

Министерство образования Республики Беларусь  
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет»

В. И. Матвеевко, А. П. Смоляр

## **МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА**

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности  
в качестве учебно-методического пособия для обучающихся  
по специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные,  
строительные, дорожные машины и оборудование»*

Могилев  
«Белорусско-Российский университет»  
2021

УДК 621.867

ББК 39.9

М33

Рекомендовано к изданию ученым советом Белорусско-Российского университета  
«25» июня 2021 г., протокол № 12

**Р е ц е н з е н т ы:**

кафедра «Транспортные системы и технологии»  
Белорусского национального технического университета  
(зав. кафедрой д-р техн. наук *С. А. Рынкевич*);  
д-р техн. наук, проф. *А. Н. Орда*

**Матвеевко, В. И.**

М33      Машины непрерывного транспорта: учебно-методическое пособие /  
В. И. Матвеевко, А. П. Смоляр. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. –  
368 с.: ил.

ISBN 978-985-492-261-4.

Рассмотрены конвейеры, используемые на всех стадиях технологического процесса большинства отраслей промышленности, являющиеся составными частями сельскохозяйственных, строительно-дорожных, горнодобывающих, погрузочно-разгрузочных и других машин. Представлены методики проведения расчета и выбора элементов их узлов. Приведены примеры расчета отдельных видов конвейеров.

Предназначено для студентов и магистрантов технических специальностей вузов, будет полезно для специалистов, работающих в области эксплуатации, проектирования и модернизации транспортирующих машин.

**УДК 621.867**  
**ББК 39.9**

**ISBN 978-985-492-261-4**

© Матвеевко В. И., Смоляр А. П., 2021  
© Межгосударственное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский  
университет», 2021

## ВВЕДЕНИЕ

Любой производственный процесс связан с перемещением огромных объемов сырья, полуфабрикатов и готовой продукции. Успешное решение задач по совершенствованию производства в значительной мере определяется внедрением новых технологий с использованием машин непрерывного транспорта, особенно в массовом и крупносерийном производстве с автоматическими линиями, работа которых основана на конвейерной передаче изделий от одной технологической операции к другой. В отличие от подъемно-транспортных машин периодического действия машины непрерывного транспорта перемещают груз непрерывным потоком без остановок для загрузки и разгрузки с совмещением рабочего и обратного (холостого) движения грузонесущего элемента. Благодаря этому их производительность выше производительности не только подъемно-транспортных машин периодического действия, но и современных транспортных средств других видов.

Перемещение грузов непрерывным потоком по заранее определенной трассе обеспечивает возможность автоматизации как всего процесса транспортирования, так и отдельных его операций, а также совмещения транспортирования с распределением грузов по заданным пунктам, их накоплением и складированием, выполнением с ними в необходимом ритме технологических операций (механическая обработка, сборка, сортирование, взвешивание, дозирование, окраска, сушка и т. д.).

Машины непрерывного транспорта получили широкое применение почти во всех отраслях промышленности, на транспорте, в сельском и лесном хозяйстве, а их основные элементы – тяговые и грузонесущие – используют в качестве подающих и транспортирующих частей сельскохозяйственных, строительно-дорожных, горнодобывающих, погрузочно-разгрузочных и других машин. Особенно перспективны машины непрерывного транспорта в составе транспортно-перегрузочных и транспортно-складских систем гибких автоматизированных производств.

Материал, изложенный в учебно-методическом пособии, включает в себя назначение, общее устройство, принцип действия, достоинства и недостатки, теорию и расчет основных параметров машин непрерывного транспорта.

В основу написания учебно-методического пособия положены фундаментальные труды А. О. Спиваковского, В. К. Дьячкова, П. С. Козьмина, а также научно-исследовательских, конструкторских коллективов и коллективов ведущих вузов стран постсоветского пространства.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

## 1.1. Роль и значение машин непрерывного транспорта

По принципу действия подъемно-транспортные машины бывают периодического и непрерывного действия. К первым относятся грузоподъемные краны всех типов, лифты, средства напольного транспорта (тележки, тягачи, погрузчики), подвесные рельсовые и канатные дороги периодического действия, скреперы и другие подобные машины, ко вторым (их также называют машины непрерывного транспорта или транспортирующие машины) – конвейеры различных типов, устройства пневматического и гидравлического транспорта.

Машины периодического действия характеризуются периодической подачей грузов, при этом загрузка и разгрузка производится при остановке машины. Цикл работы машины периодического действия состоит из остановки для захвата груза, подъема, движения с грузом, опускания, остановки для освобождения от груза и обратного движения без груза, т. е. из попеременно возвратных движений с остановками.

Машины непрерывного действия характеризуются непрерывным перемещением насыпных или штучных грузов по заданной трассе без остановок для загрузки или разгрузки. Перемещаемый насыпной груз располагается сплошным слоем на несущем элементе машины или отдельными порциями в непрерывно движущихся последовательно расположенных ковшах, коробах и других емкостях. Штучные грузы перемещаются также непрерывным потоком в заданной последовательности один за другим. При этом рабочее (с грузом) и обратное (без груза) движения грузонесущего элемента происходят одновременно. Благодаря непрерывности перемещения груза, отсутствию остановок для загрузки и разгрузки, совмещению рабочего и обратного движений грузонесущего элемента машины непрерывного действия имеют высокую производительность, что очень важно для современных предприятий с большими грузопотоками. Например, современный ленточный конвейер на открытых разработках угля может транспортировать до 30000 т/ч вскрышной породы, обеспечивая загрузку десяти железнодорожных вагонов за 1 мин [1, 2].

Основное назначение машин непрерывного действия – перемещение грузов по заданной трассе. Одновременно с транспортированием грузов они могут распределять их по заданным пунктам, складировать, накапливать в обусловленных местах, перемещать по технологическим операциям и обеспечивать необходимый ритм производства.

Особую группу транспортирующих машин и установок составляют работающие совместно с ними вспомогательные устройства: питатели, весы, погрузочно-разгрузочные машины, бункеры, затворы и питатели, дозаторы, желоба и др. [1, 2].

Высокопроизводительная работа современного предприятия невозможна без рационально организованных и надежно работающих средств промышленного транспорта. Промышленный транспорт по территориальному признаку разделяют на внешний и внутренний (внутризаводской). Внешний транспорт предназначен как для доставки извне на предприятие сырья, топлива, полуфабрикатов и прочих исходных материалов производства, так и для вывоза с территории предприятия готовой продукции и отходов. Эти операции выполняются средствами железнодорожного, водного, автомобильного и воздушного транспорта.

Внутренний транспорт включает межцеховой и внутрицеховой транспорт. Межцеховой транспорт предназначен для распределения поступающих грузов по предприятию и между цехами и складами. Для современных предприятий с массовым и крупносерийным производством характерна организация сквозного транспортирования, объединяющего межцеховые и внутрицеховые функции, т. е. ввод межцехового конвейера непосредственно в цех, исключая промежуточные перегрузки [1, 2].

Современный поточный метод производства и работа автоматических линий основаны на конвейерной передаче изделий от одной технологической операции к другой. На движущемся конвейере могут выполняться такие технологические операции с изделием, как закалка, отпуск, очистка, охлаждение, окраска, сушка, дозирование и др. Следовательно, конвейеры являются составной и неотъемлемой частью современного технологического процесса. Кроме того, конвейеры служат составными частями сельскохозяйственных, строительно-дорожных, горнодобывающих, погрузочно-разгрузочных и других машин.

## **1.2. Классификация и основные виды транспортирующих машин**

Области применения машин непрерывного транспорта обширны, а их конструкции и принцип действия разнообразны, в связи с чем наиболее целесообразно классифицировать их по отдельным характерным признакам (рис. 1.1).

По способу передачи перемещаемому грузу движущей силы различают транспортирующие машины, действующие при помощи механического привода (электрического, гидравлического, пневматического), самотечные

(гравитационные) устройства, в которых груз перемещается под действием собственной силы тяжести, устройства пневматического и гидравлического транспорта, в которых движущей силой является соответственно поток воздуха или струя воды. Особую группу представляют машины для транспортирования раскаленного жидкого металла под действием электродинамических сил бегущего электромагнитного поля (индукционные насосы), а также конвейеры для перемещения сыпучих ферромагнитных грузов в бегущем электромагнитном поле.

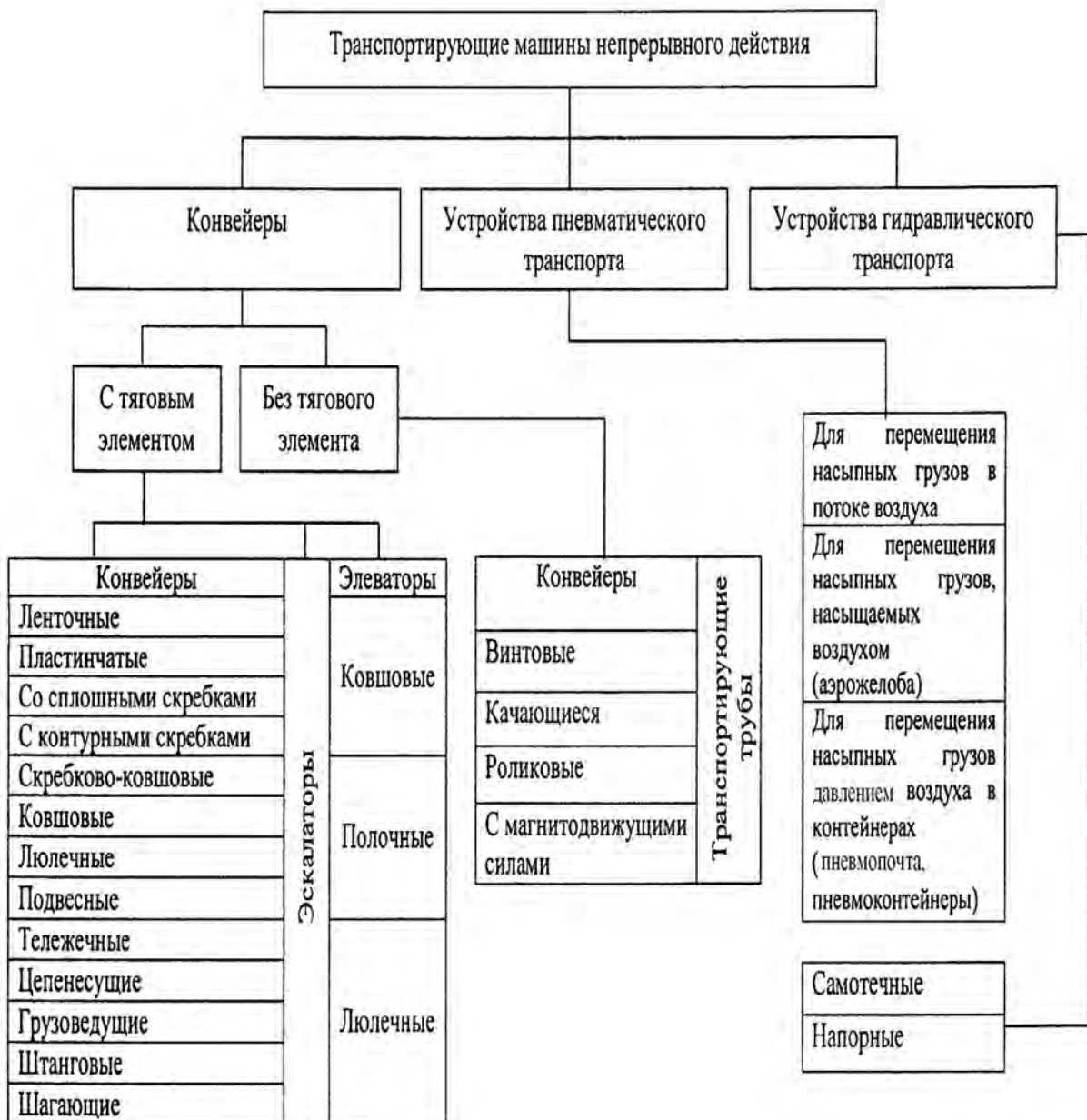


Рис. 1.1. Классификация транспортирующих машин непрерывного действия

По характеру приложения движущей силы и конструкции транспортирующие машины разделяют на машины с тяговым элементом (лентой, цепью, канатом) для передачи движущей силы и без него.

Тяговый элемент имеют ленточные, пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные, тележечные, подвесные, штанговые и шагающие конвейеры, эскалаторы и элеваторы. Их характерной особенностью является движение груза вместе с тяговым элементом на рабочей ветви. К машинам без тягового элемента относятся винтовые, качающиеся (инерционные и вибрационные) и роликовые конвейеры, вращающиеся транспортные трубы. Характерная особенность таких машин – поступательное движение транспортируемого груза при вращательном или колебательном движении рабочих элементов машины [1, 2].

По роду перемещаемых грузов различают машины для насыпных и для штучных грузов, однако большинство машин непосредственно или при некотором изменении конструкции могут транспортировать те и другие грузы.

По направлению и трассе перемещения груза транспортирующие машины разделяют на три группы:

1) вертикально замкнутые, располагаемые в одной вертикальной плоскости и перемещающие грузы по трассе, состоящей из одного прямолинейного отрезка (горизонтального, наклонного или вертикального) или из сочетания нескольких прямолинейных отрезков (горизонтального и вертикального, горизонтального и наклонного и т. п.) (рис. 1.2, *а*);

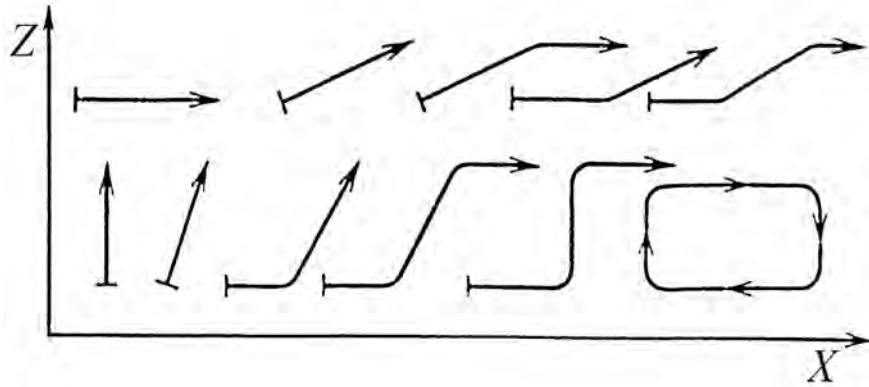
2) горизонтально замкнутые, располагаемые в одной горизонтальной плоскости на одном горизонтальном уровне по замкнутой трассе разнообразного очертания (рис. 1.2, *б*);

3) пространственные, перемещающие грузы по сложной пространственной трассе с горизонтальными, наклонными и вертикальными участками (рис. 1.2, *в*).

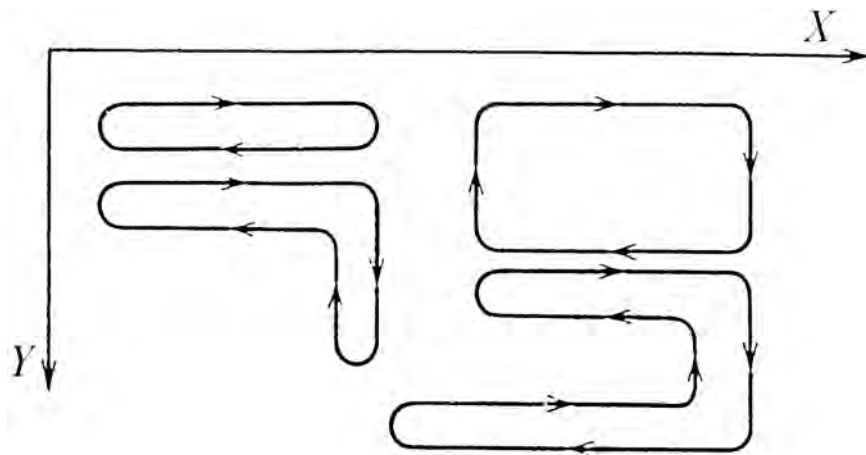
Машины третьей группы наиболее перспективны. Они обеспечивают бесперегрузочное транспортирование груза от начального до конечного пункта.

По характеру движения грузонесущего (рабочего) элемента машины различают конвейеры с непрерывным и периодическим (пульсирующим) движениями. В зависимости от типа и конструкции конвейера его грузонесущий элемент может иметь поступательное, возвратно-поступательное, вращательное и колебательные движения [1, 2].

a)



б)



в)

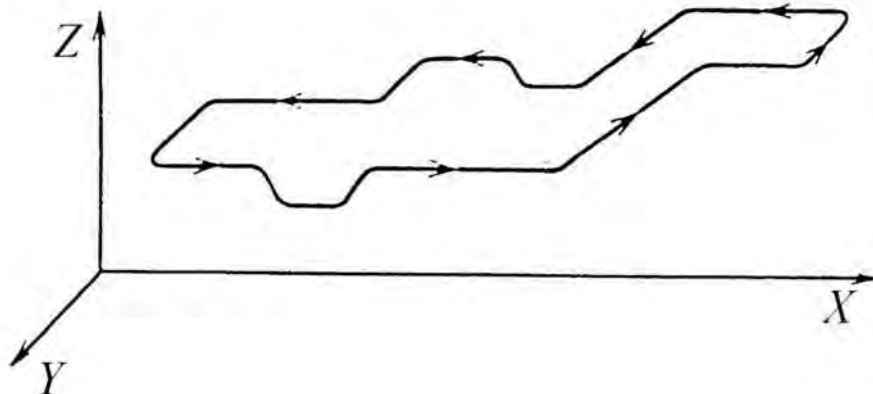


Рис. 1.2. Схемы трасс перемещения грузов транспортирующими машинами:  
*a* – вертикально замкнутая; *б* – горизонтально замкнутая; *в* – пространственная

В транспортирующих машинах используют следующие способы перемещения грузов:

- перемещение на непрерывно движущемся элементе в виде сплошной ленты или настила (в ленточных, пластинчатых цепенесущих конвейерах);
- перемещение в непрерывно движущихся рабочих элементах в виде ковшей, коробов, подвесок, тележек и т. п. (в ковшовых, подвесных, тележечных и люлочных конвейерах, эскалаторах и элеваторах);



- волочение по неподвижному желобу или трубе непрерывно движущимися скребками (в скребковых конвейерах);
- волочение (проталкивание) по неподвижному желобу или трубе вращающимися винтовыми витками или лопастями (в винтовых конвейерах);
- пересыпание и продольное перемещение во вращающейся трубе – гладкой или с винтовыми лопастями (в транспортных трубах);
- скольжение под действием сил инерции или перемещение микробросками по колеблющемуся желобу или трубе (в качающихся инерционных и вибрационных конвейерах);
- перемещение по стационарным роликам (в приводных и гравитационных роликовых конвейерах);
- перемещение на колесах или тележках по путям, уложенным на полу помещения вне конструкции конвейера (в грузоведущих конвейерах);
- поступательный перенос на отдельные строго фиксированные участки по длине (в шагающих конвейерах);
- перемещение в закрытой трубе непрерывным потоком во взвешенном состоянии в струе движущегося воздуха или отдельными порциями в контейнерах (в установках пневматического транспорта, пневмоконтейнерах);
- перемещение в желобе или трубе под действием струи воды (в установках гидравлического транспорта);
- перемещение ферромагнитных грузов в трубе или желобе под действием бегущего магнитного поля (в соленоидных конвейерах).

По назначению и положению на производственной площадке различают конвейеры стационарные, передвижные, переставные, переносные [1, 2].

### **1.3. Основные вопросы автоматизации транспортирующих машин**

При использовании транспортирующих машин непрерывного действия с постоянным режимом непрерывной работы по строго определенной трассе имеются широкие возможности автоматизации следующих процессов.

1. Дистанционное управление работой комплекса последовательно расположенных конвейеров с применением автоматических устройств. Оно включает последовательные автоматический пуск и остановку группы конвейеров транспортной системы с центрального пульта управления, автоматический контроль вступления в работу (и выключения) каждого конвейера системы с необходимой выдержкой времени, обеспечивающей нормальное непрерывное движение транспортируемого груза. Пуск системы конвейеров производится в последовательности, обратной движению груза: первым включается последний конвейер системы, затем предпоследний

и последним – первый конвейер системы, чтобы обеспечить подачу груза без завалов на уже работающий конвейер. Останавливают систему конвейеров в обратном порядке. Сначала прекращают подачу груза на первый конвейер и после его освобождения от груза производят остановку. Вторым останавливают второй по ходу транспортирования конвейер после полного его освобождения от груза и далее до последнего конвейера [1, 2].

В процесс управления входят также контроль работы каждого конвейера системы и его отключение при отклонении от нормальной работы, например, при чрезмерной пробуксовке ленты на приводном барабане или повышении температуры его обода, завале перегрузочной воронки, обрыве ленты или цепи. Сигналы об этом поступают автоматически на центральный пульт от разнообразных датчиков контроля, установленных в соответствующих местах системы конвейеров. В управление входит автоматическое поддержание оптимального режима работы каждого конвейера, например, путем регулирования скорости движения груза для обеспечения постоянства нагрузки на рабочий элемент машины.

2. Управление работой отдельных конвейеров или системой конвейеров с центрального пульта по заданной программе, что является частью автоматизации всего технологического процесса производства.

3. Загрузка, разгрузка и распределение грузов (автоматическое адресование грузов) по заданным пунктам – адресам с центрального пульта управления по заданной программе или по командам рабочих-операторов. К этим операциям относятся автоматическое накопление (складирование) грузов и выдача их в производство.

4. Сортирование транспортируемых грузов по различным признакам: цвету, высоте, длине, массе, заданным кодовым отметкам и т. п. Например, после раскряжевки хлыста на сортаменты бревна поступают на бревнотаску (скребковый конвейер) и транспортируются к последовательно расположенным карманам-накопителям. При прохождении бревна стартовой позиции оператор задает код (номер кармана-накопителя) в зависимости от породы древесины, длины, диаметра и других признаков. При подходе бревна к соответствующему (заадресованному) карману-накопителю оно автоматически сбрасывается в этот карман-накопитель.

5. Выполнение отдельных вспомогательных технологических операций при непрерывном движении грузов: взвешивание, дозирование по массе или объему, счет (учет) в целом и по отдельным видам грузов.

6. Контроль заполнения и опорожнения силосов и бункеров, подвесных складов.

7. Контроль состояния тягового органа (ленты, цепи) и других основных элементов машины, обеспечивающий высокую надежность их работы.

Автоматизированное управление транспортирующими машинами предполагает их высокую надежность и соответствующий уровень культуры производства и обслуживания [1, 2].

#### **1.4. Основные направления дальнейшего развития транспортирующих машин**

Современное развитие всех отраслей промышленности, задачи повышения производительности труда и снижения стоимости продукции обуславливают следующие основные направления развития и совершенствования машин непрерывного транспорта.

1. Создание конвейеров для бесперегрузочного транспортирования грузов от начального до конечного пунктов по прямолинейной и сложной пространственной трассам большой протяженности, т. е. замена нескольких отдельных конвейеров одним конвейером. Работы в этом направлении ведутся по пути создания и внедрения многоприводных конвейеров различных типов (подвесных, скребковых, пластинчатых, ленточных).

2. Повышение производительности конвейеров за счет наиболее рациональной формы грузонесущего элемента конвейера для увеличения количества груза на единице его длины и скорости движения грузонесущего элемента.

3. Создание конвейеров с крутонаклонной и сложнокombинированной трассой для высокопроизводительного транспортирования насыпных и штучных грузов.

4. Повышение надежности машин и упрощение их обслуживания в тяжелых условиях эксплуатации. Создание машин с минимальным количеством обслуживающего персонала, с составными элементами долговременной эксплуатации. Работы в этом направлении являются основными предпосылками для перехода к полной автоматизации машин и их комплексов.

5. Уменьшение массы машин и их габаритных размеров путем создания принципиально новых облегченных конструкций с применением высокопрочных материалов и тонкостенных гнутых профилей.

6. Создание новых машин, основанных на перспективных методах транспортирования: на магнитном и воздушном подвесе грузонесущего элемента, с приводом от линейных асинхронных двигателей и т. п.

7. Создание специализированных роботов-манипуляторов для выполнения автоматической загрузки и разгрузки конвейеров в процессе их непрерывного движения.

8. Улучшение условий труда обслуживающего персонала и производственных рабочих, обеспечение сохранности количества и качества транспор-

тируемых грузов, полная герметизация транспортирующих устройств и изоляция от окружающей среды при транспортировании пылеобразующих и химически агрессивных грузов.

9. Унификация, нормализация и агрегатирование оборудования с увеличением числа его типоразмеров [1, 2].

## 1.5. Режимы работы и классы использования конвейеров

Характеристика нагружения и продолжительность действия нагрузок являются основными показателями для расчета конвейеров и его узлов на прочность и долговечность.

Работу конвейера характеризуют три группы показателей:

- 1) фактическое (эксплуатационное) время работы;
- 2) нагрузки, действующие на конвейер и его элементы при обеспечении заданной грузоподъемности и производительности, и продолжительность их действия;
- 3) условия производства и окружающая среда, в которой работает конвейер.

Совокупность этих показателей определяют классы использования, расчетные и эксплуатационные режимы работы конвейера [1–3].

Использование конвейера по времени характеризуется коэффициентом  $K_B$ , представляющим собой отношение времени фактической (машинной) работы конвейера  $t_\phi$  к заданному плановому времени работы  $t_n$  в рассматриваемый период [1–3]:

$$K_B = \frac{t_\phi}{t_n} \leq 1. \quad (1.1)$$

На основании анализа статистических данных и существующей регламентации рабочего времени установлено пять классов использования конвейера по времени в зависимости от коэффициента  $K_B$  (табл. 1.1).

Табл. 1.1. Классы использования конвейера по времени

Значение коэффициента $K_B$	До 0,2	0,2...0,32	0,53...0,5	0,5...0,8	0,8...1
Класс использования конвейера по времени	B1	B2	B3	B4	B5

Класс использования конвейера по производительности характеризуется коэффициентом загрузки  $K_{II}$ , определяемым как отношение средней  $Q_C$  производительности конвейера к максимальной  $Q_{max}$  [2]:

$$K_{II} = \frac{Q_C}{Q_{max}}, \quad (1.2)$$

Установлено три класса использования конвейера по производительности (табл. 1.2).

Табл. 1.2. Классы использования конвейера по производительности

Значение коэффициента $K_{II}$	До 0,25	0,25...0,63	0,63...1
Класс использования конвейера по производительности	П1	П2	П3

Классы использования конвейера по грузоподъемности грузонесущего элемента (тележка, подвеска, каретка, настил и т. п.) при транспортировании штучных грузов характеризуются коэффициентом эквивалентной загрузки  $K_{Э}$  грузонесущего элемента [1–3]:

$$K_{Э} = \sqrt{\frac{1}{T_{ц}} \sum_{i=1}^n \left( \frac{G_i}{G} \right)^2 t_i}, \quad (1.3)$$

где  $G$  – номинальная грузоподъемность (тележки, подвески, каретки), Н;  $G_i$  – фактическая загрузка (тележки, подвески, каретки) на отдельных участках трассы конвейера, Н;  $t_i$  – время движения (тележки, подвески, каретки) с нагрузкой  $G_i$ , мин;  $T_{ц}$  – время одного полного цикла работы (тележки, подвески, каретки), т. е. время полного кругооборота по всей трассе конвейера, мин;  $n$  – число участков трассы конвейера с различными нагрузками (тележки, подвески, каретки)  $G_i$ .

Классы использования конвейеров по грузоподъемности в зависимости от коэффициента эквивалентной загрузки представлены в табл. 1.3 [1–3].

Табл. 1.3. Классы использования конвейера по грузоподъемности

Значение коэффициента $K_{Э}$	До 0,25	0,25...0,5	0,5...0,8
Класс использования конвейера по грузоподъемности	Г1	Г2	Г3

Использование конвейера по нагружению (натяжению) тягового элемента характеризуется коэффициентом эквивалентного натяжения  $K_{ЭН}$  :

$$K_{ЭН} = \frac{1}{T_{Ц}} \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_i}{S_D} \right) t_i, \quad (1.4)$$

где  $S_i$  – натяжение тягового элемента на отдельных участках трассы конвейера, Н;  $S_D$  – допускаемое натяжение тягового элемента выбранного типоразмера, Н;  $n$  – количество участков трассы конвейера с натяжениями  $S_i$  тягового элемента;  $t_i$  – продолжительность действия натяжения  $S_i$  на отдельных участках трассы конвейера, Н.

Классы использования конвейеров по натяжению тягового элемента в зависимости от коэффициента эквивалентного натяжения приведены в табл. 1.4 [1, 2].

Табл. 1.4. Классы использования конвейера по натяжению тягового элемента

Значение коэффициента $K_{ЭН}$	До 0,16	0,16...0,32	0,32...0,63
Класс использования конвейера по натяжению тягового элемента	Ц1	Ц2	Ц3

Установленные классы использования конвейеров регламентируют пять режимов их работы (табл. 1.5): ВЛ – весьма легкий, Л – легкий, С – средний, Т – тяжелый, ВТ – весьма тяжелый.

Табл. 1.5. Режимы работы конвейеров по классам использования

Класс использования конвейера по времени	Класс использования конвейера								
	по производительности			по грузоподъемности			по натяжению тягового элемента		
	П1	П2	П3	Г1	Г2	Г3	Ц1	Ц2	Ц3
В1	ВЛ	ВЛ	Л	ВЛ	ВЛ	Л	ВЛ	Л	С
В2	Л	Л	С	Л	Л	С	Л	Л	С
В3	С	С	Т	С	С	Т	С	С	Т
В4	Т	Т	ВТ	Т	Т	ВТ	Т	Т	ВТ
В5	Т	ВТ	ВТ	Т	ВТ	ВТ	Т	ВТ	ВТ

Основными определителями режима работы являются классы использования конвейера по времени (В) и производительности (П); они пригодны для всех видов конвейеров как с тяговым элементом, так и без него. Классы использования конвейера по грузоподъемности (Г) и по натяжению тягового элемента (Ц) являются дополнительными признаками и учитываются в поверочных расчетах и расчетах на долговечность [1–3].

## **1.6. Характеристика производственных, температурных и климатических условий окружающей среды**

Производственные, температурные и климатические условия, в которых должен эксплуатироваться конвейер, оказывают большое влияние на выбор его конструкции, материалов для его деталей, расчетных коэффициентов сопротивления движению ходовой части, долговечности и многих других конструктивных и расчетных данных.

Окружающая среда характеризуется составом и массовой концентрацией пыли, влажностью воздуха, насыщением его парами химических веществ (растворов кислот, щелочей, солей и т. п.), газами, частицами краски и другими особенностями производственных условий, оказывающих вредное воздействие на детали конвейера, температурой окружающей среды (климатическими условиями), пожаро- и взрывоопасностью.

Обозначения исполнений конвейеров для микроклиматических районов с климатом: У – умеренным; ХЛ – холодным; ТВ – влажным тропическим; ТС – сухим тропическим; Т – сухим и влажным тропическим; О – общеклиматическое исполнение (для всех микроклиматических районов на суше) [1, 2].

Если конвейер располагается в нескольких помещениях с различными производственными и температурными условиями, то в качестве расчетной базы применяют наихудшие условия эксплуатации.

Пожаро- и взрывоопасные среды (деревообрабатывающие цеха, окрасочные отделения, мукомольные производства и т. п.) регламентируются специальными нормами. Для работы в таких средах конвейеры изготавливаются в пожаро- и взрывобезопасном исполнении.

В табл. 1.6 представлена характеристика условий работы конвейера в зависимости от окружающей среды и времени работы.

Табл. 1.6 Характеристика условий работы конвейера

Параметры	Условия работы			
	легкие	средние	тяжелые	весьма тяжелые
Время работы в сутки, ч	< 6	6...12	12...18	Св. 18
Влажность воздуха, %	< 50	50...65	65...90	Св. 90
Запыленность воздуха, мг/м <sup>3</sup>	< 10	10...100	100...150	Св. 150
Температура окружающей среды, °С	+5...+25	0...+30	-20...+30	-40...+40

## 1.7. Характеристика транспортируемых грузов

Выбор типа транспортирующей машины и ее основных параметров в первую очередь определяется физико-механическими свойствами транспортируемого груза.

Грузы, перемещаемые машинами непрерывного транспорта, разделяются на штучные и насыпные.

