейера.

Для горизонтального конвейера большой длины определяют время трогания [см. формулу (4.81)] и полное время пуска [см. формулу (4.80)]. По формуле (4.92) находят оптимальное тяговое усилие привода на предварительной ступени.

4.5. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ КОНВЕЙЕРОВ

К специальным типам конвейеров относят ленточно-канатные, крутонаклонные и конвейеры для перемещения крупнокузовых грузов. В настоящее время на открытых разработках используют ленточно-канатные конвейеры, крутонаклонные, а конвейеры для крупнокузовых грузов находятся в стадии опытно-промышленных испытаний.

Основная отличительная особенность ленточно-канатного конвейера (рис. 4.30) — использование отдельных тягового и грузонесущего органов.

Тяговым органом служат два параллельных замкнутых каната, приводящихся в движение шкивами приводного устройства. В ленточно-канатных конвейерах используют стальные канаты односторонней свивки с линейным касанием проволок. Диаметр канатов принимают от 32 до 50 мм.

Грузонесущая лента специальной конструкции (рис. 4.30, б) снабжается одной или двумя тканевыми прокладками и имеет по краям продольные утолщения с клиновидными канавками. Для придания ленте поперечной жесткости внутри нее через 60—100 мм завулканизированы стальные стержни (рессоры) прямоугольного или квадратного поперечного сечения. Продольными канавками лента ложится на тяговые канаты и движется вместе с ними. Из рис. (4.30, б) видно, что утолщения, которыми лента ложится на канаты грузовой ветви, могут располагаться ближе к продольной оси ленты, что позволяет принимать ленту большей ширины. На современных ленточно-канатных конвейерах используют ленты шириной 760—1400 мм.

Тяговые канаты поддерживаются роликами, установленными на балансирах, вследствие чего уменьшаются перегибы канатов при движении. Для снижения износа канатов ролики футеруют специальными пластмассами. Роликоопоры устанавливают на вертикальных стойках через определенные интервалы. В головной и хвостовой частях конвейера лента огибает разгрузочный и натяжной барабаны. При подходе к барабанам тяговые канаты выводятся из-под ленты или подводятся под нее при помощи системы отклоняющих роликов (см. рис. 4.30, а).

Натяжение канатов и ленты осуществляется натяжными устройствами грузового или лебедочного типа, конструкция которых аналогична устройствам, используемым в обычных ленточных конвейерах.

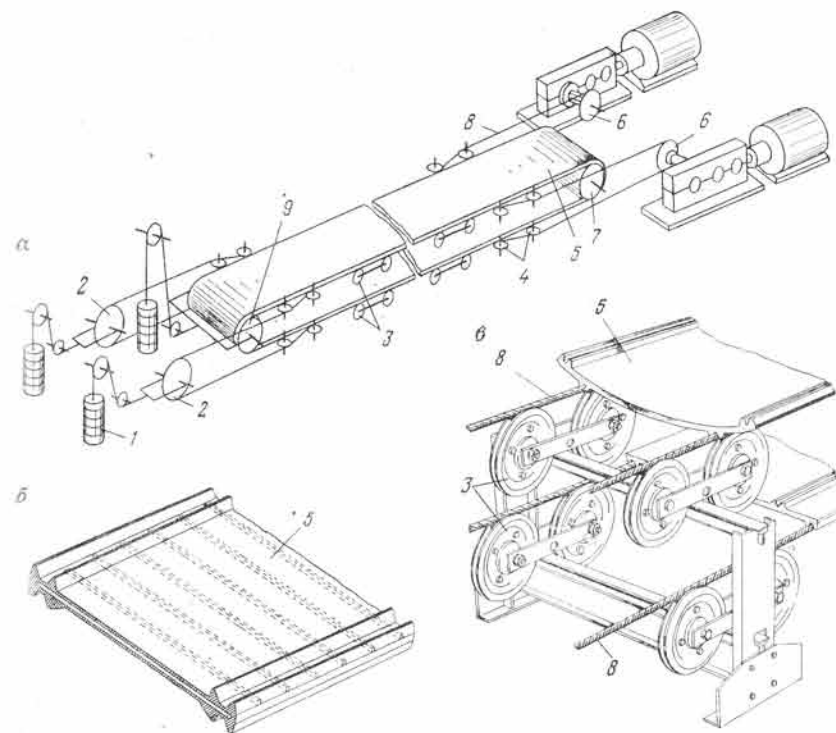


Рис. 4.30. Принципиальная схема (а), конструкция ленты (б) и конструкция средней части (в) ленточно-канатного конвейера:

1 — натяжной груз; 2 — натяжные шкивы тяговых канатов; 3 и 4 — соответственно поддерживающие и отклоняющие ролики; 5 — специальная конвейерная лента; 6 — приводные шкивы; 7 — разгрузочный барабан; 8 — тяговые канаты; 9 — натяжной барабан

Приводное устройство состоит из двух шкивов с отдельными приводами. Каждый шкив приводится во вращение от электродвигателя через редуктор.

Современные ленточно-канатные конвейеры имеют производительность 600—3000 т/ч при скорости движения ленты 2—4 м/с. Разрабатываются проекты создания ленточно-канатных конвейеров со скоростью ленты до 7 м/с. Их рекомендуют применять на трассах с углом наклона до 12°. Основное достоинство ленточно-канатных конвейеров — их большая длина, достигающая 15 км. Анализ конструкций современных ленточно-канатных конвейеров показывает, что их металлоемкость при одинаковой производительности и длине меньше, чем у ленточного. Кроме того, вследствие меньшего коэффициента сопротивления движению канатов с лентой по роликам они менее энергоемки.

Недостатки ленточно-канатных конвейеров — ограниченная крупность транспортируемых грузов (до 300 мм), сложная и

громоздкая конструкция приводного устройства. Основная область их применения — магистральные стационарные линии большой длины.

Расчет ленточно-канатного конвейера принципиально не отличается от расчета обычного ленточного конвейера. Производительность определяют по формуле

$$Q = C_n \gamma v B^2,$$

где C_n — коэффициент производительности, зависящий от угла естественного откоса транспортируемого груза и от формы желоба (для угля $C_n = 270$, для руды $C_n = 290$).

Тяговый расчет, так же как и для ленточных конвейеров, выполняют методом обхода контура по точкам, при этом распределенные сопротивления (H) определяют по следующим формулам:

на грузовой ветви

$$W_r = L [(q_{rp} + q_{rl} + 2q_k) (w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_p' w];$$

на порожняковой ветви

$$W_n = L [(q_{nl} + 2q_k) (w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_p'' w],$$

где q_l — вес 1 м ленты, H (при ширине ленты 800—1400 мм составляет 150—480 Н/м); $q_k = 20 \div 30$ — вес 1 м каната; $w = 0,013 \div 0,027$ — коэффициент сопротивления движению, причем большие значения относятся к футерованным роликам; q_p' и q_p'' — соответственно вес вращающихся частей роликов на грузовой и порожняковой ветвях, отнесенный к 1 м длины конвейера:

$$q_p' = \frac{m_p'}{l'} g; \quad q_p'' = \frac{m_p''}{l''} g,$$

где m_p' , m_p'' — масса вращающихся частей роликоопор соответственно на грузовой и на порожней ветвях (принимается по каталогам заводов-изготовителей).

Сопротивления при огибании тягового каната отклоняющих и натяжных шкивов учитывают коэффициентом увеличения натяжения каната k_y , который при $\alpha_0 = \pi/2$ составляет 1,02—1,03, а при $\alpha_0 = \pi$ — 1,04—1,06.

Проверку отсутствия пробуксовки тяговых канатов по приводным шкивам осуществляют по формуле

$$S_{нб}/S_{сб} \leq e^{\mu \alpha_0},$$

где μ — коэффициент сцепления каната по шкиву, для нефутерованных стальных шкивов и смазанных канатов принимаемый 0,12—0,18, а для футерованных шкивов — 0,4; α_0 — угол обхвата тяговыми канатами шкивов, изменяется в диапазоне 240—270°.

Так как опорные металлоконструкции не связаны между собой, их можно устанавливать на различном расстоянии. В качестве критерия обычно принимают допустимый провес ленты между роликоопорами. Для грузовой ветви допускается стрела провеса 0,01—0,015, а для порожняковой — 0,02—0,03 от длины пролета l_p' (м). Предполагаем, что лента провисает как гибкая нить, тогда

$$l_p' = \frac{S_{ст}}{(12,5 - 8,5) \left(\frac{q_{rp} + q_{rl}}{2} + q_k \right)},$$

где $S_{ст}$ — статическое натяжение ленты в данном пролете, Н, определяемое в результате обхода по контуру.

В среднем расстояние между опорами на грузовой ветви принимают 5—8 м, а на порожняковой 10—16 м.

Крутонаклонными называют конвейеры, способные перемещать насыпные грузы по трассам с углом наклона более 20°.

По принципу удержания груза на конвейерной ленте крутонаклонные конвейеры можно разделить на три группы.

К первой группе относят конвейеры, на которых удержание груза на ленте при больших углах наклона обеспечивается созданием повышенной силы сцепления груза с поверхностью ленты. Для этого используют конвейерные ленты, грузовая поверхность которых имеет выступы небольшой высоты (до 40 мм) различной формы.

Выступам придают такую конфигурацию, при которой, двигаясь по роликоопорам, грузовая ветвь ленты приобретает лотковость, а порожняковая ложится выступами на роликоопору порожняковой ветви. Опыт показывает, что конвейеры с такими лентами могут перемещать насыпные грузы крупностью до 350 мм при углах наклона трассы до 25°. Производительность конвейеров с рифлеными лентами нужно принимать на 30—40% ниже, чем для обычных ленточных конвейеров с одинаковой шириной и скоростью ленты при установке под углом 18°.

Достоинством конвейеров этого типа является возможность использования всех узлов (кроме ленты) от обычных ленточных конвейеров. К недостаткам относят высокую жесткость ленты на изгиб, что позволяет использовать только одnobарабанный привод с углом обхвата лентой приводного барабана 180°, а также трудности, связанные с очисткой ленты из-за риффов, что приводит к быстрой заштыбовке нижней ветви.

Ко второй группе относят конвейеры с лентой глубокой желобчатости (рис. 4.31). Конвейеры этого типа имеют горизонтальный или слабонаклонный загрузочный участок, на котором установлены обычные роликоопоры 1. На переходном участке угол наклона боковых роликов постепенно повышается,

сотой перегородок и частотой их установки. При расчете параметров грузонесущего полотна исходят из того, что груз должен удерживаться на конвейере сплошным слоем, т. е. угол наклона не должен превышать 35° . При больших углах наклона груз удерживается на перегородках отдельными порциями, грузонесущая способность конвейера резко снижается и использование таких конвейеров становится нецелесообразным.

В связи с указанными причинами конвейеры с перегородками используют на коротких (до 100 м) трассах для перемещения сортированных насыпных грузов крупностью до 50 мм.

Расчет параметров грузонесущего полотна крутонаклонного конвейера с перегородками можно выполнить по следующей методике.

Степень заполнения пространства между двумя соседними перегородками оценивают коэффициентом заполнения k_3 , равным отношению площади продольного сечения груза $s_{гр}$ (m^2) ко всей полезной площади сечения s_n (m^2):

$$k_3 = s_{гр}/s_n = 1 - \frac{l_n}{h} \cdot \frac{\sin(\beta - \rho)}{2 \sin(\varphi + \beta - \rho)},$$

где l_n — шаг перегородок, м; h — высота поперечных перегородок, м; β — угол наклона конвейера, градус; ρ — угол естественного откоса груза в движении, градус; φ — угол наклона перегородок к плоскости ленты, градус.

Расчетами установлено, что наибольшее заполнение пространства между перегородками будет при

$$\varphi = 180 - \beta + \rho/2.$$

С учетом «шапки» коэффициент заполнения k_3' корректируют коэффициентом $\xi = 1,3$:

$$k_3' = k_3 \xi,$$

где k_3' — фактический коэффициент заполнения.

Высоту перегородок h (м) принимают по условию устойчивости наибольших кусков с длиной a_{max} и шириной b_{max}

$$h = a_{max}/2 \sin \varphi = \operatorname{ctg} \beta b_{max}/(2k \sin \varphi) + h_1,$$

где $k=2$ — коэффициент запаса устойчивости куска; h_1 — максимальная высота слоя мелких фракций груза у перегородки, м.

В табл. 4.7 приведены рекомендуемые значения высоты перегородок h при соответствующих значениях β и l_n .

Ленточный конвейер для крупнокусковых грузов. Для перемещения насыпных грузов крупностью более 600 мм создан специальный конвейер на ходовых опорах (ленточно-тележечный), автором которого является чл.-кор. АН СССР А. О. Спиваковский.

В ленточно-тележечном конвейере (рис. 4.43) приводное и натяжное устройства аналогичны тем, которые используют в

Таблица 4.7

Угол наклона конвейера β , градус	Высота перегородок, м, при шаге перегородок l_n , м			
	0,2	0,3	0,4	0,5
25	1,2—3,2	2—5	3—5	4—8
35	0,6—1	0,8—1,6	0,8—2,2	0,8—3
45	0,6	0,6—0,8	0,7—1	0,8—1,6
55	0,6	0,6	0,6—0,7	0,7—0,9
65	0,6	0,6	0,6	0,6

обычных ленточных конвейерах. Отличие конвейера заключается в том, что основная часть грузовой ветви конвейерной ленты 1 поддерживается специальными ходовыми тележками 2, связанными между собой цепями 3 и движущимися по направляющим 4. Таким образом, груженная конвейерная лента, свободно лежащая на опорах, перемещается вместе с ними. Такое движение не вызывает шевеление груза на ленте, чем обеспечивается его устойчивость и снижение динамических нагрузок на ленту от действия крупных кусков. Опыт эксплуатации таких конвейеров на рудниках «Аксай» и «Джанатас» (ПО «Каратау») показал, что при ширине ленты 1200 и 1600 мм конвейер может перемещать грузы крупностью 1000 и 1500 мм.

Расчет параметров грузонесущего полотна ленточно-тележечного конвейера можно выполнить, используя формулы, полученные на основе экспериментальных данных. Ширину ленты в зависимости от производительности конвейера определяют из выражения

$$B \geq 1,25 \sqrt{\frac{Q}{C_n v \gamma}},$$

где C_n — коэффициент производительности, который при дугообразной форме поддерживающих ленту элементов принима-

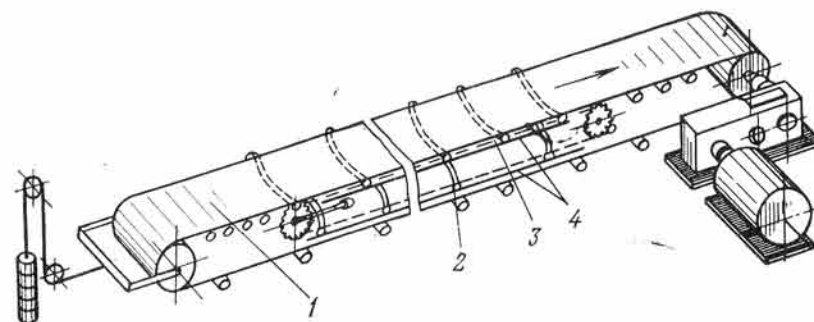


Рис. 4.43. Схема ленточно-тележечного конвейера

ют равным 700. Радиус R (м) поддерживающих элементов получают из формулы

$$R = c' B,$$

где c' — коэффициент, зависящий от гранулометрического состава транспортируемого груза. При содержании в массе груза кусков размером $(0,3 \div 0,5) B$ в количестве 3% $c' = 0,4$; при 3—10%-ном содержании $c' = 0,475$; при содержании более 15% $c' = 0,57$.

Скорость движения грузонесущего полотна принимают в диапазоне 1,5—2 м/с.

Тяговый расчет выполняют, так же как и для обычного ленточного конвейера, методом обхода контура по точкам. Сопротивление движению W_T (Н) грузонесущей ветви ленты на участке совместного движения ходовых тележек и ленты определяют по формуле

$$W_T = L[(q_{г.т} + q_n + 2q_{х.т})w'_{х.т} \cos \beta \pm (q_{г.т} + q_n + q_{х.т}) \sin \beta],$$

где $q_{х.т}$ — вес тележек и цепей, отнесенный к 1 м длины (при $B = 1200$ мм и расстоянии между тележками $l_T = 1,4$ м $q_{х.т} = 400 \div 500$ Н/м; при $B = 1600$ мм, $l_T = 1,4$ м $q_{х.т} = 65 \div 75$ Н/м); $w'_{х.т}$ — коэффициент сопротивления движению тележек по направляющим (из эксперимента $w'_{х.т} = 0,0175 \div 0,02$).

Так как лента связана с цепным тележечным контуром только силами трения, необходимо проверить, достаточно ли выше коэффициент сцепления ψ ленты с поддерживающими элементами, особенно в период пуска, так как при этой операции к статическим сопротивлениям добавляются силы инерции

$$\psi \geq w'_{х.т} \left(1 + \frac{2q_{х.т}}{q_{г.т} + q_n} \right) + \frac{2q_{х.т}a}{g(q_{г.т} + q_n) \cos \beta},$$

где a — ускорение трогания (принимают $a = 0,3$ м/с²).

Для предотвращения проскальзывания ленты относительно тележек поддерживающие элементы футеруют резиной, при этом коэффициент сцепления $\psi = 0,5 \div 0,6$ при сухих поверхностях и $\psi = 0,3 \div 0,4$ при влажных.

4.6. КОНВЕЙЕРЫ РОТОРНЫХ И ЦЕПНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ, ТРАНСПОРТНО-ОТВАЛЬНЫЕ МОСТЫ, ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛИ И ПЕРЕГРУЗАТЕЛИ

Основной элемент транспортных систем роторных и цепных экскаваторов — ленточные конвейеры.

Эта система состоит из последовательно установленных конвейеров, смонтированных на экскаваторе. От рабочего органа роторного экскаватора груз поступает на приемный конвейер, установленный внутри стрелы роторного колеса, и далее перегружается на промежуточный конвейер и на разгрузочный,

установленный на консольной стреле или на мостовой ферме (см. рис. 4.2, а, з).

Особенность конвейеров роторных экскаваторов заключается в том, что в процессе работы изменяется взаимное расположение конвейеров и они могут находиться на одной линии или под некоторым углом друг к другу.

Обычно в транспортную систему экскаватора входят 3—4 конвейера длиной от 20 до 90 м. Для облегчения металлоконструкций, на которых устанавливают конвейеры, скорость ленты принимают по возможности высокой: на приемном конвейере — от 4 до 5,3 м/с, а на остальных постепенно увеличивают. На некоторых роторных экскаваторах скорость ленты разгрузочного конвейера равна 10 м/с.

Производительность конвейеров принимают несколько больше максимальной производительности рабочего органа экскаватора, и в современных экскаваторах она достигает 19 м³/ч при ширине ленты до 3200 мм.

Для увеличения угла наклона роторной стрелы на некоторых экскаваторах приемный конвейер выполняют двухленточным крутонаклонным.

Транспортно-отвальные мосты предназначены для перемещения вскрышных пород поперек фронта выемочных работ, как правило, во внутренние отвалы, реже во внешние (см. рис. 4.2, а, з). Транспортно-отвальный мост представляет собой решетчатую ферму, опирающуюся на две опоры. Внутри фермы установлен один или несколько ленточных конвейеров. Мост либо непосредственно примыкает к экскаватору, либо связывается с ним через систему перегружателей (рис. 4.2, а). Загрузочную часть моста обычно выполняют в виде мостового перегружателя, а разгрузочную — в виде консоли, вылет которой может достигать 190 м. Общая длина транспортной фермы в крупнейших мостах составляет 400 м, производительность — 25600 м³/ч при ширине ленты и скорости установленных конвейеров, изменяющихся соответственно от 1,8 до 2,5 м и от 4 до 10 м/с.

Передвижку транспортно-отвальных мостов осуществляют по многониточным рельсовым путям на ходовых тележках, колеса которых связаны между собой балансирами, обеспечивающими равномерное распределение веса моста между колесами.

Отвалообразователи являются завершающим звеном транспортно-отвального комплекса непрерывного действия, предназначенного для укладки вскрышных пород в отвалы. Так как объем породы, укладываемой в отвал, зависит от вылета разгрузочной консоли отвалообразователя, то стараются создать консоль как можно большей длины, у некоторых отвалообразователей длина консоли превышает 200 м.

Отвалообразователи выполняют по двум конструктивным схемам. В первой — транспортная система состоит из приемно-

го конвейера, установленного на приемной короткой консоли, и отвального, расположенного на отвальной консоли большой длины. Обе стрелы подвешиваются на вантах к мачте, а отвальная консоль уравнивается противовесом (рис. 4.2, б). Приемная консоль может поворачиваться в горизонтальной плоскости, что позволяет принимать груз в одной точке при различном положении отвального конвейера. В некоторых конструкциях отвалообразователей приемный конвейер располагают на мостовой ферме, которая одним концом опирается на платформу отвалообразователя, а другим — на отдельно стоящую передвижную опору (см. рис. 4.3, а).

В отвалообразователях, выполненных по второй конструктивной схеме, применяют конвейер, установленный на ферме, подвешенной на вантах к вертикальной опоре (рис. 4.3, б). На загрузочном конце конвейера помещают тяжелую загрузочную воронку, которая выполняет роль противовеса. Отвалообразователи такого типа применяют для транспортирования скальных грузов крупностью до 500 мм.

Отвалообразователи оборудуют гусеничным, рельсовым, рельсобалочным или шагающим ходом. Наиболее маневренным является гусеничный ход, однако при слабых почвах происходит зарывание гусениц при передвижении, вследствие чего отвалообразователь наклоняется и возникает опасность опрокидывания. В этих условиях более безопасен шагающе-рельсовый ход (рис. 4.34), состоящий из нескольких лыж 1, на которых при помощи ходовых тележек 3 перемещается отвалообразователь на длину лыжи. Затем на гидродомкратах 2 отвалообразователь опускается на почву опорной платформой 4, лыжи приподнимаются гидродомкратами и по колесам ходовых тележек посредством полиспастно-канатной системы и лебедки продвигаются вперед.

Шагающий ход, несмотря на конструктивную простоту, не получил широкого распространения из-за недостаточной маневренности.

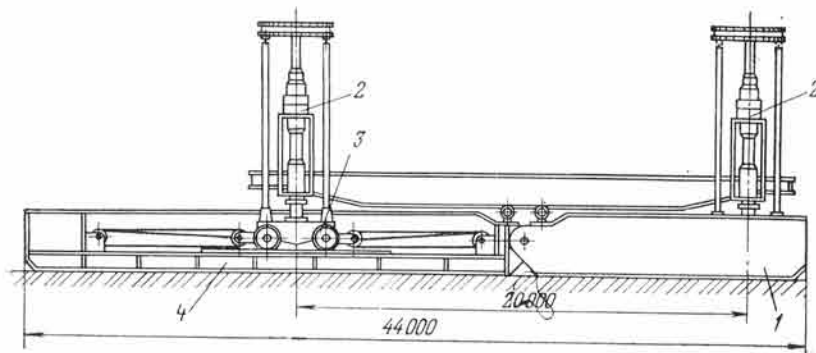


Рис. 4.34. Схема шагающе-рельсового хода отвалообразователя

Перегрузатели применяют для придания большей гибкости конвейерным транспортным системам. Их используют в качестве транспортного звена между экскаватором и забойным конвейером, для передачи груза с одного уступа на другой и т. д. Они отличаются от отвалообразователей меньшими размерами и для большей маневренности, как правило, оборудуются гусеничным ходом.

4.7. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОНВЕЙЕРОВ

Монтаж конвейеров. Работоспособность ленточных конвейеров в значительной степени зависит от качества их монтажа.

Мощные конвейерные установки (более 500 кВт) монтируют специализированные монтажно-строительные организации. Монтаж конвейеров небольшой мощности могут выполнять монтажные бригады самого предприятия. Собственно монтажу предшествует разработка монтажной проектно-сметной документации, на основе которой специализированная организация составляет проект монтажных работ. В проекте намечаются число и места расположения складов, монтажных площадок, подъездных путей и энергетического хозяйства. Все эти объекты к началу монтажных работ должны быть полностью подготовлены и оборудованы необходимыми средствами механизации для производства монтажных работ: лебедками, талиями, домкратами, кранами и другим вспомогательным оборудованием.

Монтажная организация разрабатывает сетевой график монтажных работ.

Механическая служба предприятия должна следить за комплексностью и исправностью поступающего оборудования.

Оборудование необходимо хранить под навесом, а конвейерную ленту — в защищенном от атмосферных осадков и от воздействия прямых солнечных лучей месте. Рулоны ленты раскладывают на большой площади в один ряд.

Перед отправкой узлов и агрегатов на монтажную площадку их осматривают, проверяют наличие технической документации и очищают от защитной смазки. Желательно также производить укрупненную сборку узлов.

После подготовки площадок под приводное и натяжное устройства и роликовый став маркшейдер намечает ось конвейера, над которой протягивают струну. Затем осуществляют разноску оборудования по трассе и приступают к монтажу.

При монтаже приводных барабанов особое внимание обращают на то, чтобы продольные оси барабана и конвейера пересеклись под прямым углом, и причем допускается отклонение не более $\pm 0,5$ мм на длине 1000 мм. Пересечение продольной и поперечной осей барабана должно совпадать с продольной осью конвейера (отклонение не превышает 2 мм). Такие

же требования предъявляются к отклоняющим и натяжному барабанам.

При монтаже редукторов и электродвигателей требуется обеспечить соосность валов. При использовании упругих соединительных полумуфт центровку осуществляют при снятых упругих элементах. Зазор между полумуфтами допускается в диапазоне 3—10 мм. При применении упругих муфт несоосность валов и угол перекоса не должны превышать соответственно 0,5 мм и 0,005 рад. Радиальное смещение осей валов зубчатых муфт допускается не более 0,013 от расстояния между торцами втулок зубчатых венцов.

При монтаже колодочных тормозов обращают особое внимание на то, чтобы зазор между колодками и шкивом по всей окружности был одинаковым.

При монтаже роликового става проверяют посредством отвеса совпадение струны, протянутой над продольной осью конвейера, с серединой роликоопор (отклонение не должно превышать 3 мм). Необходимо, чтобы опорная поверхность под роликоопору была горизонтальной, не допускается отклонение более ± 1 мм на длине 1000 мм. Планки под роликоопору устанавливают перпендикулярно к оси конвейера при помощи шаблона и закрепляют их болтами. По схеме монтажных работ устанавливают центрирующие, а в местах загрузки амортизирующие роликоопоры. При установке роликов в кронштейны одновременно проверяют легкость их вращения.

Далее монтируют погрузочные, перегрузочные и очистные устройства.

Монтаж электрооборудования является завершающим этапом.

После окончания монтажа оборудование сдают представителям предприятия. При сдаче проводится испытание работоспособности отдельных агрегатов: приводных и натяжных устройств, механизмов передвижения разгрузочных и перегрузочных устройств и другого оборудования. Проверяется работоспособность средств управления и автоматизации.

Затем приступают к наиболее трудоемкой и ответственной операции — навеске конвейерной ленты.

Конвейерную ленту доставляют на предприятие в рулонах кусками длиной 100—300 м. Отдельные куски соединяют посредством горячей или холодной вулканизации. Механические способы соединения не рекомендуются, так как они не обеспечивают достаточной прочности стыка. Концы резиноканевых лент разделяют ступеньками (рис. 4.35, а). Минимальную длину ступенек (мм) определяют по формуле

$$l_{\text{ст}} = \frac{10\sigma_p}{\sigma_s} k,$$

где σ_p — разрывное усилие, Н, отнесенное к 1 мм ширины прокладки; $\sigma_s = 1500 \div 2000$ Па — предельные напряжения сдвига

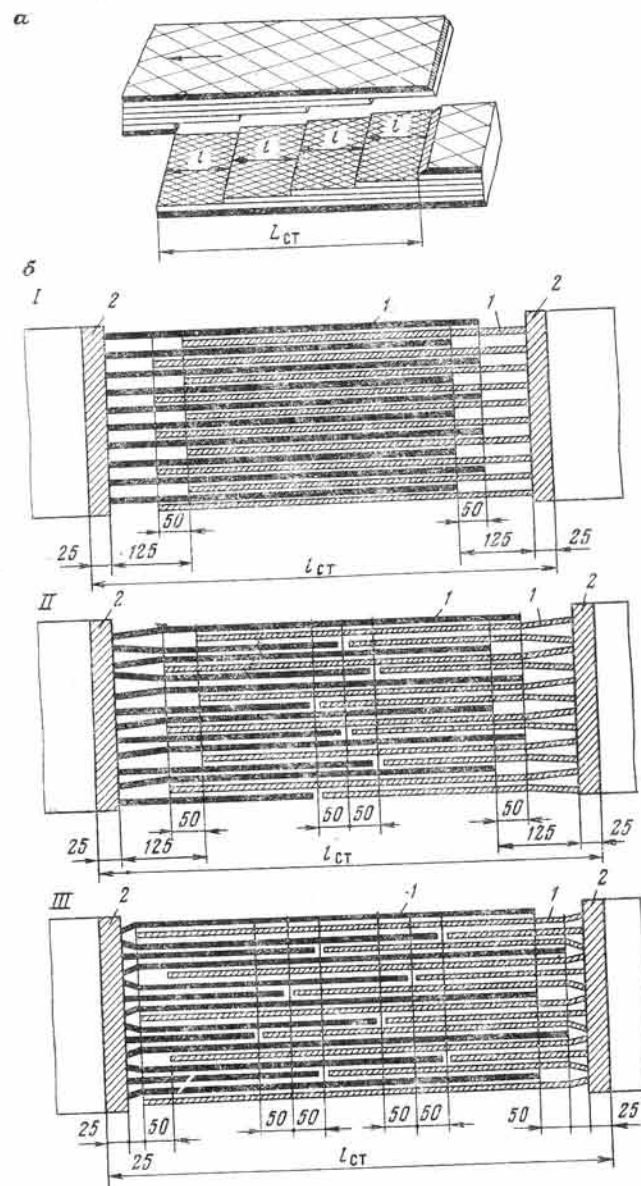


Рис. 4.35. Виды разделки концов резиноканевых конвейерных лент при стыковке посредством склейки или горячей вулканизации (а) и резинотросовых лент при соединении горячей вулканизацией (б): I, II и III — соответственно одно-, двух- и трехступенчатый стык; 1 — концы стыкуемых тросов; 2 — обкладки лент

прослойки клея; $k=1,8 \div 2$ — коэффициент, учитывающий снижение прочности стыка от усталостных напряжений.

Длина крайних ступенек в 1,5—2 раза больше средних.

Полную длину стыка (мм) определяют по формуле

$$L_{\text{ст}} = (i - 2) l_{\text{ст}},$$

где i — число прокладок в стыкуемых отрезках ленты. В последнее время получает распространение холодная вулканизация (склейка), при использовании которой значительно сокращаются трудоемкость и время, затрачиваемое на соединение ленты.

Концы резиновых лент соединяют горячей вулканизацией после счалки тросов или укладки их между собой.

Стыки без счалки тросов могут быть одно-, двух- и трехступенчатые (рис. 4.35, б). При подготовке к соединению концы ленты на длине стыка частично освобождают от резиновых обкладок таким образом, чтобы конец каждого троса оставался в резиновом чулке. Затем часть тросов укорачивают в соответствии с выбранным видом стыка, концы тросов укладывают между собой, смазывают специальным клеем, обкладывают сырой резиной и вулканизируют при помощи вулканизационного пресса.

При навеске на конвейер рулоны ленты устанавливают на специальных козлах и постепенно разматывают посредством троса и тягальной лебедки. При осуществлении последнего стыка один конец ленты закрепляют при помощи струбцин на ставе, а другой натягивают посредством привода конвейера и специальных стяжек.

Далее приступают к обкатке и окончательной наладке конвейера сначала холостую, а затем под нагрузкой. О готовности конвейера к эксплуатации составляют соответствующий документ.

Эксплуатация конвейеров и конвейерных комплексов заключается в наблюдении за работой всех узлов конвейерных установок, устранении неисправностей, проведении необходимых профилактических мероприятий.

При визуальном осмотре, который должен проводиться ежедневно, особое внимание обращают на свободное вращение роликов, исправность центрирующих опор, надежность уплотнений в загрузочных устройствах, так как может возникнуть просыпание транспортируемого груза, на состояние очистных устройств.

При осмотре приводного и натяжного устройств проверяют нагрев подшипников барабанов. Нагрев подшипника до 60°C может быть вызван недостатком смазки или ее загрязнением.

Довольно трудоемкой операцией является уборка просыпавшегося под ленту груза, поэтому рекомендуется использование специальных подборщиков, представляющих собой легкие тракторы, оборудованные скребками и ковшами. Скребок

выталкивают просыпавшийся груз из-под ленты, а тазом ковшом загружают его на ленту.

В процессе эксплуатации конвейеров необходимо регулярно наблюдать за состоянием ленты и характером ее движения. При обнаружении схода ленты в сторону нужно незамедлительно принимать меры для восстановления ее нормального движения. Повреждения обкладок устраняют при первой возможности. При обнаружении дефектов в стыковых соединениях необходимо остановить конвейер и отремонтировать стыки.

По мере износа конвейерной ленты (царапины, пробои, разломачивание бортов) необходимо решить вопрос о ее замене. В настоящее время не разработано достаточно объективных методов оценки степени износа конвейерной ленты, поэтому вопрос о необходимости замены конвейерной ленты целесообразно решать компетентной комиссией, состоящей из 3—5 специалистов.

Служба эксплуатации конвейеров выполняет планово-предупредительный и текущий ремонты.

Система планово-предупредительных ремонтов (ППР) включает в себя техническое обслуживание, периодические осмотры и ремонт оборудования в запланированные сроки.

Предусмотрены следующие варианты ремонтных работ: послесмотровые, периодические и планово-предупредительные (стандартные).

Наиболее распространены периодические ремонты, однако, учитывая, что ремонт конвейеров осуществляют во время ремонта основного технологического оборудования, выполняют также послесмотровые ремонты.

Плановые ремонты целесообразно выполнять на магистральных конвейерах, остановка которых может повлечь остановку всего технологического комплекса.

При текущем ремонте заменяют изношенные детали и узлы, регулируют механизмы натяжного устройства и выполняют крупные ремонтные работы, не требующие остановки конвейера на длительное время.

Эксплуатация забойных и отвальных конвейеров связана с их передвижкой. Передвижку производят при помощи автокранов и тракторов с разборкой конвейера на части. Наиболее трудоемкой операцией является снятие конвейерной ленты, поэтому в последнее время конвейеры передвигают посредством тракторных передвижчиков, оснащенных бульдозерным отвалом и подъемным краном со специальной кареткой с захватными роликами.

Передвижку осуществляют следующим образом. Роликами каретки захватывают головку рельса, которым соединены шпалы с установленными секциями конвейера, передвижник при помощи крана приподнимает став с одной стороны и начинает двигаться вдоль става в одну и в другую сторону. При каждом новом заходе передвижник перемещается в поперечном

направлении на шаг, равный 0,5—1 м. Передвижник двигается со скоростью до 8 км/ч, средняя производительность передвижки с учетом последующей рихтовки става составляет 800—1500 м²/ч.

Передвижка конвейера без разборки характеризуется высокими эксплуатационными показателями. Однако из-за того, что с одной стороны став конвейера перемещается волоком, происходит его частичная деформация, которую необходимо устранять после завершения передвижки. Для уменьшения деформирования става осуществляют передвижку посредством двух передвижчиков, которые приподнимают став одновременно с двух сторон.

Наблюдения показывают, что собственно передвижка занимает около 50% общего времени, затрачиваемого на установку конвейера на новом месте, а остальное время расходуется на рихтовку става и наладку конвейера.

4.8. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Автоматизация современных конвейерных комплексов предусматривает выполнение следующих операций: дистанционное управление конвейерными линиями и отдельными конвейерами; обеспечение безопасности работы на конвейерном транспорте; контроль состояния отдельных узлов и конвейеров; отключение конвейеров при возникновении поломок или нарушении нормального режима работы.

В соответствии с правилами безопасности аппаратура дистанционного управления должна обеспечивать: подачу предпускового предупредительного звукового сигнала длительностью не менее 5 с; включение конвейеров в такой последовательности, при которой исключается возможность завала перегрузочных пунктов; остановку конвейеров, с которых груз поступает на вышедший из строя конвейер, отклонение конвейера в случае неисправности и невозможность повторного включения до устранения неисправности; отключение конвейера при срабатывании электрических защит, затянувшемся пуске, снижении скорости до 75% от номинальной; отключение привода из любой точки по длине конвейера и местную блокировку, предотвращающую пуск данного конвейера с пульта управления; двустороннюю телефонную или коротковолновую радиосвязь между местом установки приводов конвейеров и пультом управления.

Кроме того, современные направления в области автоматизации работы конвейеров предполагают создание систем автоматического поддержания оптимального режима работы конвейера, обеспечивающего высокие технико-экономические показатели транспортирования и непрерывный контроль производительности.

Все указанные требования обеспечиваются при использовании соответствующего привода, специальной аппаратуры и приборов.

Для обеспечения необходимого режима пуска конвейера в настоящее время используют различные типы приводных устройств.

В ленточных конвейерах мощностью до 100 кВт применяют электропривод с короткозамкнутым асинхронным электродвигателем. Привод прост по конструкции, отличается небольшой стоимостью, однако при пуске резко увеличивает пусковой момент, приводящий к появлению высоких напряжений в ленте и пробуксовке на барабане.

Улучшение условий пуска достигается применением в таких приводах между электродвигателем и редуктором специальных муфт с регулируемым повышенным скольжением: гидравлических, электромагнитных и других. Муфта должна обладать такой характеристикой, при которой сначала происходит разгон электродвигателя до номинальных оборотов при малой внешней нагрузке, а затем при постепенном увеличении передающего момента вовлекается в движение конвейерная лента.

В мощных конвейерах (более 200 кВт) применяют приводы с электродвигателем с фазовым ротором и реостатным управлением. В практике конвейеростроения используются приводы с фазовым ротором мощностью до нескольких тысяч кВт.

Недостаток приводов, оборудованных электродвигателем с фазовым ротором, — дополнительные электрические потери, возникающие из-за того, что пуск, а также необходимое распределение тягового усилия между приводными барабанами достигается смягчением характеристик двигателя посредством ввода в цепь ротора небольших сопротивлений.

Привод с асинхронным двигателем с фазовым ротором не может обеспечить длительное устойчивое движение с пониженной скоростью, необходимой для проведения ревизии ленты, ремонтных работ и т. д. Поэтому на мощных конвейерах устанавливают дополнительный микропривод, который позволяет протягивать ленту с малой скоростью.

Рассмотренные выше приводы могут обеспечить плавный пуск конвейера, но не приспособлены для регулирования скорости движения ленты в широком диапазоне, что необходимо для поддержания постоянной загрузки ленты.

Для глубокого регулирования скорости в настоящее время разработаны приводы, которые способны экономично обеспечивать плавный переход от одной скорости движения к другой. К таким приводам относят привод переменного тока с тиристорным частотным преобразователем и асинхронным короткозамкнутым электродвигателем, электропривод переменного тока с асинхронно-вентильным каскадом и асинхронным двигателем с фазовым ротором, регулируемый электропривод постоянного тока с тиристорным выпрямителем переменного тока.

Сущность привода с асинхронно-вентильным каскадом заключается в том, что в обмотки ротора подается регулируемый по величине ток, вследствие чего получают семейство характеристик двигателя, которые обеспечивают возможность регулирования скорости в широком диапазоне.

В приводе с частотным тиристорным преобразователем короткозамкнутый электродвигатель получает питание от этого преобразователя, который преобразует переменный ток промышленной частоты в ток с переменной частотой, обеспечивающий постепенное раскручивание короткозамкнутого ротора.

Привод с двигателем постоянного тока получил распространение, когда были разработаны тиристорные выпрямители переменного тока в постоянный. В этом приводе регулирование скорости осуществляется посредством изменения направления подводимого к электродвигателю постоянного тока через регулируемый тиристорный выпрямитель.

Для измерения количества перемещаемого конвейером груза применяют конвейерные весы и некоторые другие измерительные устройства.

Для получения информации о количестве груза на конвейерной ленте используются устройства:

измеряющие силу, с которой груз действует на ленту, и преобразующие эту силу в перемещение или деформацию чувствительного элемента;

измеряющие площадь поперечного сечения и объем груза на ленте;

измеряющие мощность или ток двигателя привода конвейера при различной загрузке конвейера.

Наибольшее распространение получили устройства, использующие первый принцип, их называют конвейерными весами.

Все конвейерные весы состоят из грузоприемного устройства с преобразователем измеряемого параметра, устройства, измеряющего скорость или перемещение конвейерной ленты, и из вторичной аппаратуры, преобразующей полученную информацию к виду, удобному для регистрации.

Грузоприемные устройства выполняют в виде платформы с плоскопараллельным или угловым перемещением (рис. 4.36, а) либо в виде одной роликоопоры.

Для измерения скорости ленты используют индукционные датчики, тахогенераторы и тахометры.