*Штучными грузами* называют единичные грузы, транспортируемые отдельными единицами или группами. В свою очередь, штучные грузы разделяют на непосредственно штучные (различные единичные изделия – кирпич, детали машин, заготовки и т. п.), транспортируемые поштучно, и тарные грузы, представляющие собой тару (ящики, бочки, контейнеры и т. п.), в которой могут размещаться насыпные или штучные грузы. Размер и вид тары для промышленных изделий определяются ГОСТами. Размеры штучных грузов колеблются в широких пределах: от нескольких сантиметров (почтовые отправления) до нескольких метров (прокат, лесоматериалы), а их масса – от долей килограмма до десятков тонн. Важнейшей характеристикой штучных грузов является коэффициент трения о какую-либо поверхность. Например, коэффициент трения кирпича по стали составляет 0,53, чугуновых отливок по стали – 0,57, пиломатериалов по стали – 0,55...0,65. К свойствам штучных грузов относятся хрупкость (например, изделия из стекла, фарфора, керамики), возможность перекачиваться из-за овальности и округлости формы, наличие опорной плоскости или опорных ребер, устойчивость в транспортном положении [1, 2].

*Насыпные грузы* (руда, торф, песок, гравий, щебень, зерно и т. п.) состоят из частиц (кусков) различной формы. Основными свойствами, характеризующими груз как сыпучую среду, являются крупность частиц, насыпная плотность, сыпучесть, коэффициент внутреннего трения, коэффициент внешнего трения (о какую-либо поверхность), угол естественного откоса, абразивность, слеживаемость, смерзаемость, пылеобразуемость и т. д. [1, 2, 4].



Насыпные грузы состоят из частиц обычно неправильной формы и в зависимости от соотношения между максимальным  $a_{\max}$  и минимальным  $a_{\min}$  размером частиц разделяются на рядовые и сортированные:

– для рядовых грузов

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5; \quad (1.5)$$

– для сортированных грузов

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 2,5. \quad (1.6)$$

Насыпные грузы характеризуются еще и размером  $a$  типичного куска, определяемым как [3]:

– для сортированных грузов

$$a = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}; \quad (1.7)$$

– для рядовых грузов

$$a = (0,8...1,0)a_{\max}. \quad (1.8)$$

В зависимости от размера  $a$ , мм, насыпные грузы разделяют на особо крупнокусковые ( $a > 320$ ), крупнокусковые ( $160 < a \leq 320$ ), средnekусковые ( $60 < a \leq 160$ ), мелкокусковые ( $10 < a \leq 60$ ), крупнозернистые ( $2 < a \leq 10$ ), мелкозернистые ( $10 < a \leq 60$ ), порошкообразные ( $0,05 < a \leq 0,5$ ), пылевидные ( $a \leq 0,05$ ) [1, 2, 4].

Гранулометрический состав насыпных грузов (распределение кусков по крупности) определяют методом ситового анализа: взятую пробу просеивают на ситах с постепенно уменьшающимися отверстиями и получают различные фракции. Рядовой насыпной груз представляет собой смесь фракций различной крупности. Грузы, содержащие только пылевидные и порошкообразные фракции, называют мелкофракционными.

Насыпной плотностью  $\rho$  груза называется масса его частиц в  $1 \text{ м}^3$  занимаемого объема, для различных грузов она колеблется в широких пределах: от  $0,08 \text{ т/м}^3$  (для порошкообразных проб) до  $2,4 \text{ т/м}^3$  (для железной руды) и более. Насыпные грузы плотностью  $\rho < 0,6 \text{ т/м}^3$  называют легкими,

плотностью  $0,6 \leq \rho < 1,1$  – средними, плотностью  $1,1 \leq \rho < 2$  – тяжелыми, плотностью  $\rho \geq 2 \text{ т/м}^3$  – весьма тяжелыми [1, 2, 4].

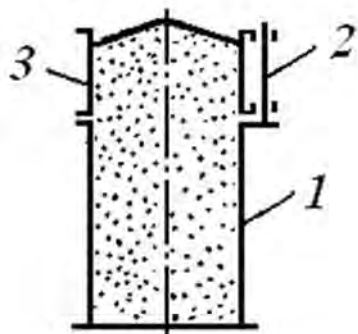


Рис. 1.3. Мерный цилиндр

Различают плотность свободно насыпанного и уплотненного груза. Плотность свободно насыпанного груза определяют с помощью мерного сосуда, представленного на рис. 1.3 и состоящего из цилиндра 1 со штырем 2, вокруг которого поворачивается рамка 3. Высота цилиндра 1 равна двум его внутренним диаметрам, а высота рамки –  $1/3$  высоты цилиндра. При определении насыпной плотности кусковых грузов диаметр цилиндра должен не менее чем в 10 раз превышать размер типичных кусков груза. Поворотную рамку устанавливают так, чтобы ее стенки являлись продолжением стенок цилиндра. В сосуд насыпают груз до верха рамки, последнюю поворачивают вокруг штыря, и излишек груза срезается.

Оставшийся в цилиндре груз взвешивают и рассчитывают его плотность по формуле

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.9)$$

где  $m$  – масса груза в цилиндре, кг;  $V$  – объем цилиндра,  $\text{м}^3$ .

Для определения плотности динамически уплотненного груза мерный сосуд устанавливают на вибростол и заполняют грузом до верха рамки. При включении вибростола уровень груза в рамке постепенно понижается, и в рамку добавляют груз до тех пор, пока снижение уровня не прекратится. Вибростол отключают, поворотом рамки срезают излишек груза и определяют плотность динамически уплотненного груза  $\rho_y$ . Отношение плотности динамически уплотненного груза к плотности свободно насыпанного груза называется коэффициентом уплотнения [1–3]:

$$K_y = \frac{\rho_y}{\rho}. \quad (1.10)$$

Сыпучесть грузов характеризуется зависимостью предельных касательных напряжений  $\tau$  от нормального напряжения  $\sigma$  в толще груза, которую строят по результатам испытаний насыпных грузов на трибометре, представленном на рис. 1.4. Желоб 5 трибометра и рамку 3 заполняют исследуемым грузом. Порцию материала в рамке 3 прижимают к материалу в желобе 5

прижимной пластиной 2 и грузом 4. Рамка 3 опирается о направляющие 1 катками 6 и соединена шнуром с грузовой чашей 7. Под действием силы тяжести чаши 7 с гирями рамка движется, и происходит срез материала.

Напряжения  $\sigma$  и  $\tau$ , необходимые для построения графика  $\tau = f(\sigma)$ , вычисляют по формулам

$$\sigma = \frac{G_M}{F_C}, \quad \tau = \frac{(T_C - T_P)}{F_C}, \quad (1.11)$$

где  $G_M$  – суммарный вес материала и прижимных пластин в подвижной рамке;  $F_C$  – площадь среза, т. е. внутренняя площадь подвижной рамки;  $T_C$  – сила сдвига, равная силе тяжести чаши 7 с гирями;  $T_P$  – сопротивление передвижению порожней подвижной рамки.

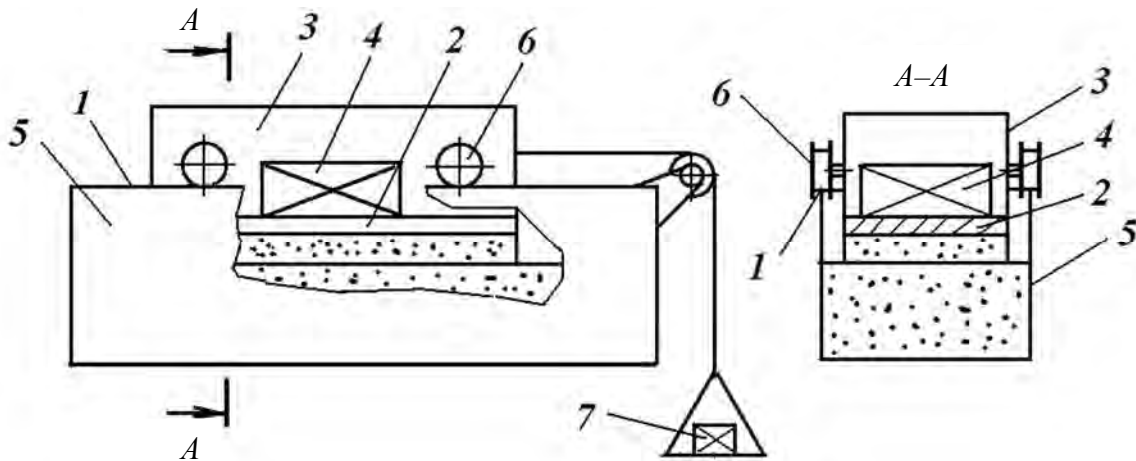


Рис. 1.4. Схема трибометра

По опытным значениям  $\sigma$  и  $\tau$  строят график (рис. 1.5) зависимости предельных касательных напряжений, который имеет линейную зависимость. Угол  $\varphi$  между этим графиком и осью абсцисс называют углом внутреннего трения, а тангенс этого угла – коэффициентом внутреннего трения  $f$  ( $\operatorname{tg}\varphi = f$ ). Прямая касательных напряжений в общем случае пересекает ось координат выше точки 0, что характеризует связность частиц груза. Отрезок  $0a$  определяет начальное сопротивление сдвигу  $\tau_0$ . Сыпучие материалы, у которых прямая предельных касательных напряжений проходит через начало координат, называют идеально сыпучими, другие – связными. Для идеально сыпучих грузов коэффициент внутреннего сдвига равен коэффициенту внутреннего трения, т. е.  $f_c = f$  [1–3].

Для идеально сыпучих грузов угол внутреннего трения  $\varphi$  равен углу естественного откоса  $\alpha_0$ , который может быть определен способом, представленным на рис. 1.6. Цилиндр доверху заполняют грузом. Затем цилиндр медленно поднимают, и груз, находящийся в нем, располагается на плоскости в виде конуса с углом естественного откоса

$$\alpha_0 = \arctg \frac{h}{0,5D}, \quad (1.12)$$

где  $h$  и  $D$  – высота и диаметр конуса соответственно.

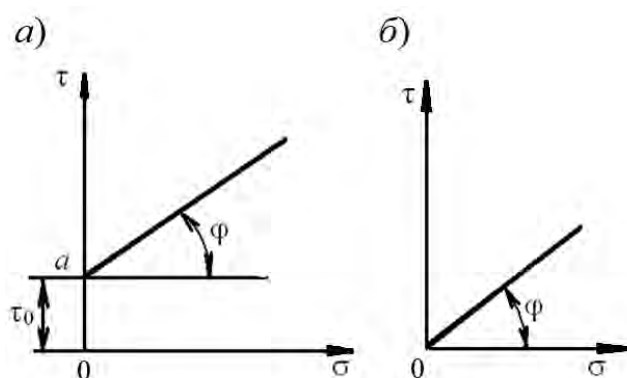


Рис. 1.5. Зависимость касательных напряжений от  $\sigma$ :  $a$  – для связных грузов;  $b$  – для идеально сыпучих

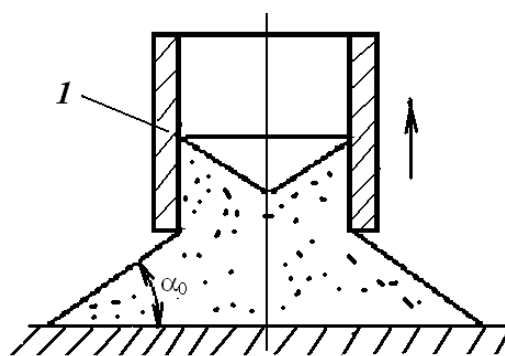


Рис. 1.6. Определение угла естественного откоса

Для связных грузов угол естественного откоса больше, чем угол внутреннего трения, и зависит от способа формирования откоса: при насыпании сверху образуется угол естественного откоса при насыпании  $\alpha_n$ , а при обрушении – угол естественного откоса при обрушении  $\alpha_{об}$ .

Физико-механическая характеристика некоторых насыпных грузов представлена в табл. 1.7 [1–3].

Различают угол естественного откоса в покое  $\alpha_0$  и в движении  $\alpha_d$ . Приблизительно считают, что  $\alpha_d \approx 0,7\alpha_0$ . Коэффициент внешнего трения насыпного груза характеризуется сопротивлением его перемещения относительно какой-либо поверхности. Его определяют с помощью трибометра. При этом насыпной груз в рамке опирается на поверхность испытываемого твердого материала, выполненного из листовой стали, пластмассы, дерева, резины и т. д. и уложенного в желоб  $I$  [1, 2]. Коэффициент внешнего трения определяют по формуле

$$f_B = \frac{(T_C - T_P)}{G_M}. \quad (1.13)$$

Табл. 1.7. Характеристика наиболее распространенных насыпных грузов

Наименование груза	$\rho$	ГА	$K_y$	$f$	$f_{BC}$	$f_{BP}$	$f_{BD}$	$\alpha_0$	$\alpha_D$
Апатит	1,3...1,7	Д	1,2	0,6	0,58	0,63	0,60	35	–
Антрацит	0,8...0,95	С	–	–	0,84	–	–	45	27
Агломерат железной руды	1,7...2,0	Д	–	–	0,9	–	–	45	–
Глина сухая мелко-кусовая	1,0...1,5	В	1,2	0,55	0,85	0,9	–	45	–
Гравий	2,6...1,9	В	–	0,75	0,8	0,9	–	40	30
Земля формовочная	1,2...1,3	С	1,3	0,65	0,6	0,5	–	40	–
Зола сухая	0,4...0,7	Д	1,7	0,9	0,7	–	–	45	40
Известняк мелкокусовой	1,2...2,2	В	1,2	0,9	0,75	0,8	0,7	45	40
Камень мелкокусовой	1,3...1,5	Д	–	–	0,65	0,7	–	45	30
Кокс	0,4...0,5	Д	–	0,8	0,75	0,66	–	50	35
Мука пшеничная	0,45...0,7	А	1,1	0,8	0,65	0,85	–	30	–
Опилки древесные	0,16...0,32	А	1,2	1,0	0,55	0,7	–	39	–
Песок сухой	1,4...1,65	С	–	0,7	0,5	0,46	–	33	30
Пшеница	0,65...0,83	А	–	–	0,5	0,5	–	30	–
Руда железная	2,1...3,5	Д	–	–	1,2	–	–	40	30
Стружка древесная	0,2...0,88	А	–	–	0,75	0,6	–	40	35
Стружка металлическая	1,3...2,0	–	–	–	–	–	–	–	–
Торф кусковой сухой	0,35...0,5	А	–	0,9	0,7	–	0,6	40	30
Уголь каменный	0,65...0,95	В	1,2	0,7	0,5	0,6	0,9	40	30
Цемент	1,0...1,5	С	1,2	0,65	0,5	0,65	0,35	40	30
Щебень	1,5...1,8	Д	–	–	0,74	0,6	–	45	35
Шлак каменноугольный	0,6...1,0	Д	1,3	0,87	0,75	0,5	0,3	42	–
Шлак торфяной	1,3...1,9	–	–	–	0,5	0,46	–	–	–

**Примечание.** В таблице приняты условные обозначения:  $\rho$  – насыпная плотность, т/м<sup>3</sup>; ГА – группа абразивности: А – неабразивные, В – малоабразивные, С – среднеабразивные,

Д – высокоабразивные;  $K_y$  – коэффициент уплотнения;  $f$  – усредненное значение коэффициент внутреннего трения;  $f_{BC}$ ,  $f_{BP}$ ,  $f_{BD}$  – усредненное значение коэффициента внешнего трения по стали, резине, дереву в состоянии покоя соответственно;  $\alpha_0$ ,  $\alpha_D$  – усредненный угол естественного откоса в покое и в движении соответственно.

### ***Контрольные вопросы***

1. Классификация машин непрерывного транспорта.
2. Направления развития конструкций машин непрерывного транспорта.
3. Факторы, влияющие на рациональный выбор транспортирующей машины.
4. Перечислите условия работы конвейеров.
5. Назовите свойства транспортируемых грузов.
6. Назовите свойства насыпных грузов.
7. Что характеризует связность частиц насыпного груза?
8. Как определить угол внутреннего трения насыпного груза?
9. Как определить коэффициент внешнего трения насыпного груза?
10. Как определить угол естественного откоса насыпного груза?

## **2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ КОНВЕЙЕРА С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ**

### **2.1. Перечень и назначение составных частей**

Конвейеры с гибким тяговым элементом имеют несколько составных частей: грузонесущий или рабочий элемент, который непосредственно несет на себе транспортируемый груз; тяговый элемент, передающий движение грузонесущему элементу; ходовые опорные устройства в виде катков, роликов, кареток и т. п., на которых (или по которым) движутся грузонесущий и тяговый элементы; натяжное устройство, создающее необходимое первоначальное натяжение тягового элемента; привод, сообщающий движение тяговому элементу; поддерживающая металлоконструкция (станина) конвейера, включающая направляющие пути. Одинаковые по назначению составные части для конвейеров различных типов с гибким тяговым элементом имеют разнообразные конструкции. Типом и конструкцией составных частей, особенно тягового элемента, определяется конструкция конвейера. У отдельных машин, например у ленточных и некоторых цепных конвейеров, тяговый и грузонесущий элементы совмещены, поскольку перемещаемый груз лежит непосредственно на тяговом элементе – ленте или цепях. Рассмотрим кратко общие положения основных видов составных частей конвейера с тяговым элементом, их сравнительную оценку и требования, которые к ним предъявляются. Конкретные специфические конструктивные исполнения и параметры этих частей применительно к той или иной машине рассматриваются далее при разборе каждого типа конвейера [1, 2].

### **2.2. Тяговые элементы**

**Основные требования к тяговым элементам, их преимущества и недостатки.** Для надежной и экономичной работы конвейера его тяговый элемент должен обладать гибкостью, обеспечивающей свободное огибание барабанов, звездочек и блоков малого диаметра, высокой прочностью в сочетании с малой собственной массой, простотой и технологичностью массового изготовления, низкой стоимостью, высокой долговечностью при работе в тяжелых условиях окружающей среды, иметь малое удлинение при рабочей нагрузке, высокую эффективность и надежность, обеспечивать удобство крепления несущих и ходовых деталей. Тяговый элемент является основной частью конвейера. От надежности его работы зависит общая работоспособность конвейера, т. к. любое нарушение работы тягового элемента вызывает остановку всего конвейера. Как правило, у большинства

машин тяговый элемент не может быть дублирован, поэтому при проектировании и эксплуатации машины ему должно быть уделено наибольшее внимание. Стремление к наилучшему удовлетворению необходимых требований заставляет исследователей и конструкторов постоянно работать над созданием новых и совершенствованием существующих конструкций тяговых элементов.

В качестве гибкого тягового элемента конвейеров применяют ленты и цепи различных типов, в некоторых случаях – стальные канаты.

Преимуществами лент являются возможность сочетания функций тягового и несущего элементов (исключение составляют ленты ковшовых элеваторов), малая масса, простота конструкции и эксплуатации, возможность перемещения с высокими скоростями (для прорезиненных лент – до 6...8 м/с), отсутствие быстроизнашивающихся шарниров. К недостаткам лент относятся фрикционный способ передачи тягового усилия, требующий большого первоначального натяжения (40 %...200 % от полезного тягового усилия), и усложнение привода (двух- и трехбарабанный) при больших тяговых усилиях, недостаточный срок службы при транспортировании тяжелых и крупнокусковых грузов, ограниченная возможность использования для транспортирования горячих грузов, сложность текущего ремонта и очистки от липких грузов, невысокая прочность крепления рабочих элементов (ковшей элеваторов), повышенное удлинение (до 4 %) при рабочих нагрузках. Ленты всех разновидностей подробно рассматриваются в разд. 4.

Преимуществами тяговых цепей являются возможность огибания звездочек и блоков малого диаметра (особенно у цепей малого шага), гибкость в вертикальной и горизонтальной плоскостях, высокая прочность при малом удлинении, удобство и повышенная прочность крепления грузонесущих и опорных элементов, надежность передачи тягового усилия зацеплением на звездочке при малом первоначальном натяжении (5 %...20 % от тягового усилия), возможность работы при высокой температуре. К недостаткам тяговых цепей относятся сравнительно большая масса и высокая стоимость, наличие многочисленных шарниров, требующих регулярного наблюдения и смазки при эксплуатации, легко засоряющихся при работе в среде абразивной пыли, ограничение скорости движения приблизительно до 1...1,5 м/с вследствие возникновения дополнительных динамических нагрузок и интенсивного изнашивания цепи при высоких скоростях.

Преимуществами канатов (по сравнению с цепями) являются значительно меньшая стоимость и масса при равной прочности, гибкость во всех направлениях, меньшая подверженность вредному воздействию пыли и грязи из-за отсутствия шарниров, возможность перемещения с высокими скоростями. К недостаткам канатов относятся сложность создания надежного



привода, необходимость большого первоначального натяжения при фрикционном приводе, малый срок службы, большая вытяжка при рабочих нагрузках, сложность крепления рабочих элементов и замены отдельных частей каната. Выбор того или иного тягового элемента обуславливается главным образом типом и конструкцией конвейера, условиями его работы и действующими нагрузками. Цепи необходимы для транспортирования горячих грузов при температуре более  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Канаты из-за их недостатков имеют очень ограниченное применение в конвейерах. Совершенствование существующих и создание конвейеров новых видов происходят при одновременном развитии конструкций лент и цепей, причем наибольший прогресс наблюдается в совершенствовании конвейерных лент [1, 2].

### Тяговые цепи.

**Конструктивные типы цепей.** К основным параметрам тяговой цепи относятся шаг звена (т. е. расстояние между осями шарниров), разрушающая нагрузка и масса 1 м цепи. Определяющим признаком является конструкция цепи. Параметры большинства конструкций цепей стандартизованы.

*Круглозвенные сварные цепи* разделяют на короткозвенные (рис. 2.1, а), в которых ширина звена  $B$  приблизительно равна шагу, и длиннозвенные (рис. 2.1, б), в которых ширина меньше шага. Изготавливают их на специальных гибочных автоматах из круглой стали Ст 2, Ст 3 и из стали 10, а также из легированной стали 30ХГСА с термообработкой (цементацией, закалкой и отпуском) и без термообработки; место стыка стержня в звене сваривают. Цепи изготавливают отрезками длиной 1...2 м, которые соединяют один с другим в процессе сборки вместе с грузонесущими элементами при помощи специальных соединительных звеньев. По точности изготовления звеньев круглозвенные цепи разделяют на калиброванные (с отклонением шага от  $\pm 1\%$  до  $+2,5\%$ ) и некалиброванные (с отклонением шага до  $\pm 4\%$ ). Первые могут иметь привод с зацеплением на звездочке (кулачковом блоке), вторые – только фрикционный на гладком блоке [1, 2].

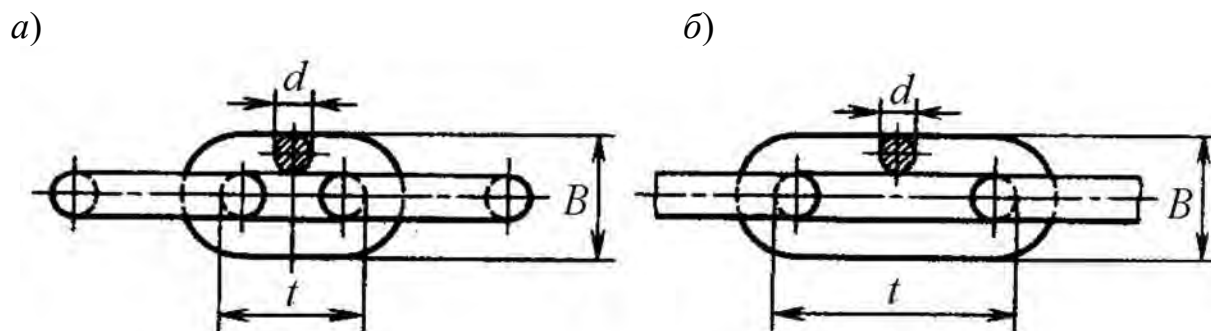


Рис. 2.1. Круглозвенные сварные цепи: а – короткозвенные; б – длиннозвенные

К преимуществам круглозвенных цепей относятся простота конструкции, малая стоимость, пространственная гибкость, наличие открытого самоочищающегося шарнира, благодаря чему цепь сохраняет шарнирность в среде интенсивного загрязнения и химического воздействия. Недостатками цепей являются малая площадь контакта звеньев и, как следствие, возможность быстрого изнашивания, если звенья имеют малую поверхностную твердость (при отсутствии термообработки), недостаточная точность изготовления звеньев, заставляющая применять фрикционные приводы. Круглозвенные калиброванные термически обработанные цепи используют в подземных изгибающихся скребковых и пластинчатых конвейерах для угля и в ковшовых элеваторах для химической промышленности. Эффективность внедрения круглозвенных цепей зависит от качества изготовления и термообработки. Применять в конвейерах термически необработанные цепи не рекомендуется. Круглозвенные цепи рассчитывают на растяжение с допускаемым напряжением не выше 40...60 МПа. Дополнительные изгибающие напряжения в зоне закругления звеньев учитывают, понижая допускаемое напряжение на разрыв и принимая для средних условий десятикратный запас прочности.

*Литые цепи* из ковкого чугуна (рис. 2.2) по конструкции весьма разнообразны. Их преимущества – сравнительно малая стоимость при массовом производстве и возможность изготовления звеньев сложной конфигурации. К недостаткам относятся большая масса и невысокая надежность из-за возможности образования внутренних усадочных раковин при отливке. Литые цепи используют в конвейерах с контурными скребками сложной конфигурации.

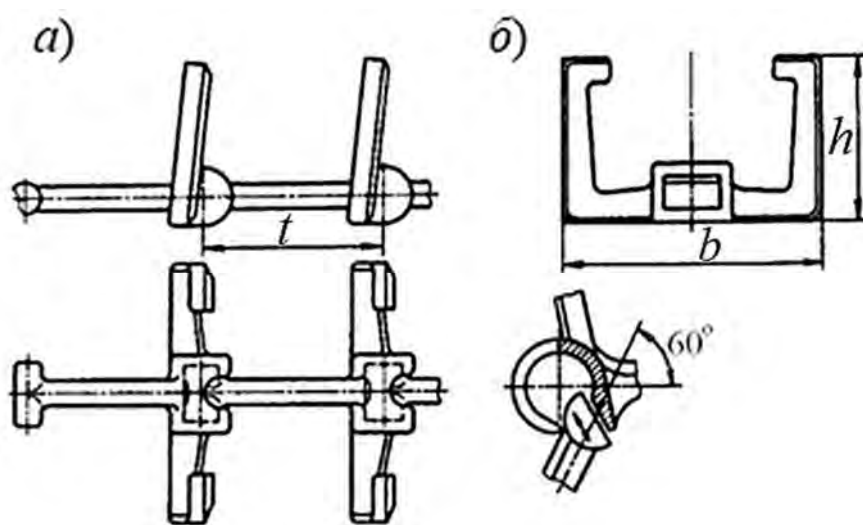


Рис. 2.2. Литая разборная цепь из ковкого чугуна: *a* – конструкция; *б* – способ сборки-разборки

Комбинированные цепи изготовляют из звеньев, отлитых из ковкого чугуна или стали заодно с втулками, и точеных стальных валиков (рис. 2.3, а). Иногда внутренние звенья делают литыми, а наружные – штампованными из полосовой стали (рис. 2.3, б). Комбинированные цепи используют в элеваторах зарубежного производства.

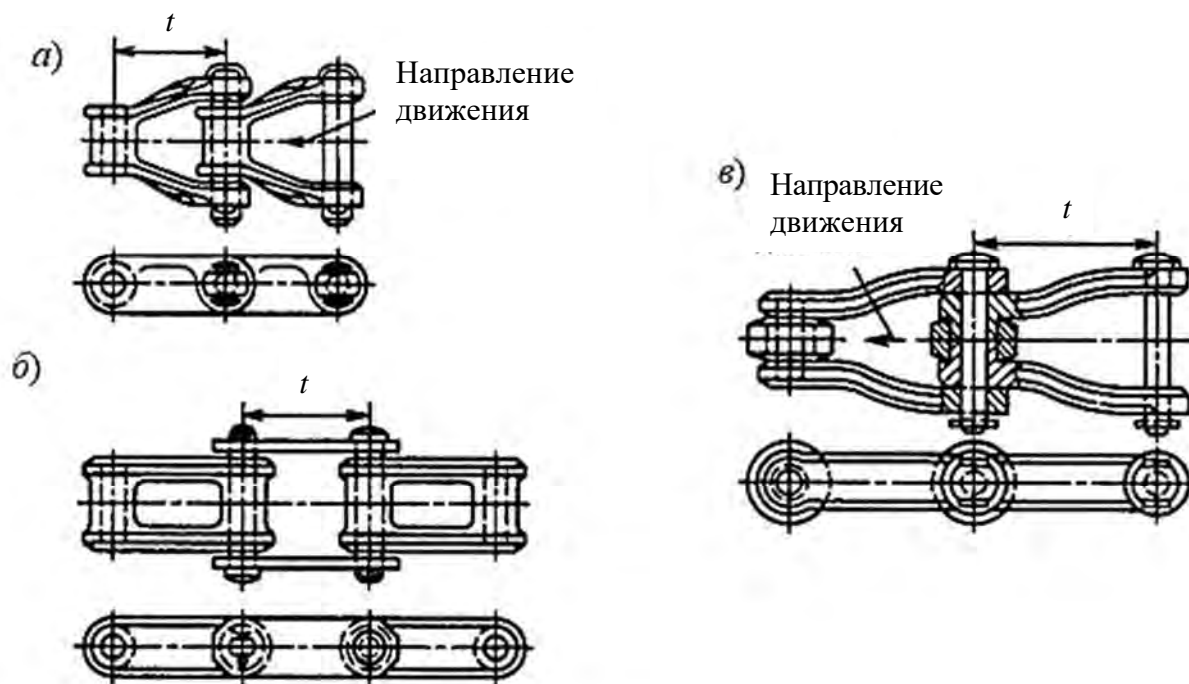


Рис. 2.3. Комбинированные цепи: а, б – безроликовые; в – роликовые

Пластинчатые цепи по конструкции узла шарнира разделяют на безвтулочные – безроликовые или роликовые (рис. 2.4), втулочные – безроликовые и роликовые (рис. 2.5), катковые – с гладкими катками 3 и с ребрами на катках 4 (рис. 2.6).

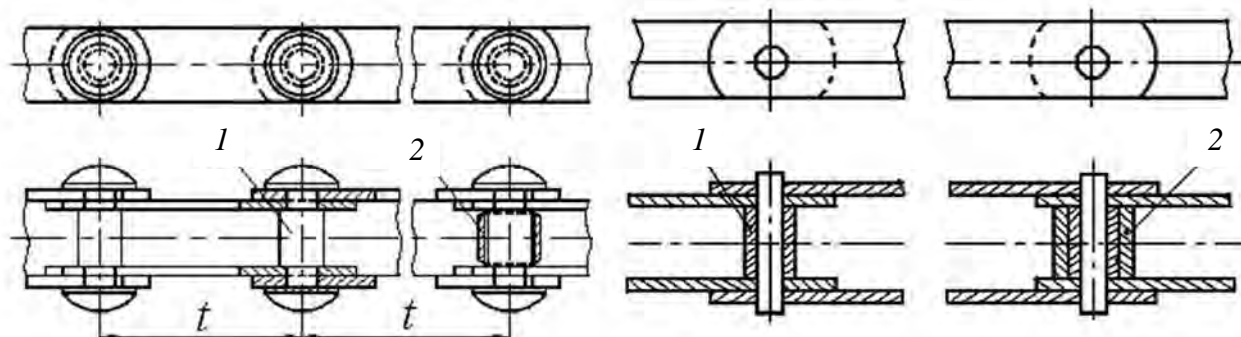


Рис. 2.4. Пластинчатые цепи безвтулочные: 1 – безроликовые; 2 – роликовые

Рис. 2.5. Пластинчатые цепи втулочные: 1 – безроликовые; 2 – роликовые

Ролики устанавливают на валик или втулку цепи для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки, т. к. у роликовой (так же как и у катковой) цепи при набегании шарнира на звездочку ролик (или каток) обкатывается по рабочей поверхности зуба, благодаря чему уменьшаются потери на трение и износ соприкасающихся поверхностей. Наружный диаметр роликов (в отличие от катков) меньше ширины пластины, а диаметр катков больше ширины пластины.

Катки, выполняя функцию роликов на звездочках, служат также ходовыми опорами, т. к. цепь с грузонесущими элементами движется на них по направляющим путям [1, 2].

Безвтулочные (иногда называемые штыревыми) цепи наиболее просты и дешевы, однако площадь соприкасающихся трущихся поверхностей у них мала (каждая пластина свободно поворачивается на цапфах валика), поэтому давления получаются высокими и при повышенных скоростях и больших нагрузках (каждая пластина свободно поворачивается на цапфах валика), цепи быстро изнашиваются. В связи с этим безвтулочные цепи используют в конвейерах редко и только при малых скоростях и невысоких нагрузках. Наиболее эффективными являются роликовые и катковые пластинчатые цепи, они получили в конвейерах наибольшее распространение.

В шарнирном соединении втулочной цепи (рис. 2.7) внутренние пластины *1* запрессовываются на лысках втулки *2*, наружные пластины *3* запрессовываются на лысках валика *4* или закрепляются на нем при помощи ригельной планки.

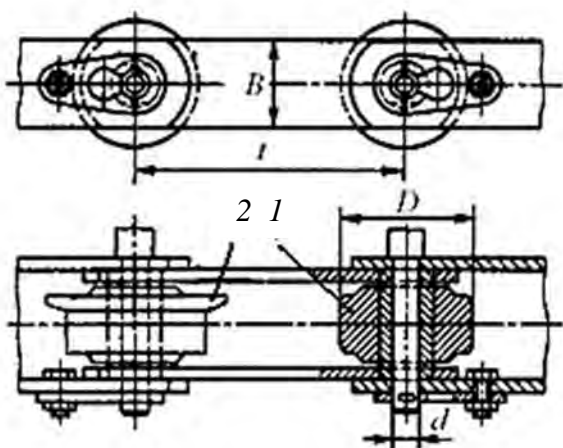


Рис. 2.6. Пластинчатые цепи катковые: *1* – с гладкими катками; *2* – с ребрами на катках пластинчатой втулочной цепи

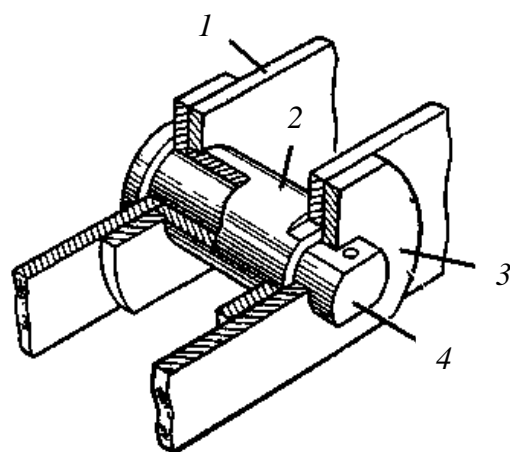


Рис. 2.7. Шарнирное соединение: *1* – внутренние пластины; *2* – втулка; *3* – наружные пластины; *4* – валик

При перегибе цепи на звездочке трение происходит между валиком и втулкой, давление между которыми распределяется по значительно большей поверхности, чем у безвтулочной цепи, поэтому при одинаковых усилиях давление и износ в шарнире получаются меньшими.

Пластины на втулке и валике имеют неподвижное соединение и не поворачиваются одна относительно другой. Крепление валика возможно несколькими способами: расклепкой его концов (неразъемное соединение, неудобное для эксплуатации), шплинтами (только для цепей с малым шагом), корончатой гайкой или врезной (ригельной) стопорной планкой (см. рис. 2.6). Последние два способа наиболее совершенные, особенно для длиннозвенных цепей.

Катки цепи устанавливают на подшипниках скольжения (рис. 2.8) или на подшипниках качения – шариковых или роликовых (рис. 2.9).

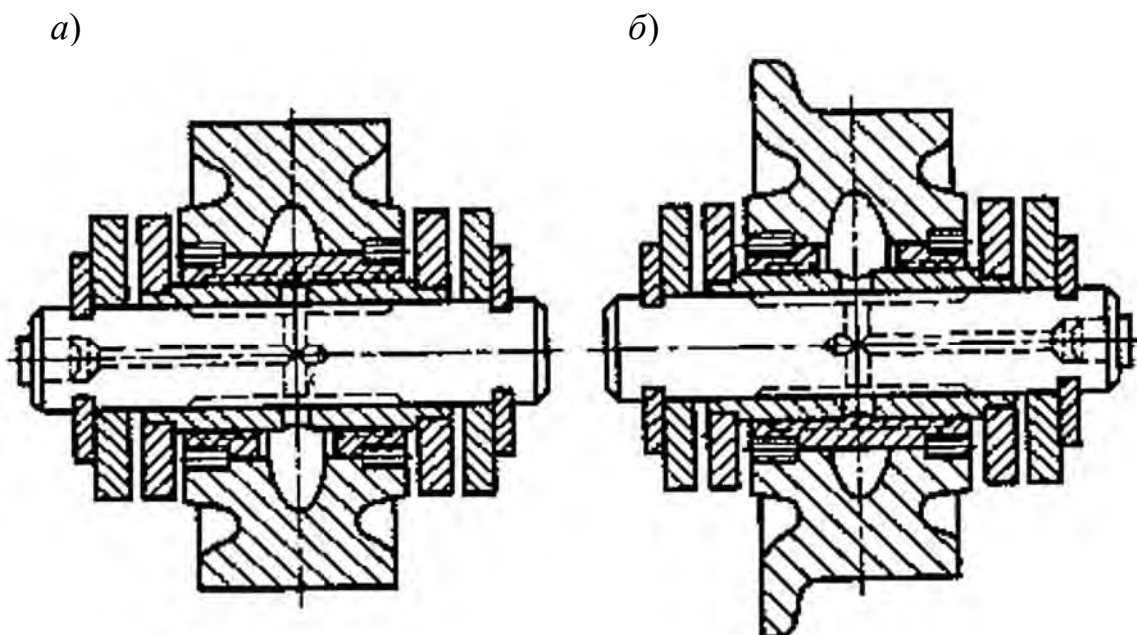


Рис. 2.8. Узлы катковой цепи на подшипниках скольжения: *а* – с гладкими катками; *б* – с ребрами на катках

Цепи с катками на подшипниках качения используют на конвейерах тяжелого типа с большими нагрузками (например, на тележечных конвейерах) для уменьшения сопротивления движению цепи. Подшипники катков защищают надежным лабиринтным уплотнением для предохранения от загрязнения (см. рис. 2.9). Известны конструкции пластинчатых цепей для работы в среде с интенсивным запылением с шарниром, закрытым резиновыми кольцами, расположенными в кольцевых выточках между наружной и внутренней пластинами (см. рис. 2.8). Однако они не получили широкого распространения из-за сложности. Шарниры цепей, работающие в

тяжелых условиях эксплуатации, снабжают пресс-масленками (см. рис. 2.9) для периодической автоматической или ручной подачи смазки.

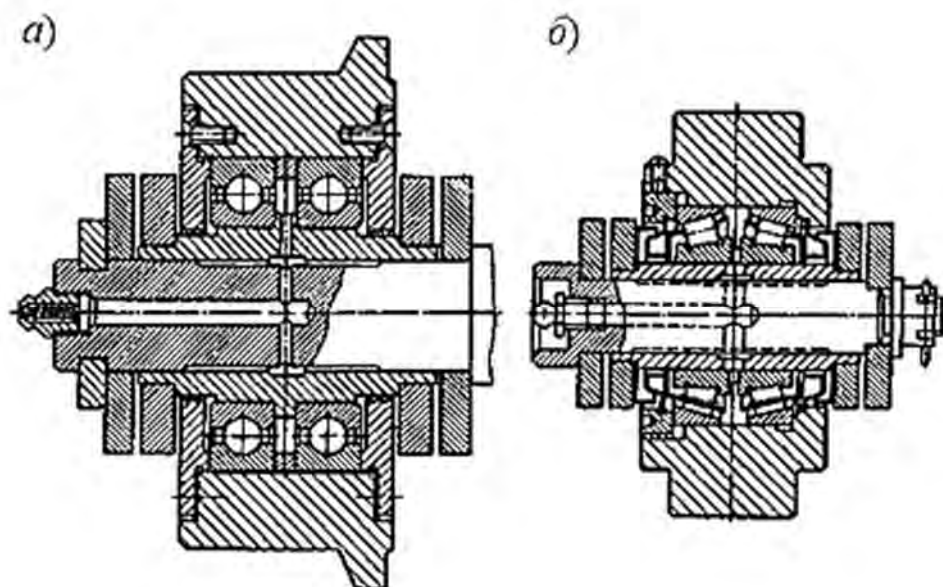


Рис. 2.9. Узлы катковой цепи на подшипниках качения: *а* – с ребрами на катках; *б* – с гладкими катками

Параметры пластинчатых цепей с прямыми пластинами установлены по ГОСТ 588–81, согласно которому изготавливают цепи типа 1 – втулочные, типа 2 – роликовые, типа 3 – катковые с гладкими (катками без реборд), типа 4 – с ребордами на катках с подшипниками скольжения. Цепи всех типов изготавливают в трех исполнениях: 1 – неразборными – индекс М (с двусторонней расклепкой сплошных валиков и запрессованными втулками); 2 – разборными – индекс М (с разъемным креплением втулок и сплошных валиков на лысках); 3 – неразборными с полыми валиками – индекс МС. Нормальный ряд шагов цепи: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм [1–3].

Для обеспечения удобства крепления к пластинчатым цепям грузонесущих элементов (настила у пластинчатых конвейеров; ковшей, люлек или полок в цепных элеваторах; скребков в скребковых конвейерах) ГОСТ 588–81 предусматривает специальные пластины, представленные на рис. 2.10. Каждый тип пластин имеет по три исполнения, отличающиеся количеством крепежных отверстий, число которых может быть от одного до трех.

*Разборные цепи* по конструкции и способу изготовления разделяют на кованые (горячештампованные) (рис. 2.11, *а*) и холодноштампованные (рис. 2.11, *в*). Кованая цепь может иметь цилиндрические и бочкообразные (рис. 2.11, *б*) валики. Разборная кованая цепь (см. рис. 2.11, *а*) состоит из парных секций, каждая из которых собирается из двух наружных звеньев 2, валика 3

и внутреннего звена *1*. Наружные звенья имеют в середине перемышку для жесткости, а по концам – фасонные гнезда для головок валиков, препятствующие вращению последних при повороте звеньев цепи. Внутреннее звено выполнено со сквозным просветом и с увеличенной толщиной на концах, в местах соприкосновения с валиками. При повороте звеньев цепи трение происходит между валиком и внутренним звеном. Широкая поверхность контакта в местах соприкосновения этого звена с валиком способствует уменьшению давления и износа звена и валика [1, 2].

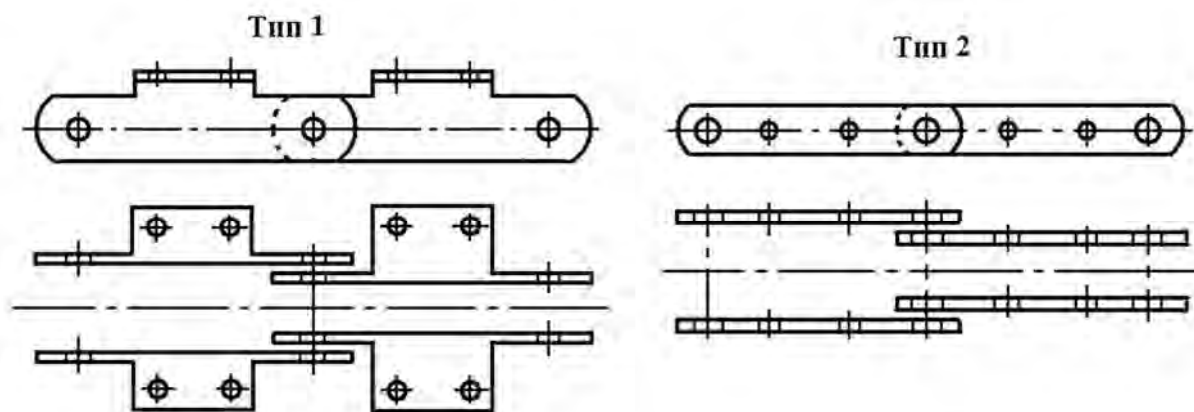


Рис. 2.10. Специальные пластины для пластинчатых цепей

a)

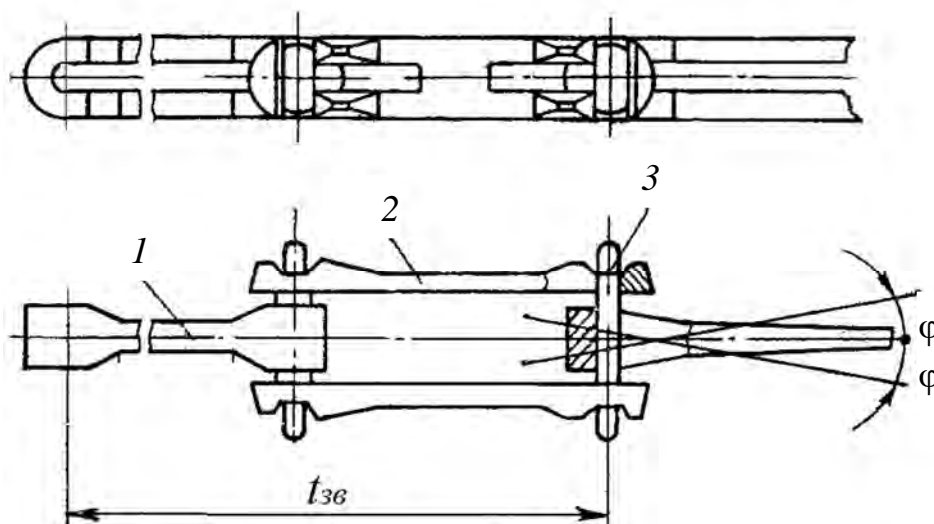
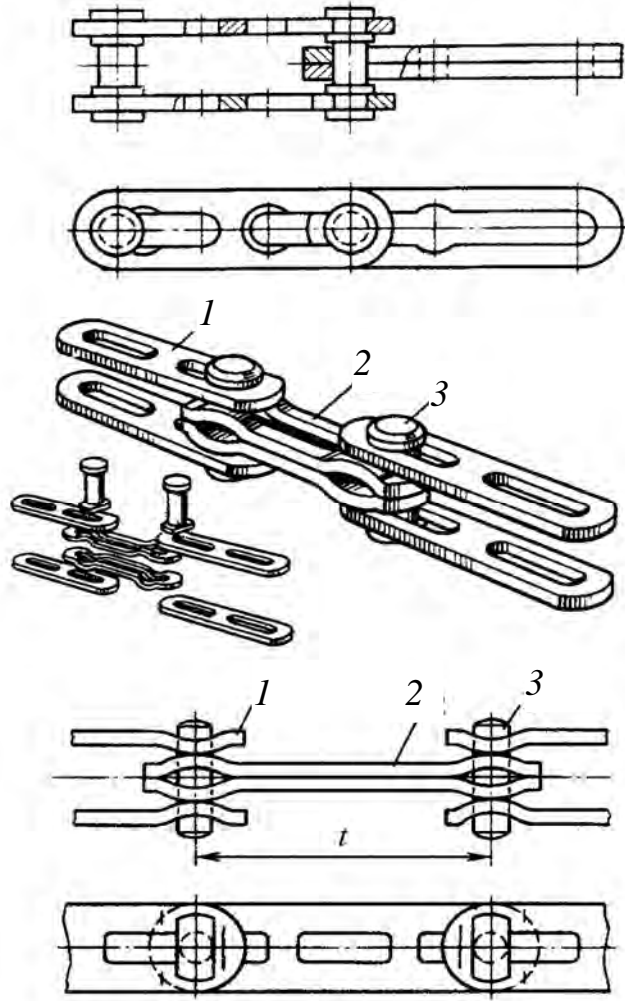
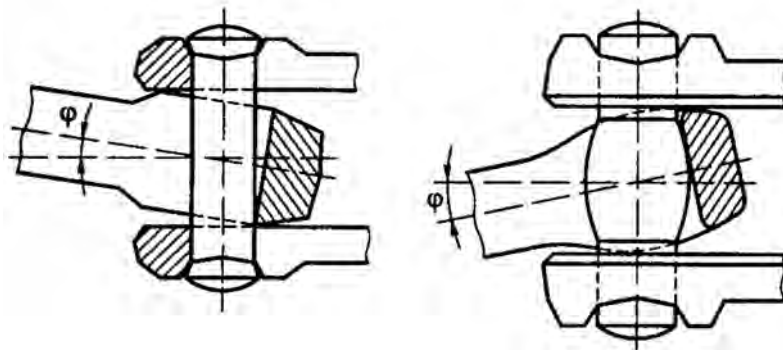


Рис. 2.11. Разборные цепи: *a* – кованные; *б* – холодноштампованные; *в* – схемы отклонения внутреннего звена с цилиндрическим и бочкообразным валиками; *г* – схема сборки-разборки

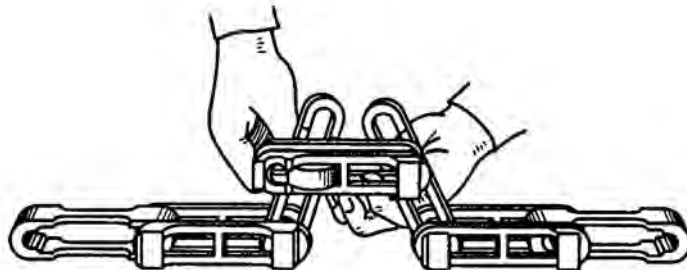
б)



в)



г)



Окончание рис. 2.11



Разборными эти цепи называют потому, что их легко собирать и разбирать без какого-либо инструмента (рис. 2.11, *з*). Для разборки цепь немного стягивают, два внутренних звена поворачивают поперек ее продольной оси, наружные звенья опускают вниз на узкий участок внутренних звеньев, что позволяет вывести головки валиков из своих гнезд в наружных звеньях. Потом один, затем другой валик поворачивают на  $90^\circ$  так, чтобы головка валика прошла через наружное и затем через внутреннее звено. В обратном порядке цепь собирают.

Боковой поворот внутреннего звена цепи на угол  $\varphi = 8^\circ \dots 10^\circ$  в плоскости осей ее шарнира (см. рис. 2.11, *а, б*) обеспечивает возможность поворота цепи в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Поэтому конвейер с такой цепью может иметь пространственную трассу с поворотами в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Разборная горячештампованная цепь по своим показателям является одной из наиболее совершенных цепей; она находит широкое применение в подвесных, сборочных, тележечных и скребковых конвейерах.

*Двухшарнирные цепи* имеют горизонтальные и вертикальные шарниры, что позволяет звеньям поворачиваться в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Двухшарнирная цепь может иметь разомкнутое (сдвинутое) (рис. 2.12, *а*) и сомкнутое (рис. 2.12, *б*) взаимные расположения вертикального и горизонтального шарниров. В катковых двухшарнирных цепях катки устанавливают на удлинненных цапфах снаружи пластин. Катки выполняют из пластмассы (капролактама) или из закрытых шарикоподшипников с пластмассовым ободом в виде футеровки наружного кольца подшипника.

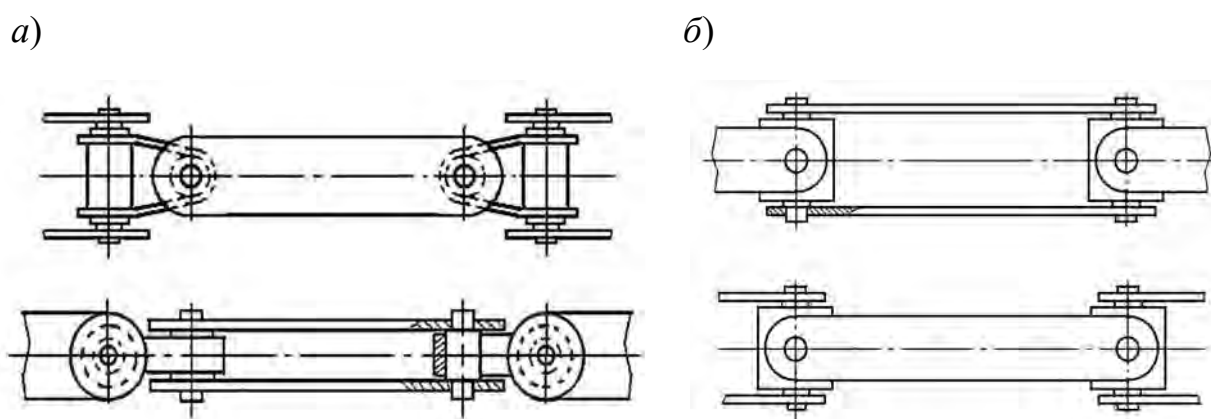


Рис. 2.12. Двухшарнирные цепи: *а* – с разомкнутыми осями шарниров; *б* – с сомкнутыми осями шарниров

Преимуществами двухшарнирной цепи являются высокая гибкость, дающая возможность получать повороты в горизонтальной и вертикальной плоскостях по малому радиусу ( $0,6 \dots 1$  м) без поворотных звездочек

(при наличии катков). К недостаткам относятся некоторая сложность изготовления и повышенная стоимость.

Наиболее совершенной и универсальной является двухшарнирная катковая цепь с сомкнутым расположением шарниров. Такие цепи изготавливают с шагом 160, 200 и 320 мм (масса 1 м цепи соответственно 4,8; 6 и 13,5 кг; разрушающая нагрузка составляет 40...68 кН). Их широко применяют в подвесных и грузонесущих тележечных конвейерах [1].

*Вильчатая цепь* (рис. 2.13) состоит из звена 1 с раздвоенным (вильчатым) наконечником и пальца 2, к звену цепи приваривают скребки 3.

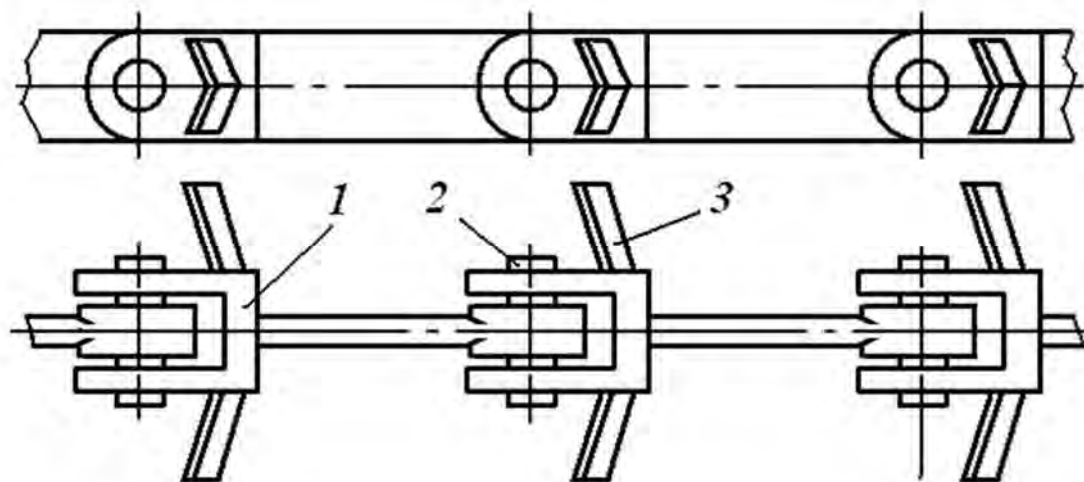


Рис. 2.13. Вильчатая цепь

Звенья изготавливают из двух стальных полос, соединенных сваркой, из единой стальной поковки или отливки. Вильчатые цепи предназначены чаще всего для перемещения насыпного груза на конвейерах с погруженными скребками и поэтому имеют упрощенный безвтулочный шарнир. Из-за тяжелых условий работы (часто в среде абразивного груза при высокой температуре) и трения цепи по дну желоба конвейера звенья цепи делают массивными. Поскольку цепь в процессе работы конвейера с погруженными скребками истирается и уменьшается ее рабочее сечение (допускаемый износ – односторонний до 25 %, двусторонний до 40 % высоты звена), запас прочности выбирают повышенным (12...15) с учетом ослабления сечения от истирания. Для увеличения срока службы цепи крепление скребка к звену должно быть симметричным, чтобы при истирании цепи с одной стороны ее можно было перевернуть.

Параметры вильчатой цепи установлены по ГОСТ 12996–79. Нормальный ряд шагов: 100, 125, 160, 200 и 250 мм; диаметр пальца 16...40 мм; собственная масса 1 м 4,9...25,5 кг; разрушающая нагрузка для цепей

нормальной прочности 160...1000 кН, высокой прочности 220...1400 кН. Для работы при нормальной температуре звено и палец цепи изготавливают из сталей 35, 40 и 50 с последующей термической обработкой. Для работы при высокой температуре (до 500 °С...700 °С) звенья изготавливают из стали 30ХГСА или 40Х с термической и термохимической обработкой до твердости HRC 40...62, а палец – из стали 45 или 40Х с поверхностной твердостью HRC 55...62 [1, 2].

**Выбор рациональных параметров цепи. Шаг цепи.** Цепь одной и той же конструкции при одинаковой разрушающей нагрузке, обусловливаемой прочностью звеньев и узла шарнира, может иметь различные расстояния между шарнирами, т. е. разные шаги. При выборе шага цепи следует учитывать следующее: с его увеличением (при условии одинаковой прочности цепи) уменьшается число шарниров на заданной длине, упрощается эксплуатация цепи (меньше объектов смазывания и изнашивания), уменьшается масса и стоимость цепи, но одновременно с этим увеличиваются радиусы звездочек (при одинаковом числе зубцов), крутящий момент на приводном валу, размеры привода, радиусы перегибов ходового пути, динамические нагрузки на цепь. Важно также учитывать конструкцию цепи, способ крепления к ней рабочего элемента. Некоторые цепи, например пластинчатые, круглозвенные, стержневые, легко выполнить одинаковой прочности (с одинаковыми размерами шарнира и сечения звеньев) при различном шаге. У других цепей, например разборных горячештампованных, с увеличением шага возрастают размеры звеньев и разрывная нагрузка. Следовательно, выбор оптимального шага цепи должен быть тщательно обоснован конструктивным и технологическим анализом всей машины в целом [1, 2].

*Разрушающая и рабочая нагрузки цепи.* Для одних и тех же типоразмеров цепи повышения разрушающей (а следовательно, и рабочей) нагрузки можно достигнуть увеличением площади сечения деталей и изготовлением их из высоколегированных сталей с последующей термообработкой, увеличением площади контактных поверхностей для снижения давлений. Однако при использовании цепей в качестве тяговых элементов конвейеров существуют оптимальные технико-экономические пределы повышения их прочности (также и для лент). С увеличением натяжения цепи и тягового усилия возрастают типоразмеры привода конвейера (с редукторами, муфтами, подшипниками) и опорных конструкций. У конвейеров с криволинейной трассой возникают большие дополнительные нагрузки на опорные элементы, ходовой путь и поддерживающие конструкции поворотных участков [1, 2].

Из опыта проектирования конвейеров известно, что в большинстве случаев нецелесообразно применять тяговые цепи с разрушающей нагрузкой

более 400...630 кН, т. к. при превышении этих пределов цепь, ходовая часть конвейера, привод и поддерживающие конструкции получают нерационально тяжелыми. Для конвейеров тяжело нагруженных и большой протяженности, у которых потребное натяжение цепи приближается к этим пределам, целесообразно на общем замкнутом контуре трассы конвейера устанавливать несколько приводов, т. е. выполнять их многоприводными с использованием типового серийного оборудования.

**Определение запаса прочности и допускаемой нагрузки.** *Основы расчета цепи на прочность.* При проектировании конвейера конструктор, как правило, использует стандартные цепи с заданной разрушающей нагрузкой. Допускаемую нагрузку на цепь можно определить двумя методами: обобщенным (по запасу прочности) и дифференциальным (расчет на прочность, усталость и износ).

По обобщенному методу допускаемая нагрузка по прочности цепи [1, 2]

$$S_{\partial} = \frac{S_p}{n_n} \geq S_{p.n}, \quad (2.1)$$

где  $S_p$  – разрушающая нагрузка цепи, принимается по стандарту или по паспорту завода-изготовителя;  $n_n$  – обобщенный запас прочности цепи;  $S_{p.n}$  – максимальное расчетное натяжение цепи конвейера при нормальной загрузке.

Так как по величине  $S_{p.n}$  требуется определить типоразмер цепи с необходимой разрушающей нагрузкой, следует использовать формулу

$$S_p \geq S_{p.n} n_n. \quad (2.2)$$

Запас прочности  $n_n$  должен обеспечить надежную, безопасную и долговечную работу конвейера. На практике принимают: для горизонтальных конвейеров неотвественного назначения  $n_n = 6...7$ ; для конвейеров, имеющих наклонные участки трассы,  $n_n = 8...10$ ; для цепей эскалаторов высокого качества  $n_n = 7$ ; для разборных цепей, работающих на подвесных конвейерах,  $n_n = 10...13$ , т. к. на вертикальных перегибах пути эти цепи испытывают значительные дополнительные изгибающие напряжения. Обобщенный метод выбора допускаемой нагрузки очень простой, однако он является приближенным и недостаточно учитывает конкретную характеристику конвейера. При дифференциальном методе допускаемую нагрузку

определяют отдельно по прочности, усталости и долговечности в зависимости от конкретных параметров и назначения конвейера [1, 2].

Допускаемая нагрузка на растяжение несущей способности цепи (по предельному состоянию)

$$S_{д.н} = \frac{S_p k_m}{n_n} \geq S_{p.м}, \quad (2.3)$$

где  $k_m$  – коэффициент, показывающий соотношение между пределом текучести при разрыве  $\sigma_{m.p}$  и временным сопротивлением на разрыв  $\sigma_g$  (для незакаленных сталей, применяемых для цепей,  $k_m \approx 0,6$ ; для закаленных –  $k_m \approx 0,85$ ) [1, 2],  $k_m = \frac{\sigma_{m.p}}{\sigma_g}$ ;  $n_n$  – запас прочности по несущей способности цепи;

$S_{p.м}$  – расчетное натяжение при максимальной загрузке конвейера.

Запас прочности  $n_n$  определяют в зависимости от нескольких факторов:

$$n_n = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6, \quad (2.4)$$

где  $K_1$  – коэффициент безопасности работы машины (для конвейеров с простой горизонтальной трассой  $K_1 = 1$ , со сложной трассой, имеющей подъемы и спуски,  $K_1 = 1,2 \dots 1,5$ );  $K_2$  – коэффициент режима работы конвейера (для весьма легкого режима  $K_2 = 0,8$ ; легкого  $K_2 = 1$ ; среднего  $K_2 = 1,2$ ; тяжелого  $K_2 = 1,4$ ; весьма тяжелого  $K_2 = 1,6$ );  $K_3$  – коэффициент ослабления расчетного сечения деталей цепи при предельно допускаемом износе,  $K_3 = 1,2 \dots 1,4$  (для вильчатых цепей скребковых конвейеров  $K_3 = 2$ );  $K_4$  – коэффициент достоверности расчетных и нагрузочных данных,  $K_4 = 1,1 \dots 1,3$ ;  $K_5$  – коэффициент, характеризующий отношение максимального суммарного напряжения в деталях цепи на трассе конвейера от изгиба и растяжения к напряжению растяжения (для подвесных и других конвейеров с пространственной трассой),  $K_5 = 1,2 \dots 5$ ;  $K_6$  – коэффициент динамических нагрузок (при скорости конвейера до 0,1 м/с  $K_6 = 1$ ; от 0,1 до 0,3 м/с  $K_6 = 1,15$ ; выше 0,3 м/с  $K_6 = 1,25$ ) [1, 2].

Рассмотренные коэффициенты относятся к конвейерам, работающим в нормальном диапазоне температур окружающей среды (от  $-10$  °С до  $+80$  °С), при работе цепи в условиях высоких и низких температур необходимо вводить дополнительные коэффициенты.

Допускаемая нагрузка на цепь по долговечности на износ

$$S_{d,u} = Fp_0K_2 \geq S_{p,n}, \quad (2.5)$$

где  $F$  – площадь соприкосновения деталей шарнира,  $m^2$ ;  $p_0$  – максимальное допускаемое давление в шарнире цепи, МПа, которое в зависимости от условий работы конвейера (хорошие, средние, тяжелые) составляет 300...400 при скорости цепи до 0,2 м/с, 350...350 при скорости цепи свыше 0,2 до 0,3 м/с и 200...300 при скорости цепи свыше 0,3 м/с [1, 2];  $K_2$  – коэффициент режима работы конвейера.

Для пластинчатых втулочных, роликовых и катковых цепей профиль зуба звездочки строится по ГОСТ 592–81. Диаметр делительной окружности звездочки (рис. 2.14) [1, 2, 4]

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2.6)$$

где  $t$  – шаг цепи;  $z$  – число зубьев звездочки.