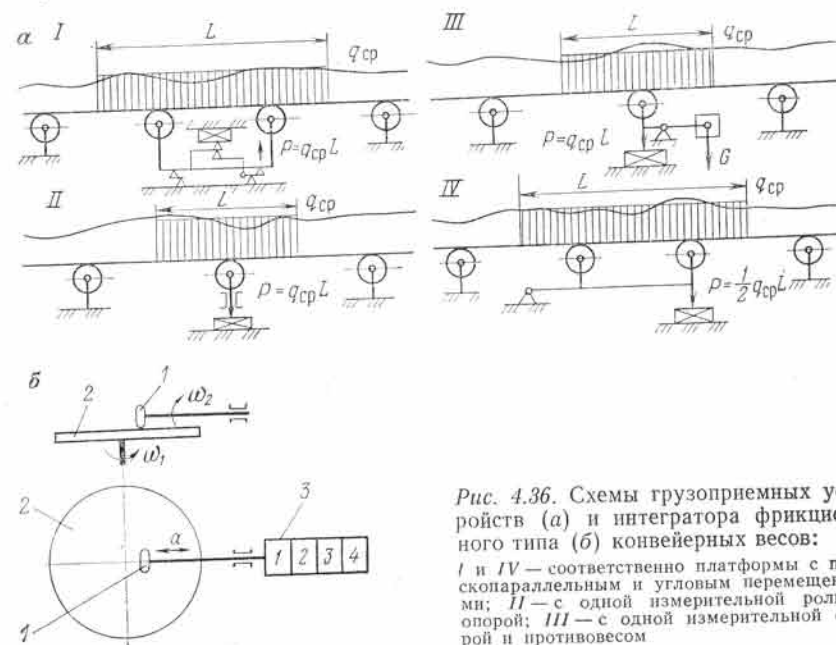
Для преобразования измеряемого параметра в линейное или угловое перемещение используют интеграторы фрикционного типа (рис. 4.36, б). В механизме, показанном на рис. 4.36, положение колеса 1 на диске 2 зависит от количества груза на ленте, проходящей над грузоприемным устройством, частота вращения диска пропорциональна скорости движения ленты. Выходной вал от колеса приводит в действие счетный механизм 3, показания которого соответствуют количеству перевезенного груза.

Разработаны тензорезисторные весы, в которых измерительным элементом служит один ролик с чувствительным деформируемым элементом. На нем находится датчик сопротивления, являющийся электрический сигнал, величина которого пропорциональна весу груза на ленте, другой сигнал получают от датчика скорости. Оба сигнала поступают в электрический интегратор, преобразующий их в показания счетчика.

К устройствам автоматического поддержания оптимального режима работы приводного устройства относят так называемые уравнильные натяжные устройства (рис. 4.37), которые автоматически поддерживают постоянное соотношение между $S_{нб}$ и $S_{сб}$. В этом устройстве отклоняющие барабаны 1 и 2 установлены на подвижных тележках, которые капатами соединены с уравнильным механизмом, представляющим собой спаренные блоки барабанов с разным радиусом навивки. Соотношение радиусов принимают равным или меньше тягового фактора привода e^{α_0} (где α_0 — полный угол обхвата лентой обоих приводных барабанов). Система всегда находится в равновесии, так как при изменении отношения $S_{нб}$ к $S_{сб}$ нарушается равновесие, что вызовет перемещение тележек до такого положения, при котором равновесие восстанавливается.

В устройствах, автоматизирующих управление конвейерами, используются следующая аппаратура и датчики.

Реле скорости контролирует отклонение фактической скорости движения ленты от номинальной. Наибольшее рас-



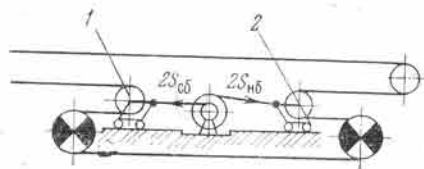


Рис. 4.37. Схема уравнильного натяжного устройства

пространение получил датчик УПДС, у которого пластмассовый диск с ребристой поверхностью прижимается пружиной к ленте. Ось диска связана передачей с валом тахогенератора, при вращении которого вырабатывается ток определенной (пропорциональной скорости ленты) частоты. При изменении скорости ленты изменяется частота тока тахогенератора, что фиксируется специальной аппаратурой.

Датчик контроля заштыбовки перегрузочных устройств выполняется в виде флажков, шариков, подвешенных на тросе над перегрузочным пунктом. При превышении грузом допустимого уровня происходит отклонение флажка или датчика от вертикального положения и замыкаются контакты исполнительного реле, которое останавливает конвейер.

Датчик контроля схода конвейерной ленты обычно выполняется в виде вертикальных роликов или стержней, установленных по краям ленты с интервалом 50—100 м. При сходе ленты в сторону ее край отклоняет ролик или другой чувствительный элемент в сторону, размыкая контакты исполнительного реле в цепи управления конвейером.

Аппаратура температурной защиты ленточных конвейеров состоит из приборов контроля температуры приводного барабана и средств передачи термозависимых сигналов исполнительной аппаратуре. Обычно датчиком служит биметаллический термоэлемент, укрепленный на обечайке приводного барабана, в корпусе подшипника или на другой контролируемой детали. Вследствие нарушения рабочего режима элемент нагревается и термоэлемент вырабатывает ток, который соответствующим образом воздействует на исполнительное реле, величина тока пропорциональна температуре.

Устройство для предотвращения обрыва конвейерной ленты на наклонных конвейерах. Устройство УКПЛ (устройство контроля порыва ленты) предназначено для контроля состояния тросовой основы резиновых конвейерных лент. Оно работает на принципе контроля намагниченности тросов посредством специального магнитоприемника. В месте порыва троса магнитное поле ослабляется, что можно наблюдать при помощи лучевого осциллографа. При порыве нескольких тросов на небольшом участке ленты общее ослабление магнитного поля превосходит допустимую норму и конвейер автоматически останавливается. Затем посредством магнитного щупа находят место обрыва тросов и производят ремонт. Устройство УКПЛ можно применять только при соединении конвейерной ленты посредством счалки тросов.

Для остановки конвейерной ленты на наклонных конвейерах при ее обрыве применяют специальные устройства — ловители (рис. 4.38). В зависимости от конструкции исполнительных органов ловители могут быть кромочные, магнитные, эксцентриковые, клиновые и рычажные. Все ловители должны иметь помимо захватного устройства демпфирующие элементы, обеспечивающие постепенную остановку конвейерной ленты.

Исполнительным органом клинового ловителя (рис. 4.38, а) является балка 3 с фрикционными козырьками, которая перемещается в направляющих 2 при помощи тележки 4. Исполнительный орган удерживается в верхнем положении при помощи замкового устройства 5, связанного с роликовым датчиком 6. При обрыве ленты 1 ролик 6 начинает вращаться в обратную сторону и вызывает срабатывание замкового устройства, которое отпускает тележку и она вместе с исполнительным органом опускается вниз и выступами 7 захватывает края ленты.

На рис. 4.38, б изображен рычажный ловитель, в котором захваты 8 прижимают края ленты 1 к неподвижным плоским опорам посредством пневмоцилиндра 9, срабатывающего от специального роликового датчика.

На рис. 4.38, в показана схема рычажно-распорного ловителя, в котором исполнительным органом служат шарнирно за-

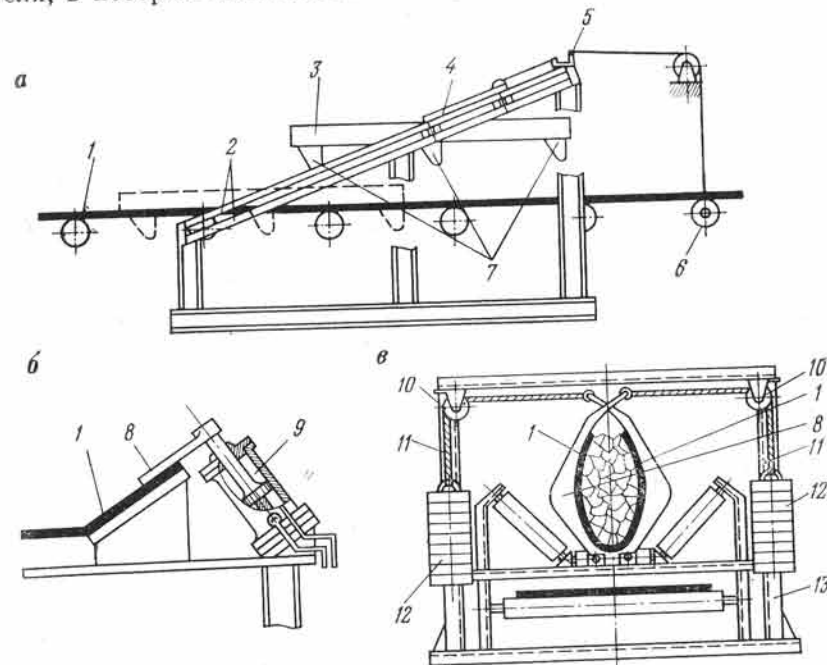


Рис. 4.38. Схемы клинового (а), рычажного (б) и рычажно-распорного (в) ловителей конвейерных лент

крепленные дугообразные захваты 8, срабатывающие при обрыве ленты 1 под действием грузов 12, связанных канатами 11 через ролики 10 с рычагами. Все элементы ловителя смонтированы на раме 13.

Разработано довольно много конструкций ловителей, отличающихся в основном типом датчика, регистрирующего момент обрыва.

Дальнейшим направлением развития систем и средств автоматизации конвейеров и конвейерных комплексов является разработка датчиков, передающих информацию о состоянии отдельных узлов и элементов ленточных конвейеров. В настоящее время возможность обработки получаемой от датчиков информации значительно расширилась из-за широкого использования микропроцессорной техники в системах регулирования производственными процессами.

Проблемы, которые необходимо решить в области автоматизации конвейерного транспорта, — контроль продольных порывов ленты, состояния основы, тканевых лент и роликов, разработка роботизированных средств для их смены, поддержание оптимального режима работы приводного устройства.

Техника безопасности. Анализ травматизма на карьерном конвейерном транспорте показывает, что большинство несчастных случаев с легким исходом происходит вследствие падения кусков груза с ленты, с тяжелым исходом — при чистке конвейера и ремонта роликов на работающем конвейере, а наибольшее число случаев со смертельным исходом — при нарушении правил монтажа и демонтажа конвейеров. Кроме того, несчастные случаи на конвейерном транспорте могут быть вследствие нарушений правил безопасности при передвижке конвейеров, из-за отсутствия ограждения вращающихся деталей, при передвижении людей по конвейерной ленте во время работы конвейера, из-за нарушения правил пользования сигнализацией при пуске конвейера.

Правилами безопасности установлены минимально допустимые зазоры между конвейерным ставом и стенками ствола, траншеи или галереи, в которых смонтирован конвейер.

Проход между стеной и конвейером должен составлять не менее 700 мм. При установке двух параллельных конвейеров расстояние между ними должно быть не менее 1000 мм. Зазор между конвейером и стенкой при отсутствии прохода для людей должен быть не менее 400 мм, зазор между наиболее высокой частью конвейера и потолком наклонного ствола или галереи — не менее 600 мм.

Нижнюю ветвь конвейерной ленты необходимо защищать от попадания груза с верхней ветви. Все вращающиеся детали приводных и натяжных устройств должны иметь защитные ограждения и кожухи. Рекомендуется устраивать блокировку, которая останавливает конвейер при снятии огражде-

ния. Чистку конвейера, смену роликов, смазку узлов разрешается производить только при остановленном конвейере.

Для перехода через конвейер необходимо устраивать переходные мостики с перилами. Проходы под конвейером должны быть надежно ограждены от падающих с конвейера кусков груза. Передвижение людей на конвейерах, специально не предусмотренных для этих целей, категорически запрещается.

На грузопассажирских конвейерах должны быть предусмотрены специальные площадки для посадки и высадки людей. Перед высадкой должны быть навешены фартуки, предупреждающие о приближении площадки для схода, кроме того, устанавливаются флажковый датчик, который отключает конвейер, если человек, находящийся на нем, не успеет сойти вовремя. Скорость движения ленты при перевозке людей допускается до 1,6 м/с.

Необходимо предусмотреть возможность отключения конвейера из любой точки по длине става. Для этого с некоторыми интервалами на ставе устанавливают концевые выключатели, связанные стальным тросом, либо протягивают два голых провода, замыкание которых приведет к отключению привода.

Аппаратура для пуска конвейера должна быть оборудована средствами звуковой сигнализации: перед пуском включается звуковой сигнал, который слышен по всей трассе конвейера, продолжительность его составляет не менее 5 с.

Приводные и натяжные станции должны быть хорошо освещены. На конвейерах, транспортирующих крупнокусковые грузы, желательно устанавливать ограждающие сетки между конвейером и проходом для людей.

4.9. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Эффективность применения конвейерного транспорта в соответствии с принятой методикой оценивают по сумме приведенных затрат.

Далее приводятся численные значения различных статей расхода, учитываемых при определении приведенных затрат. Эти значения могут быть приняты только как ориентировочные, так как оптовые цены на оборудование, цены на запасные части и горюче-смазочные материалы изменяются.

Капитальные затраты K (тыс. руб.) включают в себя: стоимость оборудования; затраты на горно-капитальные и строительные работы. Капитальные затраты учитывают затраты на доставку оборудования (5% от его стоимости), затраты на монтажные работы (15% от стоимости оборудования) и стоимость резервного оборудования (30% от стоимости основного оборудования).

При ориентировочных расчетах можно пользоваться рекомендациями, полученными в результате обработки статистиче-

ских данных по стоимостным показателям оборудования, выпускаемого различными заводами.

Масса m_d 1 м линейных секций конвейеров в зависимости от ширины ленты B :

B , мм	1000	1200	1600	2000	2400	2800
m_d , кг	180	250	280	320	350	400

Масса роlikоопор m_p в зависимости от ширины B конвейерной ленты:

B , мм	1000	1200	1600	2000	2400	2800
m_p , кг	30	50	80	100	120	140

Стоимость 1 кг металлоконструкций линейной части конвейера в среднем составляет 0,8 руб., а стоимость 1 кг роlikоопоры — 1—1,5 руб.

Массу приводных станций приближенно определяют по следующим эмпирическим формулам.

Массу станины (кг) приводного устройства в зависимости от ширины ленты B (м) и длины конвейера L (м) выражают формулой

$$m_{ст} = L [8,5 (B - 0,15)].$$

Массу барабанов (кг) приводной станции определяют по формуле

$$m_6 = 7,9 (B - 0,5) L.$$

Массу натяжного устройства (кг) находят из выражения

$$m_{н.у} = (4,2B^2 + 0,85B - 0,375) L.$$

Массу редуктора (кг) в зависимости от мощности двигателя N (кВт) можно определить по формуле

$$m_p = 0,0308N.$$

Массу разгрузочной двухбарабанной тележки (кг) отвалного конвейера получаем из формулы

$$m_{сб} = 13,27 (B - 0,24).$$

Массу ходового оборудования (кг) передвижных забойных и отвалных конвейеров определяют по формуле

$$m_{ход} = m_{пр.у} (0,00032B + 0,15) + 3,6,$$

где $m_{пр.у} = m_{ст} + m_6 + m_p$ — масса приводного устройства, кг.

Масса электрооборудования (кг) в основном зависит от установленной мощности двигателей $N_{уст}$ (кВт) и определяется по формулам:

при мощности привода до 300 кВт

$$m_э = 0,0095N_{уст}^2,$$

при мощности привода более 300 кВт

$$m_э = 0,0082N_{уст}^2.$$

Стоимость 1 т электромеханического оборудования приводных и натяжных станций принимают в зависимости от производительности конвейера:

производительность конвейера, м ³ /ч	630	1250	2500	5000	10000
стоимость 1 т оборудования, руб.	970	930	940	1100	1200

Если конвейер устанавливают в галерее, то в капитальных затратах учитывают затраты на строительство галерей. Для приближенных расчетов можно пользоваться затратами на строительство 1 м наземных железобетонных галерей, значения которых приведены ниже.

Галерея	Холодная	Утепленная
Затраты на строительство 1 м галереи, тыс. руб., для установки конвейера с шириной ленты:		
650—800 мм	88	94
1000—1200 мм	120,3	142
1400—1600 мм	129,1	150
1800—2000 мм	140	155

Стоимость вспомогательного оборудования: самоходных и стационарных дробильных агрегатов, тракторных передвижных, грохотов и другого оборудования, входящего в конвейерный комплекс, принимают по ценникам.

Стоимость C (руб.) транспортирования ленточными конвейерами складывается из заработной платы обслуживающего персонала с начислениями C_z (руб.), амортизационных отчислений на оборудование C_a (руб.), стоимости вспомогательных материалов C_m (руб.), стоимости электроэнергии $C_э$ (руб.), затрат на текущий ремонт C_p (руб.).

Зарботную плату определяют по формуле

$$C_z = \Sigma Z_{п.я} k_{с.с} k_{нач},$$

где $\Sigma Z_{п.я}$ — суммарная заработная плата явочного состава, руб.; $k_{с.с}$ — коэффициент списочного состава трудящихся, занятых на конвейерном транспорте (при трехсменном режиме работы и 305 рабочих днях $k_{с.с} = 1,13$, при 365 рабочих днях — $k_{с.с} = 1,34$); $k_{нач}$ — коэффициент начислений на заработную плату, который для предприятий угольной промышленности равен 1,09, на карьерах черной и цветной металлургии — 1,079, на карьерах горно-химического сырья — 1,084 и на карьерах нерудных стройматериалов — 1,061.

Общую сумму амортизационных отчислений рассчитывают в соответствии с утвержденными нормами (табл. 4.8).

Таблица 4.8

Оборудование	Срок службы, лет	Общая норма годовых амортизационных отчислений, % от капитальных затрат
Забойные ленточные конвейеры с шириной ленты, мм:		
до 1000	8	16
1200	10	13,6
1800	12	12
более 1800	14	10
Передаточные конвейеры с шириной ленты, мм:		
до 1200	12	12
более 1200	16	9
Стационарные конвейеры с шириной ленты, мм:		
до 1200	16	10
более 1200	24	8
Грохоты всех типов	10	17
Дробилки конусные	15	11,6
Дробилки прочие и дробильно-сортировочные агрегаты	15	14

Затраты на материалы включают в себя стоимость расходуемой конвейерной ленты, смазочных материалов, спецодежды, инструмента и инвентаря.

Затраты (руб.), связанные с эксплуатацией конвейерной ленты и отнесенные к единице перемещенного груза, определяют по формуле

$$C_L = L_n S_n / (T_n Q_r),$$

где L_n — длина ленты, м; S_n — стоимость 1 м ленты; T_n — срок службы ленты (для резинотканевых лент 2—3 года, для резинотросовых 4—5 лет); Q_r — количество груза, перевезенного за год, т.

Стоимость 1 м² резинотканевых лент определяют умножением стоимости 1 м² прокладки на их число. Например, стоимость 1 м² прокладки БКНЛ составляет 5 руб., а стоимость 1 м² прокладки ТА и ТК — 7—8 руб.

Стоимость 1 м² резинотросовой ленты в зависимости от прочности выбирают в диапазоне 100—160 руб.

Стоимость $C_{с.м}$ (руб.) 1 т смазочных материалов принимают в размере 5% стоимости израсходованной электроэнергии.

Плату за израсходованную электроэнергию в соответствии с действующими нормами осуществляют по двухставочному тарифу, т. е. за установленную мощность трансформаторов, от которых питаются электродвигатели, и за фактически израсходованную электроэнергию.

Таким образом, стоимость электроэнергии можно определить по формуле

$$C_z = A_z c_z + N_{уст} c_{уст}$$

где A_z — расход электроэнергии за год, кВт·ч; C_z — стоимость 1 кВт·ч израсходованной электроэнергии, руб.; $N_{уст}$ — установленная мощность трансформаторов, кВт·ч; $c_{уст}$ — размер платы за 1 кВт·А установленной мощности трансформаторов, руб.

Ориентировочный расход электроэнергии определяют по формуле

$$W_z = \frac{Q_n (H + Lw)}{367\eta} \eta' k_n k_x,$$

где Q_n — паспортная производительность конвейера, т/ч; H — высота, на которую поднимают груз при помощи конвейеров, м; L — горизонтальная длина конвейера или конвейерной линии, м; w — коэффициент сопротивления движению конвейерной ленты с грузом по роликовому ставу; η — к.п.д. механической передачи приводного устройства конвейера ($\eta = 0,8 \div 0,85$); η' — коэффициент, учитывающий потери в трансформаторе и в питающей сети ($\eta' = 1,05 \div 1,03$); k_n — коэффициент использования конвейера по производительности ($k_n = 1,02 \div 1,03$); k_x — коэффициент, учитывающий расход электроэнергии при холостом ходе конвейера ($k_x = 1,20 \div 1,3$).

Установленную мощность $N_{уст}$ (кВт·А) определяют по формуле

$$N_{уст} = \frac{\eta' k_x Q_n (H + Lw')}{367\eta \cos \varphi},$$

где $\cos \varphi$ — среднее значение коэффициента мощности, принимаемое равным 0,9.

Затраты на текущий ремонт C_p принимают в размере 20% годовых отчислений на основное оборудование

$$C_p = C_{об} E,$$

где $C_{об}$ — стоимость основного оборудования, руб.; E — коэффициент эффективности капитальных вложений, равный 0,15.

Сумму годовых приведенных затрат Π (руб.) определяют по формуле

$$\Pi = KE + C,$$

где K — капитальные затраты, руб.; C — стоимость транспортирования, руб.

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

5.1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ, СХЕМЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ КАРЬЕРНЫХ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

На карьерах гидротранспорт применяют для перемещения вскрышных пород в отвалы и для транспортирования полезного ископаемого к потребителю. В последнем случае гидротранспортные установки достигают значительной длины (до нескольких сотен километров). При перемещении вскрышных пород гидротранспорт хорошо сочетается с гидромеханизированной разработкой пород, хотя может применяться и при экскаваторной выемке горной массы.

Обязательные условия использования гидротранспорта — наличие большого количества воды и возможность получения достаточно однородной смеси воды с транспортируемым грузом как по консистенции, так и по крупности. Наиболее легко поддаются транспортированию глинистые, легко размываемые породы — меловые и меломергельные, а также мелкозернистые горные породы. Если обычная горная масса содержит куски более 200 мм, то ее необходимо предварительно раздробить. К таким породам (легко дробимым) относят энергетические угли и некоторые другие ископаемые средней крепости.

На карьерах применяют следующие принципиальные схемы транспортирования. На рис. 5.1, а показана схема транспортирования вскрышных пород с использованием гидротранспорта при их гидромеханизированном извлечении из массива. В забое установлены гидромониторы 4, к которым вода подается по трубопроводу 3 из водоприемника 10 насосом 1. Размытая порода поступает самотеком в зумпф 5, откуда при помощи землесосной установки 6 в виде пульпы направляется под напором по пульпопроводу 7 в гидроотвал 8, где осаждаются твердые фракции и вода стекает в отстойник 9. Потери воды вследствие фильтрации, испарения и т. д. компенсируют посредством подачи чистой воды в водоприемник 10 по трубопроводу 11 насосом 2, установленным у источника воды 12. При этой схеме используется обратная вода.

Схему, приведенную на рис. 5.1, б, применяют при транспортировании трудноразмываемых пород, которые предварительно рыхлят буровзрывным способом или с использованием экскаватора 13, складывающего горную массу в штабель 14. Порода из штабеля смывают гидромонитором 4, далее она самотеком в виде пульпы поступает к пульпоборнику 15, откуда при помощи землесосной установки 6 подается на гидроотвал 8.

Приготовление гидросмеси осуществляют в специальных смесительных передвижных установках 17, к которым чистая вода подается по водоводу 16, а пульпа перекачивается по

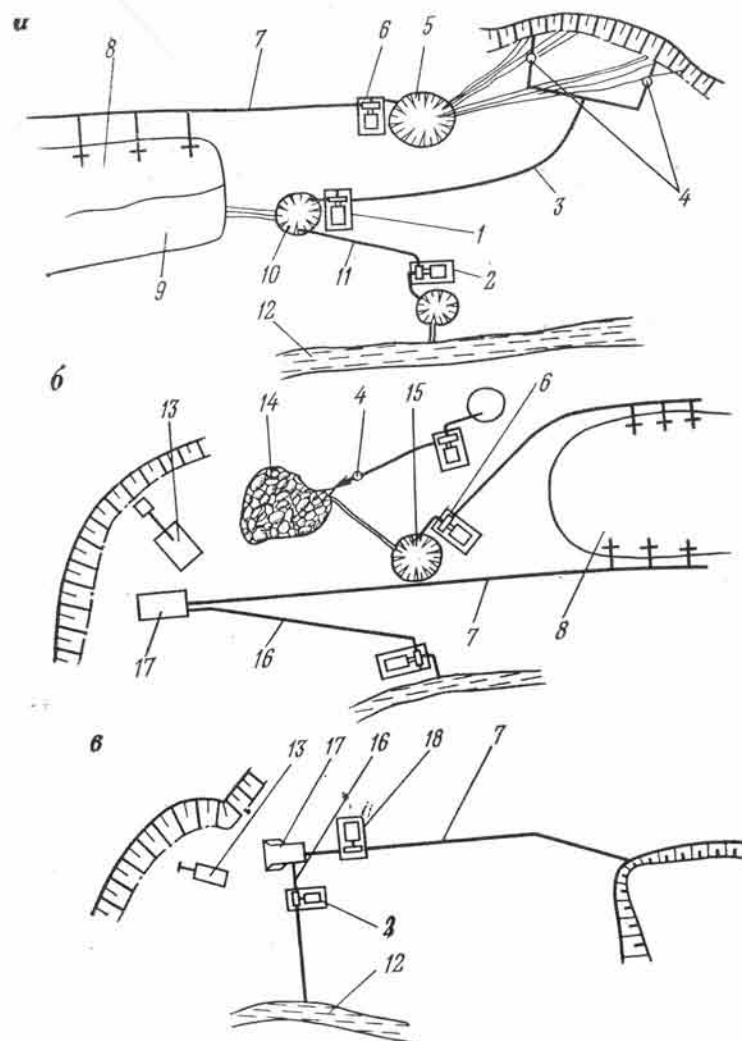


Рис. 5.1. Схемы перемещения вскрышных пород в гидроотвалы с использованием гидротранспортных установок:

а — рыхлых пород при гидромеханизированной разработке; б — крепких пород с экскаваторной погрузкой в смесительную установку; в — крепких пород с предварительным механическим дроблением

пульпопроводу 7. Смесительная установка представляет собой агрегат, в который входят смесительная камера, загружаемая экскаватором, и пульпонасос, смонтированный на общей раме. По мере необходимости установку перемещают трактором.

При транспортировании крепких пород или руд в состав смесительной установки нужно включать дробилку. Принципиальная схема гидротранспортной установки с дроблением

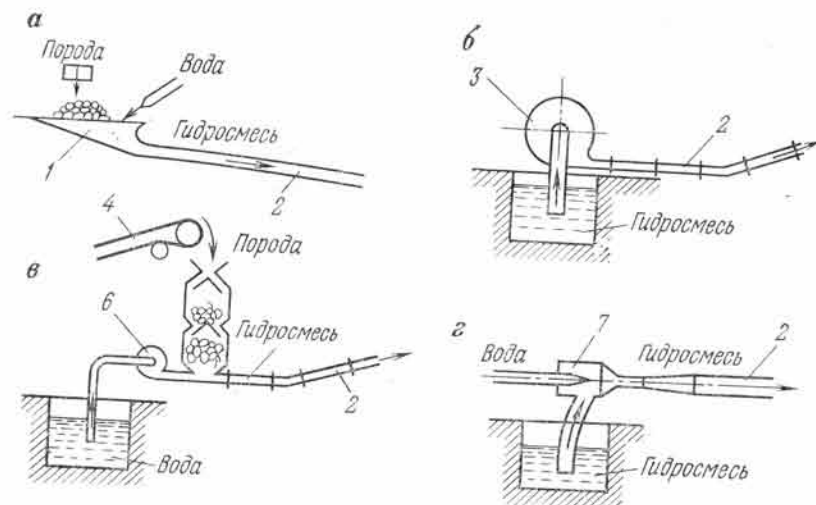


Рис. 5.2. Схемы гидротранспортных установок:
1 — приемная воронка; 2 — пульповод; 3 — пульпоподъемник; 4 — загрузочный конвейер; 5 — питатель; 6 — насос; 7 — гидроэлеватор

транспортируемой горной массы показана на рис. 5.1, в. Бункер дробилки смесительной установки 17 загружается экскаватором 13. Дробленая горная масса поступает в смесительную камеру, в которую подается чистая вода по водоводу 16. Далее на гидроотвал пульпа поступает под действием пульпоподъемников 18 по пульповоду 7. Насосом 2 вода подается к смесительной установке от водоема 12.

К достоинствам гидротранспортных установок можно отнести значительную длину транспортирования без промежуточных перегрузок; возможность проведения трубопровода по трассе сложной конфигурации, включающей горизонтальные, наклонные, вертикальные и криволинейные участки; отсутствие на трассе механических подвижных элементов, что обеспечивает высокую степень безопасности эксплуатации гидротранспортных установок; возможность совмещения транспортирования с некоторыми технологическими процессами (например, с мокрым обогащением полезного ископаемого); невысокая трудоемкость при эксплуатации.

Недостатками этих установок являются: необходимость большого количества воды, возможность транспортирования в основном легко дробимых или легко размываемых горных пород, повышенный расход электроэнергии и возможность замерзания воды при низких температурах.

Карьерные гидротранспортные установки классифицируют по принципу действия на самотечные (гравитационные), схема которых показана на рис. 5.2, а; с искусственным напором, создаваемым пульпоподъемником (рис. 5.2, б) или водным насосом (рис. 5.2, в), и гидротранспортные установки с

гидроэлеватором (рис. 5.2, г). На практике часто применяют гидротранспортные установки, представляющие собой комбинации нескольких различных схем.

5.2. ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

На карьерах перемещение пульпы с использованием самотечных гидротранспортных установок осуществляют по почве с уклоном, достаточным для надежного смыва твердых частиц водой. Если необходимо направить пульпу к одному месту, например к пульпосборнику, то проводят неглубокие каналы. Как показывает опыт, транспортирование с применением самотечных гидротранспортных установок требует значительного расхода воды, т. е. ее объем должен в 10—30 раз превосходить объем транспортируемого груза.

Для гидротранспортных установок с искусственным напором используют трубопроводы, собираемые из стальных цельнотянутых или сварных труб длиной от 2 до 6 м и диаметром от 150 до 600 мм. Трубы соединяют между собой фланцевыми соединениями либо специальными безболтовыми быстроразъемными соединителями, состоящими из двух обойм, прокладок, разъемного хомута и клина. При транспортировании абразивных пород и руд с применением гидротранспорта используют трубы, внутренняя поверхность которых упрочнена посредством термообработки или армировки литым базальтом либо листовой резиной.

Для перекрытия трубопровода используют задвижки или вентили, необходимые при пуске гидротранспортной установки, остановке и регулировании ее производительности. Наибольшее распространение получили клиновые задвижки с ручным механическим или электромеханическим приводом. На рис. 5.3 изображена задвижка с ручным механическим приводом. Она состоит из корпуса 1, клинового клапана 2, подъемного винта 3, гайки 4 и маховика 5. При вращении маховика, снабженного гайкой, последняя заставляет перемещаться винт и связанный с ним клапан вверх или вниз. При опускании вниз клапан перекрывает проходное отверстие в корпусе и под напором воды плотно прижимается к седлу. Герметизация корпуса осуществляется при помощи сальника 6.

При больших диаметрах трубопроводов используют задвижки с электромеханическим приводом, такие задвижки необходимы также при дистанционном и автоматическом управлении гидротранспортными установками. Привод осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор, который вращает шестерню с гайкой, перемещающей винт, связанный с клапаном задвижки.

Для предохранения пульпоподъемников и насосов от гидроудара при внезапной их остановке (например, при аварийном отключении электроэнергии) на трубопроводах устанавливают

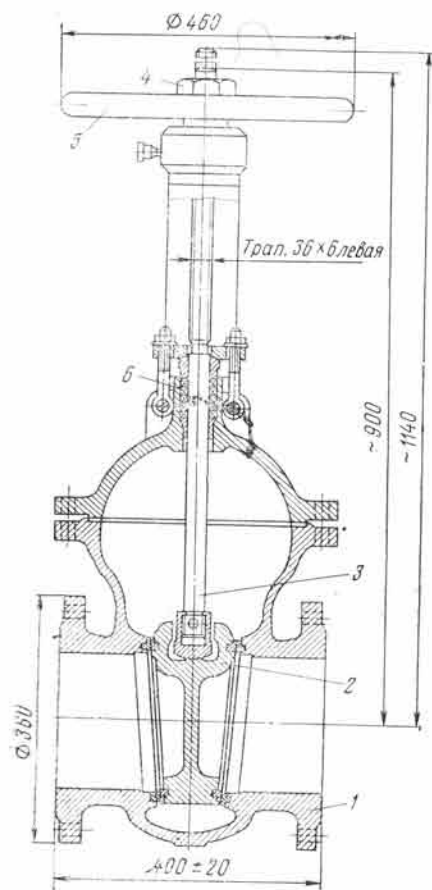


Рис. 5.3. Задвижка с ручным механическим приводом

которых местах трубопровода и образующий воздушные пробки, которые могут привести к нарушению нормального режима работы гидротранспортной установки, а иногда и к более серьезным последствиям из-за возникновения гидроудара. Поэтому в местах предполагаемого скопления воздуха устанавливают небольшие емкости с кранами, через которые периодически выпускают воздух. Такие устройства называют вентузами.

В процессе эксплуатации трубопровод в течение года находится под воздействием различных температур, поэтому в нем возникают деформации по длине и он может прорваться, главным образом, в местах соединения отдельных труб. Для компенсации температурных удлинений трубопровода устраивают так называемые компенсаторы температурных деформаций. Наибольшее распространение получили компенсаторы в виде петель, компенсирующие изменение длины трубопровода

обратные клапаны. Обратный клапан (рис. 5.4) состоит из корпуса 1 и рукоятки 5, связанной с осью 6. На оси насажен клапан 3, который плотно прижимается к седлу 2. При работе установки клапан под напором пульпы или воды отклоняется от отвесного положения и свободно пропускает пульпу или воду по трубопроводу. При остановке потока клапан под действием собственного веса и веса груза 7 опускается и перекрывает пропускной канал, плотно прижимаясь к седлу столбом пульпы или воды. При застревании отдельных кусков транспортируемого груза между клапаном и седлом клапан можно подвигать при помощи рукоятки. Для чистки клапана и ремонта служит крышка 4, которую крепят к корпусу клапана болтами.

В процессе работы гидротранспортных установок через неплотности в сальниках, в прокладках и других соединительных элементах внутрь трубопровода просачивается воздух, скапливающийся в не-

из-за деформации изгиба петли, и сальниковые, допускающие относительно перемещение соединяемых отрезков труб без нарушения герметичности.

Для создания напора и обеспечения необходимой производительности в гидротранспортных установках применяют насосы и пульпонасосы. Как правило, используют центробежные насосы, обладающие высокой производительностью. В последнее время в установках с производительностью до 200 м³/ч, но с высоким (более 20 м) напором стали применять поршневые насосы.

Пульпонасосы центробежного типа отличаются от обычных центробежных насосов малым числом лопаток в рабочем колесе и большой площадью поперечного сечения проходных каналов для пропуска кусков транспортируемого груза. Кроме того, в корпусе пульпонасоса предусмотрены съемные бронедиски, предохраняющие корпус от быстрого износа; люк с крышкой, через который можно осмотреть рабочее колесо и в случае необходимости освободить его от застрявшего груза; подача воды к корпусам подшипников для их охлаждения, а также специальное устройство, компенсирующее осевое усилие на подшипники, появляющееся при работе пульпонасоса. Наибольшее распространение получили одноступенчатые одноколесные пульпонасосы. Однако для создания больших напоров изготавливают двухступенчатые пульпонасосы, при этом два отдельных корпуса соединяют обводным патрубком, а на общем валу устанавливают два колеса, лопатки которых расположены так, что осевые реакции от колес уравниваются и подшипники освобождаются от осевых нагрузок. В зависимости от вида транспортируемого груза пульпонасосы называют углесосами.

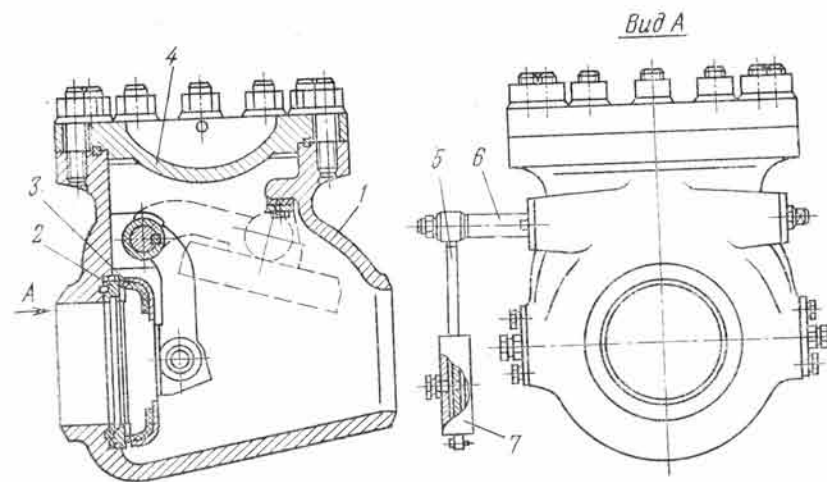


Рис. 5.4. Обратный клапан

сами, землесосами, шламовыми насосами, рудососами, грунтовыми насосами и т. д.

На рис. 5.5 показан разрез двухступенчатого углесоса, состоящего из разъемного корпуса 13, к основанию которого сверху крепится крышка 2. Сквозной вал 6 установлен в подшипниках 1, расположенных в корпусах 7, имеющих каналы подвода воды для охлаждения подшипников. Два рабочих колеса 3 на шпонках крепятся на общем валу. Сальники 9 обеспечивают герметизацию внутренней полости корпуса. От осевого смещения вал с рабочими колесами удерживается гайками 5. Диафрагма 4 разделяет корпус на две самостоятельные камеры. Сменные протекторы 10 и 12 с бронедисками 11 предусмотрены для продления срока службы корпуса углесоса. При работе углесоса пульпа засасывается через всасывающий патрубок колесом первой ступени и отбрасывается к периферии, откуда по переводному патрубку 8 передается к колесу второй ступени, которое выталкивает ее в напорный трубопровод.

В табл. 5.1 приведены характеристики выпускаемых в нашей стране пульпонасосов.

В гидротранспортных установках с насосом (см. рис. 5.2, в) для ввода транспортируемого груза в пульпопровод применяют питатели или, как их еще называют, загрузочные устройства. Различают загрузочные устройства циклического и непрерывного действия. Серийное производство их не предусмотрено. В загрузочных устройствах циклического действия используют принцип шлюзования при введении транспортируемого груза в напорный трубопровод.