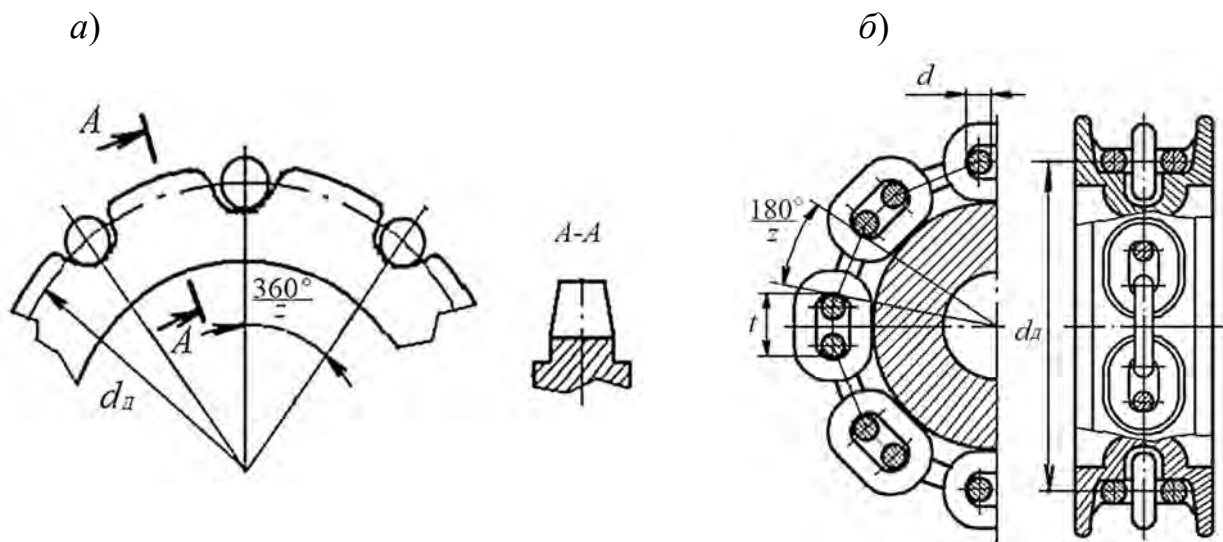


Рис. 2.14. Профиль зуба звездочки: а – для круглозвенной цепи; б – для пластинчатой цепи

### Конвейерные ленты.

В ленточных конвейерах в основном применяют резинотканевые и резинотросовые ленты.

Прорезиненная лента (рис. 2.15) в общем виде имеет тяговый каркас А, покрытый со всех сторон эластичным защитным наполнителем. Тяговый каркас воспринимает продольные растягивающие усилия в ленте и обеспечивает ее необходимую поперечную жесткость. Наполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и истирания перемещаемым грузом и объединяет его в единое целое, образуя верхнюю (грузонесущую) и нижнюю (опорную) наружные обкладки. Обкладки служат для защиты тягового каркаса от повреждений и изнашивания, ударов транспортируемых грузов при загрузке [1, 2].

В качестве наполнителя применяют резиновые смеси с синтетическим каучуком или пластмассы (поливинилхлорид). Необходимые свойства ленте придает состав резиновой смеси наполнителя с различными добавками. По рецептуре наполнителя изготавливают ленты общего назначения (для работы при температуре от  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), теплостойкие (температура груза до  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), пищевые (для транспортирования пищевых продуктов без упаковки), негорючие (для конвейеров в пожаро- и взрывобезопасном исполнении), маслостойкие и др. [1, 2].

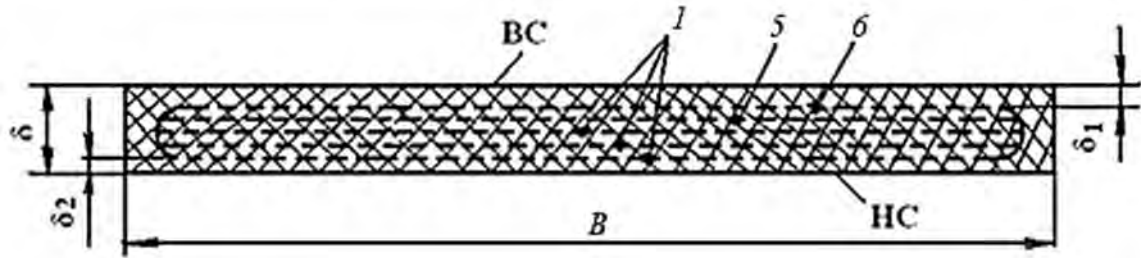
По типу тягового каркаса различают резинотканевые и резинотросовые ленты. У резинотканевых лент тяговым каркасом служат прокладки 1 из различных высокопрочных тканей, расположенные послойно с резиновыми прослойками. Тканевая прокладка состоит из продольных нитей основы 2 и поперечных нитей утка 3 и 4. Прокладки бывают одноосновные (рис. 2.15, б), двухосновные (рис. 2.15, в) и многоосновные из нитепрошивочного полотна. Сверху под первой прокладкой укладывают защитную (брекерную) ткань 5, предохраняющую прокладку от повреждений острыми кромками груза. Ленты повышенной теплостойкости перед первой прокладкой имеют теплоизолирующий слой 6 из асбестовой ткани. Тканевые прокладки современных лент изготавливают из капрона, амида, нейлона, лавсана и других синтетических тканей, обладающих высокой прочностью [1, 2].

Так, прочность прокладок из тканей МК-600 и МК-800 составляет соответственно 600 и 800 Н на 1 мм ширины одной прокладки.

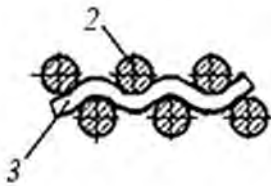
При нагрузке 0,1 номинальной прочности ленты удлинение резинотканевых лент составляет до 2 %...4 % в зависимости от типа прокладок, что является их недостатком. В ленте может быть от трех до восьми прокладок, в отдельных случаях до десяти, в зависимости от ширины, необходимой общей прочности и поперечной жесткости ленты. Жесткость ленты определяет ее способность принимать и сохранять желобчатую форму, задаваемую роликоопорами. Поэтому для каждой ширины ленты устанавливается минимальное и максимальное число прокладок.

Все типы лент выпускаются с плоскими поверхностями, наружными резиновыми обкладками, нарезными или резиновыми бортами.

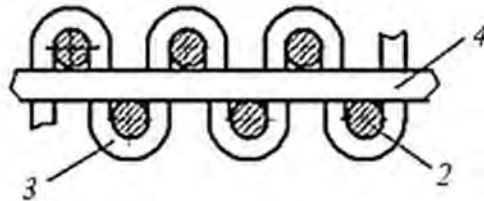
a)



б)



в)



г)

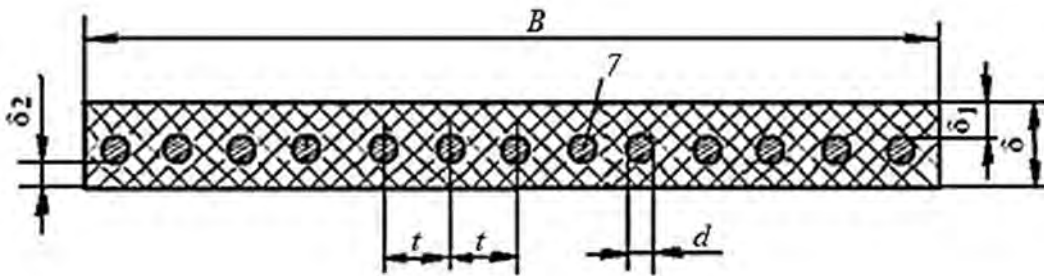


Рис. 2.15. Конвейерные ленты: а-в – резинотканевая с одноосновными (б) и двухосновными (в) прокладками; г – резинотросовая; ВС – верхняя (грузонесущая) сторона; НС – нижняя (опорная) сторона

Типы выпускаемых резинотканевых лент:

- с резиновыми обкладками рабочей и нерабочей поверхностей и резиновыми бортами: для очень тяжелых условий эксплуатации; для тяжелых условий эксплуатации;

- с резиновыми обкладками рабочей и нерабочей поверхностей;

- с резиновой обкладкой рабочей поверхности и нарезными бортами;

- с резиновой обкладкой рабочей поверхности и резиновыми бортами.

По рецептуре наполнителя и назначению конвейерные ленты бывают следующих исполнений:

- общего назначения (температура окружающей среды  $t$  от  $-45$  °С до  $+60$  °С) [1, 2];

- М – морозостойкие (температура окружающей среды  $t$  от  $-60$  °С до  $+60$  °С) [1, 2];



- Т – теплостойкие (температура груза  $t$  до  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [1, 2];
- ПТ – повышенной теплостойкости (температура груза  $t$  до  $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [1, 2];
- П – пищевые (для транспортирования продуктов без упаковки);
- Ш – негорючие (пожаро- и взрывобезопасное исполнение);
- МС – маслостойкие;
- магнитомягкие (свойство притягиваться к магниту);
- магнитотвердые (свойство намагничивания) [1, 2].

Примеры условного обозначения лент:

2М-1200-5-ТК-200-2-5-2-М-РБ-ГОСТ20–85

- 2М – тип ленты (морозостойкая);
- 1200 – ширина ленты, мм;
- 5 – количество тканевых прокладок;
- ТК-200-2 – марка ткани прокладки тягового каркаса;
- 5 – толщина рабочей обкладки, мм;
- 2 – толщина нерабочей обкладки, мм;
- М – класс морозостойкой резины;
- РБ – резиновый борт.

Конвейерные ленты поставляются в бухтах по 48 и 96 м.

Резинотросовые ленты в качестве тягового каркаса имеют стальные тросы 7 с латунированной поверхностью для лучшего сцепления с резиной, уложенные в один ряд параллельно друг другу вдоль ленты (рис. 2.15,  $z$ ). Диаметр стального троса составляет от 4,2 до 11,5 мм. Шаг между тросами – от 9 до 18 мм соответственно. Толщина обкладок на верхней и нижней сторонах лент всех типов составляет 5,5 мм. Общая толщина ленты – от 18 до 26,5 мм. Прочность резинотросовых лент – от 1,5 до 6 кН на 1 мм ширины ленты, а максимальное допустимое натяжение – от 180 до 170 Н на 1 мм ширины ленты. Относительное удлинение резинотросовых лент составляет 0,25 % при нагрузке, равной 0,1 номинальной прочности ленты, что является их преимуществом по сравнению с резино-тканевыми лентами [1, 2].

Нормальный ряд ширины ленты в соответствии с ГОСТ 22644–77: 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 2500; 3000 мм [1–3].

Необходимое количество прокладок ленты

$$i \geq \frac{KS_{\max}}{S_{p1}B}, \quad (2.7)$$

где  $K$  – коэффициент запаса прочности ленты;  $S_{\max}$  – максимальное расчетное натяжение ленты, полученное тяговым расчетом, Н;  $S_{p1}$  – прочность ткани прокладки, Н/мм ширины ленты;  $B$  – ширина ленты, мм.

Коэффициент запаса прочности ленты

$$K \geq \frac{K_0}{K_{np} K_{cm} K_p K_m}, \quad (2.8)$$

где  $K_0$  – номинальный запас прочности (при расчете по нагрузкам при установившемся движении  $K_0 = 7$ , при поверочных расчетах  $K_0 = 5$ );  $K_{np}$  – коэффициент неравномерности работы прокладок;  $K_{cm}$  – коэффициент прочности стыкового соединения концов ленты;  $K_p$  – коэффициент режима работы конвейера;  $K_m$  – коэффициент конфигурации трассы конвейера.

Толщины наружных обкладок на верхней и нижней сторонах ленты (табл. 2.1) выбирают в зависимости от свойств и размеров кусков груза, режима работы конвейера и частоты прохождения ленты через пункт загрузки. Резину для обкладок выбирают в зависимости от характеристики транспортируемого груза.

Табл. 2.1. Зависимость толщины наружных обкладок от свойств груза

Свойство груза	Толщина обкладки	
	верхней $\delta_1$ , мм	нижней $\delta_2$ , мм
Малоабразивный насыпной	1	1
Среднеабразивный: мелкокусовой среднекусовой	3...4,5	1
	4,5...8	2
Сильноабразивный среднекусовой и крупнокусовой	4,5...10	2...3
Штучный	2...3	1...2

Необходимая прочность тягового каркаса резиновых лент

$$S_{pm} \geq \frac{K'}{B}, \quad (2.9)$$

где  $K'$  – расчетный коэффициент запаса прочности.

$$K' \geq \frac{K_0}{K_{cm} K_p K_m}. \quad (2.10)$$

Типоразмер ленты выбирают по характеристике транспортируемого груза и окружающей среды, прочности по расчетному натяжению и производительности.

Концы резинотканевых лент соединяют при монтаже на конвейере одним из следующих способов: горячей или холодной склейкой специальными клеями в зажимных плитах (вулканизацией) или металлическими соединителями – скобами, шарнирами, внахлестку заклепками; иногда ленту сшивают сыромятными ремнями. Наиболее надежным и современным является соединение концов резинотканевой ленты при помощи вулканизации. При соединении концы ленты разделяют ступенчато (рис. 2.16) по отдельным прокладкам под углом  $\theta = 18^\circ \dots 26^\circ$  к продольной оси ленты [1, 2].

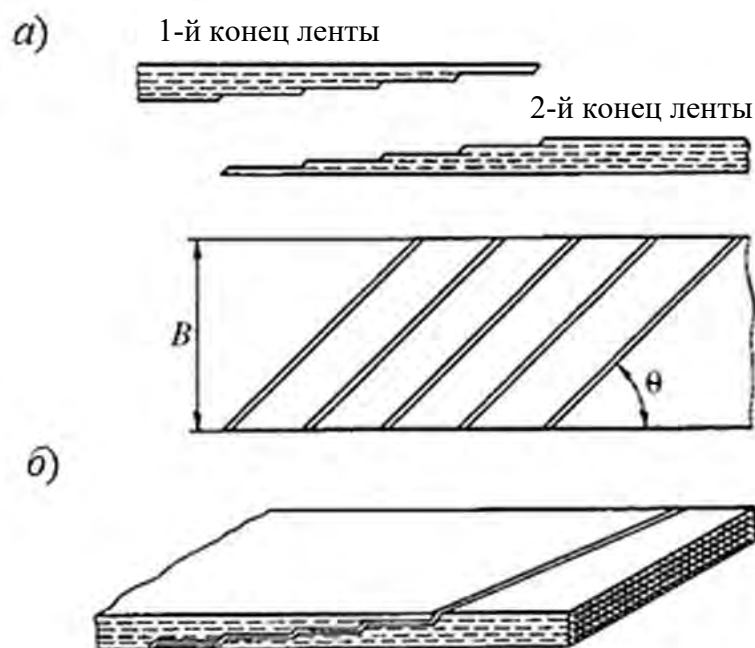


Рис. 2.16. Схема разделки концов резинотканевой ленты для вулканизации: *а* – подготовленная лента; *б* – соединенная лента

Концы резинотросовой ленты соединяют только методом вулканизации (рис. 2.17). Концы ленты для их стыковки разделяют: снимают верхнюю и нижнюю обкладки, разрезают резинотросовый каркас на отдельные тросы и обрезают концы тросов. Тросы одного конца ленты укладывают в свободные промежутки между тросами другого конца ленты. В зависимости от диаметра

тросов применяют одно-, двух- и трехступенчатые, а иногда и четырехступенчатые схемы разделки и укладки тросов.

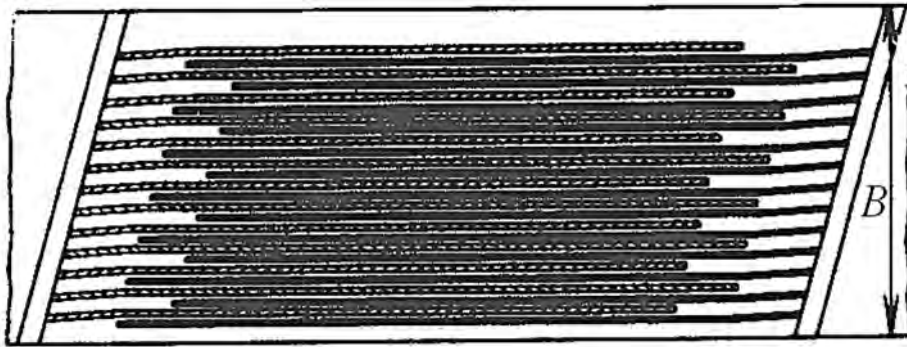


Рис. 2.17. Схема соединения концов резиновой ленты при одноступенчатой схеме разделки

Металлические конвейерные ленты выполняются сплошными стальными и проволочными (сетчатыми).

Стальные ленты изготовляют из углеродистой стали 65Г и 85Г и из коррозионно-стойкой стали и разделяют на:

- цельнокатаные шириной 400...1200 мм [1, 2];
- продольно-стыкованные, соединенные из нескольких отдельных узких лент сваркой [1, 2].

Толщина стальных лент составляет 0,8...1,0 мм, прочность на разрыв – 900 МПа. Стальную ленту из углеродистой стали используют для транспортирования горячих грузов  $t = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$  при неравномерном и до  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  при равномерном нагреве в печи. Конвейеры со стальной лентой используют на предприятиях пищевой промышленности, при производстве бетонных плит, листов пластмассы, в моечных, сушильных и холодильных установках. Гладкая поверхность стальной ленты позволяет транспортировать на ней липкие и горячие грузы. Концы стальной ленты соединяют внахлестку заклепками или сваркой. Стальная лента на 30 % легче и почти в 5 раз дешевле прорезиненной (при равной ширине и прочности) [1, 2].

Сетчатые (проволочные) ленты применяются для транспортирования штучных и кусковых грузов через закалочные, нагревательные, обжиговые и сушильные печи, для выпечки хлебных и кондитерских изделий, в моечных, обезвоживающих, охладительных, сортировочных установках, в камерах шоковой заморозки продуктов, при производстве стеклянных и керамических изделий.

Сетчатые ленты выполняются плоскими без бортов и с бортами высотой 90...100 мм, собираются из отдельных проволочных элементов (звеньев), обладают высокой прочностью, малым удлинением, равной прочностью как в

стыках, так и в любом другом сечении и могут огибать барабаны малого диаметра. Металлические конвейерные сетки находят применение в современной промышленности. Широкий диапазон температур от  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+1200\text{ }^{\circ}\text{C}$  и различные варианты конструкции позволяют использовать конвейерные сетки в тех условиях, когда другие материалы не работают.

Полимерные конвейерные ленты имеют рельефную рабочую поверхность и предназначены для использования на наклонных транспортерах, т. к. имеют низкий коэффициент скольжения, основная область применения – конвейеры для упаковки, транспортирования грузов с неровной (необработанной) поверхностью и органических продуктов россыпью. Подбор материала ленты осуществляется в зависимости от области применения: полипропилен, полиэтилен, ацетат, нейлон [1, 2].

Различные добавки в состав полимеров позволяют подобрать ленту, которая будет соответствовать требуемым условиям эксплуатации: устойчивость к высоким ( $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) или низким ( $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) температурам, влажности, абразивности или возможности порезов, устойчивость к минеральным маслам и жирам, химическая устойчивость, антистатичность.

Полимерные конвейерные ленты используются в различных областях промышленности: пищевой, текстильной, деревообрабатывающей, аэрокосмической, нефтехимической, в машиностроении и др.

Преимуществами полимерных лент являются высокое качество, обеспечиваемое использованием высокотехнологичных материалов, которым могут быть заданы нужные свойства, экологически чистое сырье, широкий температурный диапазон (от  $-73\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); удобство и легкость очистки.

Модульные полимерные ленты достаточно перспективны и применяются для транспортирования конвейерами продуктов пищевой, легкой, деревообрабатывающей, текстильной промышленности, полиграфического производства, упаковки и в кондитерской промышленности [1–3].

Модульные ленты (рис. 2.18) выполняются из термопластичных пластмассовых модулей, которые соединены между собой прочными пластмассовыми стержнями; цельная конструкция из пластмассы обеспечивает долгий срок службы; кирпичное соединение создает возможность для сборки различной ширины и обеспечивает высокую боковую и диагональную прочность и жесткость.

При использовании модульных лент имеется возможность изменения длины ленты добавлением или удалением модулей при ее постепенном вытягивании, наращивании или сокращении длины самого конвейера.

Преимуществами модульных полимерных лент являются большое количество и разнообразие их типов, широкий диапазон рабочих температур (от  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), удобство монтажа и демонтажа, ремонтпригодность, большой диапазон варьирования площади контакта продукта с лентой

(от 10 % до 90 %), возможность обработки моющими горячими и активными растворами, допуск к контакту с пищевыми продуктами (нетоксичны), устойчивость к химическим веществам.



Рис. 2.18. Модульные полимерные ленты

### 2.3. Ходовые опорные устройства

Тяговый элемент, соединенный с грузонесущим элементом конвейера, на пути своего перемещения должен иметь ходовые опорные устройства как на рабочей, так и на обратной ветви. Для ленточных конвейеров, а также для некоторых специальных пластинчатых конвейеров в качестве опорных устройств используют стационарные ролики, опираясь на которые движется лента или настил. Иногда лента перемещается по неподвижному настилу из листовой стали или гладкого дерева. Тяговые и грузонесущие элементы цепных конвейеров различного типа перемещаются по неподвижным направляющим путям из рельсов или прокатных профилей, опираясь на них своими ходовыми катками. В подвесных конвейерах тяговый и грузонесущий элементы подвешивают к специальным спаренным каткам-кареткам, которые движутся по подвесному пути из прокатного профиля. Для надежной работы конвейера, уменьшения натяжения тягового элемента, снижения расхода энергии и увеличения срока службы к опорным устройствам предъявляют следующие требования: легкость вращения или передвижения, т. е. малый коэффициент сопротивления движению; простота, экономичность конструкции и малая масса в сочетании с высокой прочностью и износостойкостью; надежная работа в тяжелых условиях эксплуатации; надежная защита подшипников от проникновения в них пыли; простота обслуживания и удобство подачи смазки к подшипникам, возможность использования долгодействующей смазки; простота ремонта и замены изнашивающихся частей [1, 2].

Для выполнения этих требований применяют подшипники качения закрытого типа или с надежным лабиринтным уплотнением, передовые методы технологии изготовления деталей массового производства (например,

штамповку), термообработку рабочих поверхностей и т. п. Большую роль играет также организация эксплуатации машины: регулярная подача смазки, очистка машины от пыли, грязи и просыпи груза, а также профилактический ремонт ее сборочных единиц. Следует иметь в виду, что качество конструкции, изготовления и состояния ходовых устройств в значительной степени определяет сопротивление движению тягового и грузонесущего элементов с транспортируемыми грузами, следовательно, расчетное натяжение, мощность привода и степень изнашивания составных частей конвейера [1, 2].

Конструкции опорных устройств рассматриваются далее в соответствующих главах по каждому типу конвейеров в отдельности.

## 2.4. Натяжные устройства

Натяжные устройства (рис. 2.19 и 2.20) служат для обеспечения первоначального натяжения тягового элемента, ограничения провеса тягового элемента между опорными устройствами, компенсации вытяжки тягового элемента в процессе эксплуатации.

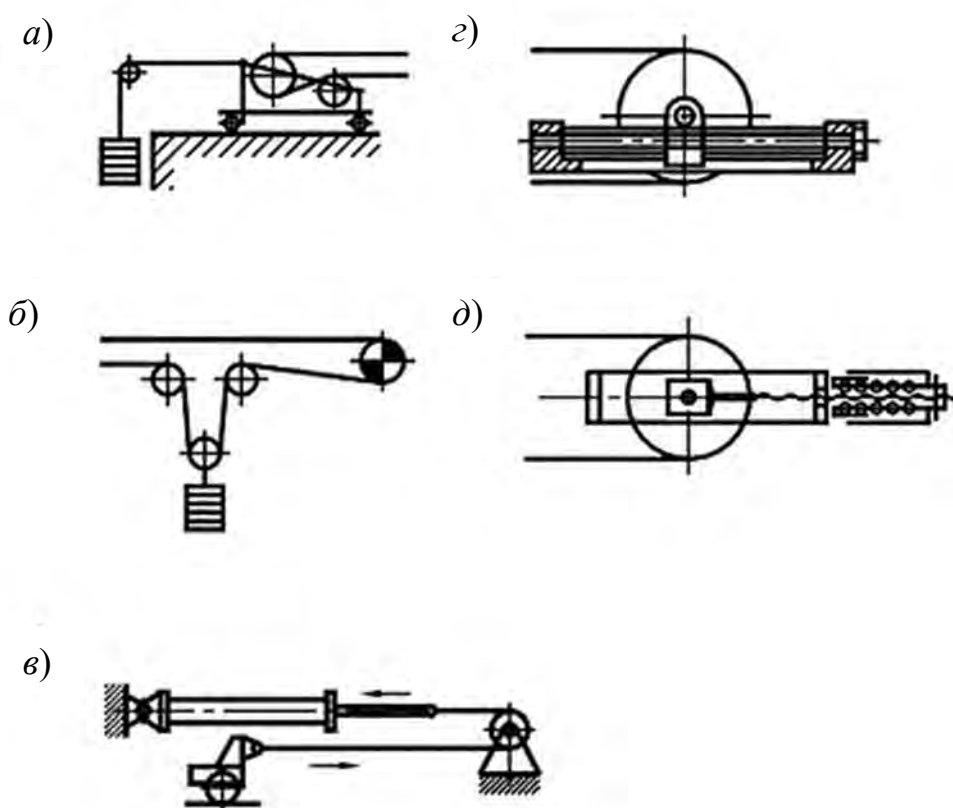
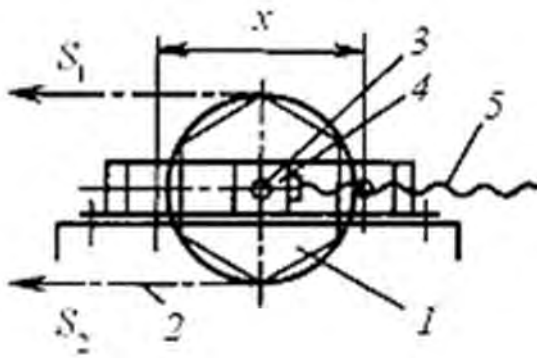
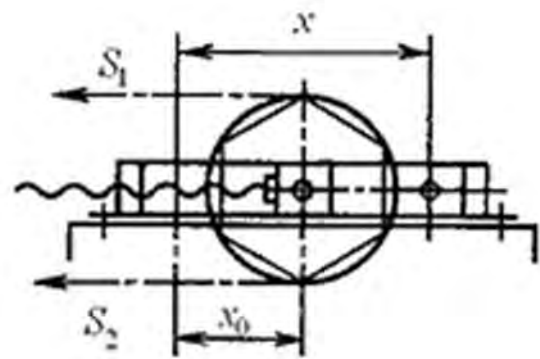


Рис. 2.19. Натяжные устройства: *а* – хвостовое грузовое; *б* – промежуточное грузовое; *в* – гидравлическое; *г* – винтовое; *д* – пружинно-винтовое

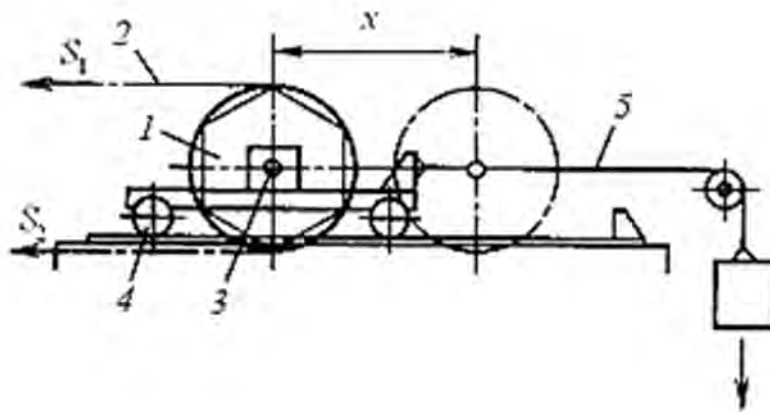
а)



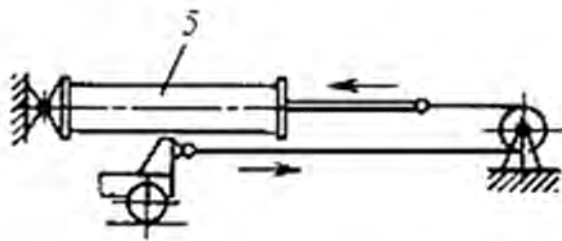
б)



в)



г)



д)

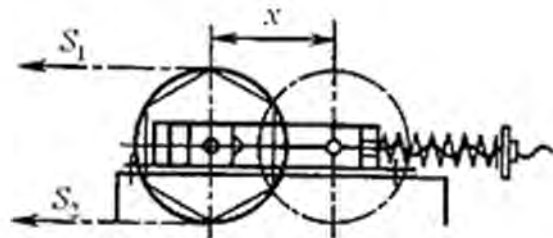


Рис. 2.20. Схемы натяжных устройств: а, б – винтовые; в – тележечное грузовое; г – пневматическое (гидравлическое); д – пружинно-винтовое; 1 – поворотное устройство; 2 – тяговый элемент; 3 – ось поворотного устройства; 4 – ползуны; 5 – натяжной механизм

Натяжные устройства по способу действия и конструкции классифицируют как механические, пневматические, гидравлические, грузовые, грузолебедочные, лебедочные.

Преимуществами механических натяжных устройств являются простота конструкции, малые габаритные размеры, компактность, недостатками – переменное значение натяжения и возможность чрезмерного натяжения тягового элемента, жесткость крепления и отсутствие подвижности при случайных перегрузках, необходимость периодического наблюдения и подтягивания.



Пневматические и гидравлические натяжные устройства имеют малые габаритные размеры, но требуют установки специального оборудования для подачи под постоянным давлением воздуха или масла [1, 2].

Преимущества грузового натяжного устройства: приводится под действием свободно висящего груза; автоматически обеспечивает постоянное усилие натяжения; компенсирует изменения длины тягового элемента; уменьшает пиковые нагрузки при перегрузках.

К недостаткам грузового натяжного устройства относятся большие габаритные размеры, большая масса груза для мощных и длинных ленточных конвейеров.

Для снижения массы груза используют рычаги, полиспасты, приводные лебедки. Ход натяжного устройства (НУ) выбирается в зависимости от длины и конфигурации трассы и типа тягового элемента и должен обеспечивать компенсацию удлинения тягового элемента и выполнение монтажных работ [1, 2].

$$x = x_p + x_0, \quad (2.11)$$

где  $x_p$  – рабочий ход;  $x_0$  – монтажный ход.

Рабочий ход НУ для ленточных конвейеров

$$x_p \geq K_n K_s \varepsilon_y L, \quad (2.12)$$

где  $K_n$  – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера  $\beta$ ;  $K_s$  – коэффициент использования ленты по натяжению (при классах использования Ц1; Ц2; Ц3 значение  $K_s$  равно 0,63; 0,8; 1,0 соответственно) [1, 2];  $\varepsilon_y$  – относительное упругое удлинение ленты (для резинотканевых лент  $\varepsilon_y = 0,015$ , для резинотросовых лент  $\varepsilon_y = 0,0025$ ) [1, 2];  $L$  – длина конвейера между центрами концевых барабанов, м.

Натяжное устройство обычно устанавливается на одном из поворотных устройств (барабане, блоке, звездочке), расположенном на участке малого натяжения тягового элемента. Натяжное усилие

$$P_n = S_1 + S_2 + T, \quad (2.13)$$

где  $S_1$  – натяжение набегающей ветви конвейера, Н;  $S_2$  – натяжение сбегающей ветви конвейера, Н;  $T$  – усилие перемещения ползунов или натяжной тележки, Н.

Наибольшее натяжение должно быть в период пуска конвейера, при установившемся режиме оно должно автоматически уменьшаться (лебедочные и грузолебедочные натяжные устройства с автоматическим управлением, с датчиком контроля натяжения). На грузовых натяжных устройствах в крайних положениях натяжной тележки устанавливают конечные выключатели.

## 2.5. Приводы конвейеров

Приводной механизм служит для приведения в движение тягового и грузонесущего элементов конвейера.

По способу передачи тягового усилия различают приводы с передачей усилия зацеплением, фрикционные (однобарабанные (одноблочные), двух-, трехбарабанные) и специальные промежуточные.

Приводы с передачей тягового усилия зацеплением (рис. 2.21):

- угловые со звездочкой или кулачковым блоком (устанавливаются на повороте трассы на  $90^\circ$  или  $180^\circ$ ) [1, 2];
- прямолинейные (гусеничные) с приводной цепью и кулаками (устанавливаются на прямолинейном участке) [1, 2].

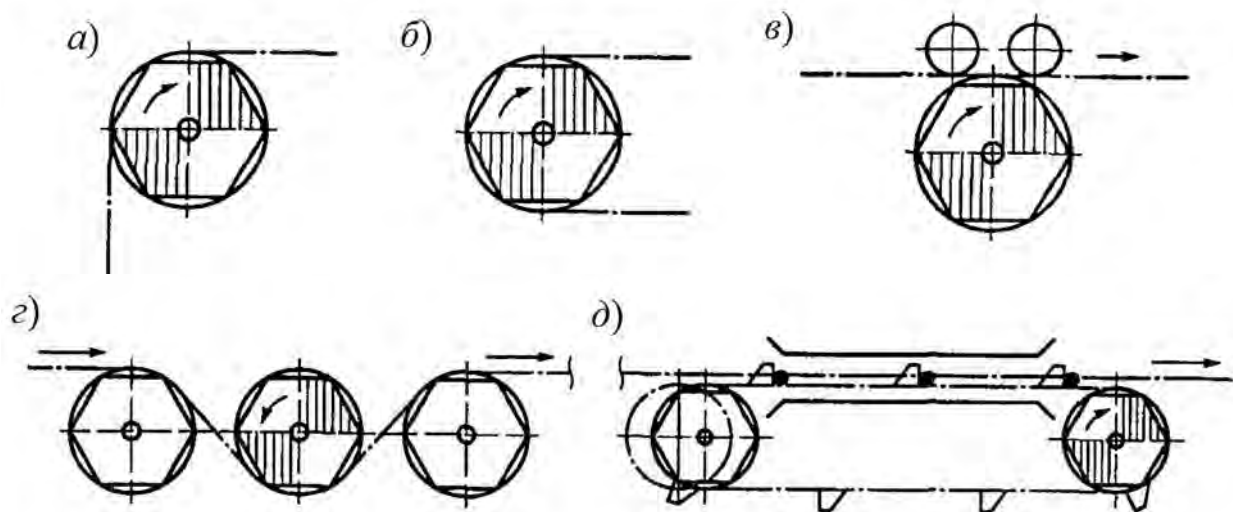


Рис. 2.21. Схемы приводов с передачей тягового усилия зацеплением: а-в – угловые со звездочкой (поворот на  $90^\circ$  и  $180^\circ$ ); г – на отклонении цепи; д – прямолинейный (гусеничный)

Преимуществами гусеничного привода являются меньший диаметр приводной звездочки (по сравнению с угловым), меньший крутящий момент и размеры механизмов, возможность установки на любом горизонтальном участке трассы конвейера. К недостаткам гусеничного привода относятся

сложность устройства, высокая стоимость. В конвейерах используются гусеничные приводы с плоскими электромагнитами и фрикционные прямолинейные приводы.

По числу приводов конвейеры бывают одноприводные и многоприводные (рис. 2.22). Многоприводные конвейеры могут включать до 12 промежуточных приводных механизмов с отдельными электродвигателями. Применение промежуточных приводов позволяет уменьшить натяжение тягового элемента.

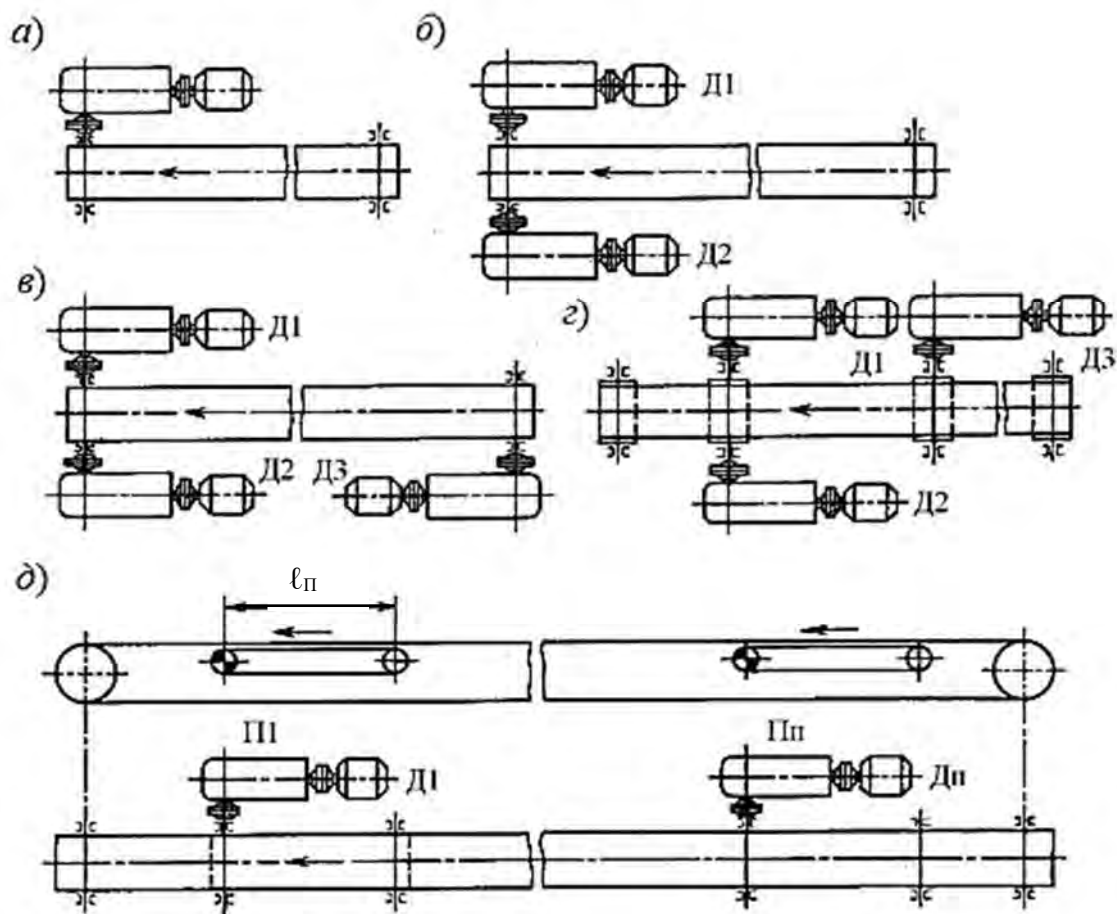


Рис. 2.22. Схемы расположения приводов: а — с одним двигателем; б — с двумя двигателями; в, г — с тремя двигателями; д — многоприводного с промежуточными приводами

От расположения привода зависит натяжение тягового элемента на разных участках контура трассы, поэтому привод необходимо располагать так, чтобы уменьшить наибольшее натяжение тягового элемента [1, 2].

Применение нескольких приводов позволяет снизить максимальное натяжение гибкого тягового элемента, т. е. использовать гибкий тяговый элемент меньшей прочности. Многоприводные конвейеры могут иметь большую длину при правильно выбранной системе приводов.

При определении рационального места установки привода (П) на трассе конвейера основными факторами являются достижение минимального натяжения тягового элемента и снижение натяжения на поворотных и криволинейных участках, поэтому рациональной является установка привода в пунктах поворота контура трассы [1, 2].

Если конвейер состоит из одного участка (горизонтального или наклонного), то привод располагается в головной части, т. е. в конце грузовой ветви (рис. 2.23).

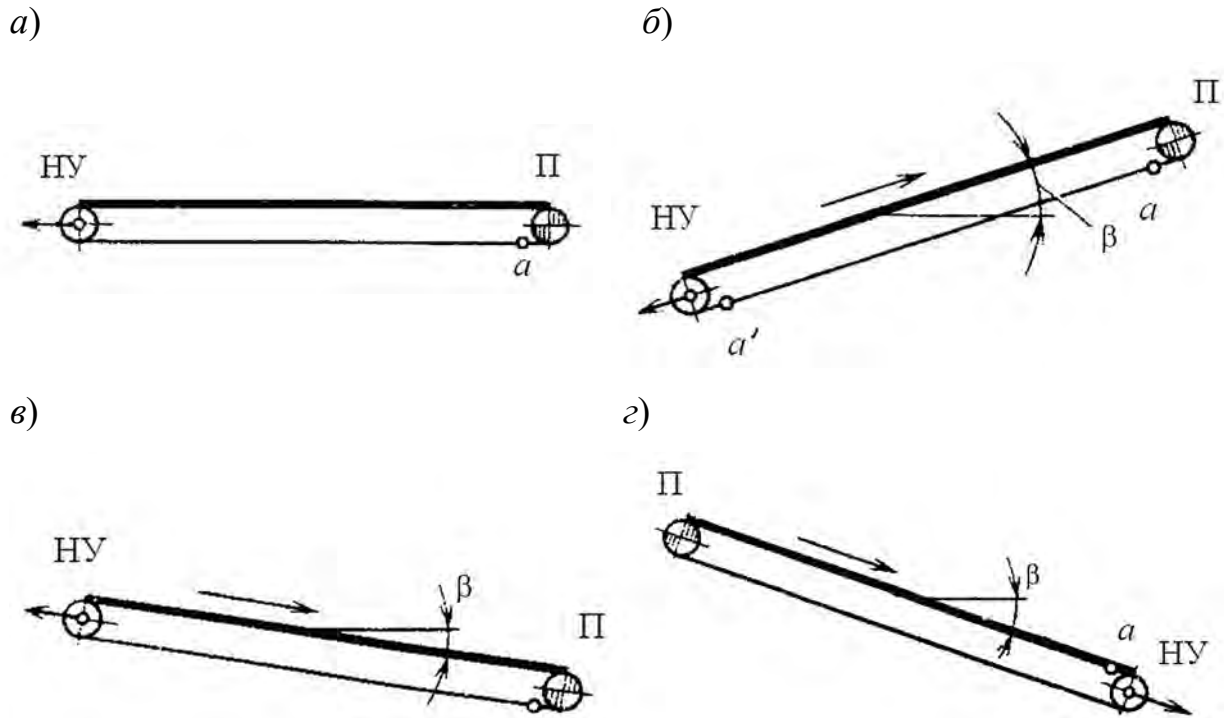


Рис. 2.23. Схемы расположения на конвейере привода и натяжного устройства (точка  $a$  – точка минимального натяжения):  $a$  – на горизонтальном конвейере;  $б-г$  – на наклонном конвейере

При движении груза вниз при небольшом угле наклона сопротивление движению на грузовой ветви больше, чем на обратной – привод в головной части конвейера; при движении груза вниз при значительном угле наклона сопротивление движению на грузовой ветви меньше, чем на обратной – привод в хвостовой части конвейера (рис. 2.23,  $г$ ).

Для того чтобы сохранить требуемое натяжение тягового элемента на длинных ленточных конвейерах, натяжное устройство устанавливают ближе к приводу (рис. 2.24).

Оптимальное количество приводов на конвейере определяется технико-экономическим расчетом, при проектировании и выборе оптимального числа приводов целесообразным является использование меньшего числа приводов

повышенной мощности. Применение прямолинейных промежуточных приводов в цепных конвейерах со сложной конфигурацией трассы позволяет обеспечить наиболее оптимальное их расположение на всем протяжении контура трассы.

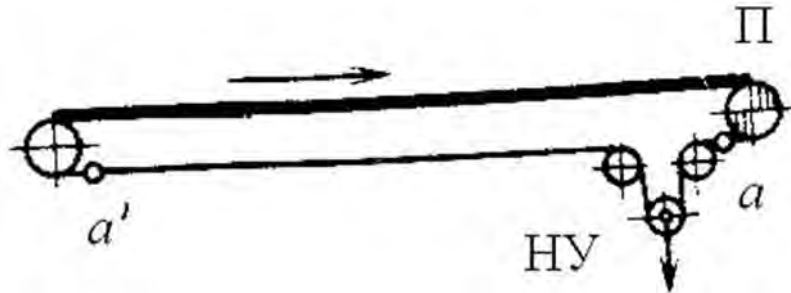


Рис. 2.24. Схема расположения привода и натяжного устройства на конвейере с увеличенной длиной трассы

Для быстрой остановки конвейера и предотвращения его обратного движения под действием силы тяжести груза в наклонных конвейерах на входном валу редуктора устанавливают тормоз. Для предупреждения обратного движения грузонесущего элемента под действием силы тяжести груза в случае нарушения кинематической связи между тормозным валом и приводным элементом конвейера используют храповые остановы.

Для предохранения цепных конвейеров от обрыва цепи и поломок приводного механизма из-за внезапных перегрузок (заклинивание цепи, попадание посторонних предметов) применяют муфты предельного момента, а также ловители – устройства для автоматической остановки цепи при случайном ее обрыве [1, 2].

Мощность на приводном валу

$$N_B = P_g v, \quad (2.14)$$

где  $v$  – скорость движения грузонесущего элемента;  $P_g$  – тяговое усилие на валу приводного барабана (звездочки),

$$P_g = P_0 + W_{из} + W_{оч} + W_n, \quad (2.15)$$

где  $P_0$  – тяговое усилие без учета потерь на приводном барабане (звездочке);  $W_{из}$  – потери от перегиба тягового элемента;  $W_{оч}$  – сопротивление очистительных устройств;  $W_n$  – сопротивление подшипников вала.

## Установочная мощность приводного двигателя

$$N = \frac{k_3 N_B}{\eta}. \quad (2.16)$$

По рассчитанной установочной мощности выбирают электродвигатель по каталогу. По выбранному двигателю подбирается редуктор в соответствии с расчетным передаточным числом.

Поддерживающая металлоконструкция зависит от конструкции конвейера, изготавливается из прокатной профильной стали секциями длиной 3...6 м. Привод и натяжное устройство имеют самостоятельные сварные конструкции. Поддерживающая металлоконструкция должна быть прочной, жесткой, легкой, удобной для монтажа и обслуживания.

В рассмотренных случаях привод расположен на одном из концевых барабанов или на одной из звездочек – головной или хвостовой. Для возможного уменьшения максимального натяжения тягового элемента иногда (например, на длинном наклонном или вертикальном конвейере) целесообразно располагать привод в промежуточной точке грузовой ветви [1, 2], что применительно к вертикальному конвейеру рассмотрено далее, причем для упрощения силы сопротивления на поворотных пунктах считаются равными нулю. Диаграмма натяжения тягового элемента при расположении привода на головном пункте показана на схеме контура конвейера, представленного на рис. 2.25. Натяжение тягового элемента имеет максимальное значение  $S_{\max}$  в точке 4 набегания на приводной барабан:

$$S_{\max} = S_4 = S_{\min} + (q_r + q_0)H. \quad (2.17)$$

Натяжение в точке сбегания

$$S_1 = q_0 H + S_{\min}. \quad (2.18)$$

Тяговая сила

$$W_0 = S_4 - S_1 = q_r H. \quad (2.19)$$

Привод располагается в промежуточной точке грузовой ветви таким образом, чтобы сила тяжести грузовой ветви, находящейся выше привода, была уравновешена силой тяжести обратной ветви:

$$(q_r + q_0)H_1 = q_0 H, \quad (2.20)$$

откуда

$$H_1 = \frac{H q_0}{q_r + q_0}. \quad (2.21)$$

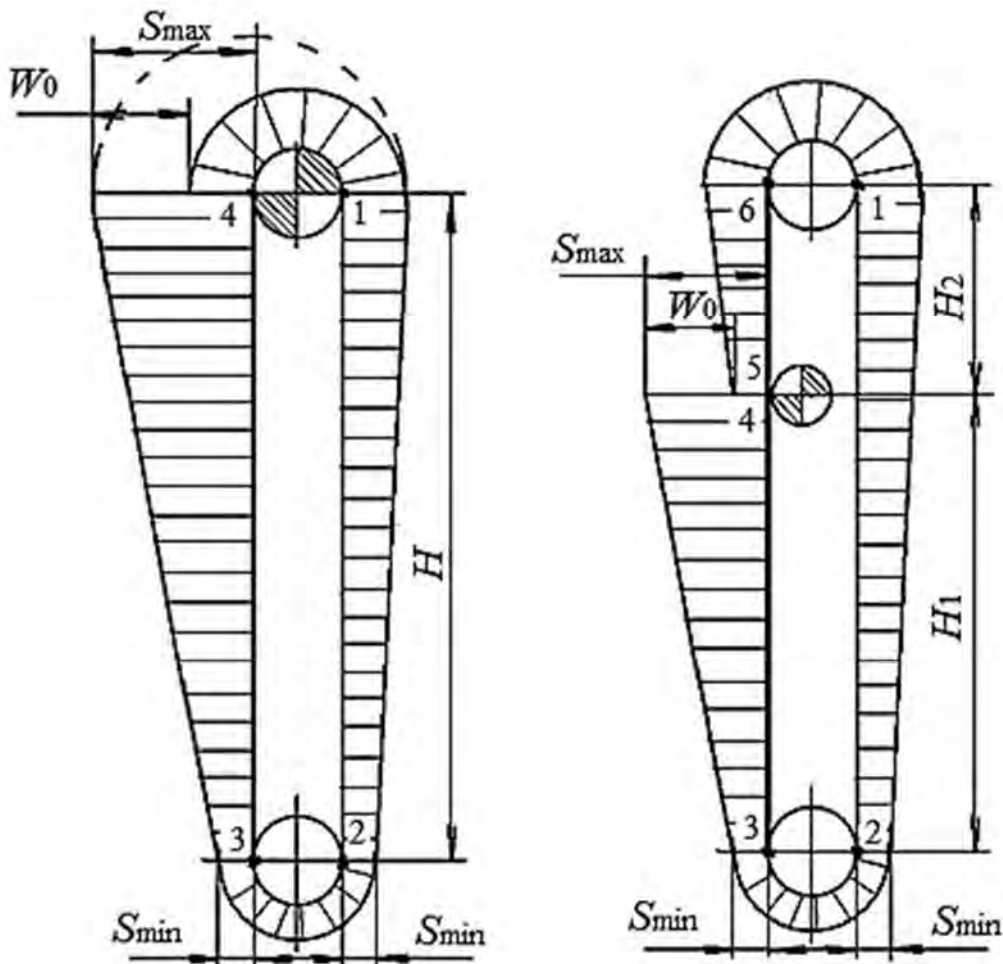


Рис. 2.25. Диаграмма натяжения тягового элемента на вертикальном конвейере с головным и промежуточным приводами

Натяжение в верхней точке контура

$$S_1 = S_6 = q_0 H + S_{\min}. \quad (2.22)$$

В этом случае натяжение тягового элемента в точке набегания

$$S_4 = (q_r + q_0) H_2 + S_{\min} = (q_r + q_0)(H - H_1) + S_{\min} = q_r H + S_{\min}. \quad (2.23)$$

Таким образом, диаграмма натяжения на грузовой ветви имеет ступенчатую форму с двумя максимумами – в точках 4 и 6. В зависимости от

того, больше или меньше  $q_r$ , чем  $q_0$ , натяжение тягового элемента имеет максимальное значение в точке 4 или 6, но в обоих случаях, как видно из сопоставления уравнений (2.17), (2.22) и (2.23), при расположении привода в промежуточной точке  $S_{\max}$  получается меньше, чем при расположении привода вверху на головном барабане. Если  $q_r = q_0$ , то натяжение в обеих этих точках получается одинаковым и почти наполовину меньшим, чем при расположении привода на головном барабане [1, 2].

Промежуточное расположение привода имеет еще одно преимущество – уменьшается нагрузка от тягового элемента на вал верхнего барабана на величину  $q_0 H$ , а следовательно, уменьшается масса вала и опорных конструкций. Вместе с тем применение промежуточного привода вносит конструктивные усложнения и потому эффективно только в определенных условиях.

При промежуточном расположении привода тяговая сила сохраняет свое значение:

$$W_0 = S_4 + S_5 = q_r H + S_{\min} - S_{\min} = q_r H . \quad (2.24)$$

### ***Контрольные вопросы***

1. Перечислите требования, предъявляемые к тяговым элементам.
2. Назовите особенности тяговых цепей, используемых в конвейерах, замкнутых в одной плоскости.
3. Каковы особенности тяговых цепей, применяемых в конвейерах с пространственной трассой?
4. Каким образом осуществляется выбор цепей?
5. Типы и конструкции натяжных устройств, используемых в конвейерах.
6. Классификация конвейеров по способу передачи тягового усилия.
7. Классификация конвейеров по схеме расположения привода.
8. От чего зависит рабочий ход натяжного устройства ленточного конвейера?
9. Определение натяжного усилия ленточного конвейера.
10. От чего зависит тяговое усилие на валу приводного барабана (звездочки)?



### 3. ОБЩАЯ ТЕОРИЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

#### 3.1. Производительность транспортирующих машин непрерывного действия

Производительность транспортирующей машины (установки) определяется количеством насыпного (в единицах массы или объема) или штучного (в штуках) груза, перемещаемого ею в единицу времени. Различают техническую и эксплуатационную производительности транспортирующей машины.

*Технической* (паспортной) производительностью называют количество груза, перемещаемого в единицу времени при полном (рациональном, предусмотренном расчетом) заполнении грузонесущего элемента машины и при сохранении постоянной номинальной (паспортной) рабочей скорости. Таким образом, техническая производительность транспортирующей машины определяется ее техническими параметрами и свойствами перемещаемого груза.

*Эксплуатационную* производительность определяют с учетом действительных местных эксплуатационных условий степени заполнения грузонесущего элемента машины и использования машины во времени (а также с учетом свойств перемещаемого груза, если в отдельных случаях они изменяются). Таким образом, эксплуатационная производительность зависит не только от технических параметров машины и свойств груза, но и от фактических условий эксплуатации.

Эксплуатационная и техническая производительности связаны между собой соотношением [1, 2]

$$Q_э = Qtk, \quad (3.1)$$

где  $Q_э$  – эксплуатационная производительность машины за определенный период времени  $t$  (смена, сутки), ч;  $Q$  – техническая (массовая, объемная или штучная) производительность машины, т/ч, м<sup>3</sup>/ч или шт./ч соответственно;  $k$  – общий эксплуатационный коэффициент использования машины по времени и степени загрузки.

По значению технической производительности рассчитывают главные конструктивные параметры машин, обеспечивающие эту производительность (геометрические размеры грузонесущего элемента, рабочую скорость), поэтому ее называют также расчетной или конструктивной.

При расчете производительности машин непрерывного действия рассматривают три случая транспортирования:

- 1) перемещение насыпных грузов непрерывным потоком;
- 2) перемещение насыпных грузов отдельными порциями;
- 3) перемещение штучных грузов. Во всех случаях основными параметрами, определяющими производительность, являются среднее количество груза на единице длины грузонесущего элемента конвейера и рабочая скорость перемещения [1, 2].

Среднее количество груза на единице длины грузонесущего элемента выражают в единицах объема ( $q_{об}$ , л/м) и массы ( $q'$ , кг/м). Секундная производительность конвейера равна произведению  $q_{об}$  или  $q'$  на скорость  $v$  (м/с), а объемная и массовая часовые производительности ( $V$ , м<sup>3</sup>/ч, и  $Q$ , т/ч) соответственно

$$V = \frac{3600q_{об}v}{1000} = 3,6q_{об}v; \quad (3.2)$$

$$Q = \frac{3600q_{об}v\rho}{1000} = 3,6q'v, \quad (3.3)$$

где  $\rho$  – плотность насыпного груза, т/м<sup>3</sup>.

Если насыпной груз перемещается непрерывным потоком и грузонесущий элемент конвейера имеет форму желоба (трубы) сечением  $F_0$ , м<sup>2</sup>, с коэффициентом наполнения  $\psi$  (для желоба  $\psi < 1$ ,  $\psi = 1$  или  $\psi > 1$ , для трубы  $\psi < 1$  или  $\psi = 1$ ), то сечение груза в желобе  $F = F_0\psi$  и количество груза на 1 м длины ( $q_{об}$ , л/м, и  $q'$ , кг/м) [1, 2]

$$q_{об} = 1000F_0\psi; \quad (3.4)$$

$$q' = 1000F_0\rho\psi. \quad (3.5)$$

Подставив эти значения  $q_{об}$  и  $q'$  в выражения (3.2) и (3.3), получают

$$V = 3600F_0v\psi; \quad (3.6)$$

$$Q = 3600F_0v\rho\psi. \quad (3.7)$$

Если насыпной груз перемещается порциями, например в ковшах (или сосудах) объемом  $i_0$ , л, с коэффициентом наполнения  $\psi$  (объем груза в ковше  $i = i_0\psi$ ), то при шаге ковшей  $a_k$ , м, объемное количество груза на длине 1 м

$$q_{об} = \frac{i}{a_k} = \frac{i_0 \Psi}{a_k}, \quad (3.8)$$

объемная и массовая часовые производительности соответственно

$$V = 3,6 \frac{i}{a_k} v = 3,6 \frac{i_0}{a_k} \Psi v; \quad (3.9)$$

$$Q = 3,6 \frac{i}{a_k} v \rho = 3,6 \frac{i_0}{a_k} \rho \Psi v. \quad (3.10)$$

При перемещении отдельных штучных грузов средней массой  $m$ , кг, или партиями по  $z$  штук и при расположении грузов (или партий грузов) с шагом  $a_{\Pi}$ , м, масса груза, приходящаяся на 1 м длины,

$$q' = \frac{m}{a_{\Pi}} \quad \text{или} \quad q' = \frac{mz}{a_{\Pi}}, \quad (3.11)$$

а производительность

$$Q = 3,6 \left( \frac{m}{a_{\Pi}} \right) v \quad \text{или} \quad Q = 3,6 \left( \frac{mz}{a_{\Pi}} \right) v. \quad (3.12)$$

Производительность транспортирующих машин непрерывного действия, перемещающих штучные грузы, иногда измеряют количеством штук в единицу времени [1, 2]. Интервал времени (в секундах) между единичными грузами или партиями грузов

$$t = \frac{a_{\Pi}}{v}, \quad (3.13)$$

следовательно, часовая производительность  $Z$ , шт./ч,

$$Z = \frac{3600}{t} = \frac{3600v}{a_{\Pi}} \quad \text{или} \quad Z = \frac{3600z}{t} = \frac{3600zv}{a_{\Pi}}. \quad (3.14)$$

При этом массовая производительность  $Q$ , т/ч,

$$Q = \frac{mZ}{1000}. \quad (3.15)$$

Таким образом, при перемещении транспортирующей машиной насыпного груза непрерывным потоком производительность является функцией (произведением) двух величин – поперечного сечения груза на грузонесущем элементе или линейной нагрузки и рабочей скорости. Выбрав в зависимости от типа машины рабочую скорость, находят необходимые для обеспечения требуемой производительности геометрические параметры грузонесущего элемента, например, размеры сечения желоба или трубы, ширину ленты, форму желоба и другие, а при перемещении отдельными порциями – объем грузонесущих сосудов и расстояние (шаг) между ними [1, 2].

Полученные в результате расчета геометрические размеры грузонесущего элемента, перемещающего крупнокусовые грузы, должны соответствовать размерам кусков.

### **3.2. Мощность двигателя и коэффициент сопротивления движению**

В общем случае транспортирование груза связано с перемещением его как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении, причем конечная точка перемещения груза может быть расположена выше или ниже начальной. Траектория перемещения груза может быть прямолинейной или изогнутой в одной или в разных плоскостях (пространственная траектория). В частном случае перемещение может происходить только в горизонтальной плоскости или только в вертикальной вверх или вниз [1, 2].

Если груз перемещается вверх на высоту  $H$ , м, и производительность транспортирующего устройства  $Q$ , т/ч, то мощность двигателя, необходимая только для подъема груза, без учета сопротивлений (т. е. полезная мощность  $N_{\Pi}$ , кВт)

$$N_{\Pi} = \frac{1000QH}{(3600 \cdot 100)} = \frac{QH}{360}. \quad (3.16)$$

Потребная мощность  $N$ , кВт, двигателя

$$N = \frac{N_{\Pi}}{\eta} = \frac{QH}{360\eta}, \quad (3.17)$$

где  $\eta$  – КПД транспортирующего устройства.

Как известно, КПД определяет степень совершенства машины. Если транспортирующее устройство, например ковшовый элеватор, клетевой подъемник, служит для перемещения груза по вертикальному или близкому к вертикальному направлению, то КПД может характеризовать механические свойства такой установки.

Однако в общем случае при перемещении груза как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении, и особенно при большой дальности перемещения в горизонтальном направлении по сравнению с высотой подъема, работа, затрачиваемая на преодоление сопротивлений, значительно возрастает и может во много раз превышать работу подъема. В этом случае КПД незначителен (нередко сотые и даже тысячные доли единицы) и уже не может характеризовать механических свойств таких установок [1, 2].

Если груз перемещается только по горизонтали, т. е.  $H = 0$ , то КПД в предыдущих выражениях тоже обращается в нуль ( $\eta = 0$ ). Если конечная точка на установке лежит ниже начальной, т. е. перемещение груза связано с его движением вниз ( $H < 0$ ), то КПД в предыдущих выражениях алгебраически тоже обращается в отрицательную величину, т. е. не имеет физического смысла [1, 2].

Таким образом, не во всех случаях КПД может характеризовать механические свойства транспортирующей установки, для этого нужен другой показатель, не теряющий общности независимо от рода установки и направления перемещения на ней груза – вверх, вниз или по горизонтали. Таким показателем может служить коэффициент сопротивления движению или общий коэффициент сопротивления транспортирующей машины (установки). Он равен отношению сил сопротивления, возникающих при перемещении груза, и его силы тяжести.

Используя коэффициент сопротивления, учитывают отдельно работу подъема, которая может быть положительной, отрицательной или равной нулю, и работу на преодоление сил сопротивления трению, которая больше нуля [1, 2].

Через  $q'$ , кг/м, обозначают массу груза на 1 м длины транспортирующей установки, через  $L$ , м, – ее длину и через  $\omega'$  – общий коэффициент сопротивления. Тогда сила сопротивления трению

$$W_{sp} = q'gL\omega' \approx 10q'L\omega' \quad (3.18)$$

и, соответственно, мощность

$$N_{ep} = \frac{W_{ep} v}{1000} \approx \frac{10q'L\omega'v}{1000} \approx \frac{QL\omega'}{360}. \quad (3.19)$$

Следовательно, общая мощность, обусловленная силами сопротивления подъему груза и силами сопротивления трению,

$$N = N_{II} + N_{ep} = \left( \frac{Q}{360} \right) (H + L\omega'). \quad (3.20)$$

Если производительность транспортирующей установки дана в объемных единицах  $V$ , м<sup>3</sup>/ч, то из выражений (3.19) и (3.20) мощность

$$N = \left( \frac{V\rho}{360} \right) (H + L\omega'). \quad (3.21)$$

Если начальная и конечная точки транспортирования лежат в одной горизонтальной плоскости, то в выражении (3.20)  $H = 0$ ,  $N_{II} = 0$  и  $N = N_{ep}$ . Если начальная точка транспортирования лежит на  $H$ , м, выше конечной, то  $H$  в выражениях (3.20) и (3.21) входит со знаком «минус» и  $N_{II} < 0$ , но мощность  $N$  может быть больше, меньше и равна нулю. Таким образом, выражение (3.20), в котором работа, затраченная на преодоление сил сопротивления, выражена через коэффициент сопротивления  $\omega'$ , применимо во всех рассмотренных случаях транспортирования. Если груз движется на транспортирующей установке вниз ( $H < 0$ ) и  $|H| > L\omega'$ , то  $N < 0$  (уравнение (3.20)). Такая установка является самодействующей, и для сохранения равномерного движения на ней должно производиться притормаживание [1, 2].

### 3.3. Сопротивления, тяговая сила и мощность двигателя конвейеров с гибким тяговым элементом

**Сопротивления на отдельных участках.** Гибкий тяговый элемент (цепь, канат лента), перемещающийся по неподвижным направляющим, образует замкнутый контур и под действием передаваемой на него тяговой силы совершает круговое движение. Обычно движение происходит в одну сторону, а на реверсивных конвейерах – поочередно в обе стороны.

В общем случае образуемый направляющими контур состоит из прямолинейных и криволинейных участков и из сопрягающих их поворотных пунктов, на которых тяговый элемент огибает вращающиеся на валу поворотные элементы (звездочки, канатные шкивы, ленточные барабаны).

В простейшем случае контур состоит из двух прямолинейных параллельных участков (грузовой и порожняковой ветвей) и двух концевых пунктов, из которых один является обычно приводным, другой – натяжным. При движении на прямолинейных и криволинейных участках контура на тяговый элемент действуют распределенные по всей длине сопротивления, а на поворотных пунктах – сосредоточенные сопротивления. В общем случае на тяговый элемент действуют продольная составляющая силы тяжести груза и движущихся частей конвейера и сила сопротивлений [1, 2].