На рис. 5.6 показана схема камерного питателя. Питатель состоит из двух одинаковых загрузочных камер 1. Транспортируемый материал загружают поочередно в бункера 3 то одной,

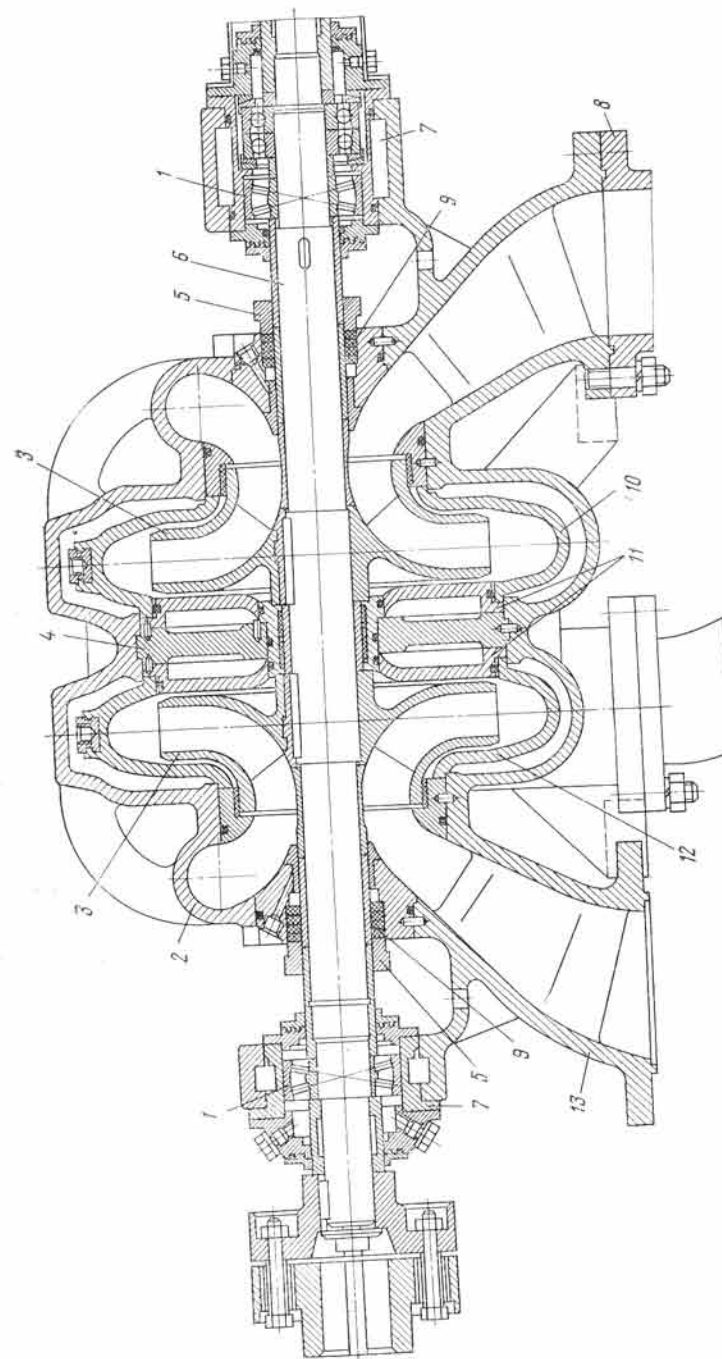


Рис. 5.5. Двухступенчатый углесос

Таблица 5.1

Пульпонасос	Расход пульпы, м ³ /ч	Напор, м	К. п. д., %	Частота вращения, мин-1	Мощность двигателя, кВт	Диаметр патрубков, мм		Вакуумметрическая высота всасывания	Диаметр рабочего колеса, мм
						всасывающего	напорного		
5Гр-8	150	35	66	1470	40	125	100	7,8	325
5ГрТ-8К		33,8	60	1450	40	125	100	7,8	325
5Гру-12		16,5	57	1450	20	125	100	8,0	254
8ГРТ К-8	400	38	62	985	125	200	150	7,5	500
12У-10	900	80	65	1450	320	300	300	4,2	510
12УВ-6	700, 900	320, 250	60	1480	1000, 1500	300	300	4,0	620/700
14У-7	1400	175	60	1485	1200	350	250	4,0	715
16УВТ	2000	250	60	1450	3750	400	350	3,0	

то другой камеры. Загружаемый материал под действием собственного веса осаждается через затворы 2 в нижнюю часть камер. Вытесняемая грузом вода сливается через патрубок 4, оборудованный фильтром. По окончании загрузки затвор 2 закрывается и осуществляется герметизация нижней части камеры. Затем открывается задвижка 11 и через насадку 9 в камеру под напором подается вода, выталкивающая гидро-смесь в напорный пульпопровод 6 через затвор 7. При загрузке нижней части камер вытесняемая грузом вода сливается

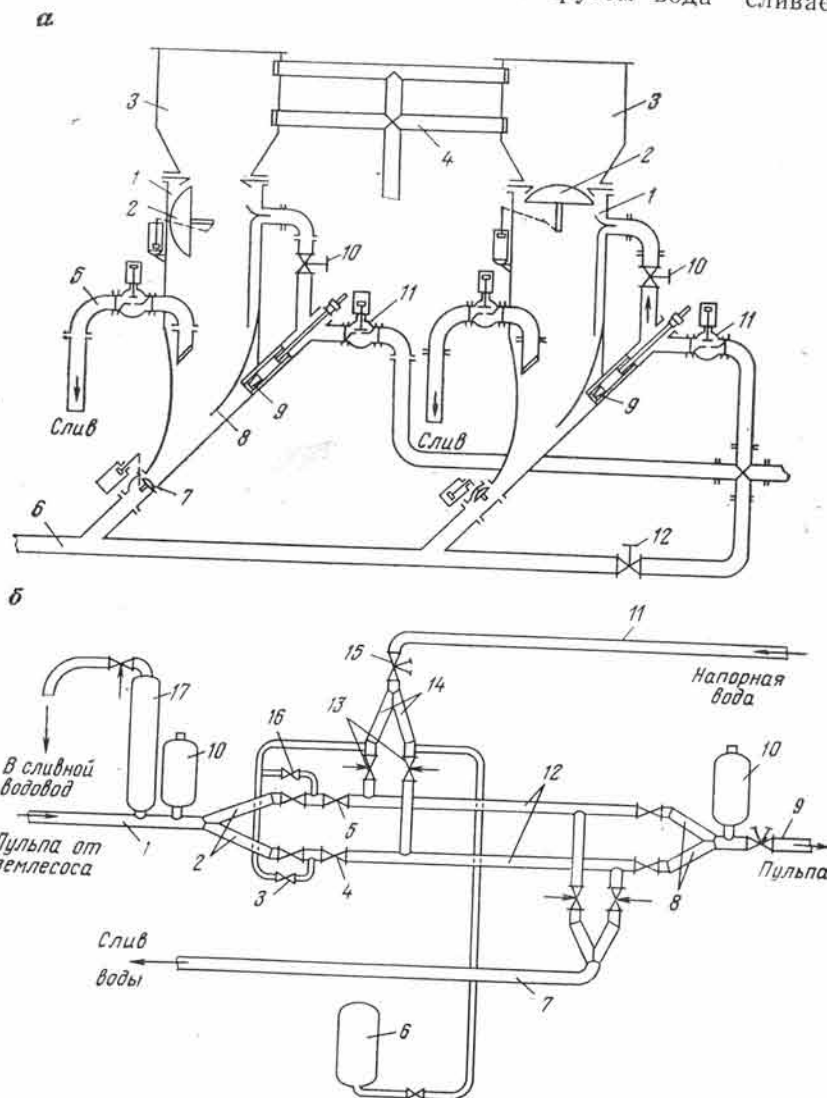


Рис. 5.6. Схемы камерного питателя АЗВ 25 (а) и трубчатого питателя (б)

через патрубок 5. Если по какой-либо причине материала подано слишком много, в камеру пропускают дополнительное количество воды через задвижку 10 подпитки. Во избежание заливания насадок 9 применяют отражатели 8. Вода в напорный пульпопровод подается через задвижку 12 с ручным или электромеханическим приводом. Камеры работают поочередно, чем достигается более равномерная работа аппарата. Все задвижки и затворы имеют гидропривод, и очередность их работы осуществляется автоматически.

Достоинством камерных питателей, как показала практика, является их высокая надежность. К недостаткам следует отнести цикличность действия, зависимость производительности от скорости осаждения транспортируемого материала в нижнюю часть камеры, невозможность управления подачей материала в напорный трубопровод. Разработанные к настоящему времени камерные питатели имеют производительность до $550 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В последнее время было выпущено несколько опытных образцов трубчатых питателей, также основанных на принципе шлюзования. Практика показала, что трубчатые питатели обеспечивают более равномерную подачу материала в напорный трубопровод. В питателях этого типа в качестве камер используют две трубы (рис. 5.6, б), в которые поочередно при помощи пульпонасосов закачивается пульпа. Из трубчатых камер также поочередно пульпа посредством обычного водяного насоса выдавливается в напорный пульпопровод. Помимо двух трубчатых камер 12 в питатель входят трубопровод 1 с двумя распределительными патрубками 2 для подачи пульпы в камеры, водовод 11 с двумя патрубками 14 для подачи чистой воды к камерам, сливной трубопровод 7, патрубки 8, соединяющие камеры с напорным пульпопроводом 9. Порядок работы трубчатого питателя следующий: при помощи задвижек 4 и 5 осуществляют поочередное заполнение камер питателя пульпой, затем через задвижки 13 и 15 под напором подается вода, которая выталкивает пульпу в напорный пульпопровод. Неравномерность подачи пульпы в напорный пульпопровод сглаживается при помощи накопителя 17 и компенсаторов 10, представляющих собой камеры определенного объема. Задвижки автоматически включаются по заданной программе при помощи гидросистемы, состоящей из гидроаккумулятора 6, задвижек 3 и 16, а также системы управления (на рисунке не показана). Из практики установлено, что трубчатые питатели могут обеспечить производительность по пульпе до $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Недостатком трубчатых питателей является необходимость применения в системе гидротранспорта пульпонасосов и обычных водяных насосов одновременно.

В системах гидротранспорта на открытых разработках для подачи пульпы в пульпопровод довольно широко используют гидроэлеваторы (см. рис. 5.2, г), которые в этом случае можно

отнести к питателям непрерывного действия. Конструкция гидроэлеватора настолько проста, что он может быть изготовлен непосредственно на предприятии в ремонтных мастерских.

Принцип его работы заключается в том, что струя воды, выходящая с большой скоростью из насадки, увлекает из камеры частицы пульпы, вследствие чего в камере создается вакуум и пульпа засасывается в нее, а затем струей воды выталкивается в напорный пульпопровод. Достоинствами гидроэлеватора являются его простая конструкция, отсутствие деталей, которые могут выйти из строя, равномерная подача пульпы в пульпопровод, нечувствительность к попаданию воздуха в пульпопровод, возможность транспортирования материала с относительно крупными кусками. К недостаткам относятся низкий к.п.д. (0,2—0,3) и невозможность использования гидроэлеватора в высоконапорных системах гидротранспорта (более 0,1 МПа).

Кроме указанного оборудования, для контроля за работой гидротранспортных установок используют различные приборы. На всасывающем трубопроводе устанавливают вакуумметр, а на нагнетательном — манометр. Поступление пульпы в пульпонасос контролируется датчиком скорости движения пульпы. Для контроля плотности пульпы используют консистомеры, устанавливаемые на нагнетательном трубопроводе.

5.3. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

При использовании гидротранспорта перемещение насыпных грузов осуществляют в потоке жидкости, движущейся с определенной скоростью. На тело, находящееся в движущемся потоке жидкости, действует сила, которая может быть определена по формуле Ньютона

$$P_{\lambda} = k_1 \gamma_0 v v_0 d + k_2 \gamma_0 v_0^2 d^2, \quad (5.1)$$

где P_{λ} — сила, действующая на тело, находящееся в потоке жидкости, Н; k_1 и k_2 — коэффициенты гидравлических сопротивлений соответственно при ламинарном и турбулентном потоках; γ_0 — плотность жидкости, с помощью которой осуществляется гидротранспортирование, кг/м³; v — кинематическая вязкость жидкости, м²/с; v_0 — относительная скорость обтекания жидкостью находящегося в ней тела, м/с; d — приведенный диаметр тела, м, т. е. диаметр шара с такой же массой и плотностью, как у реального тела.

Кинематическая вязкость

$$\nu = v_{\text{ср}} d / \text{Re}, \quad (5.2)$$

где Re — число Рейнольдса; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость потока, м/с.

Сопротивление перемещению тела в трубопроводе, пропорциональное действующей на него силе, согласно формуле (5.1), складывается из двух составляющих. Первое слагаемое определяет действующую силу при ламинарном потоке жидкости, т. е. когда поток можно представить в виде параллельно движущихся струй.

Практика эксплуатации гидротранспортных установок показала, что надежное перемещение твердых частиц в потоке жидкости может быть осуществлено только при турбулентном (беспорядочном) потоке жидкости, когда при общем поступательном перемещении жидкости в ней имеются струи, направленные горизонтально, вверх и вниз. Второе слагаемое формулы Ньютона определяет действующую силу при турбулентном потоке, которая значительно превосходит первое слагаемое. Поэтому при расчетах параметров гидротранспортных установок пользуются упрощенным выражением

$$P_{\lambda} = k_2 \gamma_0 v_0^2 d^2. \quad (5.3)$$

Для того чтобы увязать все параметры процесса, характеризующего перемещение частицы транспортируемого груза в турбулентном потоке жидкости, составим гидродинамическое уравнение равновесия частицы, находящейся в восходящем потоке жидкости в вертикальной трубе:

$$m \frac{dv}{dt} = P_{\lambda} - g(m - m_0), \quad (5.4)$$

где m и m_0 — соответственно масса частицы груза и вытесненной ею жидкости, кг; $\frac{dv}{dt}$ — ускорение частицы груза, м/с².

Примем условно частицу в виде шара с приведенным диаметром d (м) и запишем

$$m = \pi d^2 \gamma / 6 \quad \text{и} \quad m_0 = \pi d^2 \gamma_0 / 6, \quad (5.5)$$

где γ — плотность материала частицы груза, кг/м³.

При неподвижной частице, когда ускорение равно нулю, равенство имеет вид

$$P_{\lambda} = g(m - m_0). \quad (5.6)$$

С учетом выражений (5.3) и (5.5) решение уравнения (5.4) для v_0 — относительной скорости восходящего потока жидкости в вертикальном трубопроводе, при которой частица груза находится во взвешенном состоянии, имеет вид

$$v_0 = \sqrt{\frac{\pi d g (\gamma - \gamma_0)}{6 k_2 \gamma_0}}. \quad (5.7)$$

Эту скорость принято называть скоростью витания, которая помимо плотности жидкости γ_0 , плотности материала γ , коэффициента гидравлических сопротивлений k_2 зависит от приведенного диаметра частицы, т. е. от ее крупности. Из

эксперимента установлено, что в горизонтальном трубопроводе при относительной скорости потока жидкости, равной скорости витания, частица, лежащая на дне трубопровода, начинает двигаться. Скорость витания для частиц различных грузов определяют экспериментально по установившейся скорости свободного падения частицы в неподвижной жидкой среде. В реальных условиях в жидкости происходит движение не отдельных частиц, а одновременно многих, при этом частицы сталкиваются друг с другом, ударяются о внутренние стенки трубопровода. Эти явления приводят к потере скорости частицами, их падению на дно и сдерживанию движения других частиц. В связи с этим среднюю поступательную скорость потока жидкости принимают в несколько раз больше скорости витания. Минимальное значение средней поступательной скорости жидкости, при которой все частицы транспортируемого груза находятся в движении, называют критической скоростью. Исследованиями установлено, что при критической скорости сопротивления движению пульпы минимальны и, следовательно, энергоемкость транспортирования также минимальна. Однако незначительное уменьшение скорости потока ниже критической по любым даже случайным причинам приведет к интенсивному выпадению частиц в осадок и к закупориванию трубопровода. Поэтому расчетную скорость движения жидкости принимают на 10—20% выше критической.

Процесс перемещения твердых частиц в потоке жидкости при горизонтальном трубопроводе с физической точки зрения может быть представлен следующим образом. В турбулентном потоке существуют вертикальные восходящие струи, которые должны иметь скорость, равную скорости витания или несколько выше. Эти струи приподнимают частицы, и они перемещаются вместе с потоком жидкости, причем трение о стенки трубопровода не учитывается, так как контакты частиц с ними кратковременны. Исследования показали, что такое перемещение осуществляется при поступательной скорости потока, равной или большей критической.

При перемещении пульпы по трубопроводу сопротивление ее движению обусловлено трением пульпы о стенки трубопровода, величина которого зависит от шероховатости внутренних стенок трубопровода, скорости потока и его диаметра. Напор, необходимый для преодоления этих сопротивлений, определяют по формуле

$$h_{\text{тр}} = \lambda_n \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.8)$$

где $h_{\text{тр}}$ — напор, необходимый для преодоления сопротивлений движению пульпы вследствие шероховатости стенок, м; l — длина трубопровода, м; D — внутренний диаметр трубопровода, м; v — скорость движения пульпы, м/с; λ_n — коэффициент,

характеризующий шероховатость внутренних стенок трубы, который обычно определяют по эмпирической формуле

$$\lambda_n = (0,03 + 0,018/\sqrt{vd}) \gamma_n, \quad (5.9)$$

где γ_n — плотность пульпы, т/м³.

Кроме указанного сопротивления возникают дополнительные сопротивления на криволинейных участках, в задвижках, в обратных клапанах и в другой арматуре, установленной на трубопроводе. Эти сопротивления зависят от скорости движения пульпы и от формы проходных каналов. Их принято называть местными сопротивлениями, а напор (м) необходимый для их преодоления, определяют по формуле

$$h_m = \xi v^2 / (2g\gamma_n), \quad (5.10)$$

где ξ — коэффициент местных сопротивлений, принимаемый на основе табличных данных, полученных из эксперимента.

Теория самотечного (гравитационного) гидротранспорта может быть построена на основе следующих соображений.

При движении пульпы по наклонному желобу или трубопроводу гравитационные силы, действующие на пульпу, должны быть больше сопротивлений, препятствующих движению пульпы. Иными словами, можно сказать, что напор, обусловленный перепадом высот начальной и конечной точек транспортирования, должен обеспечить преодоление общего сопротивления движению пульпы. Исходя из этих соображений

$$h_{\text{тр}} = h, \quad (5.11)$$

где h — напор, обусловленный разностью высот начальной и конечной точек транспортирования, м.

С учетом равенства (5.11) формулу (5.8) можно привести к виду

$$Dh/l = v^2 \lambda_n / (2g) \quad \text{или} \quad Di = v^2 \lambda_n / (2g), \quad (5.12)$$

где $h/l = i$ — уклон желоба или трубопровода.

Так как транспортирование при самотечном гидротранспорте может происходить в открытом желобе, введем принятое в гидравлике понятие гидравлический радиус — отношение площади поперечного сечения потока гидросмеси к смоченному потоком периметру. Например, для наклонного трубопровода при полном заполнении его сечения пульпой гидравлический радиус R_r определяют по формуле

$$R_r = \pi D^2 / (4\pi D) = D/4,$$

откуда $D = 4R_r$. Подставив значение D в формулу (5.12), решив полученное равенство относительно v и получим известную в гидравлике формулу Шези

$$v = \sqrt{8gR_r i / \lambda_n} = c \sqrt{R_r i}, \quad (5.13)$$

где $c = \sqrt{8g/\lambda_n}$ — постоянный для данных условий гидротранспортирования коэффициент. По формуле Шези можно определить скорость движения пульпы по наклонному желобу или трубе, а также минимальный его наклон, задавшись скоростью, при которой происходит смыв транспортируемого груза.

Исходными данными для расчета параметров гидротранспортных установок являются: производительность по горной массе, характеристика транспортируемого груза (плотность, гранулометрический состав, абразивность), характеристика трассы (разность высот начальной и конечной отметок, длина, число поворотов).

При расчете самотечного гравитационного гидротранспорта, как правило, нет необходимости устанавливать консистенцию или концентрацию пульпы, так как количество воды, требующееся для размыва горных пород, вполне достаточно для самотечного гидротранспортирования.

Под консистенцией s' пульпы понимают отношение объемов твердой составляющей к жидкой в любом объеме пульпы:

$$s' = V_T / V_{ж}, \quad (5.14)$$

где V_T — объемная производительность по горной массе, м³/ч; $V_{ж}$ — расход воды, м³/ч.

Концентрация s пульпы — отношение объемной производительности по горной массе к объемной производительности по пульпе (м³/ч):

$$s = V_T / V_{п}. \quad (5.15)$$

Консистенция и концентрация пульпы взаимосвязаны, т. е.

$$s' = s / (1 - s). \quad (5.16)$$

Для перемещения в потоке жидкости твердых частиц транспортируемого груза рекомендуют следующие значения консистенции пульпы: для рядового угля, дробленой породы или руды — 1:3—1:4, для мелкозернистых материалов — 1:2,5—1:2.

При гравитационном гидротранспорте, который, как правило, используют после гидравлической разработки горной массы, консистенция пульпы составляет 1:10—1:30, поэтому смыв горной массы всегда обеспечивается при достаточном уклоне почвы.

Таким образом, расчет сводится к определению минимального уклона почвы, деревянного настила, металлических желобов или труб, при котором происходит смыв горной массы. По формуле Шези получим

$$i_{\min} = c^2 v^2 / R, \quad (5.17)$$

где v — критическая скорость движения пульпы, принимаемая по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Грузонесущий элемент	Критическая скорость, м/с				
	глинистых материалов	песчано-глинистых материалов	песка	дробленой руды, графия, щебня	рядового угля
Почва	3,5	4,0	4,5	5,0	4,0
Деревянный настил	3,0	3,5	4,0	4,5	3,5
Металлические желоба	1,5	1,8	2,3	2,8	1,9
Трубы диаметром, мм					
200	1,6	1,9	2,4	3,0	2,0
300	1,8	2,1	2,9	3,6	2,5
400	2,2	2,4	3,4	4,3	3,0
500	2,5	3,0	3,8	4,8	3,3
600	2,7	3,2	4,1	5,3	3,6

Значения минимальных уклонов $i_{\min} = \operatorname{tg} \beta$ для горных пород различной крупности приведены в табл. 5.3.

Расчет параметров напорного гидротранспорта заключается в определении по производительности по пульпе и принятой критической скорости необходимого диаметра трубопровода. Для гидротранспортной установки объемная производительность выражается формулой

$$V_{п} = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v_{кр}, \quad (5.18)$$

где $V_{п}$ — объемная производительность по пульпе, м³/ч; D — диаметр трубопровода, м; $v_{кр}$ — критическая скорость пульпы, м/с, которую ориентировочно принимают по табл. 5.2.

Производительность по пульпе определяют по формуле

$$V_{п} = V_T + V_{ж} = V_T (1 + 1/s'), \quad (5.19)$$

где $V_{ж}$ — расход воды, м³/ч; s' — консистенция пульпы, принимаемая на основе приведенных выше рекомендаций.

Выразим D из формулы (5.18) и получим следующее выражение

$$D = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{V_T (1 + 1/s')}{\pi v_{кр}}} = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{Q_T (1 + 1/s')}{\gamma \pi v_{кр}}}. \quad (5.20)$$

Таблица 5.3

Горная порода	Движение гидросмеси	Крупность породы $a_{ср}$, мм	Минимальный уклон $i_{\min} = \operatorname{tg} \beta$
Дробленая руда	По породе	20	0,07—0,1
	По металлическим желобам	4	0,03
Уголь	По породе	20	0,04—0,07
	По металлическим желобам	30	0,03—0,05
Дробленая руда или уголь	По деревянным желобам	20	0,04—0,07

Принимают ближайшее большее стандартное значение диаметра трубопровода.

Затем диаметр трубопровода сопоставляют с крупностью транспортируемого груза. Во избежание забивки трубопровода крупными кусками, должно выполняться условие

$$D \geq 3a_{\max},$$

где $a_{\max}$ — максимальный размер наибольшего куска, мм.

Если из-за крупности транспортируемого материала требуется увеличить диаметр трубопровода, то для того чтобы скорость движения пульпы не стала ниже критической, увеличивают расход воды, т. е. уменьшают консистенцию пульпы.

Выше отмечалось, что перемещение твердых частиц в жидкой среде может происходить только в турбулентном потоке. Турбулентность потока проверяют по критерию Рейнольдса

$$Re = vd/\nu > 2320.$$

Таким образом, при $Re > 2320$ поток всегда будет турбулентным. Кинематическую вязкость для воды можно принять $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Далее определяют напор, который должен развивать насос или пульпонасос для преодоления всех сопротивлений движению пульпы по трубопроводу. Полный напор складывается из следующих составляющих:

$$H = h_{\gamma_{\text{п}}} + Lh_{\text{тр}} + Lh_{\text{м}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{ост}},$$

где H — полный напор, м; h_{γ} — высота подъема пульпы, м; $\gamma_{\text{п}}$ — плотность пульпы, т/м³; L — длина трубопровода, м; $h_{\text{тр}}$ — потери напора, связанные с шероховатостью внутренних стенок трубопровода и отнесенные к 1 м его длины, м; $h_{\text{м}}$ — потери напора в арматуре (местные потери), отнесенные к 1 м длины трубопровода, м; $h_{\text{вс}}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, равные $5 \div 0$ м; $h_{\text{ост}}$ — остаточный напор при выходе из трубопровода, принимаемый $3 \div 5$ м.

Плотность пульпы определяют по формуле

$$\gamma_{\text{п}} = (\gamma - 1)/s' + 1.$$

Удельные потери, связанные с шероховатостью внутренних стенок трубопровода, определяют по формуле, полученной из выражений (5.8) и (5.9)

$$h_{\text{м}} = \frac{4800}{\sqrt{vd_{\text{ср}}}} \gamma_{\text{п}} \frac{v^2}{2Dg},$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний приведенный диаметр частицы груза, м, который находят по формуле

$$d_{\text{ср}} = \sqrt[3]{6m_{\text{ср}}/(\pi\gamma)},$$

где $m_{\text{ср}}$ — масса среднего куска, т.

Таблица 5.4

Вид арматуры	Коэффициент ξ при диаметре трубопровода, мм				
	200	300	400	500	600
Колено на 90°	1,1	1,05	1,03	1,02	1,01
Задвижка	1,15	1,08	1,05	1,03	1,02
Обратный клапан	1,2	1,13	1,08	1,05	1,03

Потери напора на криволинейных участках трубопровода и в арматуре определяют по формуле (5.10), принимая значения экспериментального коэффициента ξ по табл. 5.4.

Для получения значения удельных потерь в арматуре суммируют все потери напора от местных сопротивлений и делят на длину трубопровода. В приближенных расчетах можно принять $h_{\text{м}} = (15 \cdot 10^{-4} \div 0,11 \cdot 10^{-4}) h_{\text{тр}}$ м/м.

Режим работы пульпонасоса в конкретной гидротранспортной установке определяется его рабочей характеристикой, которую изображают совокупностью графических зависимостей напора, мощности, к. п. д. и допустимой высоты всасывания от расхода воды при работе пульпонасоса при постоянной частоте вращения его рабочего колеса. Рабочая характеристика пульпонасоса зависит от сопротивления трубопровода. Для того чтобы определить, на какой из рабочих характеристик будет работать пульпонасос, строят характеристику трубопровода, т. е. зависимость потребного напора от расхода по пульпе и высоты подъема пульпы. Точка пересечения рабочих характеристик пульпонасоса и трубопроводов будет соответствовать режиму работы пульпонасоса.

Так как рабочие характеристики пульпонасосов приводятся в паспортах для воды, имеющей меньшую плотность, чем пульпа, то их необходимо уточнять.

Обычно пульпонасосы и насосы поставляют в комплекте с электродвигателем соответствующей мощности, однако иногда приходится устанавливать некомплектные электродвигатели. В этом случае мощность (кВт) двигателя определяют по формуле

$$N = k_3 \frac{10^3 V_{\text{п}} \gamma_{\text{п}} H}{3600 \eta} = k_3 \frac{V_{\text{п}} \gamma_{\text{п}} H}{3,6 \eta},$$

где k_3 — коэффициент запаса, равный $1,1 \div 1,15$; η — к. п. д. механической передачи.

При установке на пульпонасосе электродвигателя с меньшим числом оборотов или с меньшей мощностью по сравнению с паспортной, а также с уменьшенным диаметром рабочего колеса, что может произойти после ремонта пульпонасоса, необходим пересчет рабочих характеристик.

К центробежным насосам применимы законы подобия характеристик однотипных машин, поэтому при пересчете рабочих

характеристик можно пользоваться следующими зависимостями:

$$V_2/V_1 = n_2/n_1 (D_2/D_1)^3; \quad H_2/H_1 = (n_2 D_2/n_1 D_1)^2; \\ N_2/N_1 = (n_2/n_1)^3 (D_2/D_1)^5,$$

где параметры с индексом 1 соответствуют паспортным данным, а с индексом 2 — пульпонасосу с измененными параметрами.

5.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ НА ГИДРОТРАНСПОРТЕ

Надежность работы гидротранспортной установки зависит от качества монтажа основных ее узлов, особенно пульпонасоса. Из-за неплотных соединений на всасывающем трубопроводе, в крышке корпуса, в сальниках и т. д., через которые может просочиться воздух, нарушается нормальный режим работы пульпонасоса. При слишком сильной затяжке сальниковой набивки может произойти чрезмерный нагрев подшипников, а при недостаточной затяжке — проникновение в корпус пульпонасоса воздуха. При монтаже необходимо соблюдать соосность вала пульпонасоса и вала электродвигателя. Перекос может привести к нагреву подшипников и выходу их из строя. В процессе эксплуатации гидротранспортной установки нужно постоянно следить за показаниями приборов, характером работы установок, состоянием ее узлов и агрегатов. Если после запуска пульпонасоса или насоса не обеспечивается заданная производительность, о чем можно судить по показаниям амперметра, установленного на электродвигателе, или по показаниям расходомера, а также если на напорной магистрали не развивается необходимое давление, то причину этих явлений нужно искать в недостаточно качественных соединениях во всасывающей магистрали. В этом случае необходимо остановить установку и проверить плотность всех соединений. Об исправности подшипниковых узлов можно судить по степени их нагрева. Подшипники не должны нагреваться более чем на 70 °С. Температуру определяют либо термометром, либо на ощупь (рука легко выдерживает температуру до 50 °С). О плотной затяжке сальника свидетельствует появление редких капель воды на его поверхности. Если сальниковая набивка задымится, необходимо немедленно остановить пульпонасос и проверить правильность затяжки сальников, соосность валов пульпонасоса и электродвигателя.

Безаварийная работа гидротранспортной установки достигается проведением регулярных профилактических мероприятий. Раз в сутки осматривают все наиболее ответственные узлы и соединения. Раз в неделю заменяют сальниковую набивку, проверяют на холостом ходу отсутствие вибрации пульпонасоса, которая может быть вызвана засорением проходных каналов рабочего колеса кусками транспортируемого груза, и поступление

воды к подшипниковым узлам для их охлаждения, в случае необходимости вскрывают корпус пульпонасоса и очищают каналы.

Замену быстроизнашивающихся деталей, узлов и агрегатов гидротранспортной установки осуществляют в соответствии с нормативными сроками службы. При транспортировании абразивных кусковых пород и руд рабочее колесо заменяют два-три раза в сезон, корпус — через три сезона, бронедиски один-два раза в сезон.

Автоматизация и механизация гидротранспорта в значительной степени снижают трудоемкость обслуживания и повышают надежность работы гидротранспортных установок. В настоящее время автоматическая аппаратура еще не получила широкого распространения, однако имеются апробированные схемы и отработанные элементы, которые обеспечивают автоматизированный и механизированный пуск всех агрегатов гидротранспортной установки, дистанционный контроль состояния всех ее элементов, защиту агрегатов от выхода из строя при нарушении нормального режима работы установки, поддержание оптимального режима гидротранспортирования.

В качестве примера на рис. 5.7 показана схема расположения датчиков и приборов на автоматической гидротранспортной установке, предназначенной для подъема угля из карьера на поверхность. Уровень пульпы в пульпосмесителе контролируется датчиком уровня 8, представляющим собой поплавков, связанный рычажной системой с конечными выключателями. При достижении верхнего уровня датчик включает вспомогательный насос, служащий для заливки пульпонасоса. Контроль заливки осуществляется специальным датчиком 3 также поплавкового типа, установленным в верхней точке корпуса пульпонасоса. По окончании заливки датчик 3 включает привод лебедки 4, опускающий всасывающий трубопровод 6 пульпонасоса в рабочее положение, затем включается двигатель. После завершения пуска заливной насос автоматически отключается.

Планируемая или вынужденная остановка пульпонасоса, например из-за уменьшения уровня пульпы в пульпосмесителе ниже допустимого или при забивке трубопровода, осуществляется автоматически в следующем порядке. Сначала отключается двигатель пульпонасоса, затем перекрывается вода, по-

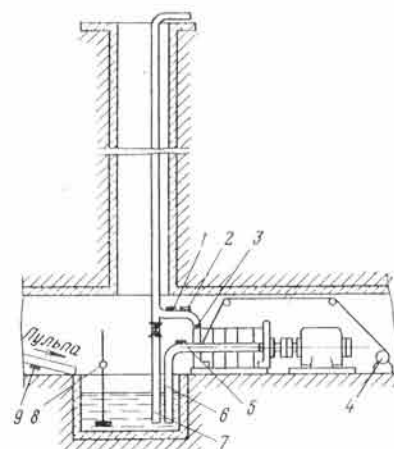


Рис. 5.7. Схема расстановки датчиков в автоматической гидротранспортной установке

даваемая для охлаждения бронедисков и подшипников, далее при помощи лебедки поднимается всасывающий трубопровод и включается насос для промывки чистой водой пульпопровода. При внезапной аварийной остановке автоматически открывается задвижка с электромеханическим приводом на спускном пульпопроводе 7 и пульпа сбрасывается в пульпосмеситель.

Контроль за режимом работы гидротранспортной установки осуществляется с помощью следующих приборов и аппаратуры. На всасывающем трубопроводе устанавливается вакуумметр 5, а на нагнетательном — манометр 2. Поступление пульпы в пульпосмеситель контролируется датчиком 9 скорости движения пульпы, находящимся на трубопроводе, по которому подают пульпу в пульпосмеситель. В корпусе пульпопонасоса установлено реле расхода, контролирующее поступление воды к бронедискам и к подшипникам. Контроль плотности пульпы осуществляется при помощи консистомера 1, расположенного на пульпопроводе при выходе из пульпопонасоса.

Наиболее трудно автоматизировать поддержание оптимального режима работы гидротранспортной установки. Оптимальным считается такой режим, при котором обеспечивается заданная производительность при минимальных удельных затратах.

Исследования показывают, что наименее выгодным с точки зрения минимума энергетических затрат является такой режим, при котором пульпа имеет максимально допустимую плотность, а скорость ее движения близка к критической. Сложность поддержания такого режима заключается в том, что груз в пульпосмесителе поступает неравномерно и консистенция пульпы изменяется. Для поддержания постоянной консистенции необходимо изменять расход воды в соответствии с изменяющимся грузопотоком.

Разработано несколько способов поддержания постоянной консистенции пульпы, например создание дополнительной емкости с пульпой, из которой при необходимости пульпа подается в пульпосмеситель или сбрасывается при повышении интенсивности грузопотока выше расчетной.

Следующий способ заключается в подсоединении к общему пульпопроводу нескольких пульпопонасосов. Если содержание твердой фракции в пульпе снижается, то к общему пульпопроводу подключают дополнительный пульпопонасос и при этом обеспечивается заданная производительность по горной массе.

Эти способы позволяют ступенчато изменять производительность гидротранспортной установки. Кроме того, разработаны способы бесступенчатого регулирования производительности пульпопонасосов, например дросселирование, т. е. уменьшение сечения проходного отверстия на напорном трубопроводе при помощи задвижки. Этот способ весьма прост и поэтому часто используется, хотя связан с опасностью забивки трубо-

провода, вследствие чего его рекомендуют при транспортировании мелкозернистых и мелкодисперсных материалов.

При введении воздуха во всасывающий трубопровод также снижается его производительность. Этот способ позволяет регулировать производительность в широком диапазоне, но использование его связано с ухудшением всасывания пульпы, неустойчивой работой пульпопонасоса и заметным снижением к. п. д.

При опускании всасывающего трубопровода пульпопонасоса засасывается более концентрированная пульпа, а при подъеме — менее концентрированная.

К способам бесступенчатого регулирования производительности относят изменение степени насыщения пульпы за счет создания аккумулярующей емкости с горной массой, которую добавляют, если в пульпосмесителе поступает меньшее количество груза, а также изменение частоты вращения рабочего колеса пульпопонасоса посредством регулируемого привода. Последний способ является наиболее экономичным, однако принятый пульпопонасос должен иметь запас по напору, так как при уменьшении частоты вращения колеса изменяется рабочая характеристика пульпопонасоса и одновременно со снижением производительности снижается напор.

Статистика показывает, что при использовании гидротранспорта наблюдается самый низкий уровень травматизма по сравнению с другими видами транспорта, так как в гидротранспортных установках кроме муфт, соединяющих электродвигатель с насосом или пульпопонасосом, практически нет вращающихся или подвижных элементов.

В соответствии с правилами безопасности все вращающиеся элементы агрегатов должны быть закрыты кожухами, ремонтные работы должны производиться при остановленных установках. Во избежание поражения электрическим током металлические части и агрегаты должны быть заземлены.

6. ТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ С КАНАТНЫМ ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

К транспортным установкам с канатным тяговым органом относятся канатные подвесные дороги, кабель-краны и скиповые подъемники.

Наибольшее распространение получили канатные подвесные дороги. Их применяют при сложном рельефе местности, обычно при разработке месторождений, залегающих в горах, на трассах, имеющих естественные препятствия в виде ущелий, оврагов и при больших (до 45°) уклонах. Посредством канатных подвесных дорог можно перемещать грузы практически

любой крупности только в том случае, если они легко высыпаются из грузонесущих емкостей, поэтому влажные и липкие насыпные грузы не рекомендуются перевозить с использованием канатных подвесных дорог. Канатными дорогами можно перевозить людей и некоторые вспомогательные грузы. Климатические условия почти не влияют на эффективность работы канатных подвесных дорог. Их можно эффективно использовать при грузопотоках до 1 млн. т горной массы в год на расстоянии до 10 км.

Скиповые подъемники на карьерах нашей страны до настоящего времени не получили широкого распространения, хотя в проектах прорабатывается их применение на некоторых вновь строящихся и реконструируемых карьерах. Область их рационального использования — глубокие (более 150 м) карьеры при грузопотоках до 10 млн. т горной массы в год. Они могут перемещать грузы с любыми физико-механическими свойствами и в любых климатических условиях. Один из существенных недостатков скиповых подъемников — уменьшение их производительности при увеличении глубины карьера.

Кабельные краны используют иногда на карьерах, разрабатывающих строительные породы, для транспортирования штучного камня и насыпных грузов, при этом желательно, чтобы карьер имел вытянутую форму и небольшую ширину.

6.2. КАНАТНЫЕ ПОДВЕСНЫЕ ДОРОГИ

Канатные подвесные дороги в зависимости от перевозимого груза принято разделять на грузовые и пассажирские, по конструкции — на одноканатные и двухканатные, по принципу действия — на маятниковые (или челноковые) и кольцевые.

В маятниковых дорогах транспортные сосуды совершают челночные рейсы по одному и тому же канату в прямом и обратном направлениях, поэтому их применяют для перевозки небольших объемов грузов, в основном вспомогательных, или людей.

В кольцевых канатных дорогах грузонесущие емкости движутся по замкнутой кольцевой трассе примерно с равными интервалами. В одноканатных дорогах один и тот же канат служит одновременно тяговым и грузонесущим органом, и к нему подвешивают грузонесущие емкости. Дороги такого типа используют при сравнительно небольших грузопотоках до 0,5 млн. т в год и расстояниях до 500 м.

Наибольшее распространение на открытых разработках получили кольцевые двухканатные дороги, обладающие высокой надежностью и обеспечивающие условия для безопасной работы при высоких эксплуатационных показателях. В дорогах этого типа один канат является грузонесущим, а другой — замкнутый — тяговым.

Основные узлы и элементы канатных дорог. На рис. 6.1 показана принципиальная схема двухканатной кольцевой доро-

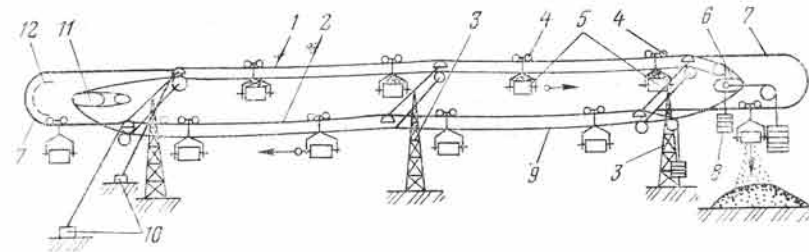


Рис. 6.1. Схема двухканатной кольцевой дороги

ги. Грузовая 1 и порожняковая 2 ветви несущего каната подвешиваются на опорах 3 и вместе с кольцевыми рельсовыми путями 7 по концам дороги образуют кольцевой замкнутый путь. С одного конца несущие канаты закрепляются в якорях 10, а с другого — натягиваются при помощи натяжных грузов 8. Грузонесущие емкости, выполненные в виде подвесных вагонеток 5, перемещаются на ходовых тележках 4 по несущему канату и кольцевым рельсам. К вагонеткам посредством специальных зажимных устройств крепится тяговый замкнутый канат 9, который приводится в движение от шкива 11 тяговой лебедки. С противоположной стороны канат 9 натягивается натяжным устройством 6. На концевых станциях дороги этот канат автоматически отсоединяется от вагонетки, которая по кольцевым рельсам движется самокатом либо при помощи специального цепного конвейера 12.

Широкое распространение получили несущие канаты закрытой конструкции с наружным слоем из проволоки S-образного сечения (рис. 6.2, а) и одним (рис. 6.2, б) или двумя (рис. 6.2, в) внутренними слоями проволоки фасонного клиновидного сечения. Отдельные отрезки несущих канатов соединяют коническими муфтами (рис. 6.2, г), которые состоят из двух половин 1 и стяжного винта 2, имеющего левую и правую резьбы. Концы канатов заводят в обе половины муфты, расплетают, а затем половины стягивают винтом. При этом происходит расклинивание расплетенных концов канатов. Диаметр несущих канатов на современных дорогах принимают от 30,5 до 100 мм, разрывное напряжение в канатах — 1,2—1,8 ГПа.

Наиболее широко используют металлические опоры на бетонном фундаменте (рис. 6.3, а). Они имеют две пары консолей. Верхняя пара 1 служит для поддержания несущих канатов, которые ложатся на шарнирно укрепленные башмаки (рис. 6.3, б). Такое крепление уменьшает перегибы канатов при подходе вагонеток к опорам. Нижние консоли 2 служат для поддержания тягового каната при провисании его между вагонетками, для чего на них устанавливают направляющие рамки с роликами 3. Кроме того, рамки гасят поперечные колебания вагонеток и тягового каната, возникающие при боковом ветре, и стабилизируют их движение. Стандартные опо-

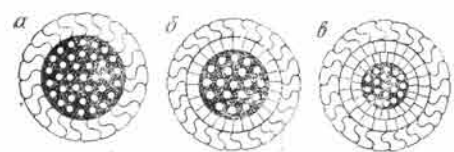


Рис. 6.2. Сечения несущих канатов и соединительная муфта

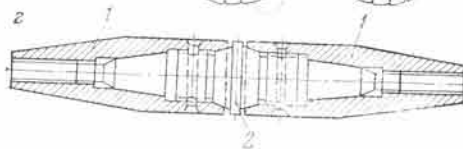
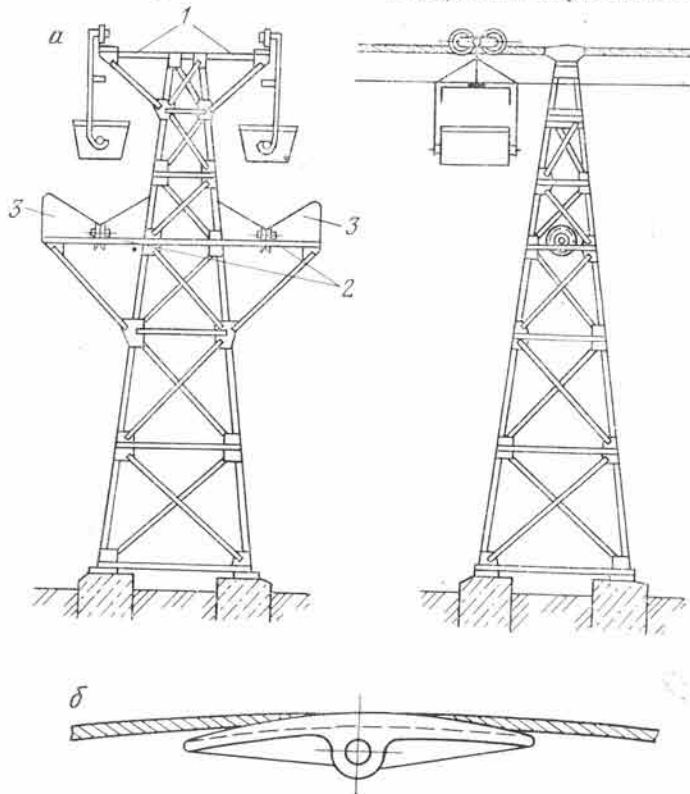


Рис. 6.3. Металлическая опора на бетонном фундаменте (а) и башмак для поддержания несущего каната (б)



ры имеют высоту от 5 до 25 м. В отдельных случаях при прохождении широких и глубоких ущелий изготавливают специальные мачты высотой 50—100 м и раскрепляют их для устойчивости расчалками. Расстояние между опорами принимают в зависимости от профиля трассы. Например, существуют канатные подвесные дороги, в которых соседние мачты установлены на расстоянии 800 м. На стандартных опорах допустимая нагрузка на консоль, поддерживающую несущий канат, составляет 60 или 100 кН. Значительно реже применяют П-образные опоры.

Вагонетки (рис. 6.4) состоят из следующих основных узлов: ходовой тележки 1 (двух-, четырех- или восьмиколесной); подвески 2 и кузова 3.

Кузова бывают глухие, разгружающиеся опрокидыванием, и с разгрузкой через открывающееся днище.

Глухой кузов для лучшего высыпания груза при опрокидывании выполняют трапецевидного поперечного сечения. На торцовых стенках укрепляют полуоси 5, которыми вагонетка шарнирно опирается на крючья 4 подвески. Полуоси располагают немного ниже оси, проходящей через центр тяжести грузовой вагонетки, и выше центра тяжести порожней, кроме того, они сдвинуты немного вбок (рис. 6.4). Такое положение обеспечивает самоопрокидывание вагонетки при разгрузке и возврат порожнего кузова в вертикальное положение. От произвольного опрокидывания кузов удерживается защелкой 6, запорный конец которой входит в вырез запорной планки 7 и пружиной 8. Для более надежного возврата кузова в вертикальное положение на боковой стенке имеется палец, на который воздействуют спрофилированные шины, принудительно возвращающие кузов в исходное положение.

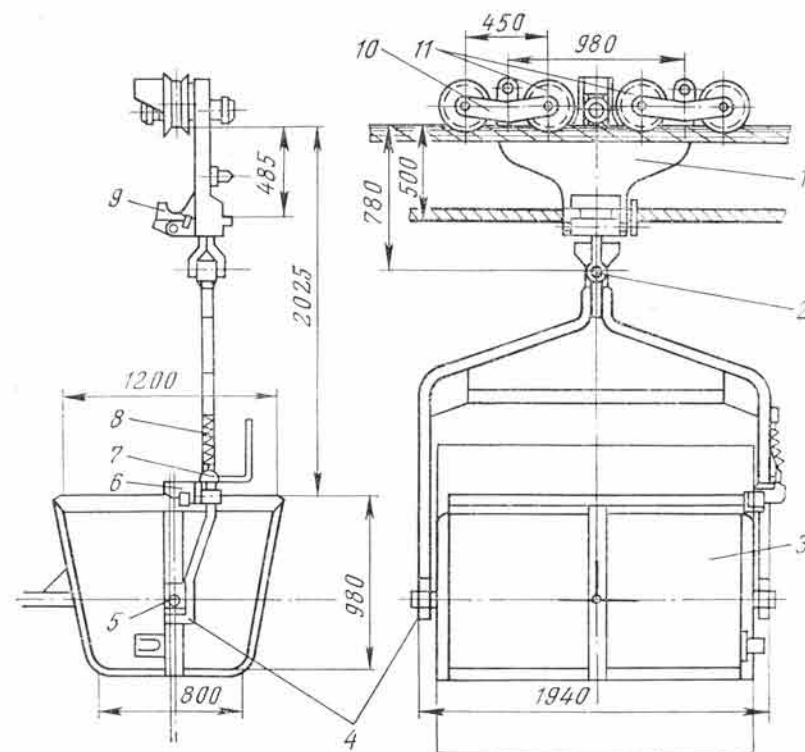


Рис. 6.4. Четырехколесная вагонетка с опрокидным кузовом

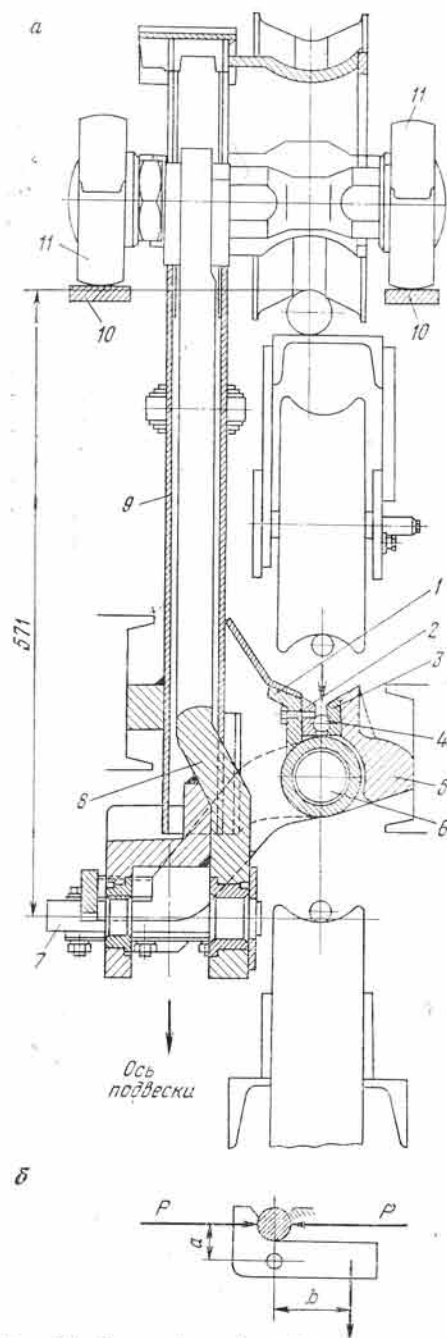


Рис. 6.5. Сцепной прибор (а) и схема сил, действующих в сцепном приборе на тяговый канат (б)

Ходовая тележка (см. рис. 6.4) состоит из рамы 10, к которой шарнирно крепятся сцепной прибор 9 и балансиры 10 с ходовыми колесами 11. На каждом балансиры установлено по два колеса, а балансиры соединены с корпусом вертикальным и горизонтальным шарнирами, что обеспечивает, с одной стороны, равномерное распределение веса вагонетки между колесами, а с другой — хорошее вписывание тележки в кривые на конечных станциях.

Диаметр ходовых колес принимают от 200 до 300 мм с нагрузкой на ось до 0,7 кН. Поперечный профиль поверхности катания колес выполняют в виде двух сопряженных радиусов. Меньший радиус соответствует диаметру несущего каната, а больший — диаметру соединительных муфт. Колеса монтируют на шарикоподшипниках, а рабочую поверхность рекомендуется футеровать твердой резиной или износостойким пластиком. Футерованные колеса имеют несколько более высокий коэффициент трения качения, но значительно менее интенсивно изнашивают несущий канат.

На раме ходовой тележки укреплены ролики, стабилизирующие движение вагонеток при входе в кривые на конечных станциях.

Сцепной прибор (рис. 6.5, а), предназначенный для сцепления вагонеток с тяговым канатом, состоит из неподвижного за-

жима 1, укрепленного на корпусе ходовой тележки, и подвижного зажима 5, представляющего собой двуплечный рычаг, поворачивающийся вокруг шарнира 6 и прижимающий щеку 3 к неподвижной щеке 2. Прижатие осуществляется благодаря тому, что на длинное плечо зажима 5 действует вес вагонетки, которая через подвеску укреплена на шарнире 7. К подвеске крепится ползун 8, который скользит в направляющих рамы 9 тележки. Под действием веса вагонетки с подвеской ползун опускается вниз и поворачивает зажим 5 вокруг шарнира 6. При этом происходит сжатие тягового каната 4 неподвижной и подвижной щеками. Соотношение плеч зажимного рычага выбирают таким, чтобы сопротивление движению вагонетки вверх по наклонному несущему канату было меньше силы сцепления тягового каната со щеками сцепного устройства. На рис. 6.5, б показана схема сил, действующих на тяговый канат и на рабочие элементы сцепного устройства. Исходя из этой схемы, условие, при котором тяговый канат будет увлекать груженую вагонетку вверх без скольжения в сцепном устройстве, имеет вид

$$2 \frac{b}{a} (m_n + m_k + G) \sin \beta f > > (m_t + m_n + m_k + G) (\sin \beta + \omega \cos \beta), \quad (6.1)$$

где a и b — соответственно плечи сил прижатия щек к канату и веса подвески и кузова с грузом, m ; β — угол наклона несущего каната, градус; f — коэффициент трения тягового каната о щеки сцепного устройства (принимают $f=0,3$); m_t , m_n и m_k — массы тележки, подвески и кузова, t ; ω — коэффициент сопротивления движению вагонетки (принимают $\omega = 0,006 \div 0,0075$), причем большие значения относятся к более легким вагонеткам); G — грузоподъемность вагонетки, t .

Пренебрегая массой тележки ($m_t=0$), из формулы (6.1) получим

$$2 \frac{b}{a} f > \operatorname{tg} \beta + \omega.$$

Примем коэффициент запаса от скольжения тягового каната в сцепном устройстве $k > 1$ и получим выражение, определяющее максимальный угол наклона $\beta_{\max}$ по указанному условию

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = k \left(2 \frac{b}{a} f - \omega \right).$$

Для зажимного устройства показанного на рис. 6.5, при коэффициенте запаса от скольжения $k=2$ получим $\beta_{\max}=47^\circ$. Обычно угол наклона трассы на канатных подвесных дорогах не рекомендуют принимать более 45° .

Отсоединение тягового каната от сцепного прибора осуществляют при помощи роликов 11 и направляющих шин 10, которые устанавливаются при входе и выходе вагонеток на криволинейные участки на конечных станциях. Шины спрофилированы так, что при движении вагонеток они приподнимают ползун вместе с кузовом вагонетки и при помощи роликов или специальных башмаков канат выводится из раскрытых щек или, наоборот, заводится в них. Кроме рассмотренной конструкции существуют сцепные приборы винтовые, пружинные и со специальным контргрузом.

Защелка, удерживающая кузов от самопроизвольного опрокидывания, установлена на подвеске и представляет собой двуплечный рычаг, укрепленный при помощи шарнира на подвеске. Короткий запорный конец рычага (см. рис. 6.4, а) входит в вырез запорной пленки 7, а другой длинный конец удерживается в нормальном положении пружиной 8. При нажатии на длинный конец отбойным брусом (аншлагом) запорный конец защелки выходит из прорези кузова и он опрокидывается. При возвращении кузова в вертикальное положение конец защелки свободно входит в прорезь планки.

В табл. 6.1 приведены основные параметры вагонеток, выпускаемых в нашей стране.

Намечается выпуск вагонеток грузоподъемностью до 5 т с восьмьюносными тележками и с кузовом, разгружающимся через открывающееся днище.

Приводные устройства. Основным элементом приводных устройств канатных подвесных дорог — один или два приводных шкива. В любом приводе трения с гибким тяговым органом тяговое усилие, передаваемое шкивом, зависит от коэффициента трения, угла обхвата и натяжения набегающей на приводной шкив ветви каната [см. выражение (4.12) в разд. 4]. Шкивы выполняют одно- или двухжелобчатыми и футеруют их рабочую поверхность специальными пластмассами, обеспечивающими коэффициент сцепления со стальным канатом $\mu = 0,3$. В приводных устройствах используют схемы обводки шкива тяговым канатом (рис. 6.6), которые обеспечивают угол обхвата от $\alpha_0 = \pi$ до $\alpha_0 = 3\pi$.

Таблица 6.1

Параметры	Вагонетка									
	двухколесная					четырёхколесная				
Вместимость, м ³	0,5	0,65	0,8	1		0,5	0,65	0,8	1	1,25
Грузоподъемность т	1	1,6	1,6	1,6	1	1,6	2,7	2,7	2,67	2,57
Масса, т	0,39	0,42	0,45	0,48	0,48	0,51	0,54	0,57	0,6	0,9

В качестве примера на рис. 6.7 показано приводное устройство двухканатной дороги с двумя одножелобчатыми шкивами. Применяют также и двухжелобчатые приводные шкивы. В этом случае одним шкивом можно обеспечить большие тяговые усилия, но, как показала практика, вследствие неравномерного износа желобов происходит нарушение нормального режима работы привода.

Шкивы 1 (см. рис. 6.7) через редукторы 2 соединяются с электродвигателями 3. Приводное устройство снабжено тормозом 4 и микроприводом 5. Рабочую скорость на ободу шкива принимают в диапазоне 2,5—3,5 м/с. При осмотре и ремонте вагонетки протягивают посредством микропривода со скоростью 0,4—0,6 м/с.

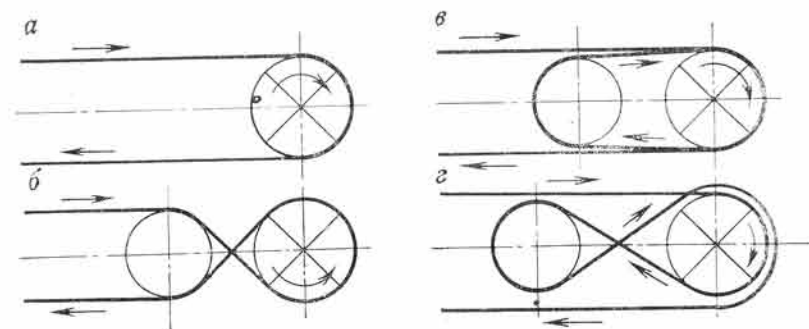


Рис. 6.6. Схема обводки тяговыми канатами приводных шкивов при $\alpha = \pi$ (а), $\alpha = (1,5 \div 1,65)\pi$ (б), $\alpha = 2\pi$ (в) и $\alpha = (2,5 \div 2,6)\pi$ (г)

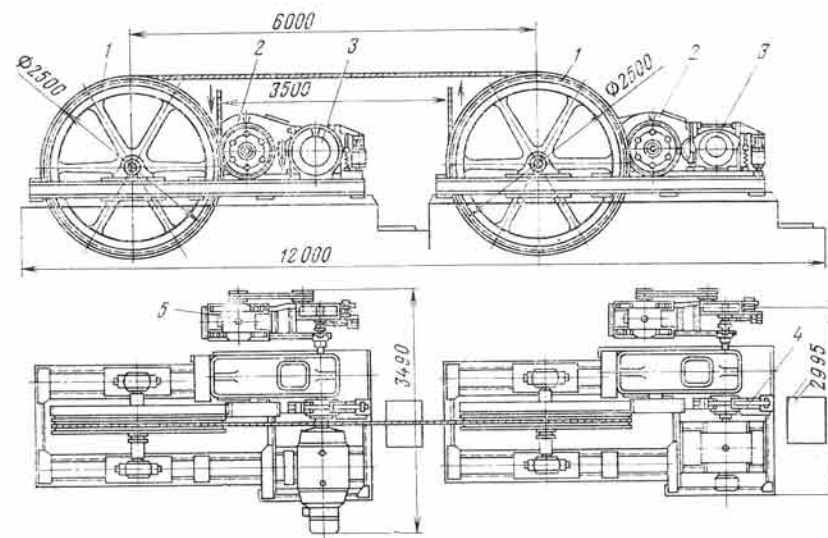


Рис. 6.7. Приводное устройство канатной дороги с двумя приводными шкивами

В приводных устройствах канатных подвесных дорог используют электродвигатели с фазовым ротором, позволяющие осуществлять плавный пуск дороги, что особенно важно на дорогах, предназначенных для перевозки людей. На некоторых дорогах применяют двигатели постоянного тока, получающие питание от генератора (система Г-Д). Разрабатываются приводные устройства с частотными тиристорными преобразователями и асинхронными короткозамкнутыми электродвигателями, а также с тиристорными выпрямителями и двигателями постоянного тока.

Натяжные устройства служат для создания предварительного натяжения тягового каната. В канатных дорогах применяют натяжные устройства грузового типа. Они представляют собой каретку с горизонтально установленным концевым шкивом для тягового каната. Один конец натяжного каната присоединяют к каретке, а к другому, — после того как его пропустят через систему отклоняющих блоков, подвешивают натяжной груз.

Погрузочные станции включают в себя бункер, вместимость которого рассчитана на двухчасовую работу дороги, пластинчатый или ленточный питатель для загрузки вагонеток. Иногда бункера оборудуют специальными дозаторами или секторными затворами.

На рис. 6.8 показан план погрузочной станции двухканатной подвесной дороги. Прибывшая на станцию порожняя вагонетка 2 отцепляется при помощи спрофилированных шин 3 и отклоняющих башмаков от тягового каната 4 и переходит на жесткий рельс 5, где скорость ее снижается. Далее вагонетка перемещается толкающим конвейером 6 до спирали 13, которая возвращает кузов вагонетки в вертикальное положение. При подходе вагонетки к загрузочному устройству 14 она воздействует на специальный выключатель, останавливающий толкающий конвейер и одновременно включающий механизм загрузочного устройства. После завершения загрузки толкающий конвейер снова автоматически включается и выталкивает вагонетку к направляющим 18, где происходит подсоединение к вагонетке тягового каната. Для повышения производительности погрузки сооружают станции с разветвленными жесткими рельсами и несколькими загрузочными пунктами.

На плане погрузочной станции показано расположение оборудования и служебных помещений. Натяжное устройство 19 тягового каната, якорь 1 несущего каната, привод 17 толкающего конвейера и его натяжное устройство 16 расположены в приемной галерее. В помещении погрузочных бункеров 14 расположены путевые выключатели 15, смотровая площадка 12 и спираль 13 для подъема вагонеток. В единый блок погрузочной станции входят машинное помещение для приводной станции 9, помещение 8 для электроаппаратуры, ремонтная мастерская 10, склад 11 запасных частей и бытовые помещения 7.

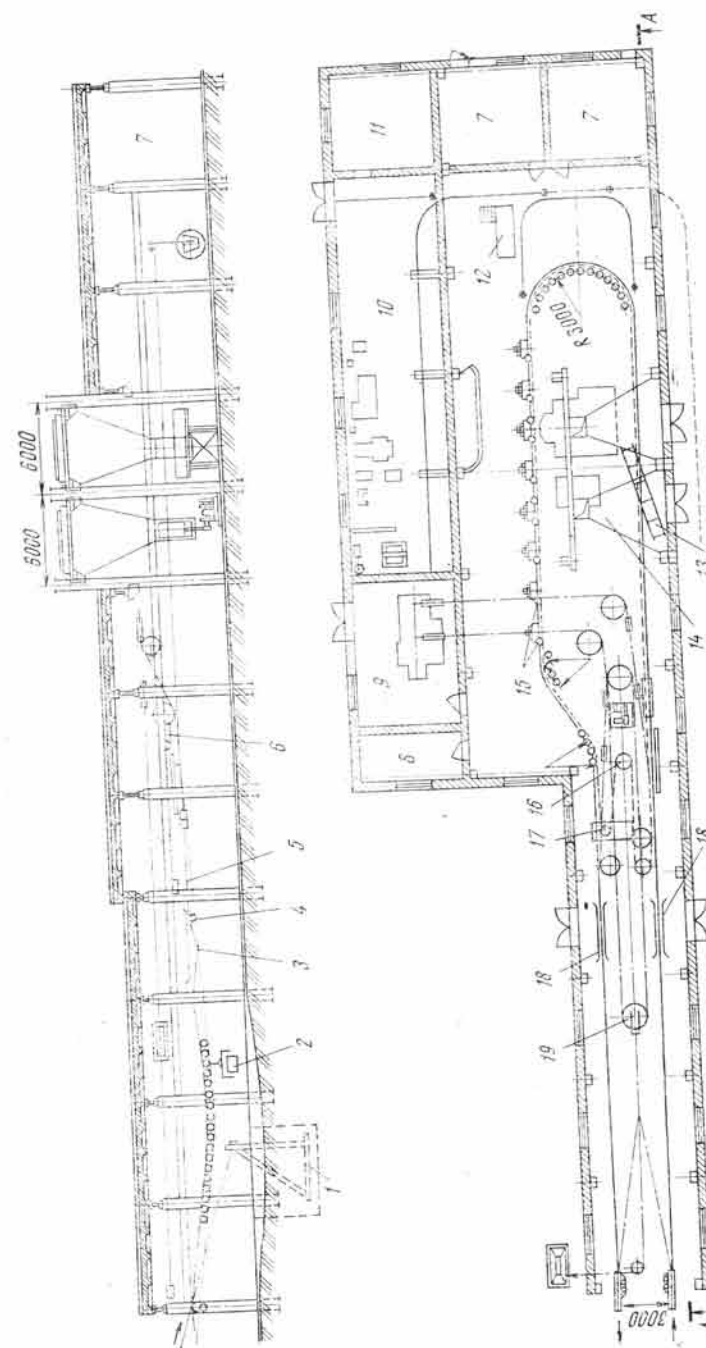


Рис. 6.8. Погрузочная станция двухканатной кольцевой дороги

Разгрузочная станция включает в себя криволинейный жесткий рельс, по которому движутся вагонетки после отцепки от тягового каната (движение вагонеток осуществляет толкающий конвейер); приемный бункер, в который разгружается кузов вагонетки; отбойный брус (аншлаг), отклоняющий рычаг защелки, удерживающей кузов в вертикальном положении; блоки, башмаки и спрофилированные направляющие для отсоединения и присоединения тягового каната к вагонеткам.

Угловые станции располагают в местах поворота трассы канатной дороги. Обычно угловые станции совмещают с приводными станциями, и в этом месте вагонетка отцепляется от тягового каната и самокатом проходит поворот по криволинейному рельсу. Если по какой-либо причине нельзя совместить угловую станцию с приводной, то устраивают батареи обводных роликов или устанавливают поворотные шкивы. На таких угловых станциях вагонетка проходит поворот без отцепки тягового каната.

Промежуточные станции устраивают на дорогах большой протяженности между отдельными несущими канатами. В этих местах вагонетка с одного каната на другой переходит по рельсу без отцепки тягового каната.

При грузопотоках до 250 т/ч применяют более простые по конструкции одноканатные кольцевые дороги, в которых один канат выполняет роль несущего и тягового органа. Вагонетки к канату подвешиваются при помощи специальных зажимов. На опорах канат поддерживается батареями балансирующих роликоопор. На конечных станциях вагонетки перемещаются по криволинейным рельсам, для чего их оборудуют ходовыми колесами. На таких дорогах нагрузка на канат допускается до 5 кН и только в отдельных случаях до 10 кН, скорость движения принимают не более 2,5 м/с, а производительность, которую они могут обеспечить, составляет 50—100 т/ч. Наибольшее распространение одноканатные кольцевые дороги получили для перевозки вскрышных пород в отвалы. Разгрузку вагонеток осуществляют в любом месте трассы, для чего на опоре, канате, навешиваемом между соседними опорами, или на специальной передвижной раме устанавливают отбойный брус, отжимающий рычаг защелки.

Длину приводного участка принимают не более 5—8 км, а при установке нескольких последовательных приводных участков общая длина дороги может быть практически любой. Угол наклона трассы, вследствие шарнирной подвески вагонеток, может достигать 45°, длина одного пролета — до 1000 м. При очень больших пролетах между опорами параллельно тяговому канату навешивают несущий канат, по которому вагонетки перемещаются на ходовых колесах так же, как в двухканатных дорогах.

При небольших расстояниях (до 500 м) и грузопотоках до 700 т/ч применяют дороги маятникового типа: двухканатные или одноканатные. Маятниковые дороги используют для перемещения вскрышных пород в отвалы, для перевозки штучных грузов и людей.

Вагонетки в двухканатных маятниковых дорогах принимают грузоподъемностью от 3 до 8 т, а при перемещении тяжелых штучных грузов используют контейнеры грузоподъемностью до 20 т. Вагонетки для отвальных дорог выполняют обычно с откручивающимся днищем.

Несущие канаты в маятниковых дорогах закориваются с обоих или с одного конца. В последнем случае свободный конец натягивается при помощи натяжного устройства.

Для увеличения вместимости отвала в отвальных дорогах конечную опору часто делают передвижной или переставной.

Тяговый канат в маятниковых дорогах имеет две ветви — грузовую и порожняковую, которая принимается более тонкой, так как передает меньшее тяговое усилие. Тяговый канат приводится в движение при помощи лебедки барабанного типа, а чаще лебедки оборудованной шкивом трения. Движение в грузовом и порожняковом направлениях осуществляется посредством реверсирования лебедки.

В одноканатных маятниковых дорогах используют один канат, который одновременно служит несущим и тяговым. Вагонетки закрепляют на канате при помощи специальных зажимов. Такие дороги проще по конструкции, но в связи с малой грузоподъемностью вагонеток (как правило, до 500 кг) они имеют невысокую (до 50—1000 т/ч) производительность и дальность транспортирования до 500 м.

Для перевозки людей в горной местности используют пассажирские канатные дороги: маятниковые двухканатные и кольцевые одноканатные кресельные, конструкции которых не отличаются от грузовых дорог такого же типа. Для двухканатных маятниковых дорог подвижной состав выполняется в виде вагонов с восьмью тележками, рассчитанными на единицы или десятки пассажиров (как правило, не более 40 чел.). Скорость движения при большой длине достигает 8—12 м/с. Несущие и тяговые канаты принимают с большим запасом прочности. На случай обрыва тягового каната предусмотрены затормаживающие устройства, останавливающие вагон на несущем канате, кабина связана средствами сигнализации с оператором.

В одноканатных кольцевых кресельных дорогах к одному несущему-тяговому канату при помощи зажимов шарнирно подвешивают легкие кресла. Посадка и высадка пассажиров осуществляется на ходу, поэтому скорость движения на таких дорогах принимают в диапазоне 1—1,5 м/с.

Пропускная способность двухканатных пассажирских кольцевых и маятниковых дорог колеблется в пределах 300—

1000 чел./ч, а одноканатных кресельных — в диапазоне 250—1000 чел./ч.

Расчет параметров канатных подвесных дорог. В качестве примера рассмотрим расчет параметров грузовой двухканатной дороги грузового типа. Исходными данными являются необходимый объем грузоперевозок $Q_{\text{год}}$, т горной массы в год, режим работы канатной дороги (двух- или трехсменный), план и профиль трассы, насыпная плотность транспортируемого груза.

Трассу разбивают на прямолинейные участки, предполагая в местах поворота устанавливать угловые станции, и на приводные участки, выбирая их таким образом, чтобы мощность приводных станций и натяжения тяговых канатов были одинаковыми, так как в этом случае можно применять унифицированные узлы и агрегаты.

После выбора трассы строят продольный профиль дороги, подбирая высоту опор такой, чтобы обеспечить надежное прилегание несущих канатов к башмакам.

По результатам расчета осуществляют выбор грузоподъемности вагонеток, определяют максимальное натяжение тягового каната, мощность приводного устройства, прочность несущего каната, тип приводного устройства, тяговый и несущий канаты.

Часовую производительность канатной дороги определяют по формуле

$$Q_{\text{ч}} = Q_{\text{год}} k_n / (n_r n_c),$$

где $Q_{\text{ч}}$ — часовая производительность дороги, т; k_n — коэффициент неравномерности подачи груза на канатную дорогу ($k = 1,1 \div 1,2$); n_r — число рабочих дней в году; n_c — число рабочих часов в сутки (при двухсменном режиме $n_c = 12$ ч, при трехсменном $n_c = 18$ ч).

Часовая производительность канатных дорог, как правило, находится в диапазоне 100—400 т/ч. При больших значениях рекомендуется устанавливать параллельно несколько дорог.

Скорость тягового каната принимают в соответствии с рекомендуемым параметрическим рядом 1,6; 2; 2,5; 3,15 м/с, причем большие значения принимают для коротких дорог с меньшей производительностью.

Натяжения тягового каната в различных точках и тяговое усилие определяют методом обхода контура тягового каната по точкам. При этом минимальное натяжение из условия ограничения провеса между вагонетками

$$S_{\text{min}} \geq g(600 \div 800) m_k,$$

где m_k — масса 1 м тягового каната (ориентировочно можно принять равной $1 \div 1,5$ кг), S_{min} — минимальное натяжение тягового каната, Н.

Соппротивление (Н) определяют по формулам: на участках груженой ветви

$$W_{\text{гр}} = L \left(\frac{m_b + G}{a} + m_k \right) g (\omega \cos \beta \pm \sin \beta) + \Delta W;$$

на участках порожняковой ветви

$$W_{\text{пор}} = L \left(\frac{m_b}{a} + m_k \right) g (\omega \cos \beta \pm \sin \beta) + \Delta W,$$

где L — длина расчетного участка; m ; G — грузоподъемность вагонетки, т; a — масса вагонетки, т; m_b — расстояние между вагонетками, м; m_k — масса 1 м тягового каната, т; β — угол наклона участка дороги, градус; ω — коэффициент сопротивления движению вагонеток ($\omega = 0,0065 \div 0,0075$); ΔW — дополнительное сопротивление на отклоняющих шкивах, роликовых обоймах и т. д. на расчетном участке, которое учитывают коэффициентом k_y увеличения натяжения каната при огибании указанных элементов. При угле обхвата $\alpha_0 = 90^\circ$ $k_y = 1,02 \div 1,03$; при $\alpha_0 = 180^\circ$ $k_y = 1,04 \div 1,06$.

По максимальному натяжению S_{max} (Н), которое получают, так же как при расчете ленточного конвейера (методом обхода контура тягового каната по точкам), принимают канат с необходимым запасом прочности (не менее 4,5). Тяговый канат должен обладать достаточной гибкостью, поэтому его диаметр не рекомендуют принимать более 32 мм.

По соотношению натяжений набегающей $S_{\text{нб}}$ (Н) и сбегавшей $S_{\text{сб}}$ (Н) с приводного шкива ветвей тягового каната определяют необходимую тяговую способность привода и сравнивают ее с фактическим тяговым фактором. Должно соблюдаться условие

$$S_{\text{нб}}/S_{\text{сб}} \leq e^{\mu \alpha_0}. \quad (6.2)$$

Если оно не выполняется, то увеличивают угол обхвата установкой противостоящих (неприводных) шкивов или двух приводных устройств (рис. 6.7).

Мощность двигателя (кВт) определяют по формулам:

при тяговом режиме работы дороги

$$N = (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}) v / (10^3 \eta);$$

при тормозном режиме работы дороги

$$N = (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}) v \eta / 10^3,$$

где v — скорость тягового каната, м/с; η — к. п. д. механической передачи от двигателя к приводному шкиву (принимают $\eta = 0,85 \div 0,95$).

Несущий канат рассчитывают по максимальной силе, действующей на канат от груженой вагонетки, с учетом усилий, свя-

занных с его скольжением по поддерживающим башмакам и долговечностью каната:

$$P = (m_k + m_{тр} + m_k a) g + T,$$

где P — максимальная сила, действующая на канат, Н; T — продольное усилие, которое тем выше, чем больше угол перегиба тягового каната на башмаках (в приближенных расчетах его принимают равным 0,35 Н).

Сила нажатия (Н) одного колеса на несущий канат

$$P_k = \xi_0 P / n,$$

где $\xi_0 = 1,1$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения веса вагонетки с грузом на колеса; n — число колес в тележке.

Условное число проходов $C_{пр}$ колес за год

$$C_{пр} = 0,7 i n_r n_c n,$$

где $i = 3600/t$ — интенсивность движения вагонеток, число вагонеток/ч; t — интервал времени между поступлением вагонеток на трассу, с.

Необходимую прочность несущего каната определяют по формуле

$$S_p' = 160 R \sqrt{C_{пр}},$$

где S_p' — разрывное усилие каната, Н; R — сила нажатия одного колеса на канат, Н.

Максимальное натяжение S'_{max} (Н) несущего каната находят из выражения

$$S'_{max} S'_0 + m'_k H g + T_{тр},$$

где S'_0 — начальное натяжение каната, Н; m'_k — масса 1 м несущего каната, кг; H — наибольшая разность высот между конечными участками каната, м; $T_{тр}$ — сила трения несущего каната по башмакам (Н), которую определяют по формуле

$$T_{тр} = g \left(\frac{m_k + m_{тр}}{a} + m_k + m'_k \right) L_r f',$$

где L_r — горизонтальная проекция расчетного участка несущего каната, м; f' — коэффициент трения несущего каната по башмаку (принимают $f' = 0,16$).

Коэффициент запаса прочности несущего каната для грузовых дорог не должен быть менее трех, т. е.

$$S'_{max} \leq S'_p / 3.$$

Натяжной груз определяют из условия допустимого провеса несущего каната между соседними опорами и из условия значи-

тельного превышения силы трения каната о башмак для обеспечения свободного скольжения по нему:

$$m_{тр} \geq T_{тр} / (0,35 g),$$

где $m_{тр}$ — масса натяжного груза, кг.

Стрелу провеса (м) определяют по формуле

$$f_{max} = \frac{l^2}{8 S_0 \cos \beta} \left(m'_k + z \frac{m_n + m_{тр}}{l} \right) g, \quad (6.3)$$

где l — расстояние между опорами, м; S_0 — начальное натяжение каната в пролете, равное весу натяжного груза, Н; $\beta = \arctg h/h_r$ градус; h — разность конечных точек несущего каната в пролете, м; z — число вагонеток, одновременно находящихся в пролете; a — расстояние между вагонетками, м. Стрела провеса не должна превышать 0,1 l .

Эксплуатация подвесных канатных дорог. Эффективная работа канатных подвесных дорог зависит от исправности всех составных узлов и агрегатов, поэтому за их состоянием необходимо вести постоянное наблюдение.

За несущими канатами на конечных станциях надзор осуществляют дежурные слесари, которые ежедневно при приеме смены проверяют состояние каната, особенно на отклоняющих башмаках. На линии между станциями этот надзор осуществляют линейные обходчики. Несущие канаты осматривают с земли при помощи оптических приборов или со специальной смотровой вагонетки. Особое внимание обращают на участки каната, лежащие на отклоняющих и поддерживающих башмаках. К наиболее частым повреждениям несущих канатов относятся порывы круглых проволок внутренних слоев, которые можно обнаружить визуально по увеличению в месте разрывов шага свивки наружных, фасонных проволок. При порыве большого числа внутренних проволок происходит перекручивание наружных слоев каната. Кроме башмаков повышенный износ проволок несущего каната вызывают также полумуфты. Статистика показывает, что канаты в полумуфтах начинают разрушаться после пропуска 700—800 тыс. вагонеток, поэтому к этому периоду необходимо приурочить замену соединительных муфт, так как обнаружить порывы проволок внутри муфт визуально почти невозможно.

Для продления срока службы несущих канатов примерно раз в 1,5—2 года их сдвигают вдоль оси на 3—4 м, поворачивают вокруг нее на 180°, что исключает напряженную работу одних и тех же участков каната.

Если после пропуска 4—5 млн. вагонеток на отдельных участках несущего каната имеется много повреждений, то эти участки заменяют посредством вставки отрезков каната при помощи соединительных муфт либо канат заменяют полностью. При

частичной замене каната целесообразно его сдвигать и переанкеровать концевую муфту.

Тяговые канаты, так же как и несущие, необходимо ежемесячно проверять. Кроме того, не реже одного раза в десять дней их очищают от грязи и тщательно проверяют на концевых станциях. Если число порывов на 2 м длины превышает треть всех проволок, то канат полностью заменяют.

Уход за подвижным составом включает в себя следующие операции: ежедневный наружный осмотр вагонеток, ежемесячных деталей осмотр и проверку состояния сцепного устройства, запорного устройства, ходовых колес и подвески. Износ губок сцепного устройства должен быть равномерным и не превышать 2 мм. Колеса вагонеток не должны отклоняться от вертикального положения более чем на 5°. Проверку отклонений колес вследствие износа осуществляют при помощи специальных шаблонов. При больших погнутостях и вмятинах кузова вагонетки необходимо отправить в ремонт.

Через каждые 5—10 дней смазывают все трущиеся элементы. Смазку удобно осуществлять со смотровых площадок.

На одной из конечных станций организуют ремонтную базу, где производят профилактический планово-предупредительный ремонт через каждые 500—600 ч работы вагонеток, при этом проверяют исправность всех деталей и узлов.

Текущий ремонт выполняют по мере надобности по заявкам обслуживающего персонала.

Капитальный ремонт осуществляют, если необходимо выполнить сварочные работы, горячую правку элементов подвески, замену ходовых колес и т. д.

Эксплуатация механического оборудования концевых станций заключается в ежедневном наблюдении за исправностью всех элементов станционных устройств: направляющих, устройств для отсоединения и подсоединения к вагонеткам тягового каната, шкивов и роликов приводных и натяжных устройств. Все трущиеся части указанного оборудования должны регулярно смазываться.

Необходимо ежедневно осматривать толкающий конвейер, обращая особое внимание на ходовые элементы.

Регулярно (не реже 1 раза в полгода) нужно проверять уклоны криволинейных рельсовых путей.

Ежедневно осматриваются стрелки рельсовых путей, при этом особое внимание обращают на шарнирные соединения.

Наружный осмотр привода проводится машинистом ежемесячно. При осмотре особое внимание следует обращать на состояние тормозных колодок или лент. Фрикционные футеровки приводных шкивов нужно заменять при их износе на три четверти глубины.

Экономические показатели канатных подвесных дорог. В соответствии с принятой методикой экономическая эффективность канатных подвесных дорог, как и другого транспортного оборудо-

ования, оценивается годовыми приведенными затратами, которые складываются из годовых эксплуатационных расходов и капитальных затрат, умноженных на нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Капитальные затраты включают в себя стоимость оборудования, затраты на строительные и монтажные работы, транспортные и складские расходы.

Средняя стоимость 1 т оборудования погрузочной станции составляет 750—800 руб., стоимость 1 т оборудования разгрузочной станции — 300—400 руб., стоимость монтажных работ, отнесенная к 1 т оборудования, — около 380 руб. Транспортные расходы составляют 5% от стоимости перевезенного оборудования, складские расходы — 1,2% от суммы стоимости оборудования и транспортных расходов.

Эксплуатационные расходы складываются из заработной платы рабочих, обслуживающего и административно-хозяйственного персонала, затрат на электроэнергию, текущий ремонт, смазочные, обтирочные материалы и амортизационных отчислений.

Затраты на обтирочные и смазочные материалы принимают равными 0,3—0,5%, а на текущий ремонт — 1—2% от стоимости оборудования и его монтажа, причем эти расходы зависят от режима работы. Минимальное значение соответствует односменному режиму, а максимальное — трехсменному.

Амортизационные отчисления на электромеханическое оборудование составляют 12% от его стоимости, а на металлоконструкции, бетонные и железобетонные сооружения — 2,5%.

Заработная плата рассчитывается по штатному расписанию и по тарифным ставкам с учетом района установки канатной дороги.

Расчеты показывают, что стоимость 1 км канатной дороги равна 250—400 тыс. руб., себестоимость транспортирования 1 т груза на расстояние 1 км составляет 1,1—6,7 коп., уменьшаясь при повышении производительности дороги.

Приведенные затраты для дорог производительностью от 250 до 750 т/ч и дальностью транспортирования от 1 до 25 км составляют соответственно от 132 до 1941 тыс. руб.

Техника безопасности на канатных дорогах. Основная причина травматизма при эксплуатации подвесных канатных дорог — падение кусков груза из вагонеток или самих вагонеток. Для защиты пространства под дорогой устраивают защитные сети и предохранительные мосты. Сети укрепляют на специальных сетевых канатах, укладываемых на сетевые башмаки, закрепленные на консолях опор. Канаты связывают между собой отрезками уголков или легких швеллеров через каждые 3—4 м, а сверху укладывают сети из оцинкованной проволоки. Сетям придают корытообразную форму.

Для предохранения небольших сооружений, площадок или пересечений с дорогами под канатной дорогой возводят предо-

хранительные мосты. На равнинной местности устанавливают мосты с П-образными опорами, одна из которых укрепляется жестко, а другая — шарнирно и удерживается в вертикальном положении пружинными растяжками. Между опорами навешивают сетку. Такая конструкция моста смягчает удары от падающих предметов и увеличивает срок службы сетки.

Большое значение для безопасной эксплуатации канатных дорог имеет соблюдение габаритов.

В соответствии с правилами безопасности, расстояние по вертикали от нижней точки подвижного состава или любого каната дороги должно быть не менее 3 м до земли с учетом снегового покрова в местах, где возможно появление людей, и не менее 2 м в местах, где исключено их появление.