На порожняковых участках эти силы обусловлены движением только тягового элемента. На наклонных участках при движении вверх продольную составляющую силы тяжести, направленную в сторону, обратную движению, принимают со знаком «плюс», при движении вниз – со знаком «минус», а при движении по горизонтали она равна нулю. Силы сопротивления направлены в сторону, обратную направлению движения, и всегда учитываются со знаком «плюс». Показателем сил сопротивления на отдельных участках контура конвейера служит *частный коэффициент сопротивления*  $\omega$ , равный отношению силы сопротивления на участке к нормальной (по отношению к направляющей) составляющей силы тяжести груза и движущихся частей конвейера на этом участке [1, 2].

**Сопротивления на прямолинейных участках.** В зависимости от способа перемещения груза конвейеры с тяговым элементом разделяют на две группы:

- 1) тяговый элемент является одновременно грузонесущим, груз не входит в соприкосновение с направляющими;
- 2) груз частично или полностью располагается на направляющих (например, в желобе), а тяговый элемент перемещается по тем же или по другим направляющим.

К первой группе относятся ленточные, пластинчатые (с подвижными бортами), ковшовые, подвесные и тележечные конвейеры и ковшовые элеваторы, ко второй – скребковые и скребково-ковшовые конвейеры. На конвейерах первой группы груз и тяговый элемент имеют одинаковые коэффициенты сопротивления, а на конвейерах второй группы – разные.

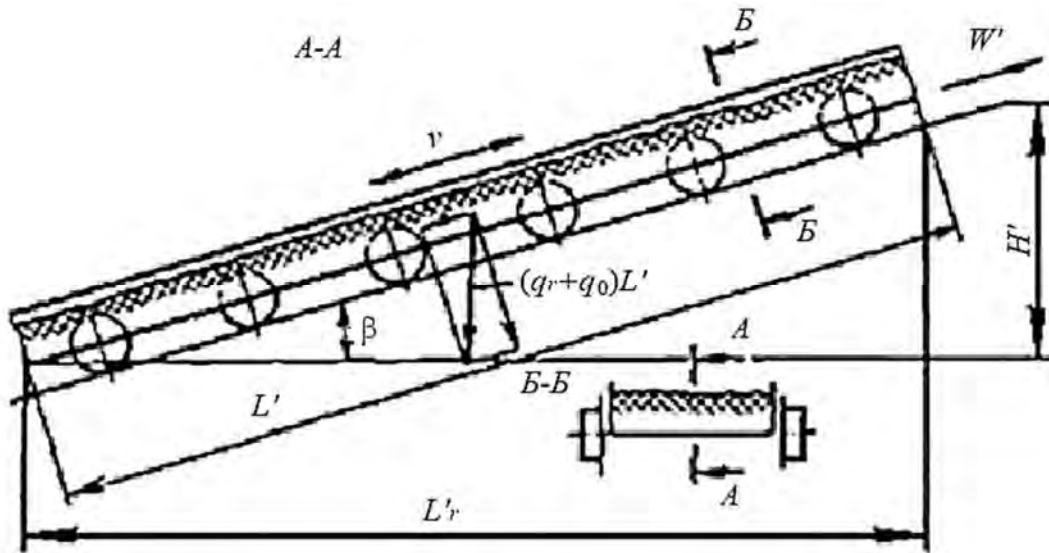
Наиболее типичные способы перемещения тягового элемента на участках контура конвейеров первой группы – движение на катках (рис. 3.1, а) или стационарных роликах (рис. 3.1, б). Первый способ применяют для пластинчатого конвейера, второй – для ленточного, на котором грузонесущая лента движется по стационарным роликовым опорам [1, 2].

С целью выбора привода определяют сопротивление на наклонном прямолинейном участке длиной  $L'$  (длина горизонтальной  $L'_r$ , м, и вертикальной  $H'$ , м, проекций), расположенном под углом наклона  $\beta$ . Обозначив

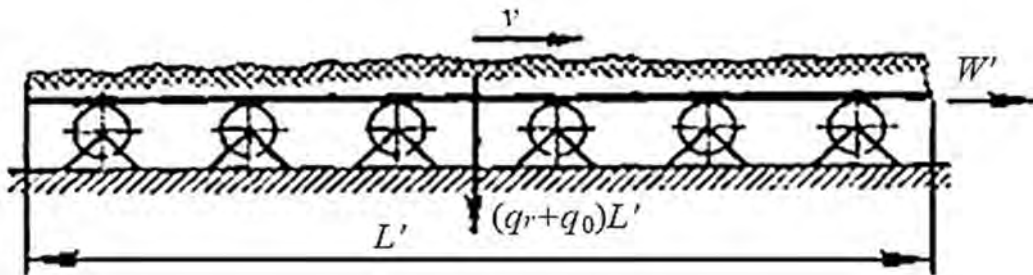
через  $q_r$ , Н/м,  $q_0$ , Н/м, силу тяжести груза и грузонесущего элемента, приходящуюся на единицу длины, находят силу сопротивления или тяговую силу:

$$W' = \pm(q_r + q_0)L' \sin\beta + (q_r + q_0)L' \cos\beta\omega = (q_r + q_0)(\pm H' + L'_r\omega). \quad (3.22)$$

а)



б)



в)

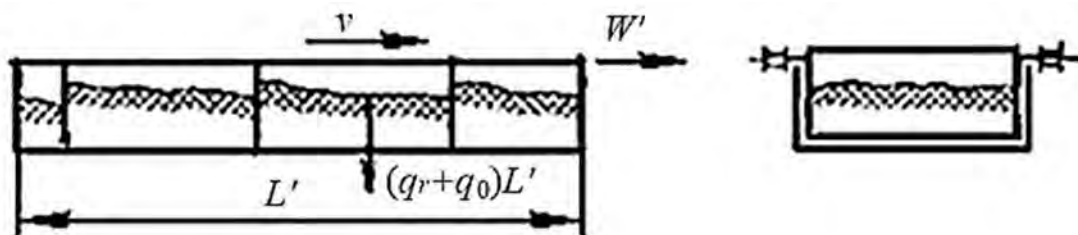


Рис. 3.1. Схема грузонесущей части конвейера: а – пластинчатого; б – ленточного; в – скребкового



Здесь знак «плюс» относится к движению вверх по наклонному пути, а знак «минус» – к движению вниз.

Для определения сопротивления при перемещении по прямолинейному участку обратной ветви в выражении (3.22) принимают  $q_r = 0$ .

Коэффициент сопротивления при движении на катках или стационарных роликах [1, 2]

$$\omega = \frac{C(\mu d + 2k)}{D}, \quad (3.23)$$

где  $C$  – коэффициент увеличения сопротивления на катках с ребордами из-за трения реборд о направляющие;  $\mu$  – коэффициент трения в цапфах;  $d$  – диаметр цапф осей катков (роликов);  $k$  – коэффициент трения качения;  $D$  – диаметр катков (роликов).

Если груз расположен на грузонесущем и тяговом элементах, скользящих по направляющим с коэффициентом трения  $f$ , и не входит с ними в соприкосновение, то для груза и тягового элемента коэффициент сопротивления  $\omega = f$ .

При скольжении груза по горизонтальному желобу (например, на скребковом конвейере (рис. 3.1, в)) частный коэффициент сопротивления

$$\omega = \frac{p f_1 + q_0 f_2}{q_r + q_0}, \quad (3.24)$$

где  $p$  – нагрузка на единицу длины дна и стенки желоба, Н/м;  $f_1$  – коэффициент трения скольжения груза по направляющим (желобу);  $f_2$  – коэффициент трения тягового элемента по направляющим.

Для наклонного конвейера этого типа при силе давления груза на дно и стенки  $p'$  частный коэффициент сопротивления

$$\omega = \frac{p' f_1 + q_0 \cos \beta_0 f_2}{(q_r + q_0) \cos \beta}. \quad (3.25)$$

В числителе этого выражения приведено общее сопротивление на длине 1 м, а в знаменателе – сила давления груза и тягового элемента на дно желоба.

**Сопротивления на криволинейных участках.** Криволинейные участки контура конвейера располагаются, как правило, в горизонтальной или вертикальной плоскостях, значительно реже – по пространственным кривым.

На этих участках сопротивления тягового элемента движению возрастают вследствие образования под действием натяжения тягового элемента добавочных радиальных сил, воспринимаемых криволинейной направляющей [1, 2].

На криволинейном вертикальном участке на направляющую действуют силы тяжести груза и движущихся частей конвейера и радиальные силы, возникающие вследствие натяжения тягового элемента; все силы расположены в вертикальной плоскости. На криволинейном горизонтальном участке в горизонтальной плоскости действуют радиальные силы, а в вертикальной – силы тяжести груза и движущихся частей конвейера.

В общем случае тяговый элемент проходит криволинейные участки одним из следующих способов:

- скольжением по криволинейной направляющей, например по шине, борту криволинейного желоба (рис. 3.2, а);
- качением по криволинейной направляющей на ходовых катках (в вертикальной плоскости) или на соединенных с тяговым элементом опорных катках с осями, перпендикулярными к плоскости криволинейного участка (рис. 3.2, б);
- качением тягового элемента по батарее стационарных роликов с осями, перпендикулярными к плоскости криволинейного участка (рис. 3.2, в);
- качением на ходовых роликах (катках) по расположенной в горизонтальной (или наклонной) плоскости криволинейной направляющей (одно- или двухрельсовому пути) с восприятием радиальных (боковых) сил на ребрах (или конических ободах) ходовых роликов (рис. 3.2 г, д) [1, 2].

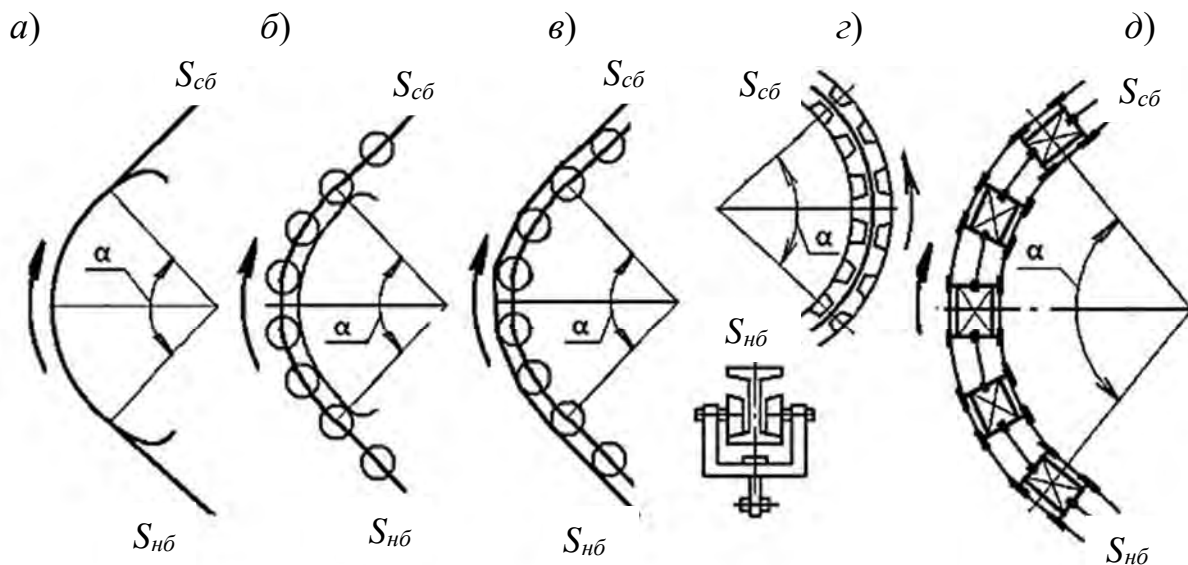


Рис. 3.2. Схемы криволинейных участков конвейера

Скольжение тягового элемента по криволинейной направляющей связано с повышенным сопротивлением и износом, поэтому оно применяется главным образом при малых углах и больших радиусах поворота, когда требуется возможная простота конструкции конвейера, например изгибающегося под небольшим углом скребкового конвейера, на котором тяговый цепной элемент скользит по дну и борту желоба [1, 2].

Качение тягового элемента по криволинейной направляющей на соединенных с ним опорных катках характеризуется малыми потерями на сопротивление и потому имеет широкое применение. При таком способе движения тягового элемента криволинейные участки могут иметь малые радиусы, благодаря чему конвейерная установка получается более компактной, однако при изгибах в горизонтальной или наклонной плоскости на тяговый элемент по всей длине конвейера устанавливаются опорные катки, в результате чего усложняется его конструкция. Типичным примером использования рассматриваемого способа служат цепные подвесные конвейеры с пространственной трассой [1, 2].

Качение тягового элемента по батарее стационарных роликов (как и предыдущий способ) характеризуется малыми потерями на сопротивление, но применение его ограничивается свойствами катящегося по роликам тягового элемента. Этот способ наиболее распространен на ленточных конвейерах с изгибом в вертикальной плоскости, на которых поддерживающие ленту стационарные роликовые опоры располагаются по кривым выпуклостью вверх и вниз.

Качение тягового элемента по одно- или двухрельсовым путям на ходовых роликах (катках) с передачей ими боковых (направленных к центру кривой) усилий на направляющий путь вызывает повышенное трение и износ как катков, так и рельсового пути. Поэтому такой способ движения тягового элемента используют при небольших углах изгиба, больших радиусах криволинейных участков, а также при малом натяжении тягового элемента на криволинейном участке. При этом необходимо обеспечить устойчивость движущейся части конвейера, находящейся на криволинейном участке, под действием опрокидывающего момента силы, направленной к центру кривизны. При этих ограничительных условиях рассматриваемый способ движения тягового элемента иногда применяют, например, на подвесных и на двухрельсовых тележечных конвейерах [1, 2].

Далее представлены методы определения сопротивлений для некоторых типичных случаев.

1. На конвейере с движением тягового элемента по горизонтальному пути на ходовых катках при прохождении по криволинейным участкам боковое (радиальное) давление передается на направляющую шину с помощью укрепленных на тяговом элементе на вертикальных осях опорных катящихся

по шине катков. Такой случай характерен для подвешенного конвейера. Сопротивление на криволинейном участке (см. рис. 3.2)

$$W_{кр} = S_{сб} - S_{нб}, \quad (3.26)$$

где  $S_{сб}$  и  $S_{нб}$  – натяжение тягового элемента в точках набегания и сбегания с криволинейного участка соответственно.

Сопротивление при движении на ходовых катках груза и тягового элемента, расположенных на длине пути, равно  $(q_{г} + q_0)\omega'$ . Считая, что оно равномерно распределено по всей дуге, находят сопротивление на дуге, соответствующей бесконечно малому центральному углу,

$$dF' = (q_{г} + q_0)R\omega'd\alpha, \quad (3.27)$$

где  $R$  – радиус кривизны участка.

При натяжении  $S$  тягового элемента в какой-либо промежуточной точке на дуге давление на шину (которое тоже считают распределенным по всей дуге) на бесконечно малом участке с центральным углом  $d\alpha$  равно  $Sd\alpha$ . Соответственно, элементарная сила сопротивления

$$dF'' = S\omega''d\alpha, \quad (3.28)$$

где  $\omega''$  – коэффициент сопротивления движению опорных катков.

Общая сила сопротивления на том же участке или сумма  $dF' + dF''$  равна приращению  $dS$  натяжения тягового элемента на этом участке, т. е.

$$dS = dF' + dF'' = [(q_{г} + q_0)R\omega' + S\omega'']d\alpha, \quad (3.29)$$

откуда

$$\frac{dS}{(q_{г} + q_0)R\omega' + S\omega''} = d\alpha. \quad (3.30)$$

Интегрируя это уравнение в пределах изменения угла  $d\alpha$  от 0 до  $\alpha$  и  $S$  от  $S_{нб}$  до  $S_{сб}$ , получают

$$\int_{S_{нб}}^{S_{сб}} \frac{dS}{(q_{г} + q_0)R\omega' + S\omega''} = \int_0^{\alpha} d\alpha, \quad (3.31)$$

откуда

$$\ln \left[ \frac{(q_{\Gamma} + q_0)R\omega' + \omega'' S_{c\bar{b}}}{\omega''} \right] - \ln \left[ \frac{(q_{\Gamma} + q_0)R\omega' + \omega' S_{н\bar{b}}}{\omega''} \right] = \alpha, \quad (3.32)$$

или

$$S_{c\bar{b}} = S_{н\bar{b}} e^{\omega'' \alpha} + (q_{\Gamma} + q_0) \omega' R \frac{e^{\omega'' \alpha} - 1}{\omega''}. \quad (3.33)$$

Таким образом, сопротивление на криволинейном участке данного типа тем больше, чем больше натяжение в начальной точке  $S_{н\bar{b}}$ , радиус и угол кривой, масса груза и движущихся частей конвейера, а также коэффициенты сопротивления движению по пути и по направляющей шине [1, 2].

На криволинейном участке порожняковой ветви при тех же условиях натяжение в точке сбегания находят из выражения (3.33) при  $q_{\Gamma} = 0$ .

2. Если при сохранении всех условий предыдущего случая тяговый элемент не катится по направляющей шине на опорных катках, а скользит с коэффициентом трения  $f$ , то в уравнении (3.33) величину  $\omega''$  заменяют на  $f$  [1, 2].

3. Если при сохранении всех условий, рассмотренных в первом случае, тяговый элемент не имеет соединенных с ним опорных катков, а катится по батарее стационарных роликов с добавочным коэффициентом сопротивления  $\omega''$ , то уравнение (3.33) сохраняет силу [1, 2].

4. При движении тягового элемента на ходовых катках по криволинейному пути, расположенному в вертикальной плоскости, следует различать криволинейные участки с выпуклостью вверх или вниз и с движением вверх или вниз [1, 2].

При движении вверх или вниз по криволинейному участку с выпуклостью вверх (рис. 3.3, *a*) сопротивление от силы тяжести груза и движущихся частей конвейера на дуге, соответствующей бесконечно малому центральному углу  $d\alpha$ ,

$$dF' = (q_{\Gamma} + q_0)(\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) R d\alpha, \quad (3.34)$$

где  $\beta$  – угол наклона касательной к кривой в промежуточных точках криволинейного пути (в общем случае является величиной переменной, но для упрощения расчетов его принимают с достаточным приближением постоянным и, как показано на рис. 3.3, *a*, равным углу, образованному

хордой кривой с горизонтальной линией); знак «плюс» перед  $\sin \beta$  относится к движению вверх, «минус» – к движению вниз.

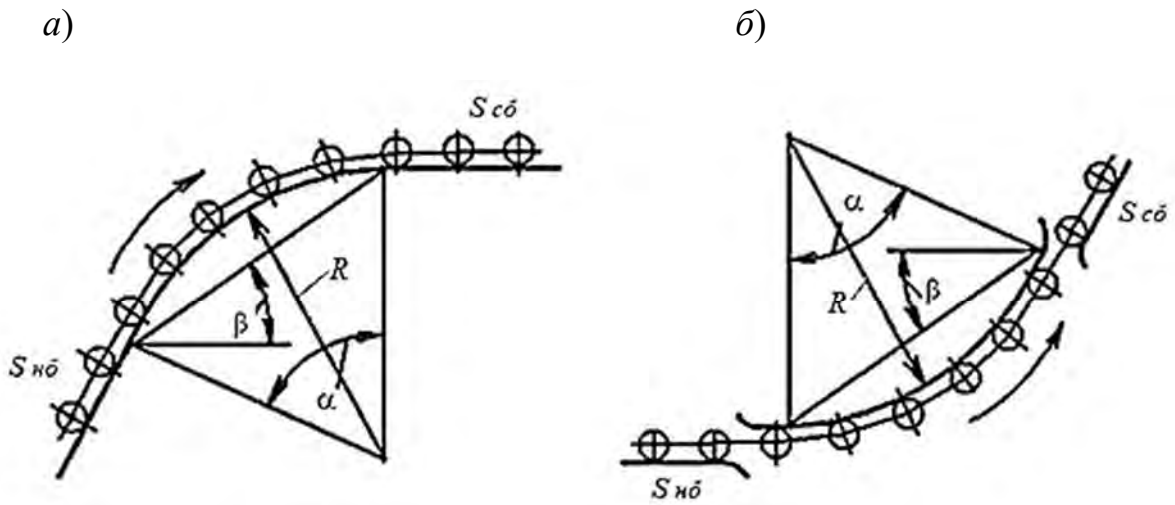


Рис. 3.3. Схемы криволинейных участков конвейера в вертикальной плоскости

Элементарная сила сопротивления вследствие давления роликов, обусловленного натяжением  $S$  тягового элемента,

$$dF'' = S\omega'' d\alpha. \quad (3.35)$$

Сложив оба сопротивления и решив дифференциальное уравнение, находят натяжение:

$$S_{сб} = S_{нб} e^{\omega'\alpha} + (q_{\Gamma} + q_0)(\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) R \frac{e^{\omega'\alpha} - 1}{\omega''}. \quad (3.36)$$

При движении вверх оба члена правой части уравнения (3.36) положительны и всегда  $S_{сб} > S_{нб}$ , при движении вниз второй член может быть положительным или отрицательным и  $S_{сб} \geq \leq S_{нб}$ . Для обратной ветви в уравнении (3.36)  $q_{\Gamma} = 0$ .

5. Если криволинейный участок имеет выпуклость вниз (рис. 3.3, б), то сила тяжести груза и движущихся частей конвейера уменьшает обусловленную натяжением тягового элемента силу давления ходовых роликов на направляющую шину (рельсы) и

$$S_{сб} = S_{нб} e^{\omega'\alpha} + (q_{\Gamma} + q_0)(\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) \left( R \frac{e^{\omega'\alpha} - 1}{\omega'} \right), \quad (3.37)$$

здесь знак «плюс» перед  $\sin \beta$  относится к движению вверх, «минус» – к движению вниз.

При слабом натяжении  $S$  тягового элемента и большой распределенной силе тяжести груза и движущихся частей конвейера ( $q_r + q_0$ ) или только движущихся частей ( $q_0$ ) может оказаться, что второй член в правой части уравнения (3.37) меньше нуля, т. е. давление на верхнюю направляющую отсутствует. В этом случае необходимо установить направляющие не сверху, а снизу. Практически, в связи с возможностью колебаний величины  $S$  и движения на грузовом участке без груза, в таких случаях устанавливаются направляющие шины с обеих сторон с небольшим зазором по отношению к окружности катков [1, 2].

При движении по горизонтальному криволинейному рельсовому пути, воспринимающему радиальную силу, передаваемую на рельсы ходовыми катками, следует различать движение на одно- и двухосных тележках.

6. При одноосных тележках (см. рис. 3.2, з) и движении по одному или двум сближенным рельсам катки делают с ребордами, с коническим ободом. Можно считать, что оси одноосных тележек располагаются радиально и расклинивание их на рельсах почти отсутствует [1, 2].

Так как сила тяжести груза и ходовой части и радиальная сила передаются на рельсы одними и теми же ходовыми катками, коэффициент сопротивления движению которых равен  $\omega'$ , используя уравнение (3.33),  $S'_{сб}$  определяют следующим образом:

$$S_{сб} = S_{нб} e^{\omega' \alpha} + (q_r + q_0) R (e^{\omega' \alpha} - 1). \quad (3.38)$$

При движении одноосных тележек на катках с ребордами отсутствует добавочное скольжение на части обода, входящей в соприкосновение с поверхностью рельса, но возникает скольжение на ребордах. Добавочное сопротивление от действия этих сил трения зависит от таких факторов, как высота и форма реборды, состояние рельсов (сухие, мокрые, смазанные), и поэтому их трудно учесть. Ориентировочно величину  $S_{сб}$  можно определить по уравнению (3.38), введя в его правую часть коэффициент  $K = 1,5$ , характеризующий увеличение сопротивления по сравнению с сопротивлением на прямолинейном рельсовом пути (уравнение (3.23)).

7. При использовании двухосных тележек на катках с ребордами (что характерно, например, для некоторых типов пластинчатых и легких тележечных конвейеров) сопротивление вследствие «расклинивания» тележек на рельсах криволинейного пути (см. рис. 3.2, д) получается значительным, и радиальная сила при относительно больших радиусах

кривизны  $R$  и малых центральных углах  $\alpha$  его существенно не увеличивает. Поэтому при расчетах учитывать радиальную силу не следует [1, 2].

Добавочное сопротивление движению двухосных тележек пропорционально отношению жесткой базы  $s_{\bar{o}}$  к радиусу  $R$  закругления пути:

$$\omega'_p = \frac{K_p s_{\bar{o}}}{R}, \quad (3.39)$$

где, согласно экспериментальным данным,  $K_p = 0,24$  для грузовой и  $K_p = 0,48$  для порожняковой ветви.

Отсюда сопротивление на грузовой ветви криволинейного пути с центральным углом  $\alpha$

$$W_{кр} = (q_{\Gamma} + q_0) R \alpha \left( \omega' + \frac{0,24 s_{\bar{o}}}{R} \right), \quad (3.40)$$

а на обратной ветви –

$$W_{кр} = q_0 R \alpha \left( \omega' + \frac{0,48 s_{\bar{o}}}{R} \right). \quad (3.41)$$

Натяжение тягового элемента в точке сбегания с участка криволинейного пути

$$S_{с\bar{o}} = S_{н\bar{o}} + W_{кр}. \quad (3.42)$$

**Сопротивление на поворотных пунктах.** На поворотных пунктах, служащих для сопряжения двух соседних расположенных под углом один к другому участков трассы конвейера, тяговый элемент огибает блоки с гладким ободом или барабаны, блоки с прямолинейными гранями или звездочки. Блоки с гладким ободом используют для каната или короткозвенной, например круглозвенной, цепи, барабаны – для ленты, блоки с прямыми гранями – для длиннозвенных цепей, звездочки в общем случае – для шарнирных и круглозвенных цепей [1, 2].

Сопротивление на блоках, барабанах и звездочках складывается в основном из сопротивления трению в подшипниках вала и сопротивления вследствие жесткости (сопротивления изгибу) тягового элемента – цепи,



ленты или каната при изгибе в точке набегания и выпрямления в точке сбегания.

Сопротивление в подшипниках горизонтального вала (рис. 3.4)

$$W_B = \sum (S_{н\bar{o}} + S_{с\bar{o}} + G_{\bar{o}}) \frac{\mu d}{D}, \quad (3.43)$$

где величина в скобках представляет собой геометрическую сумму натяжений тягового элемента в точках набегания  $S_{н\bar{o}}$  и сбегания  $S_{с\bar{o}}$  и силы тяжести барабана или звездочки  $G_{\bar{o}}$ ;  $\mu$  – коэффициент трения в подшипнике скольжения или приведенный к диаметру цапфы коэффициент трения в подшипнике качения;  $d$  – диаметр цапфы;  $D$  – диаметр барабана или звездочки.

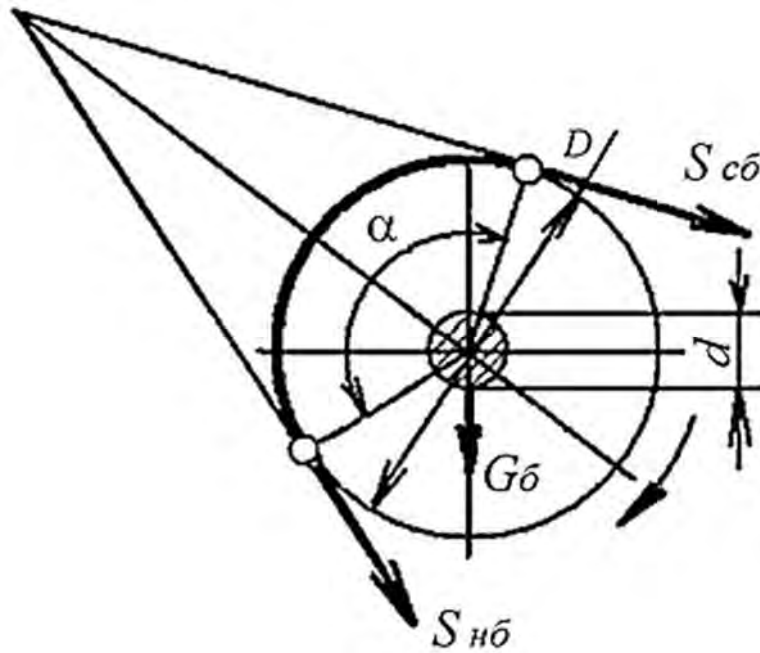


Рис. 3.4. Схема для определения сопротивления на поворотном пункте

В общем случае, пренебрегая силой тяжести  $G_{\bar{o}}$  и считая приближенно  $S_{н\bar{o}} \approx S_{с\bar{o}}$ , находят сопротивление:

$$W_B = 2S_{н\bar{o}} \sin \frac{\alpha}{2} \frac{\mu d}{D}, \quad (3.44)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата барабана или звездочки тяговым элементом.

Сопротивление вследствие жесткости тягового элемента при изгибе и выпрямлении для цепи зависит от силы трения в шарнирах:

$$W_{\text{ц}} = \left( S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}} \right) \frac{\mu_{\text{ц}} \delta}{D}, \quad (3.45)$$

где  $\mu_{\text{ц}}$  – коэффициент трения в шарнире цепи;  $\delta$  – диаметр валика шарнира.

Для ленты и каната это сопротивление можно найти в общем виде по выражению

$$W_{\text{л}} = W_{\text{к}} = \left( S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}} \right) \frac{k}{D} \approx 2 S_{\text{нб}} \frac{k}{D}, \quad (3.46)$$

где  $k$  – коэффициент жесткости ленты или каната, зависящий от их конструкции и толщины.

Натяжение на сбегавшей с барабана или звездочки ветви удобно определять как произведение натяжения набегающей ветви на общий коэффициент  $K > 1$  [1, 2].

Для барабана

$$K_{\text{б}} = \frac{S_{\text{сб}}}{S_{\text{нб}}} = \frac{S_{\text{нб}} + \Delta S_{\text{нб}}}{S_{\text{нб}}} = 1 + \frac{\Delta S_{\text{нб}}}{S_{\text{нб}}}, \quad (3.47)$$

где  $\Delta S_{\text{нб}}$  – сопротивление на барабанае, т. е. приращение натяжения.

Для цепи

$$K_{\text{ц}} = 1 + \frac{(W_{\text{б}} + W_{\text{ц}})}{S_{\text{нб}}}, \quad (3.48)$$

где  $W_{\text{ц}}$  – сопротивление цепи изгибу.

Для ленты и каната, согласно экспериментальным данным, приращение натяжения вследствие их жесткости можно принимать равным 1 % от натяжения на набегающей ветви ( $k = \frac{\Delta S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = 0,01 = 0,01$ ) [1, 2].

Таким образом, для цепи

$$S_{\text{сб}} = K_{\text{ц}} S_{\text{нб}} \approx S_{\text{нб}} \left[ 1 + \frac{2}{D} \left( \sin \frac{\alpha}{2} d\mu_{\text{б}} + \delta\mu_{\text{ц}} \right) \right], \quad (3.49)$$

для ленты и каната

$$S_{сб} = K_l S_{нб} \approx S_{нб} \left[ 1 + \frac{2}{D} \sin \frac{\alpha}{2} d \mu_B + k \right]. \quad (3.50)$$

По экспериментальным данным ВНИИПТМАШа, коэффициенты трения в подшипниках вала  $\mu_B$  и в шарнирах цепи  $\mu_y$  для различных условий работы конвейеров при температуре окружающей среды от  $-5$  °С до  $+40$  °С имеют следующие значения [1, 2]:

- $\mu_B$  для подшипников качения (приведенный) –  $0,03 \dots 0,06$ ;
- $\mu_B$  для подшипников скольжения –  $0,15 \dots 0,25$ ;
- $\mu_y$  при непрерывном смазывании –  $0,1 \dots 0,2$ ;
- $\mu_y$  при периодическом смазывании –  $0,15 \dots 0,25$ ;
- $\mu_y$  без смазки –  $0,25 \dots 0,45$ .

По тем же данным, в условиях низких температур при использовании специальных морозостойких сортов смазки эти коэффициенты увеличиваются на  $20 \dots 30 \%$ , а при применении обычных полужидкостных смазок – почти в 2 раза.

При приближенных расчетах в зависимости от диаметра барабана или звездочки и условий работы можно принимать при углах обхвата тяговым элементом  $90^\circ$  и  $180^\circ$   $K_l \approx \zeta_{90} = 1,02 \dots 1,03$  и  $K_l \approx \zeta_{180} = 1,03 \dots 1,07$  соответственно (где  $\zeta$  – обобщенный коэффициент сопротивления на барабанах или звездочках) [1].

**Тяговая сила, мощность двигателя.** Для определения полной тяговой силы конвейера с тяговым элементом удобно использовать метод последовательного обхода по контуру или, другими словами, обхода по точкам сопряжений прямолинейных и криволинейных (включая поворотные пункты) участков контура конвейера. Пронумеровав точки сопряжений начиная от точки сбегания тягового элемента с привода к точке набегания, находят последовательно натяжения во всех точках и по разности натяжений на набегающей и сбегающей ветвях определяют тяговую силу, а затем потребную мощность двигателя. Во всех случаях удобно начинать обход контура от точки сбегания тягового элемента с привода [1, 2].