При определении низших точек дороги к расчетной величине статического провеса [см. выражение (6.3)] нужно добавлять составляющую, учитывающую динамические нагрузки при работе и принимаемую наибольшей из следующих величин: 1% расстояния от рассматриваемой точки до ближайшей опоры, 5% наибольшего провеса несущего каната в данной точке и 10% наибольшего провеса тягового или несущего-тягового каната.

Необходимо предусматривать зазоры между встречными вагонетками, вагонетками и соседними канатами, исключающие их соприкосновение при отклонении под действием ветра или от других причин.

На опорах нужно устанавливать направляющие, предотвращающие касание вагонетками металлоконструкций.

Следует предусмотреть внешнее боковое пространство, составляющее не менее 1 м, между габаритом дороги и сооружениями или естественными препятствиями. При установлении габарита необходимо учитывать возможное боковое раскачивание вагонеток.

Телефонные, сигнальные провода и тросы, связывающие пассажирские вагоны с постом управления, не должны касаться других вагонов и канатов, их нужно надежно изолировать от земли.

6.3. КАБЕЛЬНЫЕ КРАНЫ

Кабельный кран (рис. 6.9, а) состоит из двух башен 5, которые могут быть стационарными и передвижными. Передвижные башни перемещаются вдоль карьера по рельсовым путям при помощи собственного привода. На башнях закреплен несущий канат 2, по которому при помощи тягового каната 3 перемещается ходовая тележка 4. Тележка имеет блоки, через которые проходит подъемный канат 1. К подъемному канату прикреплено грузозахватное устройство 8 (захваты, грейфер и др.). Один конец подъемного каната закреплен на одной из башен, а другой проходит через систему отклоняющих блоков и нама-

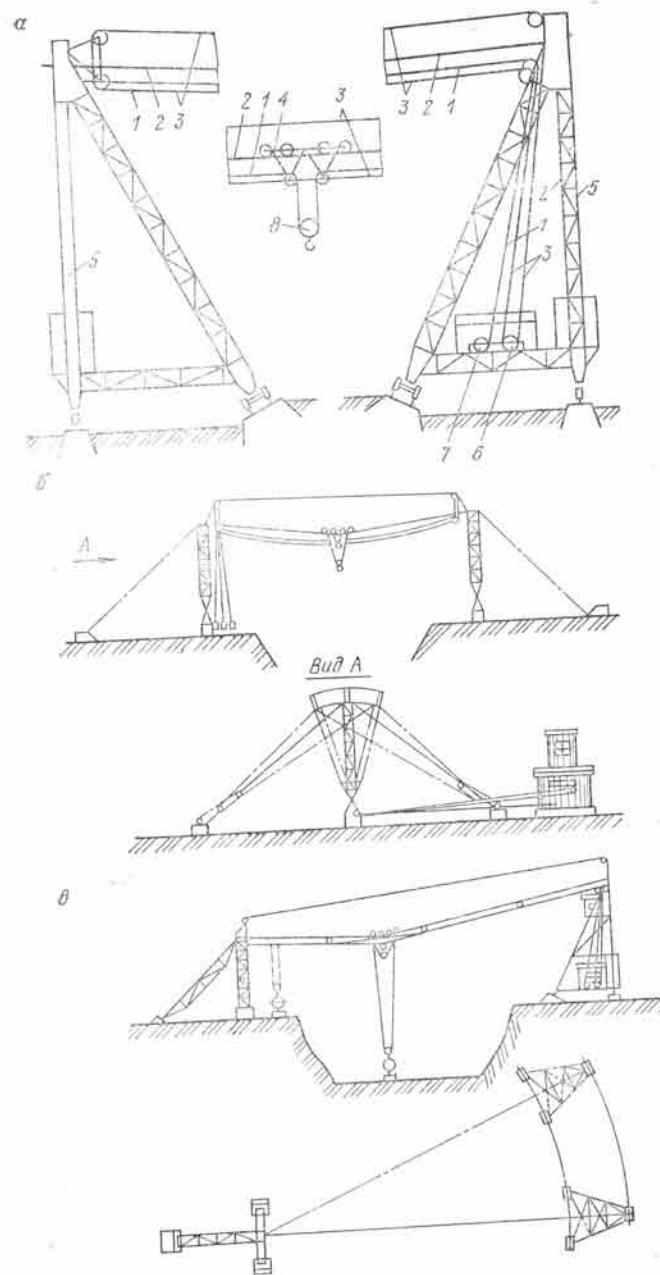


Рис. 6.9. Кабельные краны с подвижными башнями (а), с качающейся башней (б) и с башней, перемещающейся по круговому пути (в)

тывается на барабан подъемной лебедки 7. Подъем может осуществляться как при неподвижной тележке, так и при ее перемещении. Передвижение тележки производится посредством тягового каната, который закреплен на ней обоими концами и при помощи системы блоков подводится к шкиву тяговой лебедки 6. Шкив приводит тяговый канат в движение.

Кабельные краны с неподвижными башнями могут обслуживать карьер только по линии, соединяющей эти башни. Если они перемещаются по параллельным путям, то кабельный кран обслуживает значительную площадь в виде прямоугольника. Существуют кабельные краны, у которых одна из башен может отклоняться от вертикального положения в обе стороны при помощи системы канатов и лебедки, так называемая качающаяся башня (рис. 6.9, б). В этом случае кран обслуживает площадь в виде узкого сектора. В кабельном кране, который показан на рис. 6.9, в, одна из башен перемещается по круговому рельсовому пути, а другая стоит неподвижно. В этом случае он обслуживает большую площадь в виде сектора.

Достоинство кабельных кранов — возможность обслуживания нескольких уступов в карьере. Пролеты кабельных кранов принимают в диапазоне 250—500 м, в исключительных случаях — до 1000 м, скорость подъема и опускания грузов 0,25—1,5 м/с, скорость перемещения тележки 3—5 м/с.

Производительность крана (т/ч) определяют по формуле

$$Q = 3600 k_1 k_2 m_{гр} / T_{ц},$$

где k_1 — коэффициент использования крана по производительности (принимают $k_1 = 0,7 \div 0,9$); k_2 — коэффициент использования крана по времени (принимают $k_2 = 0,9 \div 1$); $T_{ц}$ — продолжительность полного цикла, с; $m_{гр}$ — грузоподъемность крана, т.

Тяговый расчет выполняют аналогично расчетам для канатных подвесных дорог. По результатам тягового расчета проверяют прочность тягового каната и мощность тяговой лебедки. Мощность (кВт) подъемной лебедки находят из формулы

$$N_{п} = \frac{(m + m_{гр})}{10^3 \eta} v_{п} g,$$

где m и $m_{гр}$ — соответственно масса грузозахватного устройства и грузоподъемность крана, кг; $v_{п}$ — скорость подъема груза, м/с; η — к. п. д. лебедки ($\eta = 0,9 \div 0,95$).

6.4. КАРЬЕРНЫЕ СКИПОВЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

Скиповая карьерная подъемная установка (рис. 6.10) состоит из скипа 1, наклонного рельсового пути 2, подъемной машины 5, копра 4 с направляющим шкивом 6, загрузочного 8 и разгрузочного 3 устройств. Скип перемещается на колесах по рельсам при помощи тягового каната 7 и подъемной машины.

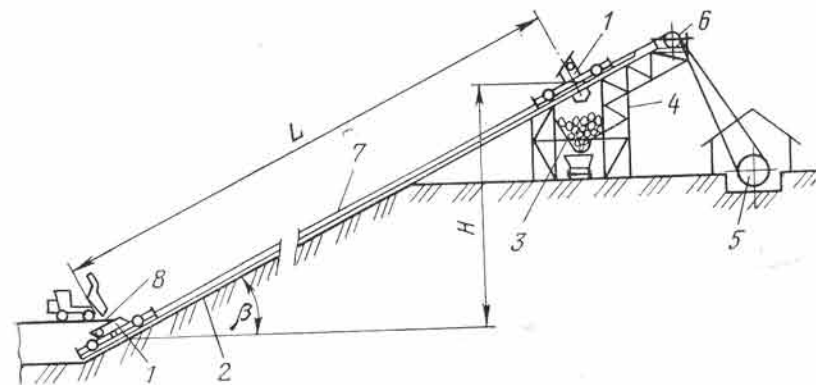


Рис. 6.10. Схема скиповой подъемной установки

Загрузку скипа осуществляют через загрузочную воронку автосамосвалами или из промежуточного бункера при помощи питателя или специального дозирующего устройства.

Вместимость скипа при загрузке его автосамосвалами через воронку принимают равной или кратной вместимости кузова автосамосвала.

Грузоподъемность скипов современных скиповых подъемников принимают в диапазоне 10—75 т.

На карьерах получили распространение скиповые подъемные установки с однобарабанной подъемной машиной со скипом и противовесом и с двухбарабанной подъемной машиной и двумя скипами. В этих установках скип и противовес или два скипа движутся в противоположных направлениях и их масса уравнивается. Возможно применение полностью уравновешенных скиповых подъемников с хвостовым уравновешивающим канатом, однако такие установки обладают сложной конструкцией и на карьерах распространения не получили.

Скип перемещается по рельсовому пути, который настилают в наклонном стволе, в траншее или по борту карьера. Угол наклона рельсовых путей принимают от 20 до 60°, обычно около 30—40°.

Применяют скипы грузоподъемностью 10—75 т с опрокидным или поворотным кузовом.

На рис. 6.11, а показан скип с опрокидным кузовом. Скип состоит из рамы 1 с ходовыми подрессоренными колесами 2 и шарнирно укрепленного кузова 3, снабженного разгрузочными роликами 4. При подходе скипа к месту разгрузки ролики входят на разгрузочные кривые 5, поднимают заднюю часть кузова и поворачивают его вокруг полуосей, производя разгрузку. Такие скипы применяют при угле наклона пути до 35°.

На рис. 6.11, б показан скип с поворотным кузовом. Их применяют при углах наклона пути более 35°.

Скорость движения скипов принимают в диапазоне 3—7 м/с, а при движении в разгрузочных кривых — 1—1,5 м/с, так как

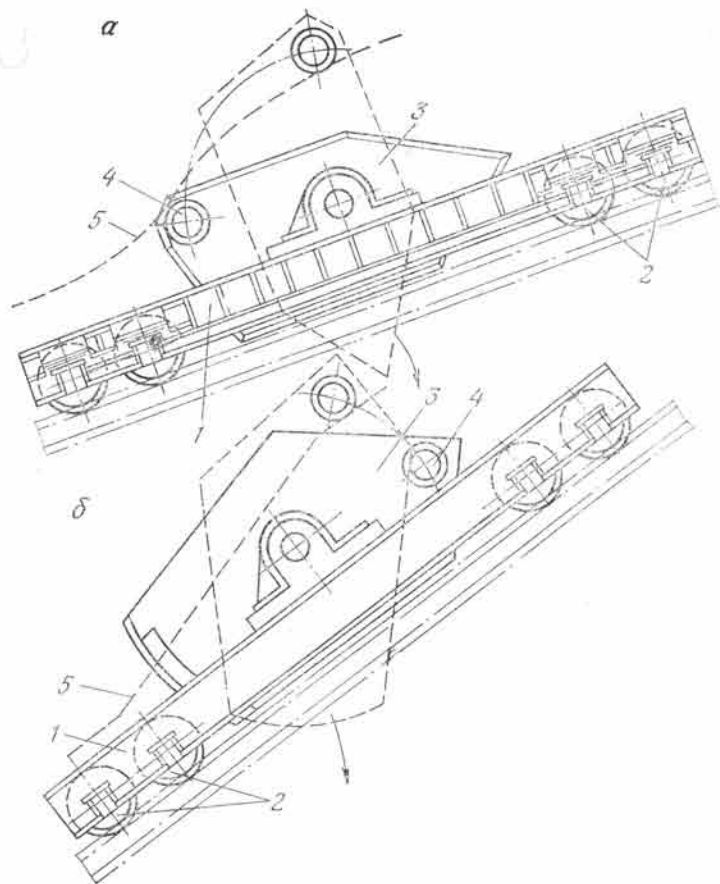


Рис. 6.11. Скипы с опрокидным (а) и с поворотным (б) кузовами

при больших скоростях значительно возрастают динамические нагрузки в подъемных канатах и в элементах разгрузочных устройств.

Для карьерных скиповых подъемных установок более предпочтительны канаты полузакрытой и закрытой конструкции, отличающиеся высокой износостойкостью. Недостатком канатов этого типа является их повышенная жесткость изгибу, поэтому распространение получили более гибкие проволочные канаты двойной свивки с органическим сердечником.

На действующих карьерных скиповых подъемных установках применяют подъемные машины с одним или двумя барабанами.

Подъемную машину устанавливают на поверхности в специальном машинном здании.

Копры, как правило металлические, состоят из башенной металлоконструкции и укосин. На копре устанавливают направ-

ляющие шкивы, разгрузочные кривые, а в нижней части — бункера, в которые производится разгрузка скипов.

Ниже приводятся основные формулы для определения параметров скиповой подъемной установки. Подробный расчет рассмотрен в курсе «Стационарные машины и комплексы открытых разработок».

Производительность Q (т/ч) односкиповой подъемной установки определяют так же, как для машины циклического действия:

$$Q = 60 m_{гр} k_n / T_{ц},$$

где $m_{гр}$ — грузоподъемность скипа, т; k_n — коэффициент неравномерности работы скиповой установки ($k_n = 1,15 \div 1,5$); $T_{ц}$ — расчетное время полного цикла, мин.

Производительность двухскипового подъемника возрастает почти в два раза.

Время полного цикла подъема можно представить в следующем виде:

$$T_{ц} = t_{гр} + t_{пор} + t_{погр} + t_{раз} + t_{п},$$

где $t_{гр}$ — время движения скипа с грузом, мин; $t_{пор}$ — время движения порожнего скипа, мин; $t_{погр}$ и $t_{раз}$ — время погрузки и разгрузки скипа соответственно, мин; $t_{п}$ — продолжительность паузы между циклами, мин.

Время движения $t_{гр}$ скипа с грузом состоит из времени, необходимого для разгона после загрузки t_r , времени движения с установившейся скоростью $t_{п.с}$ и времени замедления t_z до полной остановки. На рис. 6.12, а изображена диаграмма изменения скорости движения скипа с грузом, которую принято называть тахограммой. Загрузку, как правило, производят в неподвижный скип, а разгрузку — при медленном движении скипа в разгрузочных кривых. В последнем случае на тахограмме появляется еще один период времени, соответствующий движению скипа в разгрузочных кривых $t_{раз}$.

Если принять ускорение и замедление постоянными, то тахограмма будет иметь вид трапеции. На практике постоянство ускорения и замедления обеспечить очень трудно и не всегда целесообразно, поэтому реальная тахограмма выглядит несколько иначе, однако для приближенного расчета можно принять трапецидальную тахограмму, которую называют также трехпериодной.

Для двухскиповых подъемников с разгрузкой скипов в разгрузочных кривых пользуются пятипериодной тахограммой (рис. 6.12, б).

В соответствии с принятыми рекомендациями, ускорение и замедление скипа принимают в диапазоне $0,5 \div 0,75$ м/с², а при движении скипа в разгрузочных кривых — $0,25 \div 0,5$ м/с².

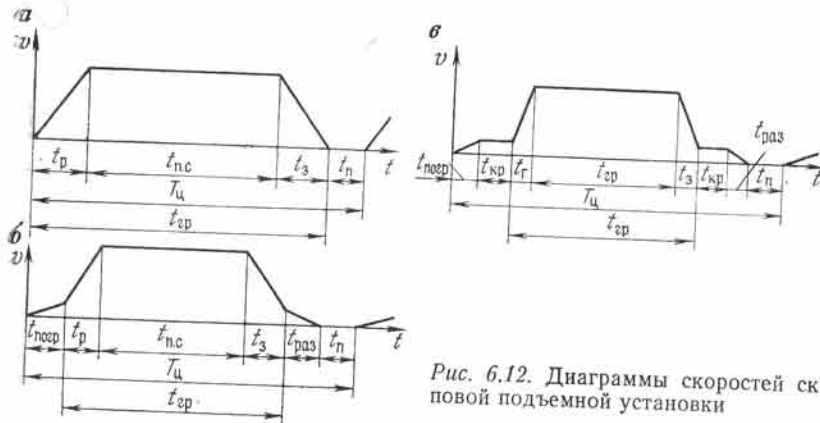


Рис. 6.12. Диаграммы скоростей скиповой подъемной установки

Длину L наклонного пути (см. рис. 6.10) при угле наклона β (градус) определяют по формуле

$$L = H \sin \beta,$$

где H — глубина карьера, м.

При максимальной скорости $v_{\max}$ (м/с) движения скипа время разгона t_p (с) и замедления $t_з$ (с) находят из формул

$$t_p = v_{\max} / a_p; \quad t_з = v_{\max} / a_з,$$

где a_p и $a_з$ — ускорение и замедление соответственно, м/с².

Протяженность участков разгона l_p (м) и замедления $l_з$ (м) определяют по формулам

$$l_p = v_{\max} / (2t_p); \quad l_з = v_{\max} / (2t_з),$$

Длина пути, на котором скип движется равномерно

$$l_{гр} = L - (l_p + l_з).$$

Время движения $t_{дв.гр}$ (мин) с установившейся максимальной скоростью

$$t_{дв.гр} = l_{гр} / (60v_{\max}).$$

Аналогично определяют время движения порожнего скипа, которое будет практически таким же.

Продолжительность погрузки $t_{погр}$ и разгрузки $t_{раз}$ принимают равной 15÷25 с. Если известна грузоподъемность $m_{гр}$ (т) скипа, то можно воспользоваться эмпирической формулой

$$t_{погр} = t_{раз} = 0,5m_{гр} + 6.$$

При разгрузке скипа в разгрузочных кривых в продолжительность полного цикла включается время (мин) движения скипа в разгрузочных кривых

$$t_{кр} = v_{кр} / (60a_{кр}) = v_{кр} / (120l_{кр}),$$

где $v_{кр}$ — допустимая скорость движения скипа в разгрузочных кривых ($v_{кр} = 1 \div 1,5$ м/с); $a_{кр}$ — допустимое замедление скипа в разгрузочных кривых ($a_{кр} = 0,25 \div 0,5$ м/с²); $l_{кр}$ — длина разгрузочных кривых, м.

Соответственно изменится время замедления $t_з$

$$t_з = (v_{\max} - v_{кр}) / a_з.$$

На некоторых высокопроизводительных скиповых установках движение скипа в разгрузочных кривых осуществляют с постоянной скоростью. В этом случае тахограмма состоит из семи периодов (рис. 6.12, в).

Полное время цикла при трехпериодной тахограмме движения получают суммированием следующих слагаемых.

При односкиповом подъеме с противовесом

$$T_{\text{ц}} = 2t_p + t_{дв.гр} + 2t_з + t_{раз} + t_{дв.пор} + t_{погр} + t_{\text{н}}, \quad (6.4)$$

где $t_{дв.пор}$ — время движения порожнего скипа, которое обычно равно $t_{дв.гр}$; $t_{погр}$ — время погрузки скипа, зависящее от способа загрузки. Если загрузка производится с использованием самосвала, то $t_{погр}$ равно времени опрокидывания кузова автосамосвала. В формуле (6.4) предполагается, что время разгона и время замедления порожнего и груженого скипа одинаковы.

При пятипериодной тахограмме к правой части в формуле (6.4) добавляют время движения скипа в разгрузочных кривых $t_{кр}$, а при семипериодной — время равномерного движения в разгрузочных кривых при уменьшенной скорости.

При двухскиповых подъемных установках из формулы (6.4) исключают цифры «2», $t_{дв.пор}$ и $t_{погр}$, так как каждый ход является рабочим и разгрузка и погрузка происходят одновременно.

Максимальное натяжение $S_{\max}$ (Н) каната определяют в период разгона, так как в этом случае помимо статических усилий на канат действует динамическое натяжение

$$S_{\max} = g[w'(m_0 + m_{гр}) + Lm_k w''] \cos \beta + \\ + g(m_0 + m_{гр} + Lm_k) \sin \beta + (m_0 + m_{гр} + Lm_k) a_p,$$

где m_0 — масса скипа, кг; $m_{гр}$ — грузоподъемность скипа, кг; L — длина пути, м; m_k — масса 1 м каната (принимают приближенно 10—20 кг); w' — коэффициент сопротивления движению скипа по рельсам ($w' = 0,01 \div 0,02$); w'' — коэффициент сопротивления движению каната по поддерживающим роликам и по

почве ($w''=0,1\div 0,15$); β — угол наклона пути, градус; a_p — ускорение при разгоне, м/с^2

После определения S_{max} находят разрывное усилие $S_{\text{раз}}$ (Н) с учетом коэффициента запаса прочности $z=7,5\div 8$, а по разрывному усилию подбирают необходимый канат. Затем уточняют вес 1 м каната и, если необходимо, повторяют расчет.

Диаметр барабана D_6 (мм) подъемной машины, согласно правилам безопасности, должен удовлетворять условию

$$D_6 \geq 79d_k,$$

где d_k — диаметр выбранного каната, мм.

Ширину (мм) каждого барабана из условия необходимой канатоемкости в двухбарабанных подъемных машинах определяют по формуле

$$B = \left(\frac{L + l_p}{\pi D_6} + z_{\text{тр}} \right) \frac{d + \varepsilon}{n_{\text{сл}}},$$

где l_p — резервная длина каната, необходимая для взятия проб на испытание, м; $z_{\text{тр}}$ — витки трения для уменьшения натяжения каната в месте его закрепления ($z_{\text{тр}}=3,5\div 5,5$); ε — зазор между витками ($\varepsilon=2\div 5$ мм); $n_{\text{сл}}$ — число слоев каната на барабане (принимают не более 3); d — диаметр каната, мм.

При использовании однобарабанных машин ширину барабана определяют из условия размещения на нем необходимого числа витков $z'_{\text{тр}}$

$$B = z'_{\text{тр}} t_n,$$

где $t_n = d + \varepsilon$ — шаг навивки, мм.

Число витков принимают из условия, при котором исключается пробуксовка каната по поверхности барабана, как правило $z'_{\text{тр}}=5\div 10$ витков.

По ширине и диаметру барабана подбирают подъемную машину.

Расчет мощности привода скипового подъемника является довольно сложной задачей, так как при работе (особенно статически неуравновешенных подъемных установок) двигатель должен в отдельные периоды цикла развивать различную мощность. Очевидно, что максимальное окружное усилие на барабане возникает в период разгона груженого скипа, когда противовес или порожний скип опускается вниз. При этом натяжение $S_{\text{max. нб}}$ ветви каната, набегающей на барабан, определяют из выражения

$$S_{\text{max. нб}} = g [w' (m_0 + m_{\text{тр}}) + L m_k w''] \cos \beta + g (m_0 + m_{\text{тр}} + L m_k) \sin \beta,$$

а натяжение сбегающей ветви — по формуле

$$S_{\text{сб}} = g m_0 (\sin \beta - \cos \beta w').$$

Ориентировочно мощность (кВт) электродвигателя находят по формуле

$$N = k (S_{\text{max. нб}} - S_{\text{сб}}) v_{\text{max}} / (10^3 \eta),$$

где k — коэффициент запаса, учитывающий возможные перегрузки электродвигателя при движении груженого скипа в разгрузочных кривых ($k=1,05\div 1,1$).

7. НОВЫЕ ВИДЫ КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА

7.1. КОНВЕЙЕРНЫЕ ПОЕЗДА

В нашей стране ведутся работы по созданию новых видов транспорта, к которым в первую очередь следует отнести конвейерные поезда и пневмоконтейнерные транспортные установки.

Конвейерный поезд (рис. 7.1) состоит из одноосных или двухосных секций без лобовых стенок, соединенных шарнирными сцепками и образующих гибкий грузонесущий желоб длиной 300—400 м. Желоб перемещается по рельсам при помощи стационарных приводов, установленных вдоль рельсового пути с интервалом, немного меньшим длины поезда. Один привод проталкивает поезд до следующего привода и т.д. Поезд переходит от одного привода к другому как бы по эстафете, поэтому в технической литературе его часто относят к так называемым «эстафетным видам транспорта». Таким образом, было бы более правильно назвать конвейерный поезд секционным поездом со стационарными приводами.

Достоинствами конвейерных поездов являются возможность их загрузки на ходу, что обеспечивает высокую степень использования добычных и погрузочных машин, и направления по различным маршрутам; меньший по сравнению с обычным железнодорожным и автомобильным транспортом коэффициент тары; способность проходить кривые малого радиуса (до 30—40 м); малая нагрузка на ось (70—100 кН); возможность преодоления уклонов до 20—25° при создании достаточно эффективного привода; возможность работы в автоматическом режиме. Расчеты показали, что для конвейерных поездов грузоподъемностью

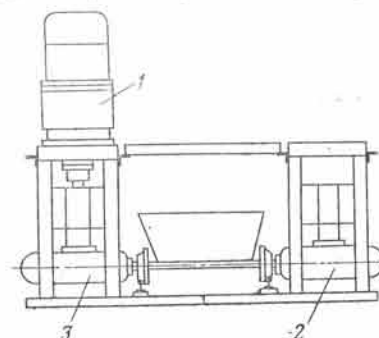


Рис. 7.1. Конвейерный поезд:

1 — электродвигатель; 2, 3 — соответственно прижимное и приводное пневмоколесо

300—400 т скорость движения с грузом 5—7 м/с и вместимость, отнесенная к 1 м длины 1,5—2 м³, являются оптимальными.

К недостаткам конвейерных поездов следует отнести наличие весьма большого числа приводов, что снижает надежность их работы, и толкающий режим перемещения состава, особенно нежелательный при движении вверх по уклону.

Загрузку конвейерных поездов можно осуществлять одновременно по всей длине при помощи специального загрузочного устройства бункерного типа либо из одного погрузочного пункта при протягивании поезда с пониженной скоростью.

Разгрузку производят посредством опрокидывания поезда при входе в специальные разгрузочные кривые.

Для конвейерных поездов применяют приводы фрикционного типа, рабочим органом которых являются футерованные колеса, прижимаемые к специальным накладкам на секциях поезда и взаимодействующие с составом. Скорость движения поезда в этом случае принимают не более 3—4 м/с. Разработаны также приводы в виде линейных асинхронных электродвигателей (ЛАД), которые создают бегущее магнитное поле. При взаимодействии этого поля со стальными элементами секций, выполняющих роль роторов, происходит движение состава. Опытная эксплуатация экспериментального образца конвейерного поезда показала, что на горизонтальных и слабонаклонных путях линейные электродвигатели могут перемещать поезд со скоростью 5—7 м/с. Недостатком линейных асинхронных приводов является их сравнительно невысокий к. п. д., зависящий от воздушного зазора между статором и ротором. Расчеты и опыт показали, что их нецелесообразно применять при скорости движения менее 4—5 м/с, поэтому на горизонтальных участках трассы выгодно использовать в качестве приводов линейные электродвигатели, а на наклонных и на участках загрузки и разгрузки, где требуется пониженная скорость, — фрикционные приводы.

7.2. ПНЕВМОКОНТЕЙНЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

Пневмоконтейнерная транспортная установка состоит из трубопровода диаметром 1200—1600 мм, по которому при помощи сжатого воздуха перемещаются вагонетки (контейнеры) со специальными уплотнительными манжетами. Контейнеры снабжены ходовыми роликами, которые катятся по внутренней поверхности трубы. В этом случае они футеруются эластичным материалом (резиной или полиуретаном) и устанавливаются под некоторым углом к направлению движения, при этом сопротивление движению возрастает. Разработаны установки, в которых стабилизация движения контейнеров достигается посредством установки одного рельса, по которому перемещаются контейнеры на ходовых роликах, а устойчивость обеспечивается боковыми роликами, которыми контейнер опирается на внутренние стенки трубопровода.

На загрузочном участке контейнер выходит из трубопровода через герметизирующую заслонку (обычно в виде воздушной пробки) и самокатом по наклонному пути или при помощи толкателя подается под загрузку, осуществляемую из бункера посредством питателя или специального дозирующего устройства. Загруженные контейнеры подаются при помощи толкателя или самокатом через воздушный (или какой-либо другой) шлюз в напорный трубопровод. Сжатый воздух, используемый для перемещения контейнеров, поступает в транспортный трубопровод от воздуходувок или компрессоров.

Для разгрузки контейнеры выходят через шлюз из напорного трубопровода и разгружаются посредством опрокидывания вокруг продольной оси, проходя криволинейные направляющие, или в круговых опрокидывателях.

Скорость движения контейнеров по напорному трубопроводу достигает 20—40 км/ч. На погрузочном и разгрузочном пунктах она составляет 0,15—0,3 м/с. Таким образом, производительность пневмоконтейнерной установки зависит от продолжительности загрузки или разгрузки, поэтому в некоторых проектах предусматривается перемещение контейнеров на конечных пунктах по разветвленным параллельным ветвям. Это позволяет одновременно загружать и разгружать несколько контейнеров.

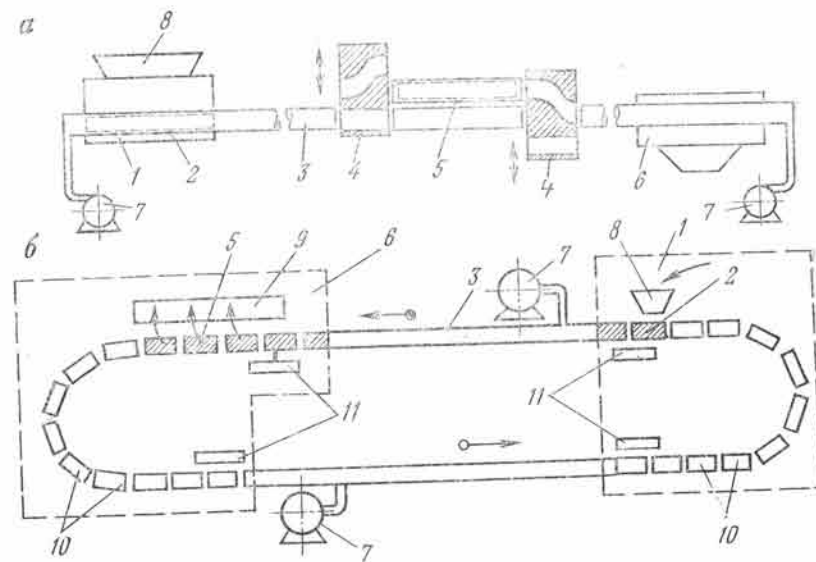


Рис. 7.2. Схемы пневмоконтейнерных транспортирующих челноковой (а) и кольцевой (б) установок:
1 — загрузочная станция; 2 — разгрузочная станция; 3 — загрузочный контейнер; 4 — стрелки; 5 — разгрузочный контейнер; 6 — разгрузочная станция; 7 — воздуходувки; 8 — загрузочный бункер; 9 — разгрузочная яма; 10 — порожние контейнеры

Пневмоконтейнерные установки могут быть челноковые, в которых контейнеры с грузом и порожние движутся по одному и тому же трубопроводу (рис. 7.2, а), и кольцевого типа, в которых контейнеры с грузом движутся по одной, а порожние по другой ветви замкнутого трубопровода (рис. 7.2, б).

8. ОБОРУДОВАНИЕ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ ПУНКТОВ

8.1. КОМБИНИРОВАННЫЕ СХЕМЫ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ, УСТРОЙСТВО ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ ПУНКТОВ

В связи с разнообразием горно-геологических условий залегания полезных ископаемых в нашей стране все большее распространение получают комбинированные схемы транспортирования, в которых на отдельных участках одной трассы используют различные виды транспорта.

Целесообразность применения таких схем обусловлена тем, что для каждого вида транспорта имеется вполне определенная область применения. Возможно довольно большое число комбинаций различных видов транспорта.

Обычно эти комбинации состоят из следующих звеньев: внутрикарьерного транспорта, подъемного транспорта и транспорта на поверхности. В качестве внутрикарьерного транспорта при комбинированных схемах наибольшее распространение получил автомобильный. Для подъема горной массы из карьера, как правило, наиболее эффективен — конвейерный или скиповой, а на поверхности может быть принят любой вид транспорта в зависимости от его назначения (транспортирование породы в отвалы или полезного ископаемого к пункту отгрузки).

Так как в этих схемах используют как циклические, так и непрерывные виды транспорта, в местах их стыковки устраивают перегрузочные пункты, набор оборудования которых зависит от характера транспортируемой горной массы и от стыкуемых видов транспорта.

Наиболее простое устройство имеют перегрузочные пункты на стыке двух циклических видов транспорта, например автомобильного и железнодорожного, с непосредственной перегрузкой или при помощи экскаватора. Такие схемы целесообразно применять при больших расстояниях (более 5—7 км), когда использование автотранспорта на всем протяжении трассы становится неэффективным. Кроме того, комбинацию автомобильно-железнодорожного транспорта используют при частой перемене места перегрузочного пункта.

На рудных карьерах глубиной 150—200 м с грузопотоками до 10 млн. т в год может оказаться целесообразной комбина-

ция автомобильного транспорта и скипового подъема. Перегрузочный пункт на стыке автомобильного и скипового транспорта оборудуют загрузочной воронкой или бункером (см. рис. 6.10). Наиболее рационально использовать автосамосвал, вместимость кузова которого равна вместимости скипа или кратна ему, так как в этом случае конструкция перегрузочного узла наиболее простая.

На поверхности скипы разгружаются в бункера, из которых горная масса поступает на тот или иной вид транспорта.

Устройство перегрузочных пунктов на стыке автомобильного и конвейерного транспорта отличается наибольшим разнообразием. Так как ленточные конвейеры обычного типа могут перемещать грузы крупностью до 400 мм, а во взорванной горной массе, как показывает практика, всегда имеются куски крупностью до 1500 мм, перегрузочные пункты необходимо оборудовать средствами отбора негабарита или дробления горной массы.

На рис. 8.1 показаны схемы различных перегрузочных пунктов при комбинировании автомобильного и конвейерного транспорта.

В схемах (рис. 8.1, а, б) отбор негабарита осуществляют при помощи колосникового грохота 1. Мелкие фракции горной массы поступают на конвейер 3, а крупные грузятся либо экскаватором 2 (см. рис. 8.1, а), либо из специального бункера 4 (см. рис. 8.1, б) в автосамосвал 5. Таким образом, в этих схемах существуют две параллельные транспортные линии: конвейер-

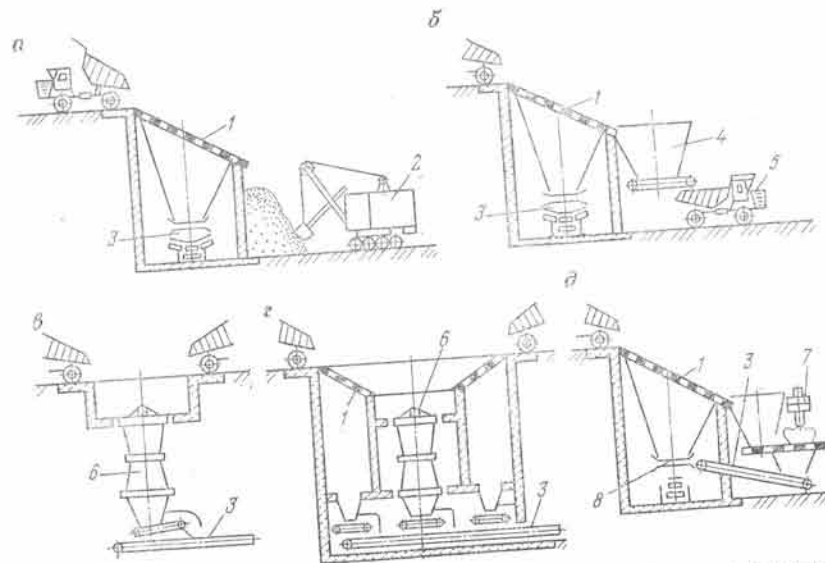


Рис. 8.1. Схемы перегрузочных пунктов на стыке автомобильного и конвейерного транспорта

ная — для перемещения мелких фракций и автомобильная — для транспортирования негабарита.

В схеме (рис. 8.1, в) предусмотрен пропуск всей горной массы через дробилку 6 с последующей погрузкой на конвейер 3. В схеме (рис. 8.1, г) через дробилку 6 пропускают только крупные фракции, а мелкие просеивают через колосниковые грохоты непосредственно на ленточный конвейер. При использовании специальных ленточных конвейеров, способных перемещать грузы крупностью до 1500 мм, из процесса перегрузки исключают дробление и схема имеет вид, изображенный на рис. 8.1, д. В перегрузочных пунктах, выполненных по этой схеме, почти вся горная масса грузится на специальный конвейер 8, а особо крупные куски разрушаются бутобоем 7.

Большинство существующих пунктов перегрузки с автомобильного на конвейерный транспорт представляют собой сложные дорогостоящие сооружения стационарного типа, располагаемые на концентрационном горизонте, куда с нескольких уступов свозится горная масса автосамосвалами.

При постепенном увеличении глубины карьера необходимо переносить перегрузочные пункты с шагом 30—50 м по глубине карьера.

Перемещение оборудования таких пунктов и сооружение их на новом месте являются весьма трудоемкими и дорогостоящими операциями, затраты на которые значительно снижают технико-экономические показатели принятой схемы комбинированного транспортирования. Поэтому в настоящее время проводят работы по созданию полустационарных погрузочных пунктов, оборудование которых после частичного демонтажа может быть перевезено на новое место с использованием транспортных средств. На рис. 8.2 показана схема полустационарного погрузочного пункта, который включает в себя бункер 1, небольшой вместимости (1—2 самосвала), питатель 2 и дробилку 3. Все оборудование устанавливается на легких фундаментах.

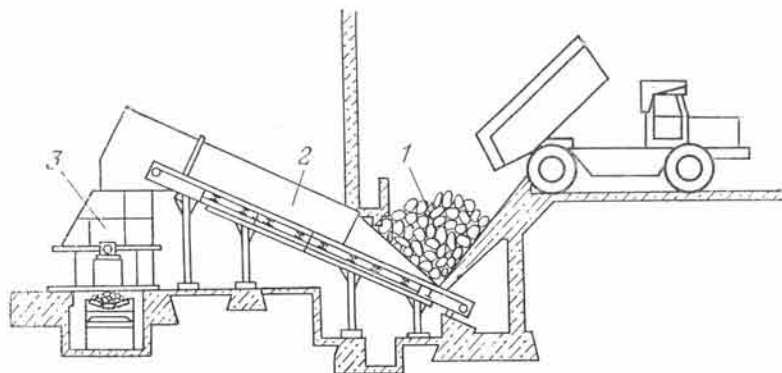


Рис. 8.2. Схема полустационарного пункта перегрузки горной массы с автомобильного на конвейерный транспорт

Из приведенных схем перегрузочных пунктов видно, что на стыке двух циклических видов транспорта устраивают эстакады, промежуточные склады, загрузочные воронки, бункера небольшой вместимости с затворами, шиберами и другими устройствами, отсекающими грузопоток.

Перегрузочные пункты на стыке циклических видов транспорта с конвейерным оборудуют колосниковыми грохотами для отбора негабарита, дробилкой и ленточными, пластинчатыми, вибрационными, скребковыми и другими питателями.

8.2. ПИТАТЕЛИ

Ленточный питатель представляет собой короткий ленточный конвейер с плоской лентой, передвигающейся с небольшой скоростью (0,3—0,5 м/с). Ленту принимают с утолщенными

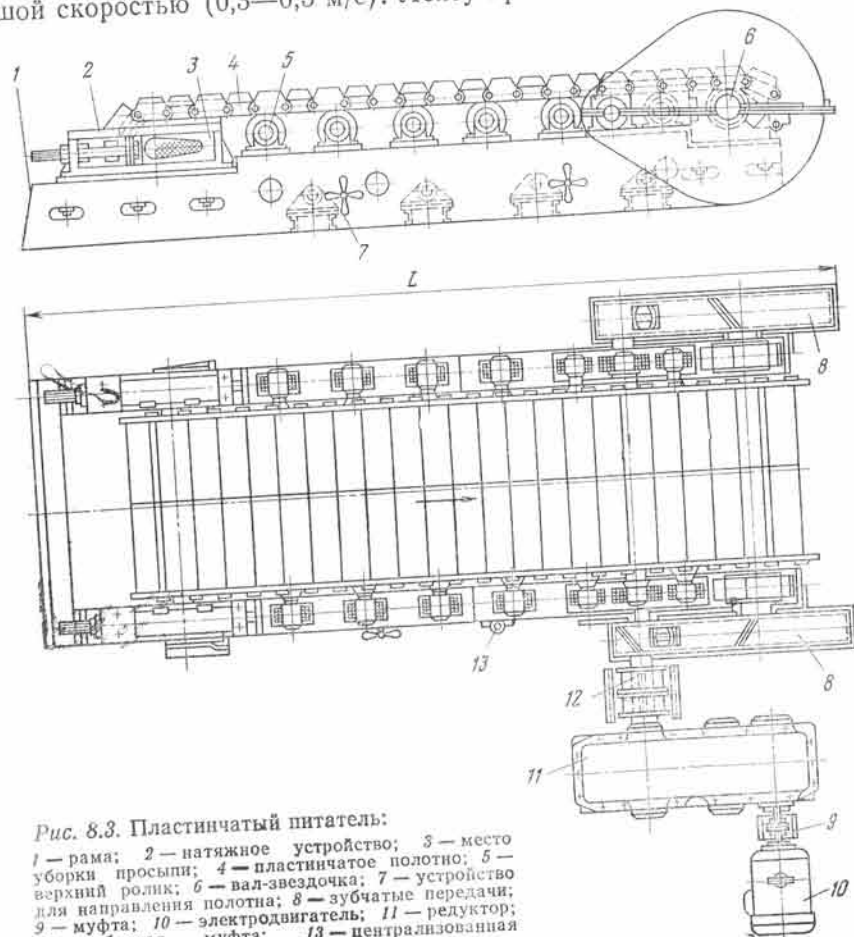


Рис. 8.3. Пластинчатый питатель:
1 — рама; 2 — натяжное устройство; 3 — место уборки просыпи; 4 — пластинчатое полотно; 5 — верхний ролик; 6 — вал-звездочка; 7 — устройство для направления полотна; 8 — зубчатые передачи; 9 — муфта; 10 — электродвигатель; 11 — редуктор; 12 — зубчатая муфта; 13 — централизованная смазка

обкладками для предохранения каркаса от ударов острых кусков груза. Ленточные питатели обеспечивают равномерную подачу груза, однако наибольший эффект достигается при работе с сортированными сыпучими грузами крупностью до 150—200 мм. Недостатком ленточных питателей является небольшой срок службы конвейерной ленты (от нескольких месяцев до полугода).

Практика показала, что на ленточных питателях груз движется слоем до 0,5 м, поэтому, несмотря на небольшую скорость ленты, производительность ленточных питателей может достигать 1000 т/ч. Производительность ленточного питателя регулируют посредством изменения скорости ленты и положения шиберной заслонки, от которого зависит площадь выходного отверстия.

Тяговый расчет ленточного питателя выполняют так же, как и для обычного ленточного конвейера, но при этом учитывают увеличенное сопротивление движению ленты по роликам ($\omega=0,05$) и сопротивление от трения груза о стенки бункера.

Пластинчатые питатели (рис. 8.3) используют для обеспечения равномерного грузопотока из загрузочного бункера. На пластинчатых питателях можно размещать груз слоем большой толщины. Пластинчатые питатели тяжелого типа выдерживают значительные ударные нагрузки, поэтому их используют при перемещении тяжелых крупнокусковых грузов.

В распространенных на открытых разработках пластинчатых питателях тяжелого типа применен грузонесущий орган, пред-

ставляющий собой пластинчатую цепь со звеньями большой ширины. Грузонесущий орган одновременно является и тяговым. Привод грузонесущего органа осуществляется при помощи многогранного приводного блока, приводимого во вращение через редуктор электродвигателем. Технические характеристики пластинчатых питателей, выпускаемых отечественными заводами для горных предприятий, приведены в табл. 8.1.

Несмотря на малую скорость грузонесущего полотна, пластинчатые питатели имеют довольно высокую производительность, так как груз движется толстым слоем.

Скребокковые питатели представляют собой цепной короткий конвейер, в котором цепной тяговый орган скользит по неподвижному желобу, состоящему из двух боковин и дна. Тяговый орган состоит из трех или большего числа замкнутых цепей, между которыми в шахматном порядке укреплены поперечные перегородки-скребки. Число цепей может быть не более восьми. Все элементы питателя выполнены из высокопрочных износостойких сталей. Достоинство скребокковых питателей — их небольшая по сравнению с пластинчатыми высота. Недостаток — интенсивный износ желоба и цепи, так как груз перемещается волоком.

В пластинчатых и скребокковых питателях тяговым органом служит пластинчатая или кольцевая цепь, взаимодействующая с приводной звездочкой или блоком.

Рассмотрим кинематику и динамику взаимодействия многогранного блока с тяговой цепью.

На рис. 8.4, а показана схема четырехгранного приводного блока с цепным тяговым органом. Блок вращается с постоянной частотой ω (с^{-1}) и гранями захватывает звенья тягового органа. Тягово-несущее полотно по роликам движется горизонтально, но, вступая во взаимодействие с приводным блоком, его звено приподнимается ребром на некоторую высоту при повороте блока на угол φ .

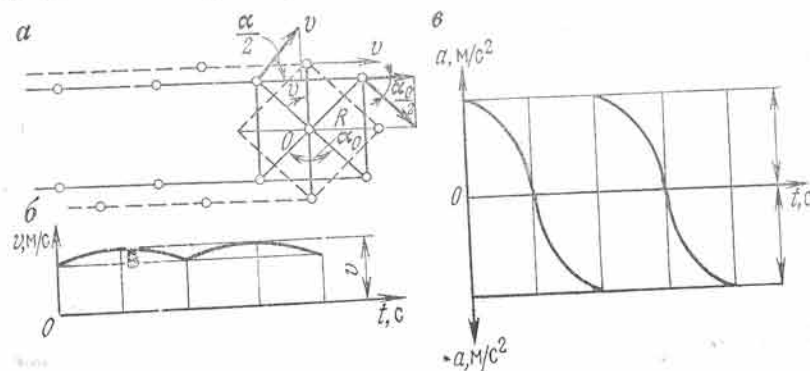


Рис. 8.4. Схема взаимодействия приводного блока с тяговой цепью (а) и диаграммы изменения скорости (б) и ускорения (в) тяговой цепи

Таблица 8.1

Питатель	Ширина полотна, мм	Расстояние между концевыми звездочками, мм	Габариты, мм			Скорость, м/с	Производительность, м³/т	Масса, т
			Длина	Ширина	Высота			
1-15-45	1500	4500	7000	5800	1950	0,025;	100	42
1-15-60	1500	6000	8500	5800	1950	0,04	150	42
						0,05;	300	42
						0,08	200	46
1-15-90	1500	9000	11500	5800	1950	0,08	200	57
1-15-120	1500	12000	14500	5800	1950	0,02;	117	68
						0,032	175	68
						0,04;	235	80
1-15-150	1500	15000	17500	5800	1950	0,06	350	80
						0,02;	117	53
						0,035	175	53
1-18-60	1800	6000	8500	6700	2050	0,04;	235	66
						0,06	350	66
						0,02;	200	76
1-18-90	1800	9000	11500	6700	2050	0,032	300	76
						0,04;	400	92
						0,06	600	92
1-24-90	2400	9000	11500	7300	2050	0,06	600	108
						0,06	600	125
						0,06	600	125

Обозначим радиус вращения ребра звездочки R , а текущий угол поворота блока $\varphi = \omega t$. Тогда уравнение движения цепи относительно оси x будет иметь вид

$$x = R \sin \left(\omega t - \frac{\alpha_0}{2} \right), \quad (8.1)$$

где α_0 — центральный угол, соответствующий грани приводного блока, рад.

Продифференцируем уравнение (8.1) по времени t и получим

$$\frac{dx}{dt} = v = \omega R \cos \left(\omega t - \frac{\alpha_0}{2} \right). \quad (8.2)$$

Уравнение (8.2) — закон изменения скорости движения грузонесущего полотна. Продифференцировав его во времени, получим закон изменения ускорения

$$\frac{dv}{dt} = a = -\omega^2 R \sin \left(\omega t - \frac{\alpha_0}{2} \right). \quad (8.3)$$

Заметим, что в начале зацепления $\varphi = 0$, в середине зацепления $\varphi = \alpha_0/2$, а в конце зацепления $\varphi = \alpha_0$.

Подставим в уравнения (8.2) и (8.3) указанные значения α и получим в середине зацепления максимальную скорость движения грузонесущего органа

$$v_{\max} = \omega R \cos (\alpha_0/2 - \alpha_0/2) = \omega R,$$

а минимальную — в начале и в конце зацепления

$$v_{\min} = \omega R \cos (\alpha_0/2),$$

Ускорение и замедление имеет максимальное абсолютное значение в начале и в конце зацепления

$$|a_{\max}| = \omega^2 R \sin (\alpha_0/2),$$

а в середине зацепления оно равно нулю.

На рис. 8.4, б и в показаны графики зависимости скорости и ускорения цепного тягового органа от времени, которые наглядно показывают, что грузонесущий орган движется неравномерно. Эта неравномерность вызывает дополнительные динамические натяжения в тяговом органе.

Принимая во внимание мгновенное (ударное) приложение динамических усилий в момент захвата очередным ребром блока шарнира грузонесущего органа, введем коэффициент динамичности $k_d = 2$. Тогда выражение для динамической составляющей тягового усилия будет иметь следующий вид:

$$F_d = k_d m a = 2 m a,$$

где m — масса груза и грузонесущего элемента, кг; a — ускорение цепного тягового органа, м/с^2 .

При длине питателя L (м) общая масса движущихся элементов

$$m = L(m_{\text{гр}} + 2m_{\text{г.о}}),$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса груза, приходящаяся на 1 м длины грузонесущего полотна питателя, кг/м , $m_{\text{г.о}}$ — масса 1 м грузонесущего органа питателя, кг.

Учитывая, что амплитуда ускорения грузонесущего органа, как видно из рис. 8.4, в, равна $2a$, а также то, что половину периода зацепления имеет место замедление, пользуются формулой Ганфштенгеля

$$F_d = 3a_{\max} L(m_{\text{гр}} + 2m_{\text{г.о}}),$$

при решении которой получают завышенные значения динамических натяжений, но для пластинчатых и скребковых питателей они могут считаться приемлемыми, так как такие питатели работают в тяжелых условиях.

В перегрузочных и загрузочных пунктах для отбора негабарита используют жесткие и подпружиненные просеивающие грохоты. Подпружиненные грохоты обладают способностью самоочищаться, так как падающий на них груз вызывает его вибрацию. Для исключения заклинивания колосники грохота устанавливают веером с увеличивающейся к выходному концу щелью между колосниками.

Несмотря на простую конструкцию колосниковых грохотов, их расчет связан с трудностями, так как пропускная способность грохота зависит от угла наклона, характеристики груза и ряда других параметров, не всегда поддающихся точному учету. Поэтому обычно пользуются экспериментальными данными. Установлено, что сухие насыпные грузы свободно движутся по колосниковому грохоту при угле его установки более 32° . При повышении влажности груза угол наклона увеличивают на $5-10^\circ$. Расстояние между колосниками принимают из условия прохождения между ними кусков, которые могут грузиться на конвейер или другое транспортное устройство, т. е. оно должно быть не больше допустимой по транспортабельности крупности куска.

Ширину грохота B_r (м) принимают на $1-1,5$ м больше длины борта вагона l_b (м) или кузова автосамосвала, из которых осуществляют разгрузку горной массы на грохот:

$$B_r = l_b + (1,0 \div 1,5).$$

Длину колосников при угле наклона $34-36^\circ$ принимают равной $4 \div 4,5$ м.

Необходимое число n колосников в зависимости от принятой ширины щели δ и ширины δ_1 головки колосника определяют по формуле

$$n = (B - \delta) / (\delta + \delta_1).$$

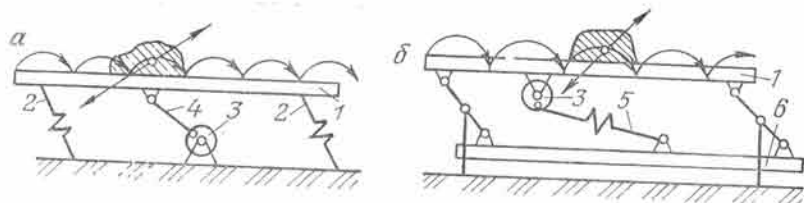


Рис. 8.5. Схемы неуравновешенного (а) и уравновешенного (б) вибрационных питателей:
1 — грузонесущий элемент; 2 — упругие опоры; 3 — эксцентриковый вибратор; 4 — шатун;
5 — шатун с упругим звеном; 6 — уравновешивающая масса

Вибрационные питатели используют для подачи насыпного груза на ленточный конвейер или другой вид транспорта из приемного бункера, а также в перегрузочных пунктах с одного конвейера на другой.

Вибрационные питатели состоят из рабочего органа, представляющего собой наклонный лоток (часто с колосниковым днищем), связанный с виброприводом. Лоток устанавливают на шарнирных или упругих опорах, и он под действием вибропривода совершает колебания, вследствие чего материал подскоками перемещается по дну лотка.

Вибрационные питатели по степени уравновешенности колеблющихся масс могут быть разделены на **неуравновешенные** и **уравновешенные**.

В неуравновешенных питателях (рис. 8.5, а) грузонесущий элемент опирается на жесткое основание при помощи упругих опор в виде рессор или резинометаллических элементов и совершает колебательные движения под действием вибратора или вибропривода.

Достоинством неуравновешенных вибрационных питателей является их простая конструкция, а недостаток заключается в том, что основание подвергается сильным вибрациям, в результате которых быстро разрушаются опорные элементы.

В уравновешенных вибрационных питателях в противофазе с рабочим органом колеблется уравновешивающая масса (рис. 8.5, б), вследствие чего опора не испытывает больших усилий.

В вибрационных питателях применяют различные типы вибрационных приводов: механические, пневматические, электромагнитные.

Простейшим механическим вибратором является электродвигатель, на валу которого укреплен несбалансированный элемент. Более совершенный — вибропривод типа «самобаланс» (рис. 8.6, а). В приводе вращаются в противоположных направлениях две несбалансированные массы. При этом продольные составляющие F_m вектора центробежных сил F_n всегда уравновешиваются и не воздействуют на грузонесущий орган, а поперечные

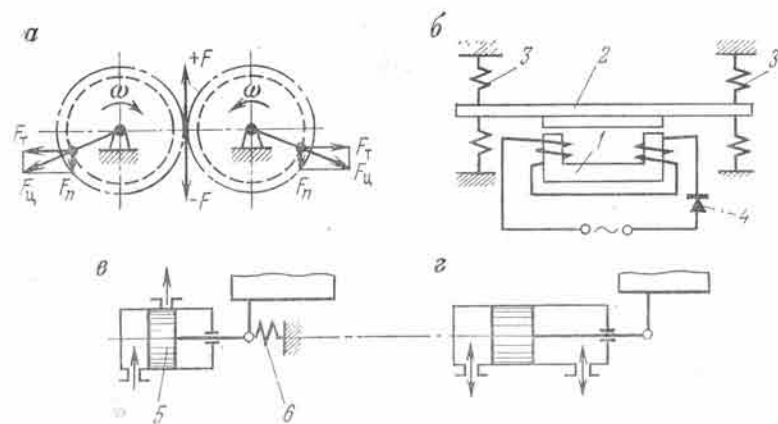


Рис. 8.6. Схемы вибраторов типа «самобаланс» (а), электромагнитного (б), поршневого с открытым циклом (в) и поршневого с замкнутым циклом (г)

составляющие F_n складываются и создают возмущающую силу F , которая заставляет колебаться грузонесущий орган.

Эксцентриковый привод с жестким шатуном, показанный на рис. 8,5, а, обеспечивает колебания, частота и амплитуда которых почти не зависят от степени загрузки конвейера. Однако в период пуска питателя, оборудованного таким вибрационным приводом, необходим значительный пусковой момент (в 10—12 раз превышающий номинальный), способный создать первоначальную деформацию упругих опор. Поэтому эксцентриковые виброприводы с жестким шатуном используют для вибрационных питателей на шарнирных опорах.

Для уменьшения пускового момента применяют эксцентриковый вибропривод с упругим шатуном (рис. 8.5, б). Упругое звено в шатуне из-за малой жесткости обеспечивает «раскачку» грузонесущего органа при небольшом вращающем моменте.

На практике большое распространение получили вибрационные питатели с электромагнитным вибрационным приводом, который по принципу действия является наиболее совершенным, так как не имеет трущихся и вращающихся частей, а также элементов, преобразующих один вид движения в другой (например, вращательное в возвратно-поступательное и т. д.). Основные элементы электромагнитного вибропривода (см. рис. 8.6, б) — электромагнит 1, через обмотку которого пропускают переменный ток, якорь 2 и упругие элементы 3 (обычно в виде пружин, на которые подвешен грузонесущий орган).

Переменный ток, протекая через обмотку электромагнита, вызывает в каждом полупериоде притягивание якоря, соединенного с грузонесущим элементом. При изменении полярности электромагнита якорь вместе с грузонесущим элементом отходит от него под действием пружин. Обычно через обмотку электромагнита пропускают переменный ток промышленной частоты

Таблица 8.2

Показатели	Питатели						
	189-Пт	235-Пт	181А-Пт	ПЭВ-12А	ПЭВ-19А	198-Пт	191-Пт
Производительность при угле наклона 15—20°, м³/ч	300	300	600	300	1000	300	600
Номинальный размер куска, м	0,4	0,4	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5
Амплитуда колебаний, мм	0,9	0,9	1,1	0,9	0,9	0,9	1,1
Размеры лотка, м:							
длина	2	2,23	2,5	2	2,5	5	5
ширина	1,2	1,54	1,5	1,2	1,9	1,2	1,5
высота	0,265	0,825	0,35	0,265	0,54	0,265	0,35
Масса лотка, т	0,65	0,84	1,05	0,56	1,22	1,87	2,19
Число приводов	1	1	1	1	2	2	2
Мощность привода, кВт	4	4	8	4	8	8	16
Габариты, м:							
длина	3,47	3,8	4,15	3,69	4,25	6,42	7,08
ширина	1,55	1,9	1,915	1,55	2,31	1,6	1,9
высота	1,8	1,2	2,17	1,9	1,97	1,84	2,31
Масса питателя, т	3,29	4,55	5,47	3,47	6,79	7,41	11,18

(50 Гц), однако такая частота колебаний с точки зрения виброперемещения является излишне высокой, поэтому в цепь обмотки электромагнита включают диод 4, под действием которого частота колебаний магнитного поля уменьшается вдвое.

В табл. 8.2 приведены технические характеристики электромагнитных вибрационных питателей, выпускаемых в нашей стране.

В последнее время проводят работы по созданию поршневых вибрационных приводов (гидравлических или пневматических). На рис. 8.6, в, г показаны принципиальные схемы поршневых вибрационных приводов. Наиболее прост вибропривод с открытым циклом (см. рис. 8.6, в), в котором сжатый воздух подается только с одной стороны поршня 5 и при его перемещении на величину рабочего хода воздух выходит в атмосферу. Возврат поршня в первоначальное положение осуществляется под действием пружины 6.

В поршневом виброприводе с замкнутым циклом (см. рис. 8.6, г) воздух или жидкость подается попеременно с одной или с другой стороны поршня при помощи золотникового распределительного механизма. Вместо поршня может быть применена упругая диафрагма. При этом исключается трение поршня о стенки цилиндра. Виброприводы с диафрагмой называют диафрагменными пульсаторами. Перемещение грузонесущего элемента, связанного с диафрагмой, происходит за счет ее деформации то в одном, то в другом направлении.

Основное достоинство поршневых виброприводов — возможность обеспечения практически любого режима работы в широком диапазоне.

Работа вибрационных питателей характеризуется частотой колебаний ω (с⁻¹), амплитудой колебаний r (мм) и углом между направлением колебаний и горизонтальной линией, называемым углом вибрации β (градус).

Исследования показали, что перемещение частиц груза подскоками на грузонесущем элементе может быть достигнуто только при определенном соотношении указанных параметров, которое называют коэффициентом режима k вибрационного питателя и определяют по формуле

$$k = a_{\max} \sin \beta / g = \omega^2 r \sin \beta / g, \quad (8.4)$$

где $a_{\max}$ — максимальное ускорение грузонесущего элемента в течение всего цикла колебаний, м/с²; g — ускорение свободного падения, м/с².

Для вибрационных питателей коэффициент режима принимают от 1,2 до 3,5, амплитуду колебаний — от 3 до 12 мм, а угол вибрации — от 20 до 30°.

Из формулы (8.4) видно, что коэффициент режима в указанном диапазоне можно получить посредством различного сочетания параметров вибрационного питателя. Для установления параметров, обеспечивающих наилучший эффект виброперемещения, можно пользоваться рекомендациями, полученными на основе теоретических и экспериментальных исследований.

Например, для вибропитателей с эксцентриковым приводом применяют $r = 5 \div 10$ мм, $n = 500 \div 800$ мин⁻¹, для питателей с электромагнитным виброприводом — $r = 1,5 \div 2$ мм, $n = 1500 \div 3000$ мин⁻¹; для питателей с дебалансным виброприводом — $r = 2 \div 5$ мм, $n = 400 \div 500$ мин⁻¹.

Любая вибрационная транспортная машина, обладая упругими элементами, характеризуется частотой собственных колебаний. По соотношению частот собственных колебаний и колебаний, вызванных виброприводом (так называемых вынужденных колебаний), различают следующие режимы работы вибрационных питателей.

Дорезонансный режим, при котором частота вынужденных колебаний меньше частоты собственных колебаний. Этот режим характерен для вибропитателей с эксцентриковым виброприводом.

Резонансный режим, при котором частоты собственных и вынужденных колебаний совпадают. Этот режим характеризуется минимальной энергоемкостью транспортиро-

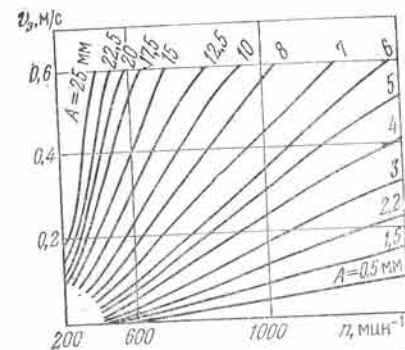


Рис. 8.7. Графики зависимости скорости движения эталонного материала $v_{\text{э}}$ от частоты колебания n грузонесущего элемента при его горизонтальной установке при различных амплитудах колебания A элемента

вания, однако его трудно обеспечить при переменной загрузке питателя. Кроме того, этот режим не всегда обеспечивает максимальную скорость перемещения груза.

Зарезонансный режим характерен для питателей с дебалансным виброприводом.

Расчет параметров вибропитателя для заданной производительности является довольно сложной задачей, так как скорость перемещения груза по грузонесущему элементу зависит от большого числа факторов, к которым помимо указанных ранее относятся также крупность транспортируемого груза, влажность, форма частиц и т.д. Поэтому в расчетах параметров вибропитателей используют зависимости, полученные из экспериментов.

Представим формулу (1.5) в следующем виде:

$$V = 3600 B H_r v_{cp},$$

где V — производительность вибропитателя, $m^3/ч$; H_r — высота слоя груза, м; B — ширина грузонесущего элемента, м.

Наблюдения показали, что при большой толщине слоя груза отдельные его слои перемещаются с различной скоростью, поэтому при прямоугольной форме грузонесущего желоба толщину слоя груза принимают не более 0,5 м для кусковых грузов и не более 0,3 м для мелкодисперсных. Кроме того, толщина слоя груза H_r должна выбираться с учетом условия

$$H_r \leq 0,8 H,$$

где H — высота бортов грузонесущего желоба, м.

Для определения средней скорости перемещения груза предложено несколько методик, одна из которых рекомендует среднюю скорость определить по формуле

$$v_{cp} = k_T v_z,$$

где k_T — коэффициент транспортабельности; v_z — скорость эталонного материала, м/с.

В качестве материала принимают песок влажностью 6—8%. На рис. 8.7 изображены графики зависимости скорости эталонного материала v_z от частоты ω и амплитуды A колебаний грузонесущего элемента при его горизонтальной установке.

Ниже приведены значения коэффициента транспортабельности для некоторых насыпных грузов.

Коэффициент транспортабельности	k_T
Песок с влажностью 6—8% (эталонный материал)	1
Песок сухой	0,7—0,8
Известняк	0,9
Дробленая руда	0,8
Уголь рядовой	0,7—0,8
Уголь мелкий ($a_{max} < 10$ мм)	0,8—0,9

Скорость виброперемещения груза возрастает с увеличением угла наклона грузонесущего элемента, поэтому она должна

быть откорректирована в соответствии со следующими рекомендациями.

Угол наклона грузонесущего желоба β , градус	5	7	10	12	15	20	22
Коэффициент изменения средней скорости k_β	0,8	0,82	0,87	0,9	0,95	1,0	1,2

Таким образом, окончательно среднюю скорость определяют по формуле

$$v_{cp} = k_T k_\beta v_z.$$

Кроме рассмотренных питателей в перегрузочных пунктах при перемещении крупнокусковых скальных грузов используют цепные, валковые и шнековые питатели, описанные в разд. 4.

Наибольшее распространение получили цепные питатели.

Техническая характеристика цепных питателей

Размеры выпускного отверстия (высота $\times$ ширина), мм	900 $\times$ 1000	1200 $\times$ 1200	1500 $\times$ 1500
Производительность $m^3/ч$	195	200	340
Высота желоба, мм	900	1200	1500
Длина барабана, мм	1000	1200	1500
Диаметр прутка цепи, мм, при плотности груза:			
до 2 t/m^3	34	49	72
более 2 t/m^3	49	63	72
Частота вращения звездочки, $мин^{-1}$	12	9	7
Мощность двигателя, кВт	4,5	5,5	6,5
Масса, т	3,5	5,0	8,5

9. ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НА ПОВЕРХНОСТИ КАРЬЕРОВ

9.1. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН КАРЬЕРА

Генеральным планом называют ситуационный масштабный план расположения промышленных, хозяйственных сооружений и других объектов на поверхности карьера, которые необходимы для выполнения работ, связанных с добычей полезного ископаемого открытым способом. Генеральный план выполняют в масштабе 1:5000 или 1:10000. На план наносят координатную сетку, горизонтали, характеризующие рельеф местности, все природные препятствия (овраги, реки, леса), а также пути сообщения, привязывая их к магистральным путям, по которым транспортируют полезное ископаемое.

В левом или в правом углу изображают розу ветров и указывают направления сторон света.

Разработаны нормы и основные положения, регламентирующие взаимное расположение отдельных обязательных объектов. Карьер должен располагаться относительно жилого поселка таким образом, чтобы преобладающие ветры были направлены со стороны поселка на карьер, а не наоборот. Промышленные объекты: механические мастерские, гаражи, депо, склады запасных частей — необходимо концентрировать на одной так называемой промплощадке. Технологический комплекс, как правило, привязывается к станции рудная или угольная, где находятся разгрузочные или перегрузочные пункты, склад полезного ископаемого, обогатительная фабрика или фабрика первичной переработки полезного ископаемого. Фабрика и склад соединяются ответвлениями железнодорожных путей с путями внешнего транспорта.

Место расположения главной электроподстанции выбирают таким образом, чтобы линии электропередач к основным наиболее мощным токоприемникам обладали небольшой протяженностью. С другой стороны, трасса высоковольтной линии, подводящей энергию к подстанции, должна проходить над незастроенными и незаселенными местами.

В небольшом отдалении от промплощадки устраивают склад лесоматериалов и деревообрабатывающую мастерскую. В стороне от всех объектов располагается склад горюче-смазочных материалов. Для склада взрывчатых веществ отводят наиболее отдаленное и свободное от всех сооружений место.

Все указанные объекты связываются между собой автомобильными дорогами, а в некоторых случаях железными дорогами с узкой или нормальной колеи.

Основное требование при выборе трасс дорог — исключение их взаимных пересечений.

Вокруг карьера, контуры которого наносят на план, обязательно предусматривают автомобильную дорогу.

План выполняют в строгом соответствии с требованиями ЕСКД (Единая система конструкторской документации). На рис. 9.1 показан генеральный план карьера, в котором транспортирование полезного ископаемого и вскрышных пород осуществляется с применением автомобилей.

Из карьера 5 вскрышная порода отвозится в отвал 6, а полезное ископаемое — на обогатительную фабрику, расположенную на промплощадке 7. Хвосты от обогащения автотранспортом отвозятся в отвал 4. На промплощадке 3 располагается служебно-бытовой комбинат, на расстоянии 300—500 м от которого находится жилой поселок 2. На промплощадке рядом с обогатительной фабрикой расположены закрытые склады 8 готовой продукции. Связь промплощадки с внешней железнодорожной линией 9 осуществляется посредством ответвления 10. В месте ответвления находится станция рудная 1.

Промплощадки карьеров можно разделить на три группы.

К первой относят промплощадки с дробильно-сортировочны-

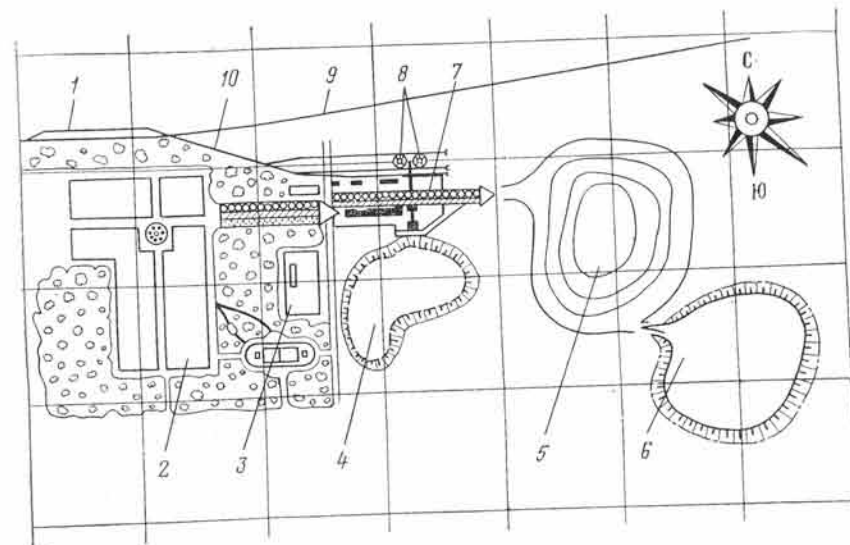


Рис. 9.1. Генеральный план карьера

ми или обогатительными фабриками и складами полезного ископаемого. На таких промплощадках располагают также ремонтную базу, служебно-бытовой комбинат и другие вспомогательные производственные помещения.

Ко второй группе относят промплощадки без обогатительных или дробильно-сортировочных фабрик. Такие промплощадки устраиваются при вывозе полезного ископаемого без предварительного первичного обогащения или дробления.

К третьей группе могут быть отнесены промплощадки, на которых расположены служебно-бытовой комбинат и некоторые сооружения вспомогательного назначения. В этом случае назначение промплощадки заключается в санитарно-бытовом обслуживании работающих на карьере.

Основное требование при строительстве объектов на промплощадке — их блокировка, которая заключается в объединении различных по назначению объектов в одном корпусе-блоке.

Наиболее характерными блоками, объединяющими электромеханические мастерские, материальные склады, склады запасных частей и т. д.;

служебно-бытовой блок, в котором размещаются управленческие службы, химическая лаборатория, здравпункт, пункты питания, бани и т. д.;

блок, включающий локомотивное депо, вагонное депо с мастерскими по ремонту локомотивов и вагонов, материальными складами и служебными помещениями;

блок, включающий в себя гаражное устройство, мастерские

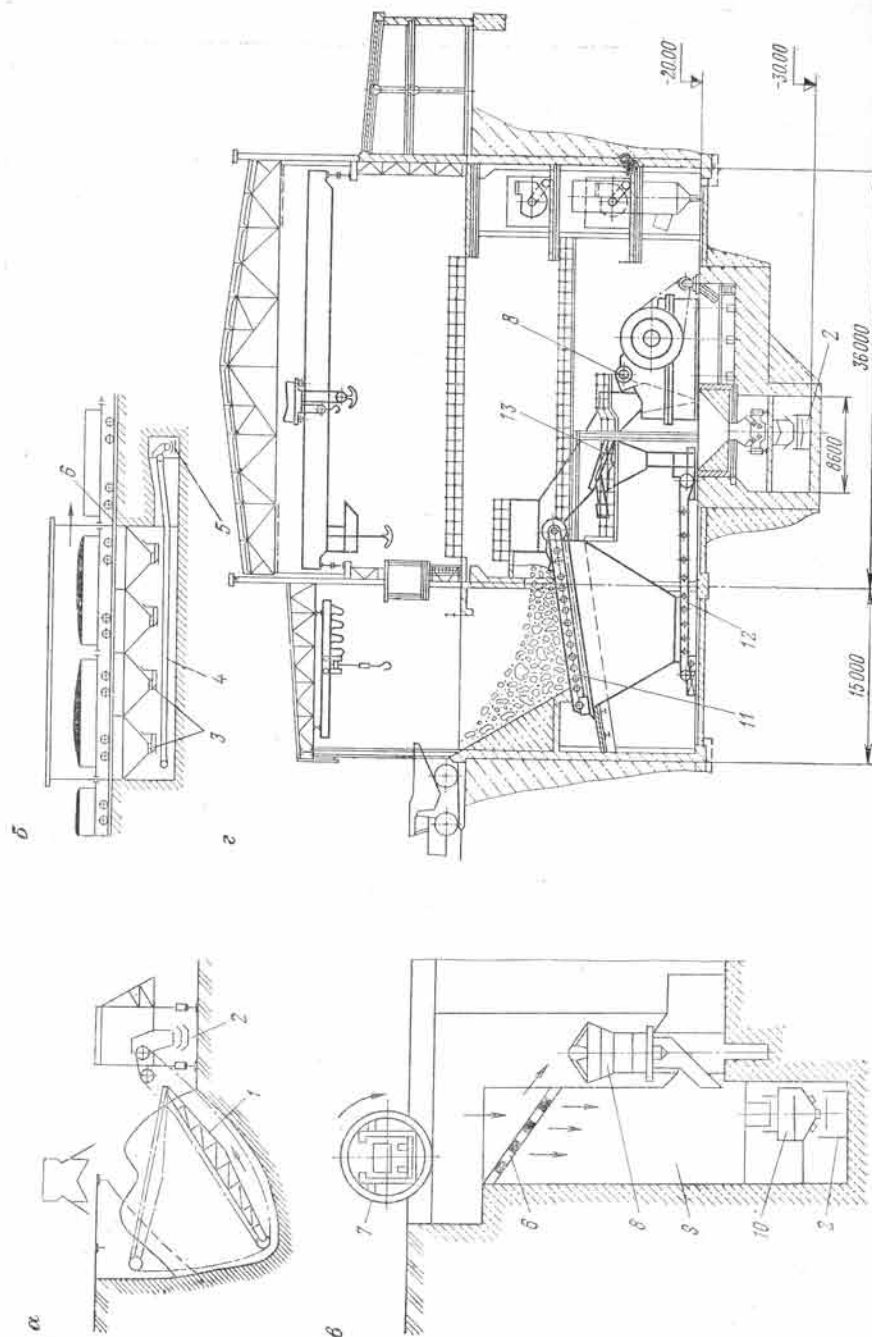


Рис. 9.2. Схемы приемных устройств траншейного типа (а), для разгрузки железнодорожных вагонов (б), с дробилкой и погрузкой на конвейер (в), для разгрузки автосамосвалов (г): 1 — многочерпаковый экскаватор; 2 — конвейер; 3 — питатели; 4 и 5 — соответственно сборочный и передаточный конвейеры; 6 — решетка; 7 — круговой опрокидыватель; 8 — дробилка; 9 — бункер; 10 — загрузочная воронка; 11 — пластинчатый питатель-грохот; 12 — загрузочный конвейер для мелких фракций; 13 — вибрационный грохот

по обслуживанию автотранспорта и соответствующие материальные склады;

блок экипировочного назначения и технического обслуживания транспортных средств;

технические склады.

9.2. ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Технологическим комплексом называют совокупность сооружений и устройств, необходимых для приема полезного ископаемого из карьера, его первичной переработки и отгрузки в средства внешнего транспорта. В соответствии с этим технологический комплекс включает в себя приемные, погрузочные устройства и склады полезного ископаемого.

На рис. 9.2 показаны схемы приемных устройств различного типа. Не останавливаясь на основных положениях по выбору того или иного типа приемного устройства, так как эти вопросы подробно изучаются в курсах «Технология и комплексная механизация открытых горных разработок» и «Процессы открытых горных работ», рассмотрим транспортное оборудование, используемое в этих устройствах.

Из приведенных схем видно, что к транспортному оборудованию приемных устройств относятся затворы, питатели и погрузочно-разгрузочные машины.

Затворы предназначены для прекращения грузопотока из бункера. Они бывают шиберные, секторные, челюстные, в виде коротких конвейеров, пальцевые и комбинированные.

Шиберные затворы (рис. 9.3, а) применяют при грузах крупностью до 150 мм. Они состоят из шибера и механизма для его подъема и опускания, выполненного в виде реечной пары. Достоинством шиберного затвора является его конструктивная простота, недостатками — большое сопротивление при открытии и закрытии и возможность попадания отдельных кусков груза между шибером и дном лотка.

Разновидности шиберного затвора — секторные и челюстные затворы, состоящие из одного или двух секторных шиберов, приводимых в действие электродвигателем через шестеренчатую передачу или гидроцилиндром. Секторные затворы более надежны. В зависимости от того, какой стороной обращена к грузу криволинейная поверхность затвора, они могут быть прямыми (рис. 9.3, б) и обратные (рис. 9.3, в).

Для мелкосыпучих грузов (крупностью до 50 мм) иногда применяют затворы в виде замкнутой конвейерной ленты

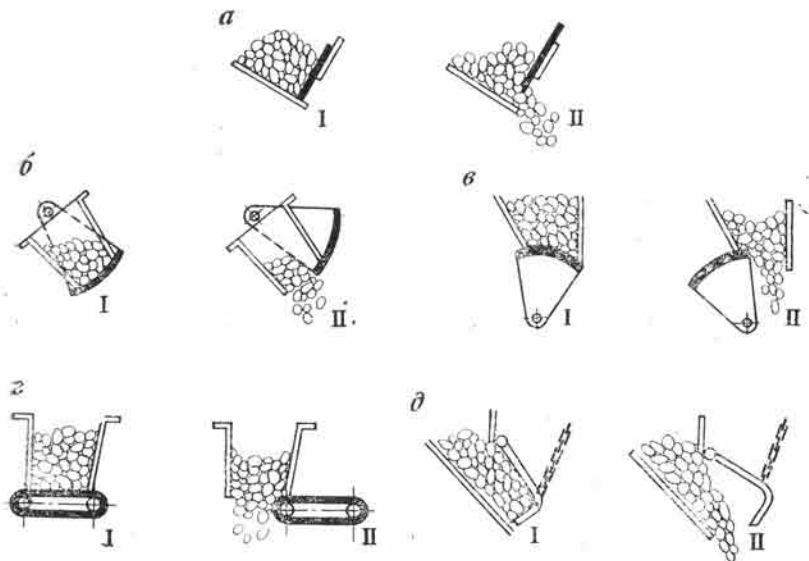


Рис. 9.3. Затворы:

I — положение «закрыто»; II — положение «открыто»

(рис. 9.3, г). Рама, на которой смонтирован конвейер, перемещается вправо или влево, перекрывая или открывая выпускное отверстие.

Для отсекаания крупнукосового грузопотока используют пальцевые затворы (рис. 9.3, д), представляющие набор Г-образных тяжелых пальцев (обычно из гнутых рельсов), насаженных на общую ось. Пальцы опускаются под действием собственного веса, а поднимаются при помощи цепи и гидроцилиндра.

Питатели предназначены для равномерной подачи груза из бункера. Иногда питатель одновременно выполняет и роль затвора.

Кроме питателей, которые были описаны в разд. 4 и 8 (цепных, ленточных, пластинчатых и вибрационных) в технологических комплексах на поверхности карьера для сортированных мелкосыпучих грузов применяют дисковые, маятниковые и качающиеся питатели.

На рис. 9.4 показана схема дискового питателя, состоящего из вращающегося, горизонтально расположенного диска 1, приемной воронки 2, гребковой заслонки 3 и привода. После загрузки в приемную воронку материал поступает в камеру, где захватывается вращающимся диском и, сталкиваясь с гребковой заслонкой, высыпается через выходное отверстие. Регулирование производительности питателя достигается изменением частоты вращения диска и поперечного сечения выходного отверстия.

Качающийся питатель состоит из горизонтального или слабонаклонного рабочего лотка, на который из загрузочной воронки поступает груз. Лоток совершает возвратно-поступательные движения при помощи кривошипно-шатунного механизма или гидроцилиндра. Очередная порция груза захватывается лотком при движении в сторону разгрузочного отверстия и перемещается на длину хода вместе с лотком. При движении лотка назад груз ссыпается с него, упираясь в стенку воронки. Производительность Q (т/ч) качающегося питателя зависит от частоты качаний n (мин⁻¹), амплитуды a (мм) качаний, площади F (м²) выходного отверстия и угла β (градус) наклона лотка, т. е.

$$Q = 60naFk_{\beta}\gamma,$$

где k_{β} — коэффициент, учитывающий угол наклона лотка. При горизонтальном расположении лотка $\beta=0$ и $k_{\beta}=1$, при $\beta=20^{\circ}$ $k_{\beta}=1,2$. При расчете производительности принимают $n=15 \div 50$ мин⁻¹, а амплитуду $a=150 \div 250$ мм. Производительность качающегося питателя можно регулировать посредством изменения одного из параметров n , a , F , k_{β} .

Маятниковый питатель является разновидностью качающегося питателя, но используется в основном при разгрузке из бункеров сортированных грузов в комплексах обогатительных и сортировочных фабрик.

В технологических комплексах сортировочных и обогатительных фабрик применяют также шнековые питатели, представляющие собой винт большого диаметра, вращающийся в трубчатом корпусе с загрузочными и разгрузочными отверстиями. Шнековые питатели используются при транспортировании мелких грузов особенно в системах пневмотранспорта. В этом случае шаг шнека делают переменным, уменьшающимся к разгрузочному отверстию, вследствие чего создается пробка из уплотненного материала, герметизирующая напорный трубопровод. Производительность шнекового питателя Q (т/ч) зависит от частоты вращения шнека $n_{ш}$ (мин⁻¹), шага витков t_s (м), наружного D (м) и внутреннего диаметров d (м):

$$Q = 60k_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) t_s \gamma n_{ш},$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий проскальзывание груза относительно шнека и пересыпание в процессе движения ($k_1=0,7 \div 0,8$).