При определении натяжения во всех точках контура используют общее правило: *натяжение тягового элемента в каждой последующей по ходу точке контура равно сумме натяжения в предыдущей точке и сопротивления на участке между этими точками*, т. е.

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)}, \quad (3.51)$$

где  $S_i$  и  $S_{i+1}$  – натяжения в двух соседних точках контура  $i$  и  $i + 1$ ;  $W_{i-(i+1)}$  – сопротивление на участке между этими точками.

Отсюда следует, что

$$S_i = S_{i+1} - W_{i-(i+1)}, \quad (3.52)$$

т. е. при обходе контура против хода тягового элемента натяжение в каждой последующей точке равно разности между натяжением в предыдущей точке и силой сопротивления на данном участке [1, 2].

Если конвейер состоит из  $n$  прямолинейных и криволинейных участков и поворотных пунктов, а натяжения на сбегавшей и набегавшей ветвях  $S_{сб}$  и  $S_{нб}$ , то общая тяговая сила

$$W_o = S_{нб} - S_{сб} = S_{n+1} - S_1. \quad (3.53)$$

Потребная мощность двигателя

$$N = \frac{k_3 W_o v}{1000 \eta}, \quad (3.54)$$

где  $W_o$  – тяговая сила, Н;  $k_3$  – коэффициент запаса мощности,  $k_3 = 1,15 \dots 1,25$  [1, 2];  $v$  – скорость тягового элемента, м/с;  $\eta$  – КПД передаточного механизма привода, включая потери на приводном валу.

Далее строится диаграмма натяжения для конвейера, состоящего из двух расположенных в вертикальной плоскости ветвей и имеющего наклонный и горизонтальный участки (рис. 3.5). Привод конвейера размещен в головной части, прямолинейные участки соединены блоками (барабанами, звездочками). Диаграмму строят от точки 1 сбегания тягового элемента с привода, в которой натяжение  $S_1 = S_{\min}$  [1, 2].

Натяжение в характерных точках контура конвейера определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned}
 S_1 &= S_{\min}; \\
 S_2 &= S_1 + q_0 L'' \omega; \\
 S_3 &= \zeta_\alpha S_2; \\
 S_4 &= S_3 + q_0 (-\sin \beta + \omega \cos \beta) L'; \\
 S_5 &= \zeta_{180} S_4; \\
 S_6 &= S_5 + (q_r + q_0) (\sin \beta + \omega \cos \beta) L'; \\
 S_7 &= \zeta_\alpha S_6; \\
 S_8 &= S_7 + (q_z + q_0) L'' \omega.
 \end{aligned} \right\} (3.55)$$

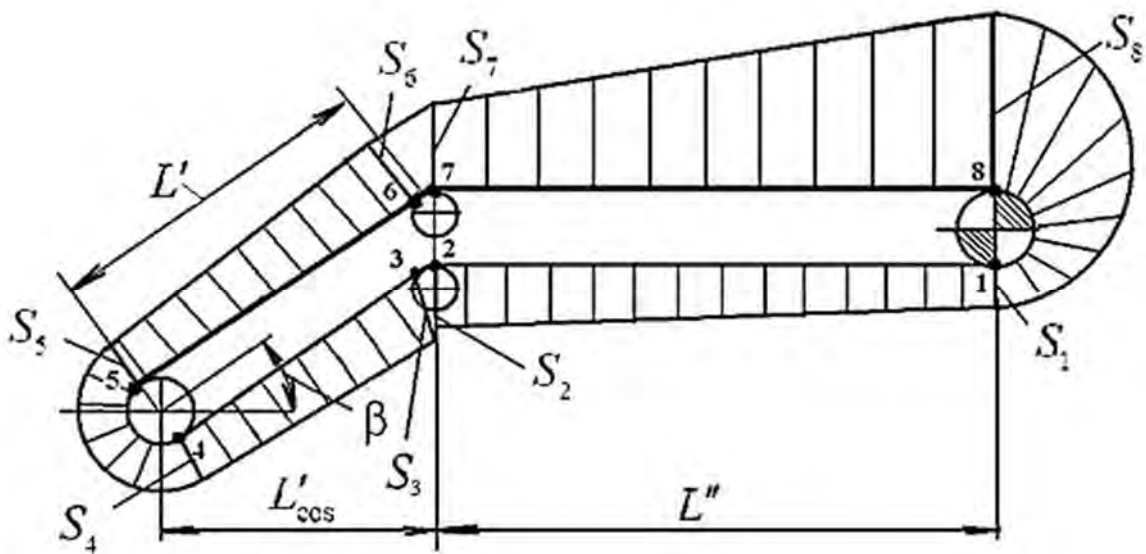


Рис. 3.5. Диаграмма натяжения тягового элемента конвейера

Разность  $S_1 - S_8 = S_{н\bar{o}} - S_{с\bar{o}}$ , т. е. равна тяговой силе  $W_0$  конвейера.

**Способы повышения тяговой способности приводного барабана.**

В соответствии с формулой Эйлера, полученной на основании теории трения гибких тел, тяговая способность приводного барабана определяется как

$$W = S_{н\bar{o}} - S_{с\bar{o}} = S_{с\bar{o}} e^{\mu\alpha} - S_{с\bar{o}} = S_{с\bar{o}} (e^{\mu\alpha} - 1). \quad (3.56)$$

Согласно формуле (3.56) тяговая способность приводного барабана зависит от угла обхвата  $\alpha$  лентой барабана и коэффициента трения  $\mu$  между ними. При однобарабанном приводе этот угол не превышает  $240^\circ$ . Для его увеличения используют двух- и даже трехбарабанный привод, что приводит к его усложнению. Для увеличения трения между лентой и барабаном наружную поверхность последнего футеруют, т. е. покрывают материалом,

обладающим большим коэффициентом трения с лентой, – самой конвейерной лентой, деревом, полимерами [1, 2].

Тяговую способность приводного барабана можно увеличить с помощью прижимного ролика в соответствии с рис. 3.6. Согласно формуле Эйлера натяжение ленты после прохождения ролика

$$S_{сб.p} = S_{сб} e^{\mu\alpha_2}. \quad (3.57)$$

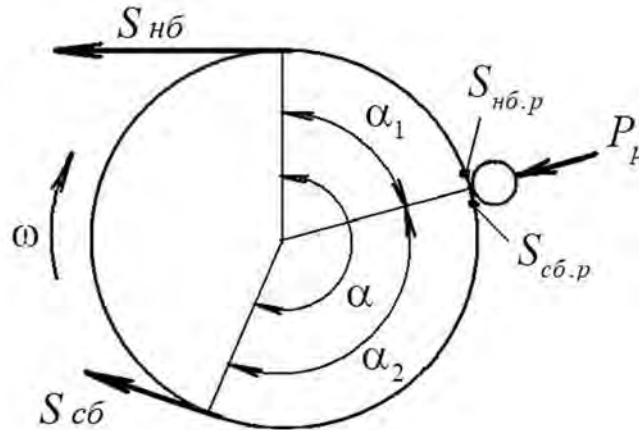


Рис. 3.6. Схема расчета тягового усилия приводного барабана с прижимным роликом

Натяжение ленты перед роликом

$$S_{нб.p} = S_{сб.p} + P_p \mu = S_{сб} e^{\mu\alpha_2} + P_p \mu, \quad (3.58)$$

где  $P_p$  – сила прижатия ленты к барабану роликом.

Тогда натяжение ленты в точке набегания на барабан

$$S_{нб} = S_{нб.p} e^{\mu\alpha_1} = (S_{сб} e^{\mu\alpha_2} + P_p \mu) e^{\mu\alpha_1} = S_{сб} e^{\mu\alpha} + P_p \mu e^{\mu\alpha_1} \quad (3.59)$$

и его тяговая способность

$$W_p = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} e^{\mu\alpha} + P_p \mu e^{\mu\alpha_1} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1) + P_p \mu e^{\mu\alpha_1}. \quad (3.60)$$

Чтобы достичь наибольшего приращения тягового усилия, угол  $\alpha_1$  необходимо принять возможно наибольшим, т. е. прижимной ролик установить в точке сбегающей ленты с барабана.

Попытки дополнительного прижатия ленты к перфорированной (с отверстиями) поверхности барабана атмосферным давлением к желаемому результату не привели из-за сложности создания разрежения внутри вращающегося барабана [1, 2].

### 3.4. Многоприводные конвейеры

*Эффективность применения многоприводных конвейеров.* Натяжение тягового гибкого элемента в общем случае возрастает от точки сбегания с приводного устройства к точке набегания, где оно обычно имеет максимальное значение. По максимальному натяжению определяют размеры тягового элемента. Чтобы избежать чрезмерного усиления и утяжеления тягового элемента длинного и сложного конвейерного контура, нередко приходится разбивать его на отдельные, последовательно установленные конвейеры, однако это вызывает необходимость перегрузок. Кроме того, при сложном контуре конвейера от точки сбегания тягового элемента с приводного устройства к точке набегания значительно возрастают усилия, передаваемые на отклоняющие устройства поворотных пунктов и криволинейных участков, а следовательно, в этих местах увеличиваются силы сопротивления и износ и необходимо соответствующее усиление опорных конструкций [1, 2].

Многоприводные конвейеры, на которых тяговая сила передается на тяговый элемент двумя или большим числом приводов, расположенных в промежуточных точках контура, не имеют этих недостатков. Так, при установке на ленточных конвейерах промежуточных фрикционных приводов можно транспортировать груз значительной массы на большие расстояния и, если требуется, на большую высоту подъема без перегрузки.

Вместе с тем недостатками многоприводных конвейеров являются более высокая стоимость нескольких приводов по сравнению с одним приводом такой же или несколько меньшей общей мощности, усложнение обслуживания и подвода тока в несколько пунктов конвейера вместо одного и особенно возможность перераспределения мощности и тяговых сил между приводами. Поэтому целесообразность применения многоприводных конвейеров необходимо в каждом отдельном случае проверять технико-экономическим сравнением вариантов.

Основное условие, которое следует соблюдать при проектировании многоприводных конвейеров, состоит в следующем. Для наилучшего использования прочности тягового элемента максимальные силы его натяжения на отдельных участках, возникающие, как правило, в точках набегания на приводной барабан или звездочку, должны быть возможно одинаковыми. Для этого контур конвейера разбивают на участки с равными

силами сопротивления, а следовательно, с одинаковыми по мощности приводами [1, 2].

Для определения возможного уменьшения натяжения тягового элемента при установке на конвейере нескольких приводов рассчитывают условный конвейер с одним и с несколькими приводами, состоящий из  $n$  последовательных прямолинейных участков, соединенных между собой поворотными пунктами. Допускается, что силы сопротивления на всех прямолинейных участках одинаковы и равны  $W'$ , на поворотных пунктах сопротивление возрастает пропорционально натяжению тягового элемента, причем коэффициент возрастания натяжения  $K > 1$  (см. уравнения (3.49) и (3.50)). Выражения для максимального натяжения тягового элемента  $S_{\text{max}} = S_{\text{нб}}$  и для тяговой силы  $W_0$  приведены далее.

При одном приводе

$$S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}} K^{n-1} + W' + KW' + K^2W' + \dots + K^{n-1}W' = S_{\text{сб}} K^{n-1} + \frac{(K^n - 1)W'}{K - 1}, \quad (3.61)$$

$$W_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} = (K^{n-1} - 1)S_{\text{сб}} + \frac{(K^n - 1)W'}{K - 1}, \quad (3.62)$$

где  $W'$  – сопротивление на отдельном участке.

На конвейере с  $i$  приводами одинаковой мощности и с одинаковым числом участков, приходящихся на каждый привод (считается, что  $i > 1$  и  $n/i$  – целое число), натяжение на набегающей на каждый привод ветви при той же величине  $S_{\text{сб}}$

$$S_{\text{нб}} = K^{\frac{n}{i}-1} S_{\text{сб}} + \frac{\left(K^{\frac{n}{i}} - 1\right)W'}{K - 1}, \quad (3.63)$$

тяговая сила на каждом приводе

$$W'_0 = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} = \left(K^{\frac{n}{i}-1} - 1\right)S_{\text{сб}} + \frac{\left(K^{\frac{n}{i}} - 1\right)W'}{K - 1}, \quad (3.64)$$



общая тяговая сила

$$\sum W'_0 = iW_0. \quad (3.65)$$

Практически при установке  $i$  приводов снижается максимальное натяжение тягового элемента несколько больше, чем в  $i$  раз, а также уменьшается общая тяговая сила за счет уменьшения сил сопротивления на поворотных пунктах и криволинейных участках [1, 2].

На рис. 3.7 показана диаграмма натяжения тягового элемента на конвейере с 12 участками и с одним и тремя приводами. Ломаная линия  $AB$  характеризует возрастание натяжения тягового элемента при одном приводе. Все отрезки имеют одинаковый наклон, т. к. сопротивление на всех участках одинаковое, а высота «ступенек» постепенно возрастает, потому что при том же коэффициенте возрастания  $K$  натяжение тягового элемента увеличивается от точки сбегания с привода к точке набегания [1, 2].

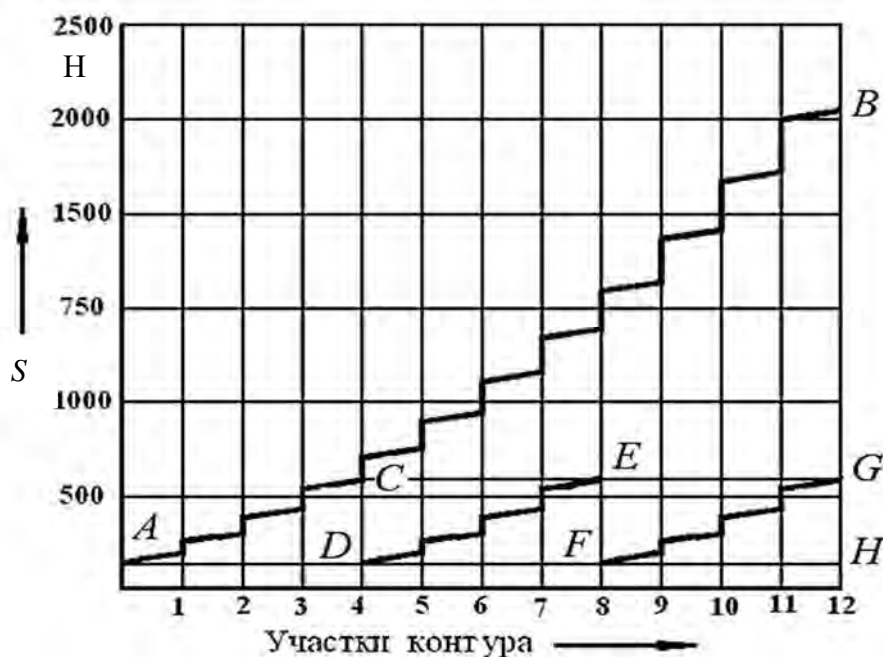


Рис. 3.7. Диаграмма натяжения тягового элемента конвейера с одним и тремя промежуточными приводами

При трех приводах натяжение тягового элемента изменяется по линии  $ACDEFG$ , т. е. имеет три одинаковых максимума вместо одного, значительно большего. При этом максимальное натяжение тягового элемента снижается более чем в 3 раза. Несколько уменьшается и расход энергии на преодоление сопротивлений на поворотных пунктах, и сумма тяговых сил при трех

приводах ( $DC + FE + HG = 3DC$ ) получается меньше, чем при одном приводе ( $HB$ ).

Установка на конвейере двух или нескольких приводов позволяет увеличить длину конвейера при том же максимальном натяжении тягового элемента.

Оптимальное количество приводов на конвейере (или оптимальное расстояние между приводами при определенной длине конвейера) устанавливаются методом технико-экономических расчетов. С уменьшением числа приводов при той же их общей мощности, т. е. с увеличением расстояния между приводами, уменьшается, как правило, их общая масса и стоимость (двигателей и редукторов), число обслуживающего персонала и, кроме того, упрощаются условия синхронизации двигателей. Однако при этом возрастают наибольшие усилия на тяговом элементе конвейера, а следовательно, его масса и стоимость [1, 2].

Соотношение расстояний между приводами на грузовой  $L'_{GP}$  и обратной  $L'_{П}$  ветвях на конвейере с двумя параллельными ветвями при условии, что на всех участках максимальное  $S_{max}$  и минимальное  $S_{min}$  натяжения, а следовательно, и тяговая сила каждого привода  $W'$  одинаковы [1, 2].

Для горизонтального конвейера

$$\frac{L'_{GP}}{L'_{П}} = \frac{q_0}{q_G + q_0}. \quad (3.66)$$

На наклонном конвейере с движением груза вверх при  $\operatorname{tg} \beta > \omega$

$$W'_{GP} = W'_{П} = (q_G + q_0)(\sin \beta + \omega \cos \beta) L'_{GP} = q_0(\sin \beta - \omega \cos \beta) L'_{П}, \quad (3.67)$$

откуда

$$\frac{L'_{GP}}{L'_{П}} = \frac{q_0(\sin \beta - \omega \cos \beta)}{(q_G + q_0)(\sin \beta + \omega \cos \beta)}. \quad (3.68)$$

### 3.5. Динамические силы, действующие на тяговый элемент цепных конвейеров

При постоянной угловой скорости приводной звездочки (или блока с прямолинейными гранями) скорость движения цепи не остается постоянной, она периодически изменяется (пульсирует) по определенному кинематическому закону. Длительность периодов неравномерности движения цепей

равна времени поворота приводной звездочки на центральный угол, соответствующий одному звену цепи [1, 2].

Неравномерность движения тягового элемента обуславливает возникновение в нем динамических усилий, тем больших по величине, чем больше ускорения при пульсирующем движении и движущиеся массы груза и самого конвейера. Динамические силы не только увеличивают общую действующую на тяговый элемент продольную силу, но и вследствие многократности действия вызывают в тяговых цепях усталостные явления. Определив динамические силы, можно более точно рассчитать размеры тяговых цепей (по сравнению с расчетом при одном только статическом усилии, определяемом методом «обхода по контуру»).

Помимо продольно действующих на цепь динамических сил, вызванных неравномерностью ее движения, в точке набегания на цепь действуют динамические силы, направленные под углом к оси конвейера и обусловленные тем, что каждый новый зуб входит в зацепление с шарниром цепи с ударом. При большой скорости цепи эти удары могут служить причиной разрушения шарниров, а также возникновения в цепи поперечных колебаний. Однако колебания распространяются на небольшой участок цепи таким образом, что в них участвует незначительная масса конвейера и груза, поэтому при определении действующих на тяговый элемент динамических сил поперечные колебания не принимают во внимание, а учитывают только продольные [1, 2].

На рис. 3.8 показана схема набегания цепи на звездочку или блок с гранями. Тяговое усилие передается зубом 1, находящимся в зацеплении с шарниром 1' цепи. При дальнейшем вращении звездочки зуб 2 входит в зацепление с шарниром 2', зуб 3 – с шарниром 3' и т. д. [1, 2].

При постоянной угловой скорости звездочки  $w$  окружная скорость зуба  $v_0 = R w$  (здесь  $R$  – радиус начальной окружности звездочки). Скорость цепи, если считать приближенно ее движение поступательным не только на рабочих участках, но и в месте набегания на звездочку и не учитывать влияние упругости цепи,

$$v_1 = v_0 \cos \varphi = R w \cos \varphi, \quad (3.69)$$

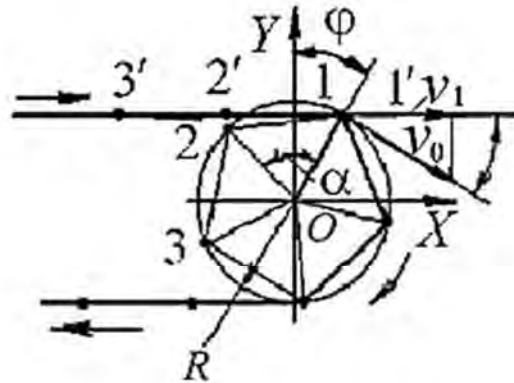
где  $\varphi$  – переменный угол, образуемый радиусом  $O1$  и осью  $OY$ .

Таким образом, скорость цепи  $v$  изменяется за период поворота звездочки на центральный угол  $\alpha$ , соответствующий одному шагу цепи  $t_{\psi}$  (по зацеплению), по закону косинусоиды (см. рис. 3.8, а) при изменении

угла  $\varphi$  от  $-\frac{\alpha}{2}$  до  $+\frac{\alpha}{2}$ . Ускорение  $j$  цепи в этот же период изменяется по закону синусоиды:

$$j = \frac{dv}{dt} = -Rw^2 \sin \varphi. \quad (3.70)$$

а)



б)

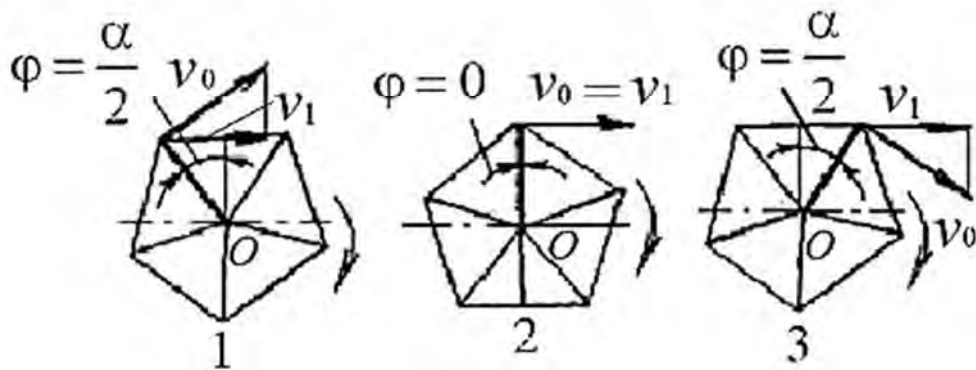


Рис. 3.8. Схема движения цепи по звездочке: а – схема набегания цепи на звездочку; б – крайние и среднее положения звездочки при ее повороте на центральный угол

Три положения звездочки: в начальный момент зацепления 1, при повороте на половину центрального угла 2, в конце периода зацепления и начале следующего периода 3 – показаны на рис. 3.8, б [1, 2]. Скорость и ускорение цепи для этих положений имеют следующие значения:

– положение 1

$$v_1 = Rw \cos \frac{\alpha}{2}, \quad j = Rw^2 \sin \frac{\alpha}{2} = j_{\max}; \quad (3.71)$$

– положение 2

$$v_1 = Rw = v_{\max}, \quad j = 0; \quad (3.72)$$

– положение 3

$$v_1 = R\omega \cos \frac{\alpha}{2}, \quad j = -R\omega^2 \sin \frac{\alpha}{2} = -j_{\max}. \quad (3.73)$$

**Динамические силы, действующие на тяговую цепь.** Как следует из диаграммы скорости и ускорения тяговой цепи (рис. 3.9), в момент, когда зуб звездочки входит в зацепление с цепным шарниром, ускорение цепи в продольном направлении мгновенно возрастает на величину  $2j_{\max}$  [1, 2]. Это служит причиной возникновения в цепи продольных динамических нагрузок, максимальное значение которых

$$P_{\max} = C_1(m_k + C_2m_\Gamma)j_{\max}, \quad (3.74)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты участия масс движущихся частей и груза;  $m_k$  и  $m_\Gamma$  – массы частей конвейера и расположенного на них груза, движущихся с ускорением  $j_{\max}$ ;  $j_{\max}$  – максимальное ускорение цепи конвейера.

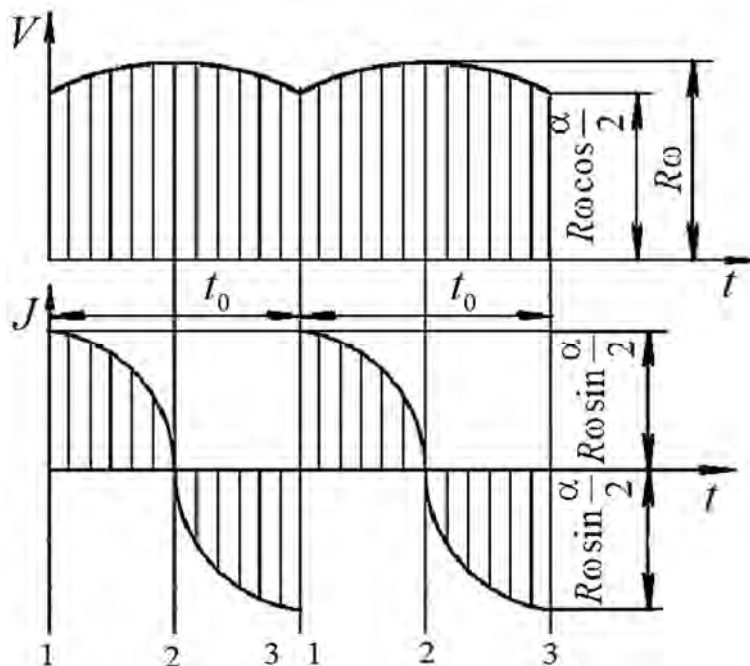


Рис. 3.9. Диаграммы скорости и ускорения тяговой цепи

В связи с упругостью цепи, ее провисанием между точками опоры, наличием люфтов в шарнирах и поворотных пунктах в контуре конвейера в движении головного звена цепи участвует не вся масса движущихся частей

конвейера, а только некоторая ее часть, характеризуемая в уравнении (3.74) коэффициентом  $C_1 < 1$ . Груз массой  $m_r$  на одних конвейерах (например, на ковшовом элеваторе) перемещается вместе с цепью, а на других (например, на скребковом конвейере) относительно нее, что в уравнении (3.74) учитывается коэффициентом  $C_2 \leq 1$  [1, 2].

Максимальное продольное ускорение цепи определяют как  $Rw \sin \frac{\alpha}{2}$ , учитывая, что

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{\pi n}{30}; \\ n &= \frac{60v}{zt_y}; \\ \sin \frac{\alpha}{2} &= \frac{t_y}{2R} \end{aligned} \right\}, \quad (3.75)$$

где  $n$  – частота вращения звездочки, об/мин;  $v$  – средняя (рабочая) скорость цепи, м/с;  $z$  – число зубьев на звездочке;  $t_y$  – шаг цепи по зацеплению, м.

Таким образом,

$$j_{\max} = R w^2 \sin \frac{\alpha}{2} = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 t_y} = \frac{2\pi^2 v^2}{z t_y z} = 2\pi^2 \frac{v^2 t_y}{(z t_y)^2}. \quad (3.76)$$

Отсюда следует, что наибольшее ускорение цепи (а следовательно, и наибольшая продольная динамическая сила) при постоянном числе зубьев на звездочке и шаге цепи, т. е. при постоянном диаметре звездочки, пропорционально скорости во второй степени, а при постоянных скорости и диаметре звездочки – обратно пропорционально числу зубьев на звездочке и прямо пропорционально шагу цепи. Следовательно, на конвейере с длиннорычажной цепью (применяемой для уменьшения массы и стоимости цепи) с малым числом зубьев на звездочке (для ограничения ее диаметра) необходимо соответственно снижать рабочую скорость. Если для достижения большой производительности конвейера требуется повысить его скорость, то следует использовать короткорычажную цепь и звездочки с возможно большим числом зубьев, т. е. большего диаметра [1, 2].

### 3.6. Пуск и остановка конвейера

При пуске и остановке конвейера, т. е. в переходные периоды его движения, на тяговый элемент, кроме статических, действуют динамические силы, зависящие от величины движущихся масс и ускорения (соответственно положительного и отрицательного).

В период пуска двигателем затрачивается дополнительная работа на сообщение массам кинетической энергии; в период останова, напротив, кинетическая энергия движущихся масс поглощается. На конвейере с тяговым элементом часть этих масс имеет поступательное движение, часть – вращательное. Поступательно движется все конвейерное полотно, т. е. тяговый, грузонесущие и ходовые элементы. Из вращающихся масс практически следует учитывать ротор электродвигателя и другие быстровращающиеся части на валу двигателя (муфту, шестерню, тормозной шкив), а также массы ходовых и стационарных роликов. При более точных расчетах следует принимать во внимание массы барабанов, зубчатых блоков и части передаточного механизма привода [1, 2].

**Пуск конвейера.** Угловое и линейное ускорения при пуске конвейера, а следовательно, и продолжительность периода пуска зависят как от величины движущихся масс, так и от дополнительного (динамического) момента двигателя в этот период. Момент двигателя в период пуска равен сумме его статического и динамического моментов:  $M_{\partial в} = M_{ст} + M_{дин}$ . Динамический момент  $M_{дин} = J\varepsilon$  (где  $J$  – момент инерции всех поступательно движущихся и вращающихся масс конвейера, приведенных к валу двигателя;  $\varepsilon$  – угловое ускорение на валу двигателя в период пуска) [1, 2].

Исследование динамических процессов производится обычно для мощных ленточных конвейеров, на которых лента движется с большой скоростью, реже для пластинчатых или подвесных конвейеров, имеющих значительно меньшую скорость тягового элемента. На мощных ленточных конвейерах устанавливают, как правило, асинхронные электродвигатели с фазным ротором, пуск которых производится с помощью реостата, последовательно выключающего сопротивление в цепи ротора. В этом случае пусковой момент колеблется в незначительных пределах, как показано на рис. 3.10, и его можно считать постоянным:

$$M_{\partial в} = M_{ст} + M_{дин} = \text{const}; \quad (3.77)$$

$$M_{дин} = J\varepsilon = \text{const}. \quad (3.78)$$

Диаграммы ускорения и скорости в этот период показаны на рис. 3.11, а, диаграммы вращающего момента и мощности двигателя  $E$  – на рис. 3.11, б.

При равноускоренном движении

$$\varepsilon = \frac{w}{t_{\Pi}} \quad \text{и} \quad w = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.79)$$

где  $w$  – угловая скорость двигателя в период пуска;  $n$  – частота вращения двигателя, об/мин.

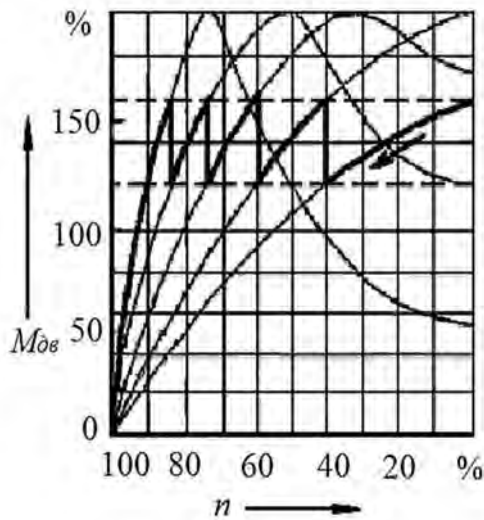


Рис. 3.10. Механическая характеристика асинхронного двигателя с фазным ротором

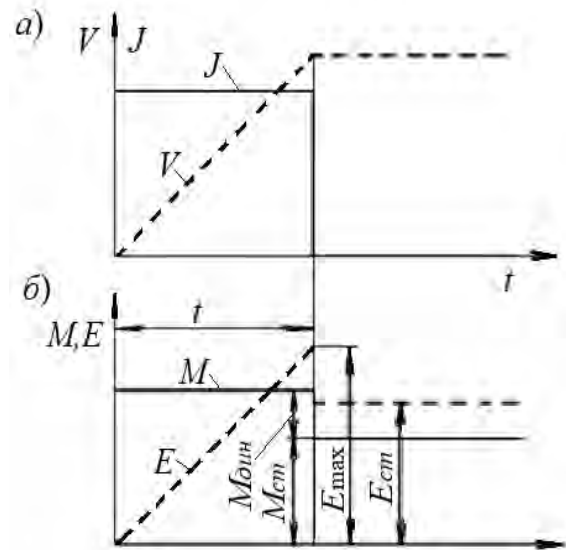


Рис. 3.11. Диаграмма ускорения, скорости, вращающего момента и мощности двигателя в период пуска: а – диаграмма скорости и ускорения; б – диаграмма вращающего момента и мощности

Тогда

$$M_{дин} = \frac{J \pi n}{30 t_{\Pi}} \quad (3.80)$$

и продолжительность периода пуска

$$t_{\Pi} = \frac{v}{j} = \frac{\pi n}{30 \varepsilon}, \quad (3.81)$$



где  $v$  – скорость тягового элемента при установившемся поступательном движении.