Мощность электродвигателя (если пренебречь весом перемещаемого груза в шнековом питателе) можно определить

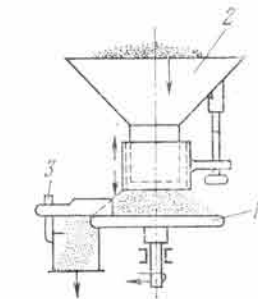


Рис. 9.4. Схема дискового питателя

по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q}{367\eta} l_{\text{п}} f k_p,$$

где $l_{\text{п}}$ — длина питателя; f — коэффициент трения материала о стенки кожуха и поверхность шнека; k_p — коэффициент, учитывающий распор груза при перемещении внутри корпуса шнека.

9.3. ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПОГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Погрузочные устройства предназначены для погрузки полезного ископаемого, поступающего из карьера в средства внешнего транспорта. Различают бункерную и безбункерную погрузки. Отличие их заключается в том, что при бункерной погрузке сооружают систему бункеров большой вместимости, в которых размещается значительный запас полезного ископаемого для быстрой его отгрузки потребителю или для накопления полезного ископаемого при отсутствии порожняка. Бункерная погрузка связана с большими затратами на строительство бункеров.

При безбункерной погрузке устраивают систему погрузочных воронок небольшой вместимости. Такие устройства значительно дешевле бункеров, но требуют четкой организации доставки порожних составов, так как при отсутствии порожняка появляется угроза остановки работы карьера. Опыт показал, что при безбункерной погрузке необходимо иметь большой резерв порожних вагонов, находящихся на поверхности карьера.

Бункерные и безбункерные погрузочные устройства оборудованы различными типами конвейеров, предназначенных для распределения груза между бункерами. Применяют стационарные конвейеры с передвижными плужковыми сбрасывателями или с двухбарабанными разгрузочными тележками либо передвижные, так называемые катучие конвейеры, показанные на рис. 9.5, а. Катучий конвейер состоит из рамы, на которой смонтированы приводной и натяжной барабаны, роликоопоры и приводное устройство. Рама установлена на колесах и может перемещаться по рельсам, укрепленным над бункерами. Для перемещения конвейер оборудуют либо собственным ходовым приводом, либо канатами и тягальной лебедкой. Привод конвейера реверсивный, поэтому конвейер может разгружаться в любой точке по длине бункеров.

Для разгрузки бункеров используют качающиеся, вибрационные, ленточные, пластинчатые и другие питатели. Питатель выбирают в зависимости от интенсивности погрузки и физико-механических свойств груза. В последнее время для повышения интенсивности погрузки используют самотечные устройства в виде двускатных рукавов с перекидной заслонкой. Распределение груза в вагонах при этом осуществляют посредством их

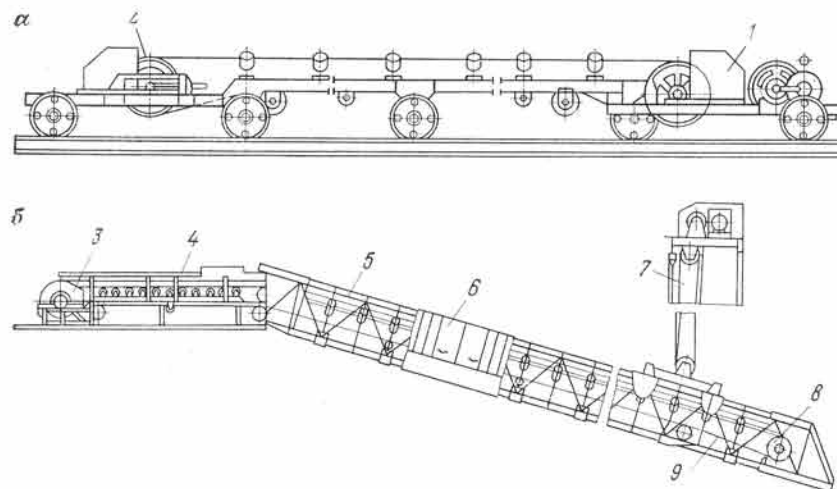


Рис. 9.5. Катучий реверсивный конвейер (а) и загрузочный стреловой конвейер (б):

1 — привод; 2 — натяжной барабан; 3 — приводная станция; 4 — рама надвижной части стрелы; 5 — поворотная ферма стрелы; 6 — кожух; 7 — механизм подъема и опускания стрелы; 8 — натяжное устройство ленты; 9 — лента

протягивания. При прохождении под разгрузочными рукавами промежутка между вагонами производится переброска заслонки и груз направляется в следующий вагон, затем заслонка возвращается в исходное положение. Таким образом исключается просыпание груза между вагонами.

При погрузке с небольшой высоты для предотвращения измельчения полезного ископаемого используют разгрузочные стреловые конвейеры (рис. 9.5, б), которые опускают в загружаемый вагон и по мере заполнения вагона приподнимают.

Для протягивания отдельных вагонов или нескольких сцепленных используют маневровые устройства, состоящие из тягача, системы блоков и канатов (рис. 9.6). Погрузочные устройства оборудуют платформенными весами, на которых взвешивают вагоны с грузом и производят дозировку загружаемого ископаемого.

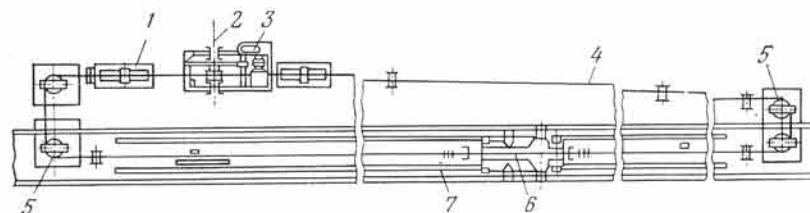


Рис. 9.6. Схема маневого устройства:

1 — натяжное устройство; 2 — ось шкива трения; 3 — лебедка со шкивом трения; 4 — тягач; 5 — отклоняющие блоки; 6 — толкающая тележка; 7 — направляющие для толкающей тележки

9.4. СКЛАДЫ ПОЛЕЗНОГО ИСКОПАЕМОГО

Из опыта установлено, что в процессе эксплуатации карьера своевременное поступление полезного ископаемого из карьера и порожняка под погрузку, как правило, не соблюдается. Поэтому на поверхности устраивают склад, который дает возможность накапливать значительное количество полезного ископаемого при отсутствии порожняка и отгружать его потребителю при нарушении подачи ископаемого из карьера.

Выбор типа склада зависит от его вместимости, интенсивности поступления и выдачи с него груза, от требований к условиям хранения полезного ископаемого и от ряда других факторов. Кроме того, склады устраивают для усреднения полезного ископаемого, отгружаемого потребителю.

В зависимости от назначения различают промежуточные склады, связанные с особенностями технологического процесса, и аккумулирующие, во много раз превосходящие по вместимости промежуточные или усреднительные. По способу хранения полезного ископаемого склады разделяют на открытые и закрытые. Кроме того, по типу транспортного оборудования, используемого на складах, различают скреперные, грейферные, склады с роторными погрузчиками и т. д.

Рассмотрим некоторые наиболее распространенные склады и транспортное оборудование, используемое на них.

Открытые склады. Простейший склад — обычный штабель полезного ископаемого, отсыпaeмый на ровную открытую поверхность автосамосвалами, конвейерами или другими средствами транспорта (рис. 9.7, а). Для отгрузки полезного ископаемого используют экскаваторы, роторные, ковшовые погрузчики, краны с грейфером и другое погрузочное оборудование. Для создания большей вместимости устраивают склады в виде траншей, в которую удобно разгружать полезное ископаемое (рис. 9.7, б).

На рис. 9.7, в изображен скреперный склад, загрузка которого производится конвейером прямой подачи, а формирование штабеля — скреперной установкой. Разгрузку осуществляют посредством подгребания полезного ископаемого скрепером к разгрузочной воронке, от которой питателем оно подается на конвейер обратной подачи к месту погрузки ископаемого во внешний транспорт.

К закрытым типам склада относят бункерные и полубункерные склады (рис. 9.7, г), которые обычно совмещают с погрузочными устройствами. Загрузку и разгрузку складов этого типа осуществляют при помощи конвейеров прямой и обратной подачи.

В складе шатрового типа штабель торондальной формы формируют посредством поворотного конвейера, смонтированного на консольной стреле. Обратная подача осуществляется скребковым конвейером, при помощи которого груз сгребается со

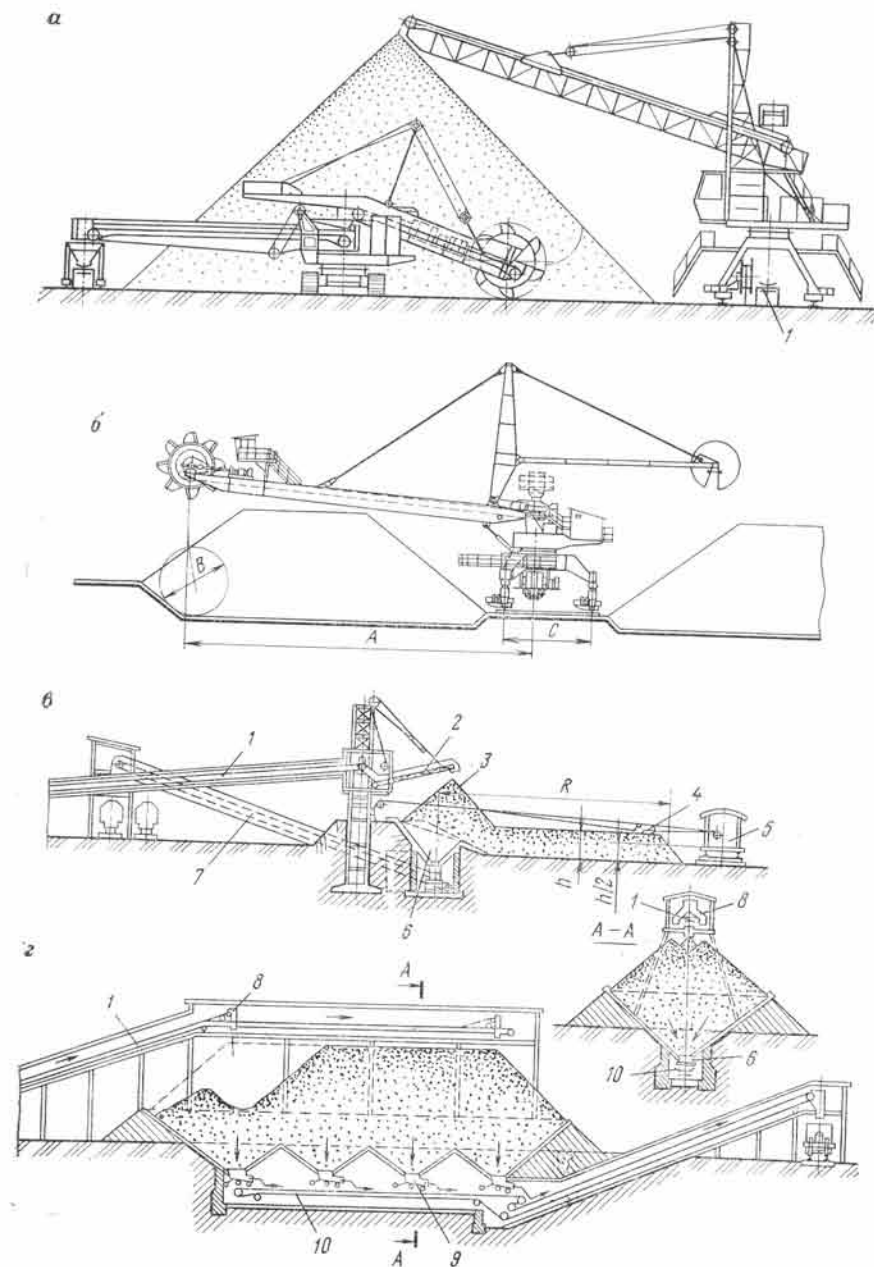


Рис. 9.7. Склады полезного ископаемого:

а — открытый с роторным погрузчиком; б — открытый траншейного типа; в — открытый скреперный; г — полубункерный; 1 — подающий конвейер; 2 — штабелер; 3 — первичный конус; 4 — скрепер; 5 — скреперная лебедка; 6 — разгрузочная воронка; 7 — конвейер обратной подачи; 8 — двухбарабанная разгрузочная тележка; 9 — питатель; 10 — разгрузочный конвейер.

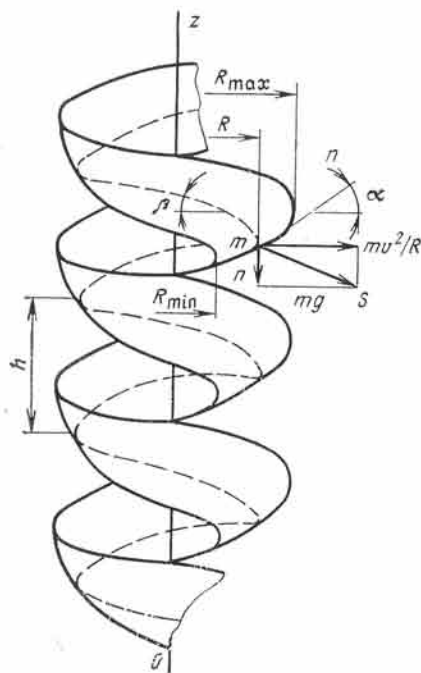


Рис. 9.8. Схема спирального спуска

тановки (склад скреперного типа). Иногда для подъема полезного ископаемого на небольшую высоту применяют ковшовые элеваторы.

Спиральный спуск представляет собой спирально закрученный желоб (рис. 9.8). Все точки профиля желоба располагаются по винтовым линиям с одинаковым шагом h (м)

$$h = 2\pi R \operatorname{tg} \beta, \quad (9.1)$$

где R — расстояние от произвольной точки профиля до вертикальной оси спирального спуска Oz , м; β — угол наклона винтовой линии, градус.

Из выражения (9.1) видно, что

$$R \operatorname{tg} \beta = h/(2\pi) = \text{const.} \quad (9.2)$$

Очевидно, что с увеличением R (точка расположена ближе к периферийным участкам спуска) угол β должен уменьшаться, и наоборот.

На частицу груза с массой m , находящуюся на расстоянии R от оси Oz , кроме силы веса mg , действует центробежная сила mv^2/R , где v — скорость частицы, м/с, направленная по касательной $n-n$ к винтовой линии.

Движущей силой частицы является составляющая ее веса $mg \sin \beta$, а силами сопротивления — сила трения $mg f \cos \beta$ и до-

штабеля к разгрузочной воронке, из которой он поступает на конвейер обратной подачи.

В последнее время для хранения полезных ископаемых, требующих защиты от атмосферных осадков, получили распространение склады закрытого типа. Они состоят из одного-двух или четырех хранилищ в виде башен, куда полезное ископаемое подается конвейером по наклонной галерее и затем распределяется при помощи коротких конвейеров, расположенных в надбункерном помещении.

Для выполнения транспортных операций на складах помимо рассмотренных ранее транспортных машин (ленточных конвейеров различного типа, питателей, погрузочных и разгрузочных машин) используют спиральные спуски (грейферный склад секторного типа), канатно-скреперные ус-

полнительная сила трения от центробежной силы $f \frac{mv^2}{R} \sin \alpha$, где f — коэффициент трения частицы о стенку спирального спуска; α — угол между винтовой линией и направлением скорости v . Если принять, что частица спускается с ускорением a (м/с²), то уравнение ее движения можно написать в виде

$$ma = mg (\sin \beta - f \cos \beta) - f \frac{mv^2}{R} \sin \alpha, \quad (9.3)$$

откуда

$$a = g (\sin \beta - f \cos \beta) - f \frac{v^2}{R} \sin \alpha. \quad (9.4)$$

Для того чтобы груз при скатывании не развивал слишком большую скорость и сохранял ее постоянной в диапазоне 2—2,5 м/с, параметры спуска рассчитывают такими, чтобы установившаяся скорость частицы была постоянной, т. е. $a=0$. Тогда из формулы (9.4) получим

$$v = \sqrt{gR (\sin \beta - f \cos \beta) f \sin \alpha}. \quad (9.5)$$

При установившейся скорости частица будет двигаться по определенной винтовой линии, т. е. $R = \text{const}$, что может быть при условии, когда равнодействующая S веса частицы и центробежной силы будет направлена перпендикулярно к винтовой поверхности, т. е. при условии

$$\operatorname{tg} \alpha = mv^2/(Rmg) = v^2/(gR). \quad (9.6)$$

Задаваясь значением скорости установившегося движения частицы и зная m и f , из формул (9.5) и (9.6) находят h и β . Вследствие обратной зависимости, существующей между h и β [см. формулы (9.2) и (9.5)], спиральные спуски обладают способностью саморегулирования скорости движения груза, причем диапазон изменения скорости может поддерживаться в довольно узких пределах.

Канатно-скреперная установка (см. рис. 9.8, в) состоит из скрепера головного и хвостового канатов, блока, укрепленного неподвижно или на подвижной опоре, и лебедки.

В настоящее время изготавливают несколько типов скреперов. Ящичные скреперы (рис. 9.9, а) применяют для мелкокусковых грузов, гребково-ящичные (рис. 9.9, б) — для грузов, средней кусковатости, а гребковые (рис. 9.9, в) — для крупнокусковых грузов. Способность скрепера зачерпывать перемещаемый груз зависит от его массы и угла внедрения захватывающего лемеха, который укрепляют на торцевой стенке.

Массу скрепера (кг) определяют по эмпирической формуле

$$m_0 = (0,4 \div 0,6) m_{гр},$$

где $m_{гр}$ — масса перемещаемого груза, которая зависит от вме-

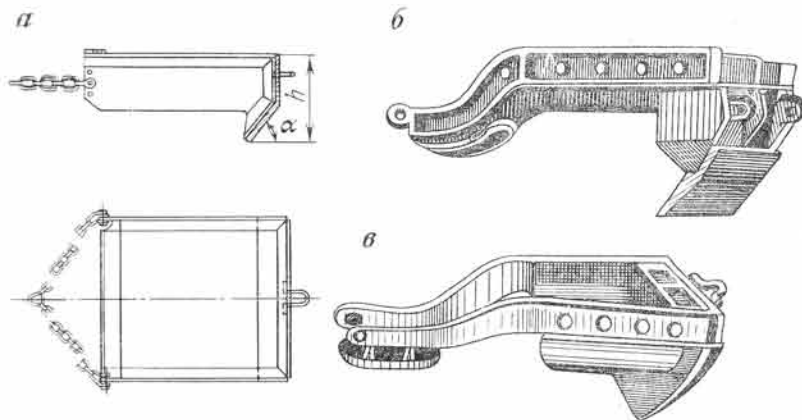


Рис. 9.9. Разновидности скреперов

стимости скрепера V (м^3) и насыпной плотности транспортируемого груза γ ($\text{т}/\text{м}^3$), т. е.

$$m_{\text{гр}} = 10^3 V \gamma.$$

Стандартные значения вместимости скреперов ящичного типа — 0,16; 0,25; 0,4; 0,6; 1 и 1,6 м^3 , а гребкового типа — 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6 и 2 м^3 .

Угол внедрения (см. рис. 9.9) принимают 30—35° при мягких породах и 55—60° при скальных.

Скорость движения рабочего хода скрепера принимают в диапазоне 1,2—2 м/с, а холостого — 2,4—4 м/с.

Скреперная лебедка (рис. 9.10) состоит из станины, на которой смонтированы барабаны для рабочей ветви каната (меньшего диаметра) и для холостой (большого диаметра).

Барабаны приводятся во вращение от электродвигателя через планетарный редуктор. Посредством планетарного редуктора и системы ленточных или колодочных тормозов осуществляется управление лебедкой.

Производительность (т/ч) скреперной установки как транспортной машины циклического действия определяется из выражения

$$Q = 3600 V \gamma k_1 k_2 / T_{\text{ц}},$$

где $k_1 = 0,6 \div 0,9$ — коэффициент заполнения скрепера (меньшие значения относятся к грузам с большей крупностью); $k_2 = 0,7$ — коэффициент использования скреперной установки во времени, учитывающий простои по технологическим причинам; $T_{\text{ц}}$ — длительность цикла, с.

Длительность цикла определяется по формуле

$$T_{\text{ц}} = L/v_p + L/v_x,$$

где L — длина доставки, м; v_p и v_x — соответственно скорость рабочего и холостого хода скрепера, м/с.

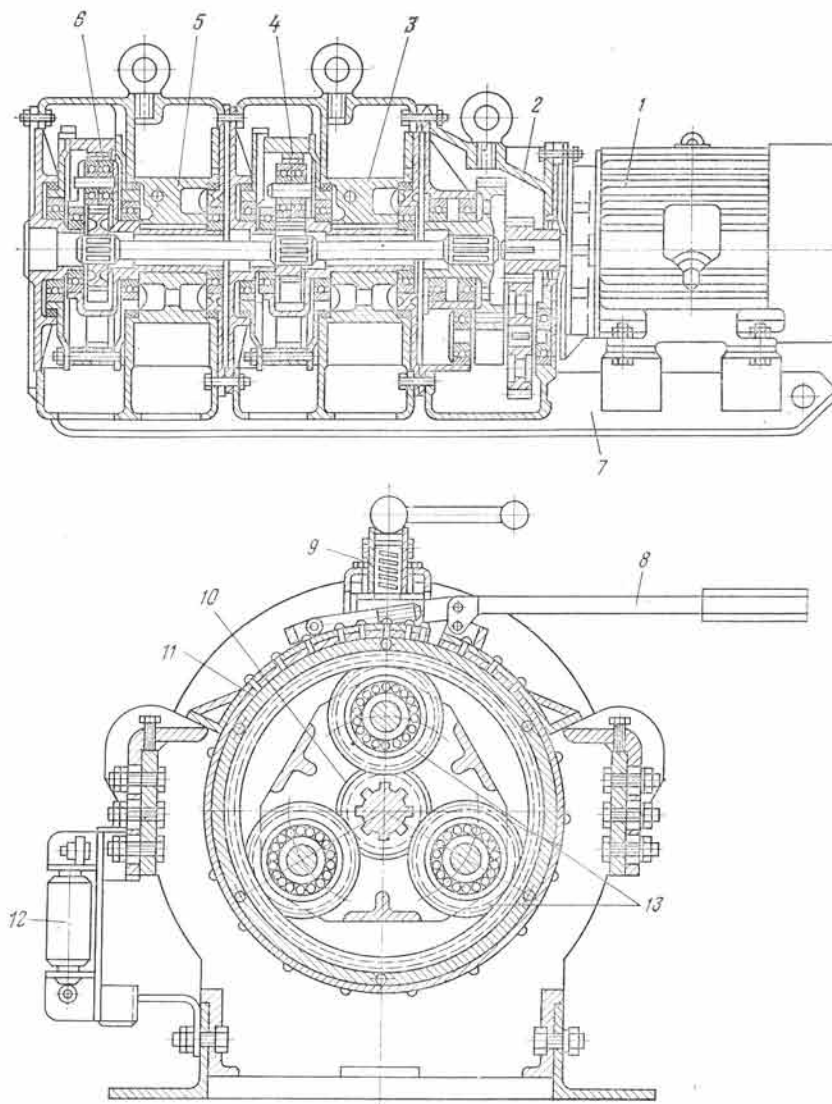


Рис. 9.10. Скреперная лебедка:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — рабочий барабан; 4 — планетарный редуктор рабочего барабана; 5 — холостой барабан; 6 — планетарный редуктор холостого барабана; 7 — ползья; 8 — рукоятка тормозного устройства; 9 — притормаживающее устройство; 10 — солнечная шестерня; 11 — венцовая шестерня; 12 — направляющая рамка; 13 — сателлиты

Мощность (кВт) электродвигателя скреперной лебедки

$$N = k_y W_{rp} v_p / (10^3 \eta),$$

где $k_y = 1,15 \div 1,2$ — коэффициент запаса мощности; W_{rp} — сопротивление перемещению груженого скрепера, Н; $\eta = 0,8$ — к. п. д. механической передачи.

Сопротивление перемещению груженого скрепера определяют по формуле

$$W_{rp} = k_n (W_1 + W_2 + W_3),$$

где $k_n = 1,1 \div 1,3$ — коэффициент, учитывающий сопротивление движению рабочего и холостого каната по почве, сопротивление в блоке и сопротивление притормаживания холостого каната для избежания его запутывания; W_1 — сопротивление волочению скрепера по почве, Н; W_2 — сопротивление волочению груза в скрепере по почве, Н; W_3 — сопротивление при зачерпывании скрепером груза, Н.

Сопротивления W_1 и W_2 определяют по следующим формулам:

$$W_1 = m_0 g (f_1 \cos \beta \pm \sin \beta);$$

$$W_2 = g V \gamma k_1 (f_2 \cos \beta \pm \sin \beta),$$

где $f_1 = 0,6$ — коэффициент трения скрепера по почве; $f_2 = 0,7 \div 1,4$ — коэффициент трения груза по почве; β — угол, при котором осуществляют транспортирование, градус.

Сопротивления при зачерпывании определяют из выражения

$$W_3 = B h k_3 = k_3 B h l / l = k_3 V / l,$$

где k_3 — сопротивление зачерпыванию скрепером груза, отнесенное к 1 м² площади скрепера, кН; B — ширина скрепера, м; h — высота скрепера, м; l — длина скрепера.

Значения k_3 (кН/м²) для различных транспортируемых грузов:

Угля	10—15
Сортированной мелкокусковой руды	20—30
Взорванной крупнокусковой руды	31—42

Для определения l (длины скрепера) пользуются принятыми на практике соотношениями между высотой, шириной и длиной. Для ящичных скреперов $h : B : l = 1 : 2 : 2$, для гребковых $h : B : l = 1 : 2 : 2,5$.

Разрывное усилие S_p рабочего каната

$$S_p = W_{rp} z,$$

где $z = 3 \div 4$ — запас прочности.

Разрывное усилие S_x холостого каната определяют по формуле

$$S_x = k_n m_0 g (f_1 \cos \beta \pm \sin \beta) z.$$

По полученным S_p и S_x подбирают соответствующие канаты.

Элеваторы предназначены для перемещения насыпных грузов по вертикальным или крутонаклонным ($\beta = 60 \div 70^\circ$) тросам. Перемещение груза элеватором осуществляется в ковшах, прикрепленных к тяговым цепям (обычно пластинчатым) или прорезиненной ленте. Наиболее эффективно используются элеваторы для перемещения мелкокусковых (до 150 мм), зернистых и пылевидных сухих грузов, хорошо высыпавшихся из грузонесущих емкостей.

Производительность элеваторов с ленточным тяговым органом достигает 80 т/ч, цепных — 450 т/ч. Высота подъема может быть 75 м.

По скорости движения ковшей различают элеваторы быстроходные (со скоростью более 1,2—1,5 м/с) и тихоходные (со скоростью до 0,3—0,6 м/с). Быстроходные элеваторы, как правило, оборудуют ленточными тяговыми органами.

Основными элементами элеватора (рис. 9.11) являются тяговая цепь или лента 1, ковши 2, которые крепятся к цепям шарнирами, а к ленте заклепками, приводные звездочки или приводной барабан 7, приводной электродвигатель 8, редуктор, кожух 5 с направляющими, загрузочный лоток 3, разгрузочный лоток 6. Загрузка элеватора осуществляется зачерпыванием либо засыпанием, а разгрузка — свободным высыпанием груза из ковша или высыпанием под действием центробежной силы.

Приводы элеваторов оборудуют колодочными тормозами. Предварительное натяжение тяговых органов осуществляется натяжным устройством 4 винтового типа.

Коэффициент ψ сопротивления движению составляет 0,2—0,15.

Предварительное натяжение $S_{п.н}$ тяговых цепей принимают в диапазоне 2000—3000 Н, ленточного тягового органа — из условия передачи необходимого тягового усилия на барабан.

При обходе по контуру необходимо учесть сопротивление зачерпыванию W_3 .

Проверку прочности тяговых органов выполняют, принимая коэффициент запаса $m = 5$.

Мощность электродвигателя приводного устройства (кВт) определяется из выражения

$$N = (S_{нб} - S_{сб}) v / (10^3 \eta).$$

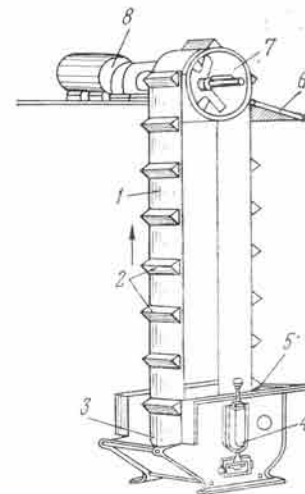


Рис. 9.11. Элеватор

10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

При составлении транспортной части любого проекта горного предприятия требуется проведение большого объема вычислений, которые могут быть сделаны с использованием ЭВМ. Разработано значительное число программ тяговых расчетов транспортных машин. Этими программами пользуются при выполнении проектов транспортных комплексов и отдельных транспортных установок. Следует отметить, что расчеты мощных транспортных установок требуют все более высокой точности, так как ошибка может привести в конечном счете к неоправданным производственным потерям. При использовании ЭВМ можно учесть большое число факторов, влияющих на выбор параметров транспортных машин и комплексов с одновременной оптимизацией этих параметров.

При проектировании сложных транспортных комплексов, представляющих собой разветвленную транспортную систему, необходимо использовать современный математический аппарат: теории вероятности, массового обслуживания, управления, статистической динамики и др.

Расчеты показывают, что пренебрежение неравномерностью грузопотока, поступающего на транспортную систему, технологическими и случайными простоями отдельных ее звеньев приводит к существенным ошибкам.

Математический аппарат, необходимый для описания функционирования транспортных систем, достаточно хорошо разработан и позволяет учитывать практически все основные факторы, влияющие на работу как отдельных транспортных единиц, так и транспортной системы в целом.

Для решения указанного класса задач используют экономико-математические модели. При этом определяют оптимальные значения параметров транспортных машин и комплексов по различным критериям: минимуму энергоемкости транспортирования, металлоемкости, капитальных и приведенных затрат, максимуму производительности.

Для анализа функционирования транспортных машин и транспортных систем с учетом технологических и случайных простоев используют имитационные математические модели.

С применением ЭВМ появилась возможность разработки систем автоматизированного проектирования (САПР) транспортных машин и комплексов.

Это направление находится в самом начале своего пути, хотя некоторые подсистемы уже разработаны и для них имеются апробированные программы.

В этой главе не дается подробного описания всего многообразия задач, решаемых с помощью ЭВМ и связанных с экс-

плуатацией, созданием транспортных машин и проектированием транспортных систем на карьерах. В ней будут рассмотрены некоторые принципиальные основы составления программ тяговых расчетов для основных видов карьерного транспорта.

10.1. РАСЧЕТ НА ЭВМ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Алгоритм расчета параметров карьерного железнодорожного транспорта основан на использовании условно-постоянной информации, хранимой в памяти машины, а также переменной информации, вводимой в машину перед расчетом. К условно-постоянной информации относят характеристики локомотивов и вагонов, коэффициенты при формулах для определения удельных сопротивлений движению локомотивов и вагонов, табличные данные коэффициентов сцепления колес локомотива с рельсами, удельное сопротивление при трогании, к. п. д. трансмиссий различных локомотивов, силу нажатия тормозных колодок, коэффициент трения между колодкой и колесом, коэффициент заполнения ковша экскаватора, время разгрузки вагонов, время ожидания и т. д.

К переменной информации относят тип экскаватора, характеристику трассы и тип локомотива.

Алгоритм решения следующий: вводят условно-постоянную и переменную информацию, соответствующую конкретному случаю, затем определяют расчетные длины и уклоны элементов трассы. По руководящему уклону проверяют принятый тип локомотива. По вместимости ковша экскаватора выбирают вместимость и тип вагона, определяют массу прицепной части локомотивосостава по условиям движения на руководящем уклоне и трогания на смягченном уклоне. Из двух полученных значений принимают меньшее и определяют допустимое число вагонов в составе. Далее уточняют массу прицепной части состава с грузом и без груза.

Затем рассчитывают скорости движения состава по забойным путям, по выездной траншее и на поверхности при груженом и порожнем составах. При этом на каждом участке трассы определяют сопротивление движению и необходимую силу тяги локомотива. В зависимости от силы тяги определяют скорость движения состава на всех участках. При использовании дизелевозов силу тяги рассчитывают по формуле (2.45). Скорость определяют по тяговым характеристикам электродвигателей. Вычисленные значения скоростей сравнивают с допустимыми скоростями по торможению состава. Кроме того, скорость сравнивают с допустимыми значениями скоростей по правилам безопасности (для передвижных путей — до 25 км/ч, для стационарных — до 45 км/ч).

Далее определяют время движения на каждом участке трассы и полное время движения груженого и порожнего состава

вов. Время движения суммируют со временем, затраченным на погрузочные, разгрузочные и маневровые операции. По электромеханическим характеристикам определяют нагрузочные токи двигателей на всех участках трассы, затем по формуле (2.42) рассчитывают эффективный ток, который сравнивают с допустимыми.

При превышении числа вагонов в составе по одному из показателей число вагонов уменьшают на один и расчет повторяют снова.

В итоге расчета на печать результатов выдаются следующие данные: основные параметры локомотивов, тип вагона, значения коэффициентов сопротивления движению, расчетные характеристики трассы, масса прицепной части состава, число вагонов в составе, скорости движения состава на отдельных участках трассы, время движения на отдельных участках трассы, полное время рейса, инвентарный парк подвижного состава и т. д.

10.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ПРИ РАСЧЕТЕ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

При расчете карьерного автотранспорта условно-постоянной информацией, хранимой в памяти машины, является: тип экскаватора, загружающего автосамосвал, длина трассы и ее характеристика по элементам с указанием длин и уклонов отдельных участков, характеристика груза (насыпная плотность), показатели, характеризующие природно-климатические условия (температура, высота над уровнем моря) и т. д.

Для определения времени погрузки автосамосвала можно воспользоваться рекомендациями ряда авторов*, в соответствии с которыми в основу математической модели движения автосамосвала по заданному маршруту положено дифференциальное уравнение движения

$$F_k = G(f \cos \beta \pm \sin \beta) + kFv^2 \pm m_{np} \frac{dv}{dt},$$

где F_k — касательная сила тяги, Н; G — вес автосамосвала с грузом, кН; f — основное удельное сопротивление движению автосамосвала, Н/кН; β — угол наклона участка трассы, градус; k — коэффициент, учитывающий аэродинамическое сопротивление автосамосвалу от ветра; F — площадь лобового сечения автосамосвала, м²; v — скорость самосвала, м/с; m_{np} — масса самосвала с учетом инерции вращающихся масс, кг.

Преобразованное к удобному для анализа движения автосамосвала виду уравнение будет выглядеть следующим образом

$$F_k = G(\omega_0 \pm i) + kFv^2 + m_{np} \frac{dv}{dt}.$$

Предположим, что на каждом участке трассы дизель автосамосвала развивает номинальный момент M_n (Н·м), тогда касательную силу тяги можно выразить соотношением

$$F_k = M_n i_T \eta_T / r_k,$$

где i_T — передаточное отношение трансмиссии; η_T — к. п. д. трансмиссии; r_k — радиус ведущих колес, м.

Из уравнения движения получим выражения для определения:

времени разгона

$$t_p = \int_{v_n}^{v_k} m_{np} dv / \left[M_n \frac{i_T \eta_T}{r_k} - G(\omega_0 \pm i) - kFv^2 \right],$$

пути разгона

$$L_p = \int_{v_n}^{v_k} m_{np} v dv / \left[M_n \frac{i_T \eta_T}{r_k} - G(\omega_0 \pm i) - kFv^2 \right],$$

где v_n и v_k — соответственно начальная и конечная скорости разгона.

Этот метод является приближенным, так как интервалы изменения скорости выбираются произвольно, однако он более точен, чем изложенный в разд. 3. Зададимся интервалами изменения скорости в пределах от v_n до v_k для данных дорожных условий и получим время разгона автосамосвала на каждом элементе трассы.

Моделирование движения автосамосвала на ЭВМ включает в себя определение времени маневров, зависящее от схемы подъезда автосамосвала под погрузку, и времени маневров при подъезде к пункту разгрузки.

При сквозном, круговом и тупиковых подъездах автосамосвала к экскаватору продолжительность маневра t_m , как показали хронометражные наблюдения, является случайной величиной, подчиняющейся нормальному закону распределения с заданными математическим ожиданием и дисперсией

$$\bar{t}_m = [M^2(t_m) / V M^2(t_m) + \sigma^2] e^{\Delta \eta},$$

где $M(t)$ — математическое ожидание продолжительности маневров; σ — дисперсия нормально распределенной случайной величины — времени маневров в забое; η — нормально распределенная случайная величина

$$\eta = \sum_{i=1}^n \xi_i,$$

* М. В. Васильев, В. П. Смирнов, А. А. Кулешов «Эксплуатация карьерного автотранспорта». М., Недра, 1979 г.

где ξ_i — равномерно распределенная величина в диапазоне -1 — $+1$;

$$A = \sqrt{\frac{3}{5} \ln \frac{M^2(t_m) + \sigma^2}{M^2(t_m)}}.$$

Время загрузки автосамосвала может быть определено по формуле (3.21), а время разгрузки в соответствии с рекомендациями разд. 3.

Определение времени движения с грузом автосамосвалов с гидромеханической и электромеханической трансмиссиями имеют некоторое различие, так как у последних переход с одной скорости на другую происходит без скачков.

В начале движения автосамосвала с гидромеханической трансмиссией изменение его скорости от $v_n=0$ до v_k в зависимости от дорожных условий может происходить с переключением передач. Рассматриваемая методика предполагает, что переключение передачи осуществляется при достижении автосамосвалом оптимальной скорости для данной передачи. Поэтому анализ начинается для движения автосамосвала на K -ой передаче при $K=1$, затем при достижении автосамосвалом оптимальной скорости происходит переключение на передачу $K=2$ и снова производится анализ. При достижении автосамосвалом скорости v_k , оптимальной для данного участка трассы, автосамосвал начинает двигаться равномерно.

Оптимальную скорость переключения определяют по формуле

$$v_{\text{опт.пер}} = v_n - \Delta v/2,$$

где v_n — оптимальная скорость движения автосамосвала для данной передачи, Δv — снижение скорости движения за время переключения передач.

При движении автосамосвала на горизонтальном или наклонном участке трассы с постоянной скоростью ($v_n=v_k$) время движения $t_{\text{дв}} = L_i/v$, где L_i — длина участка.

При замедленном движении автосамосвала, время замедления t_z определяют из выражения

$$t_z = (v_{n,z} - v_{k,z})/j_z,$$

где $v_{n,z}$ и $v_{k,z}$ — скорость в начале участка замедления и в конце соответственно; j_z — замедление, определяемое из выражения

$$j_z = [(w_0 - D)g]/\delta_k,$$

где D — динамический фактор, соответствующий скорости движения $v_{n,z}$; δ_k — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс автосамосвала.

Режим движения на последующем участке определяется параметрами движения в конце предыдущего участка пути.

Вначале сравнивают начальную v_n и конечную v_k скорости на последнем этапе предыдущего участка. При $v_n=v_k$ автосамосвал движется с установившейся скоростью. Если $v_n \neq v_k$, то автосамосвал замедляет ($v_n > v_k$) или ускоряет ($v_n < v_k$) движение. Далее устанавливается, возможен ли разгон или замедление без переключения передач или переключение необходимо. Затем по соотношению параметров i -го и $i+1$ участков дороги определяется режим движения на $i+1$ -ом участке. При этом учитываются параметры, характеризующие режим движения на исследуемом участке.

Моделирование движения на забойных и на отвальных временных дорогах и перед началом движения на поворотах производится из условия ограничения скорости по дорожным условиям.

Продолжительность разгрузки автосамосвала моделируется аналогично процессу погрузки.

Движение порожнего автосамосвала моделируется по той же схеме, что и груженого с учетом ограничения скорости движения на спусках в соответствии с правилами безопасности, т. е. должно выполняться условие $v_i \leq v_0$, где v_0 — безопасная скорость при спуске.

Для автосамосвалов с электромеханической трансмиссией выполняется проверка тяговых электродвигателей на нагрев по методике изложенной в разд. 3.

Далее выполняются расчеты по определению инвентарного парка автосамосвалов.

В результате на печать выводятся: тип автосамосвала, время и скорости движения на различных участках дороги, полное время рейса и необходимый парк автосамосвалов.

10.3. РАСЧЕТ НА ЭВМ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Исходной условно-постоянной информацией при расчете параметров ленточного конвейера является: производительность конвейера, характеристика трассы (длина, высота подъема или спуска, число перегибов), число и расположение погрузочных и разгрузочных пунктов, насыпная плотность, крупность и угол естественного откоса транспортируемого груза.

Кроме того, в памяти ЭВМ должна содержаться следующая исходная условно-переменная информация: параметры серийно выпускаемых конвейеров, параметры конвейерных лент, массы вращающихся частей роликов всех типоразмеров, коэффициенты сопротивления движению конвейерной ленты по роликам на грузовой и порожняковой ветвях с учетом условий эксплуатации конвейера, данные для расчета сосредоточенных сопротивлений.

ЭВМ позволяет учитывать практически любое число факторов, влияющих на выбор параметров конвейера. В этом заключается преимущество автоматизированного расчета.

В данном разделе для примера приведено описание алгоритма расчета основных параметров ленточного конвейера, в результате которого на печать выводятся: ширина и тип конвейерной ленты, мощность привода и тип серийного конвейера, если он соответствует расчетным параметрам.

Расчет производится в два этапа: сначала выполняется ориентировочный, а затем уточненный расчеты. Цель ориентировочного расчета — определение начального натяжения ленты, значение и место нахождения минимального и максимального натяжений.

Расчет начинается с определения ширины конвейерной ленты по производительности и сравнения полученного значения с минимально допустимым по крупности транспортируемого груза. В ходе расчета автоматически выполняются следующие операции: по производительности принимается рекомендуемая скорость движения ленты, по углу естественного откоса груза, лежащего на ленте, принимается коэффициент C_n , далее по формуле

$$B = 1,1 (\sqrt{Q/(C_n v)} + 0,05,$$

рассчитывается ширина конвейерной ленты и по формуле

$$B > 2a_{\max} + 200,$$

проверяется полученное значение по крупности транспортируемого груза. Затем ЭВМ сравнивает большее полученное значение со стандартными и выдает на печать ближайшее большее по ГОСТу значение ширины конвейерной ленты.

Если ширина ленты превышает максимальное значение по ГОСТу, то программа должна выходить на останов и расчетчик должен принять какое-то решение: например, установить два параллельных конвейера, повысить скорость движения ленты и т. д.

Далее осуществляется тяговый расчет. Ориентировочный и уточненный тяговые расчеты выполняются по одинаковому алгоритму методом обхода контура конвейера по точкам.

Перед началом обхода ЭВМ по исходным данным и рассчитанной ширине конвейерной ленты принимает массу вращающихся частей роликов на грузовой и порожняковой ветвях.

Масса 1 м длины ленты предварительно определяется по формуле

$$m_n = 0,03B,$$

где B — ширина ленты, мм.

Затем определяются натяжения ленты в характерных точках. Это наиболее сложный процесс, требующий организации цикла. Число точек, код распределенных и сосредоточенных сопротивлений и другие данные, необходимые для расчета, задаются в виде матрицы, каждая сторона которой содержит всю информацию, необходимую для определения натяжения в од-

ной характерной точке. Управляющим параметром цикла служит порядковый номер характерной точки ($i_1 = 1 \div N2$).

Расчет распределенного сопротивления на участке грузовой ветви выполняется по формуле

$$N_{11} = m_r g L_j \omega_r \cos \beta_j \pm (m_r - m_p') g L_j \sin \beta_j, \quad (10.1)$$

где $\omega_r = 0,02 + 0,005$ (КОД) — коэффициент сопротивления движению ленты по роликам грузовой ветви; КОД — код условий работы конвейера. Например КОД=1 соответствует стационарному конвейеру с хорошим качеством монтажа и благоприятными условиями эксплуатации (конвейер, установленный в наклонном стволе или галерее); КОД=2 — соответствует полустационарному конвейеру с удовлетворительным качеством монтажа и удовлетворительными условиями эксплуатации (полустационарные установки со сроком службы около двух лет); КОД=3 — соответствует передвижному конвейеру с удовлетворительным качеством монтажа и удовлетворительными условиями эксплуатации (передвижной конвейер, транспортирующий относительно легкие грузы); КОД=4 — передвижные конвейеры со сложными условиями работы (конвейеры, транспортирующие липкие или скальные грузы).

Связь номера характерной точки грузовой ветви (индекс i_1) с номером участка, расположенного между двумя точками (индекс j), производится следующим образом: перед началом расчета значение j принимается равным нулю, а при выходе на расчет сопротивление на участке увеличивается на единицу ($j = j + 1$).

Расчет распределенного сопротивления на участке порожняковой ветви выполняется по формуле

$$W_{11} = m_n g L_j \omega_n \cos \beta_j \pm m_n g L_j \sin \beta_j, \quad (10.2)$$

где $\omega_n = 0,025 + 0,005$ (КОД=1) — коэффициент сопротивления движению ленты по роликам порожней ветви.

В формулах (10.1) и (10.2) m_r и m_n — масса движущихся и вращающихся элементов конвейера на грузовой и порожняковой ветвях соответственно, отнесенная к 1 м длины конвейера.

Затем рассчитываются сосредоточенные сопротивления в местах загрузки, на отклоняющих барабанах и на криволинейных участках.

Полученные значения натяжений конвейерной ленты в характерных точках контура запоминаются в промежуточных массивах и используются при необходимых перерасчетах конвейера.

В ориентировочном расчете, когда величина начального натяжения ленты S_0 еще неизвестна, при обходе по контуру определяются не действительные натяжения в характерных точках контура, а условные величины, связанные с S_0 зависимостью

$$S_{11} = OKS_0 + SW,$$

где S_{11} — действительное натяжение в характерной точке контура конвейера; SW — сопротивление движению ленты на участке; OK — сосредоточенные сопротивления.

Перед началом расчета SW принимается равной нулю, затем сопротивления в соответствующих точках суммируются с ней, а сопротивления с соответствующими кодами запоминаются, поэтому $SW = W_{i1}$, $OK = OK_{i1}$. После окончания цикла начальное натяжение находится по формуле

$$S_0 = SW / (e^{\mu\alpha} / k_T - OK), \quad (10.3)$$

где k_T — коэффициент запаса тяговой способности привода.

Формула (10.3) используется для случая, когда $SW > 0$, а если $SW < 0$, т. е. двигатель конвейера работает в генераторном режиме, S_0 определяется по формуле

$$S_0 = SW \frac{e^{\mu\alpha}}{k_T} \left(1 - OK \frac{e^{\mu\alpha}}{k_T} \right)^{-1}.$$

Далее выполняется прочностной расчет конвейерной ленты. Алгоритм прочностного расчета содержит две ветви: одну для расчета резинотканевой ленты, а вторую — для резинотросовой.

Алгоритм ветви расчета прочности резинотканевой ленты следующий.

По максимальному натяжению рассчитывается необходимое число прокладок

$$i_d = S_{\max} m / (B \sigma_p), \quad (10.4)$$

где m — коэффициент запаса прочности ленты; σ_p — сопротивление разрыву одной прокладки.

Для каждого типа ленты в таблице, помещенной в памяти машины, находятся значения σ_p , минимальное и максимальное число прокладок. Если рассчитанное по формуле (10.4) число прокладок меньше допустимого, то принимается минимально допустимое, а если оно оказывается больше максимально допустимого, то осуществляется автоматический переход на более прочную ленту. Если такой тканевой ленты в данных нет и тип ленты в исходной информации не задан, то принимается наименее прочная резинотросовая лента.

После выбора числа прокладок для тканевой ленты уточняется запас ее прочности.

Определение параметров резинотросовой ленты выполняется по следующему алгоритму.

Определяется необходимый предел прочности ленты на разрыв

$$\sigma_p = S_{\max} m / B.$$

Полученное значение σ_p сравнивается с пределом прочности на разрыв соответствующего типа ленты. Если первая величина

превышает вторую, то принимается более прочная лента, а если таковой нет, то программа выходит на останов.

Когда выбран тип ленты, можно точно установить массу 1 м.

Далее выполняется уточненный тяговый расчет с одновременной проверкой минимального натяжения ленты на грузовой $S_{r \min}$ и порожняковой $S_{n \min}$ ветвях по условию допустимого провеса

$$S_{r \min} > 8 m_r g l_p';$$

$$S_{n \min} \geq 8 m_n l_p'',$$

где l_p' и l_p'' — расстояния между роlikоопорами на грузовой и порожняковой ветвях.

Если одно из этих условий не выполняется, то минимальное натяжение увеличивается до допустимого значения и осуществляют пересчет натяжений ленты по всему контуру конвейера.

После определения S_0 и $S_{нб}$ уточняется коэффициент запаса по тяговой способности привода

$$k_T = S_0 e^{\mu\alpha} / S_{нб}.$$

Далее производится расчет потребной мощности привода конвейера по формуле

$$N_{\pi} = \frac{(S_{нб} - S_0)}{10^3 \eta} v,$$

где η — к. п. д. передаточного механизма.

Если двигатель работает в генераторном режиме, то мощность определяется по формуле

$$N_{\pi} = (S_{нб} - S_0) v \eta / 10^3.$$

11. НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА

Преимущественное развитие разработки месторождений открытым способом привело к значительному росту объемов перевозок горной массы, которые на некоторых мощных карьерах превышают сотни миллионов кубических метров в год. Значительно возросла глубина карьеров, превышающая в настоящее время 300 м, причем, по прогнозам специалистов, глубина открытых разработок на некоторых крупных месторождениях достигнет 500 м.

В связи с этим одним из направлений развития средств карьерного транспорта является увеличение параметров транспортных машин и их единичной мощности.

Анализируя современное состояние и развитие транспортной техники, можно с уверенностью сказать, что в ближайшее десятилетие, как и в настоящее время, широкое распространение

получат железнодорожный, автомобильный, конвейерный транспорт и их комбинации.

Рост единичной мощности транспортного оборудования требует новых технических решений. Одно из основных направлений совершенствования подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта — распределение тяговой мощности на несколько единиц. Поэтому тяговые агрегаты с автономной секцией питания тяговых электродвигателей получают все большее распространение.

К настоящему времени успешно решена проблема создания современных карьерных электрифицированных тяговых агрегатов для карьерного железнодорожного транспорта. Созданы четыре типа агрегатов, отвечающих современному техническому уровню и требованиям разнообразных горно-технических условий.

Изготавливаемые серийно тяговые агрегаты постоянного (1,5/3,0 кВ) и переменного (10 кВ) тока с дизельной секцией и без нее практически могут обслуживать любые грузопотоки на современных карьерах нашей страны. Ведут работы по усовершенствованию и унификации тяговых агрегатов, и, в частности, по созданию тиристорного управления агрегатами постоянного тока.

Железнодорожные пути в карьерах, сооружаемые по образцу и подобию магистральных на поверхности, не всегда соответствуют высокой интенсивности движения поездов и большим осевым нагрузкам, достигающим 320 кН. Опыт эксплуатации тяговых агрегатов на Лебединском ГОКе показал, что имеет место интенсивный угон (сползание) рельсов в выездных траншеях с уклоном до 60‰. Поэтому необходимо усовершенствование всех элементов рельсовых путей на основе тщательного анализа их состояния и условий эксплуатации при интенсивном движении тяжелых поездов по путям с большими уклонами.

Перспективным направлением является создание безбалластной конструкции железнодорожных карьерных путей, применение которых обеспечит значительное снижение трудоемкости их обслуживания.

Усовершенствование прицепной части подвижного состава будет осуществляться в направлении создания надежных большегрузных вагонов-самосвалов и специализированных вагонов для перевозки грузов с различными физико-механическими свойствами. В ближайшее время намечен выпуск вагонов-самосвалов грузоподъемностью 145 т, имеющих увеличенное поперечное сечение, что позволит производить в них погрузку экскаваторами с ковшом вместимостью 20 м³ и более. Кроме того, проходят опытную эксплуатацию вагоны специальной конструкции с повышенной вместимостью кузова, предназначенные для перевозки угля и других относительно легких насыпных грузов. Так как эти вагоны имеют увеличенные по сравнению с нормативными габариты, они будут эксплуатироваться по замкну-

тым маршрутам без выхода на магистральные пути внешнего транспорта. Расчеты показывают, что такая схема движения поездов весьма эффективна. Ведут работы по созданию восьмиосных вагонов-самосвалов грузоподъемностью 160—170 т с электрогидравлической разгрузкой.

Повышение эффективности карьерного железнодорожного транспорта в большой степени зависит от уровня механизации путевых работ. При использовании для этой цели машин, разработанных для магистрального железнодорожного транспорта нельзя решить эту проблему полностью, так как они, как правило, предназначены для выполнения отдельных операций и практически не приспособлены для работы в карьерах на путях с большими (до 60‰) уклонами. Для путевых работ в карьерах необходимо создавать машины большой производительности и многоцелевого назначения.

Новый этап в развитии карьерного железнодорожного транспорта — создание тележечных конвейерных поездов. В результате освоения производства этих транспортных машин предполагается значительно повысить производительность железнодорожного транспорта, снизить эксплуатационные затраты и затраты на горно-капитальные работы, так как наклон выездных траншей при использовании конвейерных поездов может быть принят 15—20°.

Установлены оптимальные параметры карьерных конвейерных поездов: грузоподъемность 300—400 т, скорость движения с грузом 7—10 м/с.

Одна из важнейших проблем в развитии и совершенствовании карьерного железнодорожного транспорта — разработка и создание карьерных тепловозов.

Расчеты показывают, что с точки зрения энергозатрат тепловозный транспорт в некоторых случаях оказывается более эффективным, чем электровозный. К.п.д. тепловых электростанций составляет примерно 0,4, линии электропередач около 0,7, а электровозного транспорта на карьере, как отмечалось выше, около 0,14—0,16. В результате перемножения этих показателей получим, что к.п.д. электровозного транспорта в целом довольно низок. По этой причине на внутрикарьерных путях перевозка грузов при помощи тепловозов не только удобна, но иногда и более экономична.

Карьерный автомобильный транспорт развивается весьма быстрыми темпами. Использование большегрузных карьерных автосамосвалов отечественных и зарубежных конструкций на открытых горных работах в нашей стране показало их высокую эффективность при эксплуатации в различных горно-геологических условиях. Вместе с тем эксплуатация автосамосвалов особо большой грузоподъемности от 75 до 180 т с электромеханической трансмиссией выявила ряд нерешенных проблем, к которым относятся, прежде всего, необходимость создания мощного,

экономичного дизеля, очистки выхлопных газов от токсичных компонентов и разработки средств механизации технического обслуживания автосамосвалов особо большой грузоподъемности.

Важным вопросом является разработка специализированных автосамосвалов, предназначенных для работы с грузами различных физико-механических свойств. Большегрузные самосвалы — весьма дорогие машины и, как показала практика, эффективность их эксплуатации существенно зависит от того, насколько при создании самосвала были учтены предполагаемые условия его эксплуатации и характеристика транспортируемых грузов. В нашей стране создано несколько модификаций автосамосвалов и автопоездов, предназначенных специально для перевозки угля и имеющих при сравнительно небольшой мощности дизеля увеличенные габариты и вместимость кузова.

Большое значение имеют работы по повышению износостойкости наиболее нагруженных узлов автосамосвалов. Срок службы шин, рамы, кузова и других узлов автосамосвалов должен быть увеличен в несколько раз.

В связи с тем, что все большегрузные карьерные автосамосвалы оборудуются тяговыми электродвигателями, большое значение приобретают троллейбусы, способные работать как от дизеля, так и от троллейной электросети.

Проблема повышения эффективности карьерного автотранспорта неразрывно связана с разработкой экономичных газотурбинных двигателей, работа которых почти не зависит от окружающей температуры, а выхлопные газы менее токсичны, чем у дизеля.

Эффективная работа карьерного транспорта может быть обеспечена только при наличии высокого качества обслуживания и хорошей ремонтной базы. Практика показала, что главное направление работ в области технического обслуживания должно быть нацелено на разработку средств диагностики и контроля состояния узлов автосамосвала, а также средств механизации работ по обслуживанию и текущему ремонту.

Успешная эксплуатация карьерного автотранспорта в большой степени зависит от состояния внутрикарьерных дорог и проездов, не требующих высококачественной дорожной одежды, но для которых необходим постоянный уход. Для выполнения дорожных работ необходимо совершенствовать существующую и создавать новую специальную технику. Опыт показал, что при поддержании дорог в надлежащем состоянии, срок службы автомобильных шин увеличивается в 1,5—2,0 раза.

Дальнейшее развитие карьерного автотранспорта связано с повышением качества автомобилей и применением автоматизированных систем управления его работой в карьере.

Задачи по автоматизации заключаются в разработке и создании систем автоматизированного контроля и учета выполняемой работы, а также систем автоматизированного диспет-

черского управления движением автомобилей с помощью вычислительной техники. В недалеком будущем появится необходимость в разработке систем автоматизированного поддержания оптимального режима движения автосамосвала на базе встроженных микропроцессоров, учитывающих конкретные дорожные условия. При создании указанных систем станет возможным автоматическое вождение автосамосвалов по замкнутому маршруту с использованием направляющего кабеля и индукционной высокочастотной передачи управляющих сигналов.

В области развития конвейерного карьерного транспорта наметилось несколько тенденций. В комплексах непрерывного действия, работающих в сочетании с роторными экскаваторами наблюдается дальнейший рост параметров конвейеров. В настоящее время созданы конвейеры производительностью до 30 тыс. м³/ч по рыхлой горной массе, ширина ленты которых достигает 3 м, скорость движения ленты 8 м/с, а мощность приводных устройств 10000 кВт. Для конвейеров значительной длины (до 10 км) необходимы конвейерные ленты с разрывным усилием до 7000 Н/мм. Отечественная промышленность подготовлена для выпуска таких конвейерных лент.

Важный этап в развитии конвейерного транспорта — освоение производства конвейеров, способных надежно работать в суровых климатических условиях при весьма низких температурах. В первую очередь необходимо наладить производство высококачественных морозостойких конвейерных лент, способных не терять гибкости, эластичности и износостойкости при температурах до —50 °С.

Для наклонных конвейерных установок, в которых необходимое тяговое усилие может быть передано одним приводным барабаном целесообразно создание безредукторных конвейерных приводов с электродвигателями постоянного тока и тиристорным управлением, неизбежно требующем применения микропроцессорной техники.

Большая длина конвейера может быть также достигнута посредством использования промежуточных приводов. Многоприводные конвейеры особенно перспективны для транспортирования скальных пород, так как они исключают промежуточные перегрузки, неизбежные при последовательной установке нескольких более коротких конвейеров.

Конвейерный транспорт наиболее эффективен при подъеме больших объемов горной массы из глубоких карьеров. Вместе с тем его широкое использование ограничивается невозможностью перемещения крупнокузовых (свыше 500 мм) скальных грузов.

Использование конвейеров для транспортирования скальных крупнокузовых грузов связано с необходимостью решения следующих проблем. Одна из них заключается в создании передвижных или самоходных дробилок, которые могут работать в комплексе с экскаваторами и дробить горную массу до круп-

ности, приемлемой для ленточных конвейеров. Такие дробилки позволяют полностью конвейеризировать транспортирование горной массы от забоя до пункта ее отгрузки на поверхности карьера.

Вторая проблема заключается в создании специальных конвейеров, способных перемещать скальные грузы практически любой крупности. Освоение производства таких конвейеров позволит значительно расширить область применения конвейерного транспорта на открытых разработках.

Повышение надежности ленточных конвейеров — важная задача, так как выход любого конвейера в линии из строя может приостановить работу целого горизонта или всего предприятия.

Практика эксплуатации конвейеров показала, что надежность их работы в значительной мере зависит от наличия эффективных средств очистки конвейерной ленты после разгрузки, средств борьбы с налипанием груза на ленту, а также диагностики состояния узлов конвейеров особенно роликов и механизмов обслуживания конвейеров и конвейерных комплексов.

В последнее время повысился интерес к трубопроводному гидротранспорту в основном с точки зрения его использования для транспортирования полезного ископаемого от карьера к потребителю.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев А. В., Дьяков В. А., Шешко Е. Е. Транспортные машины и автоматизированные комплексы открытых разработок. М., Недра, 1975.
2. Васильев М. В. Комбинированный транспорт на карьерах. М., Недра, 1975.
3. Васильев М. В. Транспорт глубоких карьеров. М., Недра, 1983.
4. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона. М., Транспорт, 1978.
5. Калмыков В. Г., Кузнецов А. Г. Вагоны промышленного транспорта. М., Транспорт, 1978.
6. Логинов А. И., Афанаскин Н. Е. Вагоны-самосвалы. М., Машиностроение, 1975.
7. Мельников Н. В., Чесноков М. М. Техника безопасности на открытых горных работах. М., Недра, 1969.
8. Спиваковский А. О., Потапов М. Г., Приседский Г. В. Карьерный конвейерный транспорт. М., Недра, 1979.
9. Ржевский В. В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ. М., Недра, 1975.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абразивность 254
Абразивный износ 164
Автопоезд 106, 109, 134, 144
Автосамосвал 98, 106, 124, 125
Автосцепка 56
Агрегат тяговый 59, 69, 70, 72, 82, 88
Алгоритм 323, 328, 330
Аншлаг 268, 278
Аппарат поглощающий
— гидравлический 57
— пружинно-фрикционный 57
— с резинометаллическими элементами 57
Аппаратура температурной защиты 232
База полувагона 45
База ходовой тележки 41
Балка
— хребтовая 44, 54
— шкворневая 44, 47
Балласт 30, 34
Барaban приводной 20, 172, 321
Башмак тормозной 41
Безотказность работы транспортной машины 148
Блокировка
— автоматическая 91, 94
— полуавтоматическая 91, 94
Блок приводной 20
Бункер 11, 242, 270, 285, 291, 296, 300, 312
Бутобой 294
Вагон моторный 59
Вагон-самосвал 44, 50, 70
Вакууметр 250, 260
Вантуз 244
Вентиль 243
Вес сцепной 59, 69, 73, 78, 131, 145, 154
Весы конвейерные 230
Виадук 30
Вибратор 300
Вместимость 17, 40, 54, 88, 105, 164, 268, 283, 318, 323
Водоотвод 249
Волна упругая
— растяжения 195, 196
— сжатия 195, 196
Время
— восстановления отказа среднее 148
— рейса 88, 144
Вставка изолирующая 71
Вулканизация
— горячая 224, 225
— холодная 224, 225
Выбег свободный 16
Выемка 30, 102
Вязкость жидкости кинематическая 250, 256
Габарит
— подвижного состава 36
— приближения строений 36
Гибкий тяговый орган 20, 184
Гибкость 62, 164, 208, 275, 335
Гидротранспорт 240, 253
Гидросмесь 240, 255
Гидроэлеватор 243, 249, 250
Гидроаккумулятор 249
Гидроудар 243
Гидротрансформатор 114, 116
Гондола 39, 45
Горизонт концентрационный 294
Грохот 163, 237, 293, 299
Груз натяжной 174, 213, 277
Грузооборот 146, 147
Грузоподъемность 17, 47, 54, 70, 88, 109, 128, 143, 157, 212, 301
Груз
— вспомогательный 5, 7
— мелкозернистый 9, 321
— мелкокусковый 321
— насыпной 7, 39
— основной 5, 7
— особокрупнокусковый 9
— порошковый 9
— пылевидный 9, 321
— рядовой 9
— сортированный 9
— среднекусковый
— штучный 7
Датчик
— контроля застыбовки 232
— контроля схода конвейерной ленты 232
— путевого точечный 92, 94
Движение юзом 82, 131, 154
Диаметр катания колес 62
Дизель-троллейвоз 106, 125, 334
Длина трассы 13
Длина стрелочного перевода 39
Дозатор 5, 270
Дорога автомобильная
— временная 102, 142
— постоянная 100, 142
Дорога канатная 7, 12, 20, 261, 270, 277
Дробилка
— передвижная 163
— стационарная 238

Дросселирование 260

Думпка 40, 44

Дуга

— обхвата 183

— покоя 183

— скольжения 183

Емкость аккумулирующая 261

Жесткость конвейерной ленты

— — агрегатная 64, 164, 188, 194

— — на изгиб 215, 284

— — поперечная 212

— — продольная 194

— — статическая 210

Задвижка 243, 249

Запас

— прочности 165, 183, 208, 275, 320,

330

— тяговой способности 185

Затор

— пальцевый 309

— секторный 270, 309

— челюстной 309

— шибберный 5, 309

Затраты приведенные 89, 142, 155, 235, 239, 279

Звездочка приводная 20

Землесос 246

Интегратор фрикционного типа 230

Кабель-кран 5, 262, 280, 281

Канат многопрядный

— — крестовой свивки 20

— — параллельной свивки 20

Канат

— несущий 263, 272, 277, 280

— тяговый 28, 262, 268, 270, 278

Каркасность конвейерной ленты 164, 208

Клапан обратный 244, 245

Колея

— нормальная 30, 32

— узкая 30

Компенсатор температурных деформаций 244, 249

Комплект рессорный 41, 44

Комплекс

— технологический 306, 309, 311

— транспортный 10, 322

— экскаваторно-автомобильный 147

Количество движения 196

Конвейер

— крутонаклонный 212, 216

— катучий 313

— ленточно-канатный 163, 214

— ленточно-тележечный 212, 219

— стреловой 313

— толкающий 270, 278

— цепной 263

Конвейер ленточный

— — забойный 159, 170, 179, 238

— — магистральный 160, 187, 227

— — отвалный 161, 171, 227, 236

— — передаточный 159, 238

— — передвижной 160, 187

— — стационарный 160, 172, 187, 238

Консистенция пульпы 254, 260

Консистометр 250, 260

Контррельс 38

Концентрация пульпы 254, 256

Копер 282, 284

Коэффициент

— восстановления поглощающего аппарата 58

— гидравлических сопротивлений 250

— гидротрансформации 116

— динамичности 298

— запаса 16, 87, 257, 267, 289, 320

— запаса тяговой способности 209, 320

— заполнения 18, 24, 142, 218, 318, 323

— инерции вращающихся масс 81, 197, 326

— использования автопарка 148

— использования автосамосвала по грузоподъемности 146

— использования пробега автосамосвала 148

— использования сменного времени 147, 318

— использования транспортной машины по производительности 239, 284

— использования ширины грузонесущего элемента 238

— крепости пород 8, 10

— начислений на зарплату 238

— необратимого поглощения энергии поглощающего аппарата 58

— относительной жесткости рельсового основания 34

— полноты силовой характеристики поглощающего аппарата 58

— производительности 214, 219

— разрыхления 7, 8

— режима вибротранспортирования 303

— снижения производительности от уклона трассы 22

— сопротивления движению 13, 188, 214, 239, 267, 287, 329

— списочного состава 237

— тары 18, 40, 45, 54, 87

— технической готовности 147, 148

— трения качения 77, 266

— трения скольжения 54, 75, 82, 181, 190, 267, 312, 323

— трения покоя 78

— увеличения сопротивления гибкого тягового органа 275

— шероховатости стенок трубопровода 252

— эффективности капиталовложений 89, 155, 239, 279

Крестовина стрелочного перевода 38

Кривая переводная 38

Кривые разгрузочные 200

Крупность груза 7, 213, 256, 299, 328

Кузов

— автосамосвала 126

— вагона 40, 45, 52

— вагонетки 265

Кусковатость 8

Кусок

— некондиционный 9

— типичный 9

Лебедка скреперная 318, 319

Лента конвейерная

— — с тканевыми прокладками 19, 164, 208, 225

— — с основой из стальных тросов 19, 165, 208, 225

Ловитель конвейерной ленты

— — клиновой 223

— — рычажной 233

— — рычажно-распорный 233

Локомотивосостав 7, 29, 38, 69, 81, 87, 81

Манометр 250

Марка крестовины 39

Масса прицепной части поезда 60

Машина путепередвижная 32, 33

Машина транспортная

— — непрерывного действия 6, 7, 22

— — циклического действия 6, 7, 12

Мертвое пространство стрелочного перевода 38

Место нулевое 30, 102

Механизация маневровых работ 7

Метод обхода контура по точкам 191, 214, 274, 321, 328

Микропривод 269

Модель имитационная 147

Модуль упругости

— — рельсового основания 34

— — рельса на изгиб 34

Момент

— избыточный 195, 197

— статический 195

Момент инерции рельса 34

Мост транспортно-отвалный 159, 220, 221

Муфта

— гидравлическая 229

— эластичная 172

— электромагнитная 229

Мощность

— длительного режима 59

— индикаторная 113

— удельная 106, 109

— установленная 239

— часового режима 59, 60

— эффективная 113

Нагрузка на ось 36, 45, 54, 60, 70, 156, 266, 289

Накладка двухголовая 33

Насос грунтовый 246

Наработка на отказ 148

Натяжение конвейерной ленты

— — — динамическое 196, 211

— — — предварительное 173, 201, 276, 321

— — — статическое 187, 189, 215

Негабарит 9, 159, 293, 299

Обечайка 20

Операции маневровые 12, 28

Опрокидыватель круговой 45, 291

Орган тяговый

— — канатный 20, 268

— — колесный 19

— — цепной 20

Остряк стрелочного перевода 38, 39

Ось тяговая 59

Отвалообразователь 159, 221

Отвал породный 29, 30

Отказ 147

Откос земляного полотна 30, 31

Отчисления амортизационные 156, 237, 279

Пара колесная 41, 62, 67, 79, 92

Педаль рельсовая 92

Перегрузчик 11, 160, 220, 223

Передача карданная 117

Передвижник тракторный 227, 237

Перевод стрелочный 37, 39, 278

Перегон 91

Периметр смоченный 18

Питатель

— валковый 178, 305

— вибрационный неуравновешенный 300, 313

— — уравновешенный 300, 310

— камерный 246, 248

— качающийся 310, 311

— ленточный 270, 295, 310

— лопастной 179

— маятниковый 310, 311

— пластинчатый 270, 296, 312

— скребковый 295, 299

— трубчатый 248, 249

— цепной 178, 305, 311

— шнековый 178, 305, 311

План

— генеральный 305, 307

— трассы 29, 100, 142, 270

Плотность
— в целике 7
— линейная 193, 201
Пресс вулканизационный 226
Привод вибрационный
— — поршневой 302
— — электромагнитный 301
— — эксцентриковый 301, 303
— стрелочного перевода ручной 38, 39
Профиль
— автодороги поперечный 103
— трассы продольный 29, 86, 101, 137, 142, 204
Производительность транспортной машины
— — — мгновенная 11
— — — минутная 11
— — — объемная 12, 254
— — — паспортная 21, 25, 239
— — — по массе 11, 12
— — — сменная 11, 146
— — — средняя 11
— — — суточная 11, 12
— — — теоретическая 21, 24, 26
— — — техническая 21, 88, 146
— — — часовая 11
— — — эксплуатационная 146
Производство поточное 7
Промплощадка 306
Пункт
— перегрузочный 11, 29, 101, 232, 293, 327
— раздельный 38, 91, 92
Путепровод 30
Путь
— железнодорожный временный 29, 34, 57, 81
— — передвижной 30, 34, 68
— — постоянный 29, 34, 57, 81
— тормозной 85, 153
Пульпа 240, 246, 250, 256, 260
Пульпосборник 240, 243
Пульпопровод 241, 246, 249, 256, 259, 260
Пульпонасос 241, 249, 256, 259, 260
Пульпосмеситель 259, 260
Пятник 55
Радиус
— гидравлический 18, 253
— качения 19, 76, 139
Раздел колес 129
Разминовка 38
Разъезд 38, 91
Расчет
— тяговый 84, 214, 220, 282, 296, 322, 328
— эксплуатационный 142
Расходы эксплуатационные 90, 98, 157, 279
Реактор гидротрансмиссии 115
Рейс 12, 28, 45, 88, 137, 144
Режим
— генераторный 16
— двигательный 16
— движения 16
— работы вибротранспортной машины дорезонансный 303
— — — — резонансный 304
— — — — резонансный 303
Реле скорости 231
Рельсы рамные 38, 39
Ремонтопригодность 148
Роза ветров 306
Роликоопора
— амортизирующая 180
— гибкая 168
— подвесная 168, 170, 171
— центрирующая 169, 226
Рудосос 306
Сбрасыватель плужковый 312
Секция дизель-генераторная 59
Сердечник стрелочного перевода 38
Сеть контактная
— — постоянного тока 59, 60
— — переменного тока 59, 60
Сила тяги
— — длительного режима 86
— — избыточная 133, 197, 199, 200
— — касательная 76, 87, 134, 145
— — по мощности двигателя 76
— — часового режима 86
Сила
— предварительной затяжки поглощающего аппарата 57
— тока среднеквадратичная 141
— тока длительного режима 86
— тока часового режима 86
— тормозная 66, 82, 203
— тормозная удельная 83, 153
— трения 57, 66, 75, 131, 180, 190, 276, 316, 277
— сцепления 215, 216
Система
— разгрузки думпкаров электрогидравлическая 53
— тормозная пневматическая 55, 65, 70, 75, 106, 130
— — электропневматическая 55
— — электровоза механическая 60
— — пневматическая 66
Сквидж 165
Скип
— с опрокидным кузовом 282, 285, 293
— с поворотным кузовом 282, 285, 293
Скольжение ленты по барабану
— — — — относительное 78
— — — — упругое 78
Скользун 44, 55

Скорость
— витания 251, 252
— длительного режима 86
— критическая 252, 255, 260
— средняя 13
— часового режима 86
— эталонного материала 304
Скрепер
— гребковый 317, 318, 320
— гребково-ящичный 317
— ящичный 317, 318, 320
Скрепления рельсовые
— — промежуточные 31
— — стыковые 31, 32
Соединения автомобильных дорог
— — — круговое 100
— — — серпантинное 100
Сопротивление движению
— — динамическое 15, 187
— — дополнительное 13, 253, 275
— — местное 235, 257
— — на криволинейном участке трассы 14
— — от уклона 13, 37, 79, 84, 131, 188
— — от сил инерции 14
— — основное 13, 37, 41, 79, 135, 324
— — пульпы 252
— — распределенное 15, 188, 193, 214
— — сосредоточенное 15, 189, 191, 207, 327, 390
— — статическое 15, 187, 191, 195, 201
— — удельное 14, 80, 85, 141, 156
— — зачерпыванию 320
— — от очистного устройства 191
Состав породы гранулометрический 8, 254
Составляющая веса продольная 14
Способность
— грузонесущая 217
— пропускная 91
— тяговая 183, 186, 193, 231, 275
Спуск спиральный 316
Став роликовый 164, 166, 223, 224
Станция канатной дороги
— — — погрузочная 270
— — — приводная 273
— — — промежуточная 273
— — — разгрузочная 273
— — — угловая 273
Столбик предельный 38
Строение пути
— — — верхнее 30, 34
— — — нижнее 30
Схема железнодорожного транспорта
— — — сквозная 28, 29
— — — с тупиковыми заездами 28, 29
— — — со спиральными выездами 28, 29
Схождение колес 129
СЦБ 92, 93, 94
Съезд
— комбинированный 99
— прямой 99
— петлевой 99
— спиральный 99
Тальбот 40, 45, 46
Тахограмма 285
Тележка
— двухбарабанная разгрузочная 161, 171, 180, 191, 236, 312
— перегрузочная 11
— тяговая 62, 70
— ходовая 41, 44, 55, 59, 222, 263, 265, 280
Теория массового обслуживания 147
Тепловоз 58
Токосъемник
— боковой 67
— центральный 67
Толкатель 291
Тормоз
— непрямодействующий 65
— прямодействующий 65, 75
Торможение
— служебное 66
— экстренное 66, 202
Ток эффективный 86, 324
Трансмиссия
— гидромеханическая 107, 114, 117, 133, 137, 326
— механическая 114, 117, 137
— электрическая 121, 124, 133, 137
— электромеханическая 87, 99, 106, 121, 138, 145, 327
Транспорт
— автомобильный 5, 6, 100
— гидравлический 5, 6, 240
— железнодорожный 5, 6, 60
— карьерный 5
— комбинированный автомобильно-конвейерный 5, 292, 293
— — автомобильно-железнодорожный 5, 293
— конвейерный
Траншея выездная 28
Трубопровод 242, 244, 291, 311
Турбомуфта 172
Турбонаддув 111, 112
Углесос 245, 247
Угол естественного откоса
— — — в покое 9
— — — в движении 9, 22, 27, 205, 214, 328
— обрушения 10

— обхвата лентой приводного барабана 183, 268	— — податливое 173, 195, 202
— относительного покоя 78	— — уравнительное 174, 231
— — скольжения 78	— очистное 164, 174, 189, 224, 226
— развала 129	— перегрузочное 10, 176, 177
— раскрытия грузонесущего элемента 25, 27	— погрузочное 10, 176, 312
— схождения колес автосамосвала 129	— приводное 164, 171, 185, 209, 218, 283, 312
Удлинение упругое	Уступ 30
— — абсолютное 198	Фактор динамический 134, 144, 326
— — относительное 166, 208	Формула осевая 59, 70, 73, 106, 109
Уклон	Характеристика
— затяжной 58, 69, 101, 137	— динамическая 136, 144
— руководящий 36, 84, 101, 125, 323	— механическая 138, 193, 211
— трассы 28, 42, 253	— силовая поглощающего аппарата линейная 53
Улица стрелочная 38	— — — прогрессивная 53
Уравнение	— — — регрессивная 53
— гидродинамическое 257	— тормозная 139, 140
— движения 16, 79, 82, 133, 186, 317, 324	— электромеханическая 67, 86, 141
Усилие	Ход
— разрывное 19, 20, 165, 208, 276, 288, 320	— гусеничный 22, 223
— тяговое 13, 16, 20, 76, 86, 140, 174, 185, 268, 273	— натяжного устройства 209, 210
Установка	— рельсо-балочный 222
— гидротранспортная самотечная 242, 253, 254	— шагающий 292
— — с искусственным напором 242, 255	Хоппер 40, 46
— пневмоконтейнерная 289, 290, 311	Цепь
— пневмотранспортная 21	— рельсовая 71, 92, 94
— скиповая подъемная 5, 20, 261, 282, 285	— тяговая 20
Устройство	Цикл транспортный 7
— грузозахватное 230, 309	Шаг цепи 20
— грузоприемное 230, 309	Шкив
— дозирующее 159, 237	— приводной 20, 213, 268, 269
— загрузочное передвижное 179, 180, 189, 190	— натяжной 213
— — стационарное 161, 164, 171, 191, 270, 182	Шламовый насос 246
— зажимное 265	Электровоз
— захватывающее 33	— аккумуляторный 59
— маневровое 313	— контактно-аккумуляторный 59
— натяжное автоматическое 173	— контактный постоянного тока 59, 60, 68
— — грузовое 212, 270	— — переменного тока 60, 68, 70, 79
— — жесткое 173, 195, 203, 211	Элеватор ковшовый 316, 321
	Элемент грузонесущий 17, 27, 164, 255, 263, 297
	Энергозатраты удельные 17
	Эстакада 30
	Яма бункерная подвагонная 45

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
1. Общие сведения о карьерном транспорте, основы теории транспортных машин	5
1.1. Виды транспорта, условия эксплуатации, область применения различных видов транспорта	5
1.2. Классификация карьерных транспортных машин	6
1.3. Виды и свойства транспортируемых грузов	7
1.4. Транспортные комплексы	10
1.5. Производительность транспортных машин	11
1.6. Силы сопротивления движению	13
1.7. Тяговое усилие, уравнение движения, мощность привода и расход энергии	15
1.8. Основные узлы и элементы транспортных машин и их параметры	17
1.9. Оптимальные параметры грузонесущих элементов	20
2. Железнодорожный транспорт	27
2.1. Схемы карьерного железнодорожного транспорта	27
2.2. Карьерные железнодорожные пути	29
2.3. Вагоны	39
2.4. Локомотивы	58
2.5. Теория движения поезда	75
2.6. Тяговый расчет железнодорожного транспорта	84
2.7. Эксплуатационный расчет железнодорожного транспорта	88
2.8. Автоматизация и техника безопасности на карьерном железнодорожном транспорте	90
3. Автомобильный транспорт	98
3.1. Область применения автотранспорта на карьерах	98
3.2. Автомобильные дороги	99
3.3. Типы и устройство карьерных автомобилей	106
3.4. Теория движения автомобиля	131
3.5. Тяговые и эксплуатационные расчеты	142
3.6. Эксплуатация и автоматизация управления движением карьерного автотранспорта	148
3.7. Техника безопасности и экономические показатели работы автотранспорта	152
4. Конвейерный транспорт	157
4.1. Транспортирование горной массы с использованием конвейеров, типы конвейеров	157
4.2. Устройство и основные конструктивные узлы и элементы ленточного конвейера	163
4.3. Теория ленточного конвейера	180
4.4. Расчет ленточного конвейера	204
4.5. Специальные типы конвейеров	212
4.6. Конвейеры роторных и цепных экскаваторов, транспортно-отвальные мосты, отвалообразователи и перегружатели	220
4.7. Монтаж и эксплуатация конвейеров	223
	343

4.8. Автоматизация конвейерного транспорта и техника безопасности	228
4.9. Экономические показатели	235
5. Гидравлический транспорт	240
5.1. Область применения, схемы и классификация карьерных гидротранспортных установок	240
5.2. Оборудование гидротранспортных установок	243
5.3. Теория и расчет параметров гидротранспортных установок	250
5.4. Эксплуатация и автоматизация гидротранспортных установок, техника безопасности на гидротранспорте	258
6. Транспортные установки с канатным тяговым органом	261
6.1. Общие сведения, область применения	261
6.2. Канатные подвесные дороги	262
6.3. Кабельные краны	280
6.4. Карьерные скиповые подъемные установки	282
7. Новые виды карьерного транспорта	289
7.1. Конвейерные поезда	289
7.2. Пневмоконтейнерные установки	290
8. Оборудование перегрузочных пунктов	292
8.1. Комбинированные схемы транспортирования, устройство перегрузочных пунктов	292
8.2. Питатели	295
9. Транспортное оборудование на поверхности карьеров	305
9.1. Генеральный план карьера	305
9.2. Транспортное оборудование технологического комплекса	309
9.3. Транспортное оборудование погрузочных устройств	312
9.4. Склады полезного ископаемого	314
10. Использование ЭВМ для выполнения расчетов параметров транспортных машин	322
10.1. Расчет на ЭВМ параметров карьерного железнодорожного транспорта	323
10.2. Использование ЭВМ при расчете параметров карьерного автомобильного транспорта	324
10.3. Расчет на ЭВМ параметров ленточного конвейера	327
11. Направления развития карьерного транспорта	331
Список литературы	336
Предметный указатель	337