Ускорение при пуске

$$j = \frac{\varepsilon D_{\sigma}}{2i}, \quad (3.82)$$

где  $D_{\sigma}$  – диаметр приводного барабана (звездочки);  $i$  – передаточное число механизма привода.

Усилие, действующее на тяговый элемент конвейера в период пуска,

$$S_{\max} = S_{cm} + S_{дин} = S_{cm} + \frac{(q_r + 2q_0)Lj}{g}, \quad (3.83)$$

где  $L$  – длина конвейера.

Если тяговый элемент перемещается на стационарных роликах и приближенно всю массу вращающихся частей ролика можно считать расположенной на его окружности, то ролики движутся со скоростью, равной поступательной скорости конвейера, а, следовательно, массу вращающихся частей роликов надо учитывать как массу поступательно движущихся частей [1, 2]. Если движение происходит на ходовых катках, которые, помимо вращения, перемещаются поступательно со скоростью конвейера, то в выражении (3.83) в скобках должно быть  $(q_r + 2q_0 + q_p)$  (здесь  $q_r$  – линейная сила тяжести вращающихся частей катков, Н/м).

На валу двигателя силе  $S_{дин}$  соответствует момент

$$M'_{дин} = S_{дин} \frac{D_{\sigma}}{2} \frac{1}{i\eta}, \quad (3.84)$$

где  $\eta$  – КПД передаточного механизма от приводного вала конвейера к валу двигателя.

Маховой момент ротора электродвигателя  $\frac{GD^2}{g}$  приводится в каталогах двигателей. Момент инерции двигателя

$$J_{\partial в} = \frac{GD^2}{4g}. \quad (3.85)$$

Если  $J$  – момент инерции других элементов, размещенных на валу двигателя, то полный момент на валу двигателя в период пуска

$$M = M_{cm} + \frac{(q_r + 2q_0)LjD_{\delta}}{2gi\eta} + \left( \frac{GD^2}{4g} + J \right) \varepsilon, \quad (3.86)$$

или, если подставить его значение из уравнения (3.81),

$$M = M_{cm} + \left( \frac{(q_r + 2q_0)LD_{\delta}^2}{4gi^2\eta} + \frac{GD^2}{4g} + J \right) \varepsilon. \quad (3.87)$$

Величина в квадратных скобках является приведенным к валу двигателя моментом инерции поступательно движущихся и вращающихся масс на конвейере [1, 2]. Если обозначить ее через  $J_{np}$ , то

$$M = M_{cm} + J_{np}\varepsilon. \quad (3.88)$$

Мощность двигателя в период пуска

$$E = Mw = (M_{cm} + J_{np}\varepsilon)w = (M_{cm} + J_{np}\varepsilon)\varepsilon t. \quad (3.89)$$

где  $w$  – угловая скорость двигателя в период пуска, изменяющаяся по закону прямой.

Изменяясь по закону прямой, величина  $E$  достигает максимума к концу пускового периода  $t_n$ :

$$E_{\max} = (M_{cm} + J_{np}\varepsilon)\varepsilon t_n = (M_{cm} + J_{np}\varepsilon) \frac{\pi n}{30}. \quad (3.90)$$

Для асинхронного двигателя с фазным ротором пусковой ток  $I = (1,8 \dots 2,2) I_{ном}$ . По этому значению выбирается полное сопротивление реостата [1, 2]. Приведенные выражения связывают максимальное натяжение тягового элемента  $S_{\max}$ , пусковой момент двигателя  $M$ , силу тока  $I$  и продолжительность периода пуска  $t_n$  и для принятого по расчету двигателя значения пускового максимального момента  $M_{\max}$  и силы тока  $I$  дают возможность определить наибольшее возникающее в ленте натяжение  $S_{\max}$  и длительность периода пуска  $t_n$  [1, 2].

Если на валу двигателя установлена муфта скольжения, обеспечивающая передачу на приводной вал конвейера вращающего момента, не превышающего заданный предельный, то при большем вращающем моменте двигателя определенная кинематическая связь между этими валами нарушается. В таком случае для периода пуска конвейера расчет производится по предельному моменту, передаваемому муфтой [1, 2].

**Остановка конвейера.** На приводах наклонных конвейеров с тяговым элементом устанавливают, как правило, автоматические тормозные или стопорные устройства. На конвейерах с перемещением груза вверх тормоз или стопор служит для предотвращения самопроизвольного обратного движения конвейера под действием продольной составляющей силы тяжести груза на грузовой ветви. На конвейере с перемещением груза вниз тормоз служит для остановки конвейера, а затем для удержания его от самопроизвольного движения. На горизонтальном конвейере тормоз иногда устанавливают для уменьшения периода выбега (для быстроходного конвейера и при малых силах сопротивления на нем) [1, 2]. На конвейере с перемещением груза вверх момент сил, действующих на приводном валу в сторону, обратную рабочему движению, равен произведению разности продольной составляющей силы тяжести груза и сил сопротивления, действующих на тяговом элементе, на радиус рабочего приводного элемента (блока, звездочки, барабана):

$$M_{\delta} \approx (q_r L \sin \beta - (q_r + 2q_0)L \omega \cos \beta) \frac{D_{\delta}}{2}, \quad (3.91)$$

где  $D_{\delta}$  – диаметр рабочего приводного элемента, м.

Если тормоз или стопор установлен не на приводном валу конвейера, а, как правило, на валу двигателя (или на промежуточном валу) и передаточное число между этим валом и головным валом привода равно  $i$ , то статический момент на тормозе или стопоре

$$M_{ст} \geq \frac{M_{\delta} \eta_m}{i}, \quad (3.92)$$

где  $\eta_m$  – КПД передаточного механизма между валами; с некоторым запасом можно принимать  $\eta_m = 1$ .

На конвейере с перемещением груза вниз тормоз должен не только удерживать конвейер от самопроизвольного движения, но и останавливать его, т. е. в течение определенного промежутка времени (на определенной длине пути) поглотить кинетическую энергию груза и движущихся частей

конвейера. В обычных условиях это можно учесть, приняв несколько повышенный тормозной момент, т. е. введя в правую часть уравнения (3.88) множитель  $C$  (ориентировочно  $C = 1,25$ ), а в случае высокопроизводительного и высокоскоростного конвейера может быть рекомендован специальный расчет, приводимый далее. Полагают, что тормоз установлен на валу двигателя и передаточное число между валом двигателя и приводным валом конвейера равно  $i$ . Тормозной момент можно считать, как и в рассматриваемом случае пуска конвейера, постоянным. При этом остаются постоянными и отрицательные по величине угловое ускорение вала, и линейное ускорение поступательно движущихся груза и частей конвейера, а, следовательно, скорость их уменьшается от нормальной рабочей величины  $v$  до нуля по закону прямой [1, 2]. Если период остановки конвейера равен  $t_b$ , с, и путь торможения в период остановки  $s$ , м, то линейное  $b$  и угловое  $\varepsilon$  ускорения по абсолютной величине

$$b = \frac{v}{t_b} = \frac{v^2}{2s}; \quad (3.93)$$

$$\varepsilon = \frac{w}{t_b} = \frac{vw}{2s}, \quad (3.94)$$

где  $w$  – угловая скорость вала двигателя,  $\text{с}^{-1}$ .

Из вращающихся масс следует учитывать массу (момент инерции) ротора двигателя и расположенных на валу двигателя элементов, а также массу стационарных или ходовых роликов конвейеров [1, 2]. Обычно задаются длиной пути  $s$ , на котором должен быть заторможен конвейер. При этом для определения потребного тормозного момента  $M_m$  на валу двигателя можно воспользоваться уравнением (3.87), в котором вместо  $M_{cm}$  следует подставить его значение из уравнений (3.91) и (3.92), а вместо  $\varepsilon$  – его значение из уравнения (3.94):

$$M = M_{cm} + M_{дин} = M_{cm} + \left( \frac{(q_r + 2q_0)LD_0}{4gi^2} + \frac{GD^2}{4g} + J \right) \frac{v\omega}{2s}. \quad (3.95)$$

При выборе длины тормозного пути следует учитывать не только эксплуатационные требования, но и перегрузку тягового элемента, максимальное натяжение которого в верхней точке грузовой ветви (если  $G_n$  –

сила тяжести груза натяжного устройства, расположенного в нижней точке конвейера) для конвейера на стационарных роликах

$$S_{\max} = S_{\text{ст}} + S_{\text{дин}} = (q_r + q_0)L \left( \sin \beta - w \cos \beta + \frac{v^2}{2gs} \right) + \frac{G_H}{2}. \quad (3.96)$$

На горизонтальном конвейере длина свободного выбега после выключения двигателя определяется из выражения равенства кинетической энергии движущихся масс работе сил сопротивления на длине пути выбега:

$$\frac{(q_r + 2q_0)Lv^2}{2g} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} = W_0 s \approx k(q_r + 2q_0)L\omega' s. \quad (3.97)$$

Здесь первый член левой части уравнения – кинетическая энергия поступательно движущихся масс, второй – кинетическая энергия вращающихся масс; коэффициент  $k$  учитывает увеличение общего сопротивления на конвейере вследствие сопротивления на конечных пунктах ( $k \approx 1,1 \dots 1,15$ ) [1, 2]. В практические расчеты можно вводить только моменты инерции ротора двигателя и элементов, размещенных на валу двигателя.

Из выражения (3.97), зная массы и моменты инерции движущихся частей конвейера и длину пути выбега, можно экспериментально определить действительный общий коэффициент сопротивления  $\omega'$  [1, 2]. Если с известным приближением пренебречь действием вращающихся масс  $\sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} = 0$ , то

$$\omega' = \frac{v^2}{2gsk}. \quad (3.98)$$

Как следует из формулы (3.98), коэффициент сопротивления  $\omega'$  при той же рабочей скорости  $v$  обратно пропорционален длине пути выбега, а для двух конвейеров с одинаковой длиной выбега отношение коэффициентов сопротивления пропорционально отношению скоростей во второй степени [1, 2].

### ***Контрольные вопросы***

1. Эксплуатационная производительность конвейера.
2. Сила сопротивления движению груженой ветви конвейера при движении на катках или стационарных роликах.

3. Сила сопротивления движению тягового элемента на криволинейном участке.

4. Сила сопротивления движению тягового элемента на поворотном пункте.

5. Общее сопротивление движению тягового элемента грузонесущего конвейера в предварительном расчете.

6. Как определить натяжение в любой точке контура на трассе конвейера?

7. Из каких сопротивлений складывается пусковой момент конвейера?

8. От чего зависит время пуска конвейера?

9. От чего зависит тормозной момент конвейера?

10. Как можно повысить тяговую способность приводного барабана?

## 4. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 4.1. Общие сведения и устройство

Ленточные конвейеры используются для перемещения в горизонтальном и пологонаклонном направлениях различных сыпучих и штучных грузов на короткие, средние и дальние расстояния, а также в качестве транспортного оборудования в других машинах. Конвейеры могут иметь сложные трассы с горизонтальными и наклонными участками, с изгибами в горизонтальной плоскости. Производительность ленточных конвейеров зависит от ширины и скорости ленты и изменяется в широких пределах – от нескольких десятков до тысяч тонн в час. Длина конвейеров ограничивается исключительно прочностью ленты. Для перемещения на дальние расстояния применяют ряд последовательно расположенных конвейеров, образующих общую транспортную линию любой длины [1, 2].

Достоинствами ленточных конвейеров являются их большие производительность и длина транспортирования, низкая энергоемкость, высокая надежность.

К недостаткам ленточных конвейеров относят высокую стоимость ленты и роликов, составляющую соответственно около 50 % и 30 % общей стоимости конвейера. Кроме того, использование этих конвейеров затруднено при транспортировании пылевидных, горячих и тяжелых штучных грузов, а также при углах наклона трассы, превышающих 20 %, низких температурах.

Несущим и тяговым элементом ленточного конвейера общего назначения (рис. 4.1) является бесконечная гибкая лента 7, опирающаяся верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвями на роликовые опоры 4, 13 и огибающая на концах конвейера приводной 8 и натяжной 2 барабаны. У коротких конвейеров, часто используемых для перемещения штучных грузов, рабочая ветвь ленты может скользить по деревянному или металлическому настилу. Движение передается ленте фрикционным способом от приводного барабана. Необходимое первоначальное натяжение на сбегающей ветви ленты создается натяжным барабаном при помощи натяжного устройства 1 грузового или винтового типа. Сыпучий груз подается на ленту через загрузочную воронку 3, устанавливаемую обычно в начале конвейера у концевого натяжного барабана 2. Разгрузка ленты может быть конечной или промежуточной, для чего используют передвижную разгрузочную тележку или стационарный плужковый сбрасыватель 6. Направление потока сбрасываемого груза обеспечивается разгрузочной коробкой 9, имеющей одну или две воронки [1, 2].

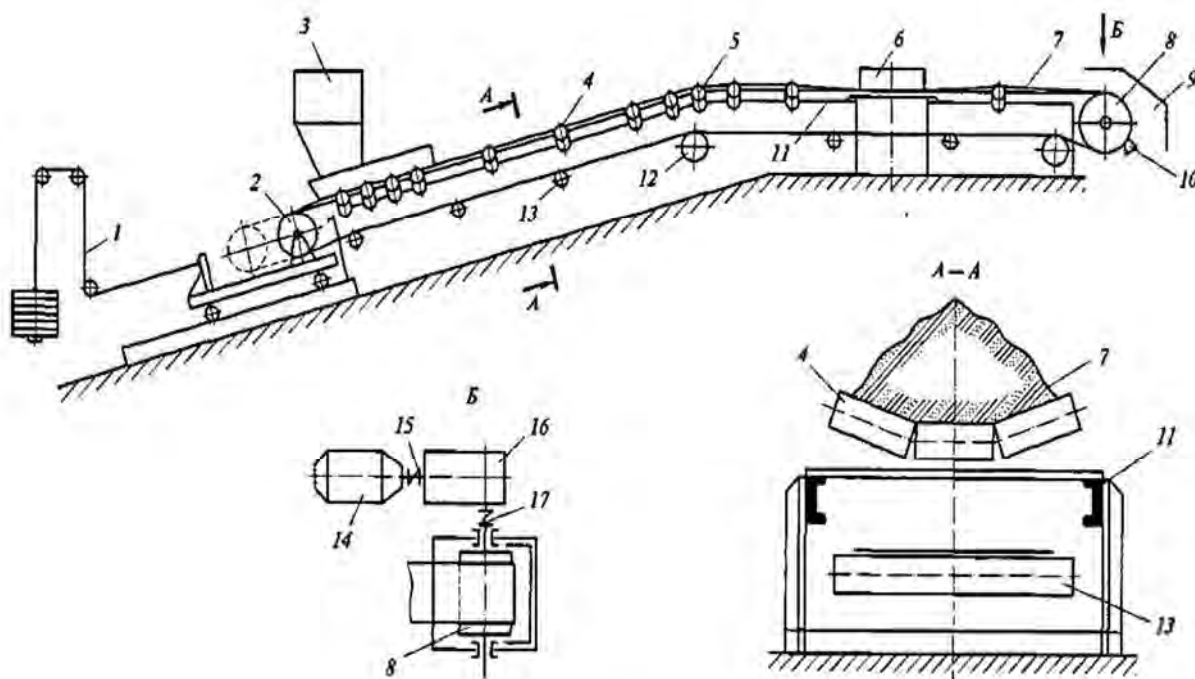


Рис. 4.1. Ленточный конвейер: 1 – натяжное устройство; 2, 8, 12 – натяжной, приводной и отклоняющий барабаны соответственно; 3 – загрузочная воронка; 4, 13 – роликовые опоры; 5 – роликовая батарея; 6 – плужковый сбрасыватель; 7 – лента; 9 – разгрузочная короба; 10 – скребок; 11 – металлоконструкция; 14 – электродвигатель; 15, 17 – муфты; 16 – редуктор

Для очистки рабочей стороны ленты от оставшихся частиц устанавливают вращающиеся щетки (капроновые, резиновые) или неподвижный скребок 10. Для многих видов грузов использование очистного устройства необходимо, т. к. прилипшие частицы образуют на роликах трудноудаляемую неровную корку и могут привести к неравномерному их вращению, которое вызывает ускоренный износ ленты. Хорошо очищает ленту вращающийся барабан с резиновыми спиральными скребками [1].

Привод ленточного конвейера состоит из барабана 8, электродвигателя 14, редуктора 16 и соединительных муфт 15, 17. На поворотных участках ветвей трассы устанавливают роликовые батареи 5, создающие плавный перегиб ленты, или отклоняющие барабаны 12. Все элементы конвейера монтируют на металлоконструкции 11, прикрепляемой к фундаменту или к опорным частям здания. Металлоконструкцию с приводом и разгрузочной коробкой называют приводной станцией. Часть конструкции с натяжным устройством и загрузочной воронкой составляет натяжную станцию. Между обеими станциями расположена средняя часть конвейера, которая выполнена из одинаковых линейных секций. Линейные секции, переходные участки, приводная и натяжная станции соединены болтами. Как правило, для сыпучих грузов используют многороликовые опоры, формирующие желобчатую



ленту. Такая форма ленты при одинаковых ширине и скорости позволяет получить более чем двухкратное увеличение производительности при исключении просыпи груза [1, 2].

Характеристики конвейеров по ГОСТ 22644–77 *Конвейеры ленточные. Основные параметры и размеры* приведены в табл. 4.1.

Табл. 4.1. Характеристики ленточных конвейеров

Параметры	Принятый ряд значений
Ширина ленты $B$ , мм	300; 400; 500; 650; 800; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 2 000; 2 500; 3000
Скорость ленты $v$ , м/с	0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0
Диаметр барабана $D_b$ , мм	160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250; 1 600; 2 000; 2500
Диаметр ролика $d_p$ , мм	63; 89; 108; 133; 159; 194; 219; 245
Производительность $Q$ горизонтальных конвейеров при скорости 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	12,5...2500

## 4.2. Конвейерные ленты

Прорезиненная конвейерная лента в общем виде (рис. 4.2) имеет тяговый каркас, покрытый со всех сторон эластичным защитным наполнителем. Тяговый каркас воспринимает продольные растягивающие усилия в ленте и обеспечивает ей необходимую поперечную жесткость, а наполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и истирания перемещаемым грузом и объединяет его в единое целое, образуя над каркасом наружные обкладки – верхнюю  $1$  (грузонесущую) и нижнюю  $5$  (опорную). Обкладки служат для защиты тягового каркаса от повреждения и изнашивания, ударов транспортируемых грузов при загрузке и от влаги окружающей среды [1, 2].

По типу тягового каркаса различают резинотканевые и резинотросовые ленты. У резинотканевых лент, параметры которых регламентированы ГОСТ 20–85, тяговым каркасом служат прокладки  $3$  из различных тканей, расположенные послойно с резиновыми прослойками  $4$  параллельно друг другу вдоль ленты (рис. 4.2, *а*). Тканевая прокладка состоит из продольных нитей основы  $6$  и поперечных нитей утка  $7, 8$  (рис. 4.2, *б, в*). Прокладки бывают одноосновные с одним рядом нитей основы (наиболее распространенный тип (см. рис. 4.2, *б*)), двухосновные (см. рис. 4.2, *в*) для лент повышенной надежности при транспортировании крупнокусковых грузов и

многоосновные (цельнотканые) из нитепрошивного полотна. Сверху, над первой прокладкой, укладывают защитную (брекерную) ткань 2 (см. рис. 4.2, а), предохраняющую прокладку от повреждений. Тканевые прокладки современных лент изготавливают с применением капрона ТК, анида ТА, лавсана ТЛ, лавсана и капрона ТЛК, хлопка и лавсана БКНЛ [1–3].

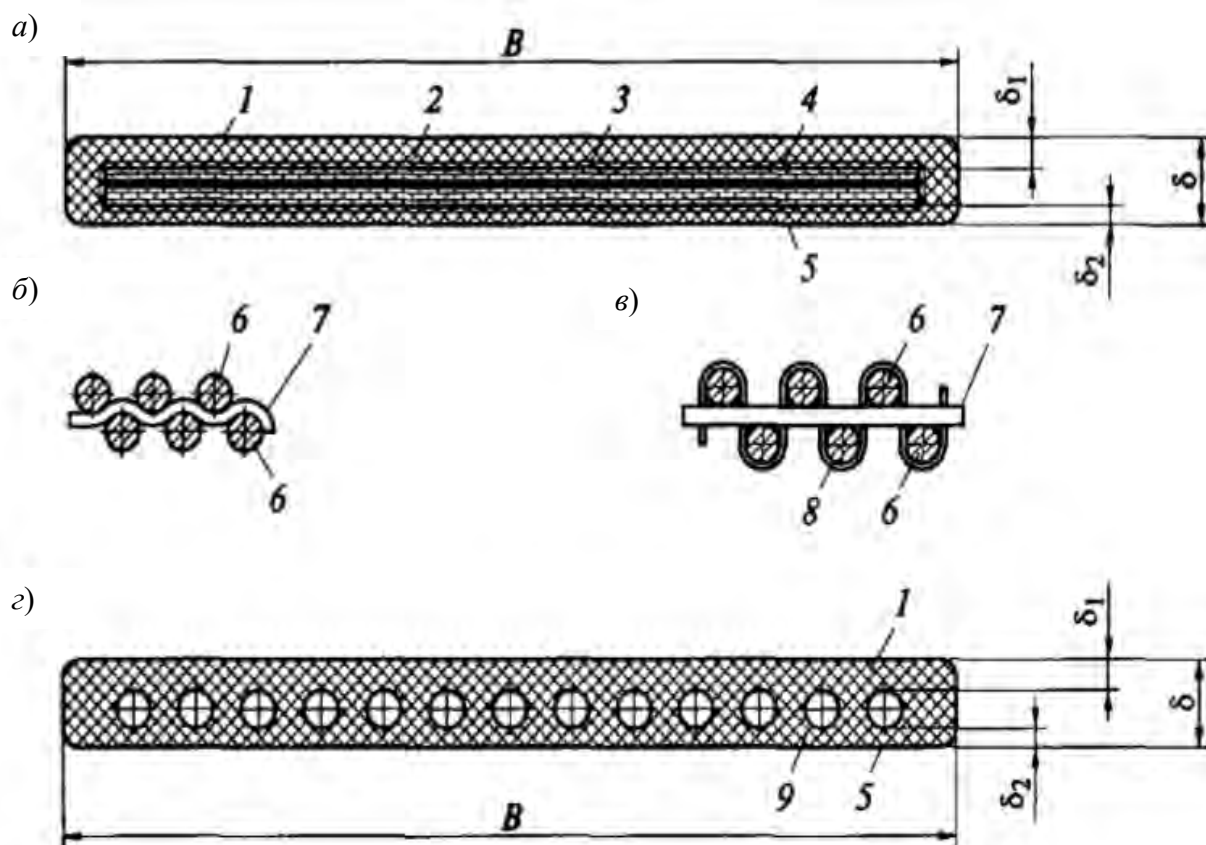


Рис. 4.2. Конвейерные ленты: а–в – резинотканевые с одноосновными (б) и двухосновными (в) прокладками; г – резинотросовая; 1, 5 – верхняя и нижняя обкладки соответственно; 2 – защитная ткань; 3 – прокладка; 4 – резиновая прослойка; б – основа; 7, 8 – уток; 9 – стальной канат;  $B$ ,  $\delta$  – ширина и толщина ленты соответственно;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – толщина верхней и нижней обкладок соответственно

При нагрузке 0,1 номинальной прочности ленты удлинение прокладок из ткани БКНЛ составляет 3,5 %, ТА и ТК – 3,5 %...4 %. Жесткость ленты определяет ее способность принимать и сохранять желобчатую форму, задаваемую роликоопорами. Поэтому для каждой ширины ленты устанавливают минимальное и максимальное число прокладок, определяющее стабильность и угол наклона боковых стенок (угол желобчатости) желоба ленты [1–3].

Ширину  $B$  ленты и число прокладок ленты  $i_n$  назначают согласно ГОСТ 20–85 на ленты и ГОСТ 22644–77 на ленточные конвейеры по следующим рекомендациям: при  $B$  равной 300 и 500 мм  $i_n = 2...5$ ;

при  $B = 650$  мм  $i_n = 2...6$ ; при  $B$  равной 800, 1 000 и 1 200 мм  $i_n = 3...6$ ; при  $B = 1400$  мм  $i_n = 4...6$ ; при  $B$  равной 1 600, 2000, 2500 и 3 000 мм  $i_n = 5...6$  [1, 2].

Необходимое число прокладок резиноканевой ленты [1–3]

$$i_n = \frac{S_{\max} C_n}{k_p B}, \quad (4.1)$$

где  $S_{\max}$  – максимальное усилие натяжения ленты, Н;  $C_n$  – коэффициент запаса прочности;  $k_p$  – прочность при разрыве одной прокладки по основе, Н/мм.

Для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров  $\beta \leq 10^\circ$  при  $i_n \leq 5$   $C_n = 8$ , при  $i_n > 5$   $C_n = 9$ ; для наклонных конвейеров  $\beta = 10^\circ...18^\circ$  при  $i_n \leq 5$   $C_n = 9$ , при  $i_n > 5$   $C_n = 10$ .

Толщины наружных обкладок на верхней  $\delta_1$  и нижней  $\delta_2$  сторонах ленты выбирают в зависимости от свойств и размеров кусков транспортируемого груза, режима работы конвейера и частоты прохождения ленты через пункт загрузки. Чем чаще проходит лента через пункты загрузки (т. е. чем больше скорость ленты и меньше ее длина), тем толще должны быть обкладки для обеспечения долговечности ленты.

Для малоабразивных насыпных грузов принимают  $\delta_1 = 3$  мм,  $\delta_2 = 1$  мм, для среднеабразивных мелкокусовых  $\delta_1 = 3...4,5$  мм,  $\delta_2 = 1$  мм, среднекусовых –  $\delta_1 = 4,5...8$  мм,  $\delta_2 = 2$  мм, сильноабразивных средне- и крупнокусовых –  $\delta_1 = 4,5...10$  мм,  $\delta_2 = 2...3$  мм, штучных –  $\delta_1 = 2...3$  мм,  $\delta_2 = 1...2$  мм.

Распределенную массу резиноканевой ленты определяют произведением расчетной массы  $1 \text{ м}^2$  на ширину ленты или по формуле

$$q_n = 0,0011(\delta_0 i_n + \delta_1 + \delta_2) B, \quad (4.2)$$

где  $\delta_0$  – толщина прокладки (принимают  $\delta_0 = 1,2$  мм для ткани прочностью 55 Н/мм,  $\delta_0 = 2$  мм для ткани прочностью 400 Н/мм).

*Резинотросовые ленты* в качестве тягового каркаса имеют стальные канаты 9 с латунизированной поверхностью для лучшего сцепления с резиной, уложенные в один ряд параллельно друг другу вдоль ленты (рис. 4.2, з). Характеристики резиноканевых лент по ТУ 38605766–91 даны в табл. 4.2; их относительное удлинение составляет 0,25 % при нагрузке, равной 0,1 расчетной прочности ленты [1–3].

Табл. 4.2. Характеристики резиновых лент

Параметры	Тип ленты				
	РТЛ-1000	РТЛ-1500	2РТЛ-2500	2РТЛ-3150	2РТЛ-5000
Диаметр троса, мм	4,2	4,2	7,5	8,25	10,6
Шаг тросов в ленте, мм	14 + 2	9 ± 2	14 + 2	14 ± 2	17 + 2
Расчетная прочность ленты, Н/мм	1000	1500	2500	3150	5000
Ширина ленты, мм	900; 1000; 1200; 1400	900; 1000; 1200; 1400	1000; 1200; 1400	1000; 1200; 1400	1600
Общая толщина ленты 8, мм	18 + 2	18 ± 2	20,5+2	22,5 ± 2	30 ± 2
Расчетная масса ленты, кг/м <sup>2</sup>	23	28	37	43	60
Рекомендуемый диаметр приводного барабана, м	0,8	0,8	1	1,25	1,6...2,0

Резиновые ленты подбирают по прочности тягового каркаса

$$\sigma_p = \frac{S_{\max} C_n}{B}, \quad (4.3)$$

где  $C_n$  – запас прочности, для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров  $\beta \leq 10^\circ$   $C_n = 7$ , для наклонных  $\beta > 10^\circ$   $C_n = 8,5$ .

К достоинствам резиновой ленты относят возможность большого набора лент по прочности, универсальность выполнения стыкового соединения (с механическими соединителями, вулканизацией и т. п.), повышенную стойкость к продольным порывам, высокую амортизирующую способность при динамических нагрузках. Недостатками являются большое удлинение (до 4 %), увеличенные диаметры барабанов при большом числе прокладок.

К преимуществам резиновых лент относятся высокая прочность, малое удлинение при рабочих нагрузках (до 0,25 %), повышенный срок службы, а к недостаткам – большая масса, сложность изготовления стыкового соединения концов ленты, сравнительно меньшая стойкость к продольным порывам и перегибам в вертикальной плоскости.

Длина выпускаемых лент не превышает 300 м. На месте эксплуатации производится соединение концов лент. Это соединение должно иметь высокую прочность, гибкость и срок службы, близкие к аналогичным параметрам сплошного сечения ленты, беспрепятственно проходить по роликам, барабанам и разгрузочным устройствам [1, 2].

Лучшим способом соединения концов ленты является горячая вулканизация, при которой необходима ступенчатая по прокладкам, косая

(под углом  $20^\circ$ ) разделка концов (рис. 4.3, *a*), что гарантирует прочность, гибкость и постепенный благоприятный для повышения долговечности переход при перегибе на барабанах и роликах. Для лент РТЛ используют ступенчатую раскладку канатов каждого из концов ленты (рис. 4.3, *б*).

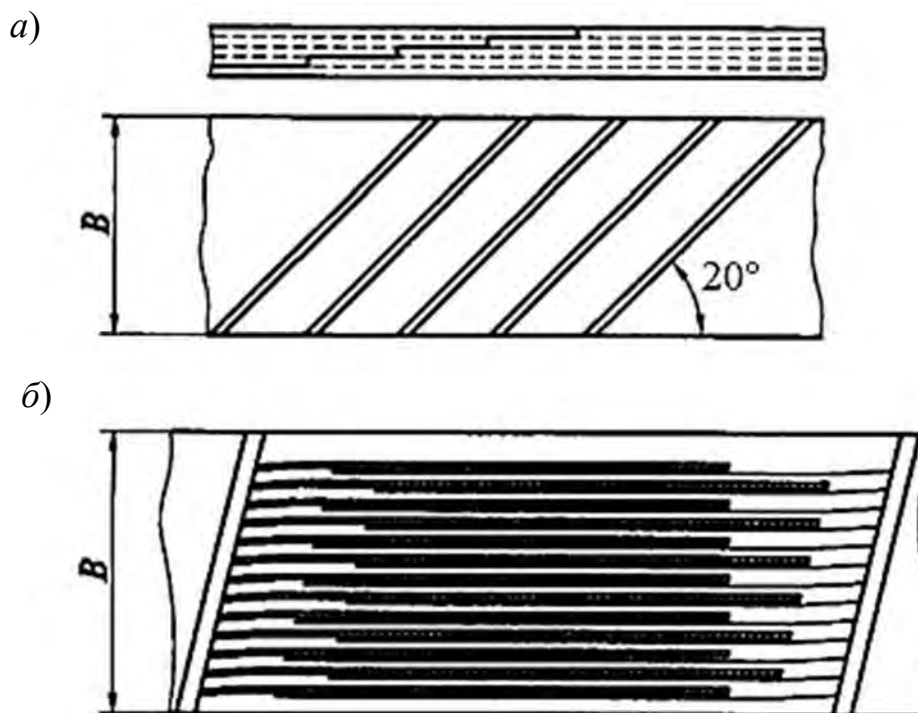


Рис. 4.3. Соединение концов ленты: *a* – резинотканевой; *б* – резинотросовой; *B* – ширина ленты

Для конвейеров малых длины и скорости применяют механические способы стыковки резинотканевых лент в виде скоб, шарниров, заклепок.

### 4.3. Роликовые опоры, ролики и барабаны

**Роликовые опоры.** От работы роликовых опор во многом зависит срок службы ленты, энергоёмкость и качество конвейера. К роликовым опорам и прежде всего к роликам предъявляют высокие требования. Они должны быть удобными при установке и эксплуатации, недорогими и долговечными, обладать малым сопротивлением вращению и обеспечивать необходимую устойчивость и желобчатость ленты [1, 2].

Для рабочей ветви ленты при транспортировании сыпучих грузов используют многороликовые опоры, а при перемещении штучных грузов – так называемые прямые опоры, состоящие из одного ролика (рис. 4.4, *a*). Наибольшее распространение получили трехроликовые опоры (рис. 4.4, *д*). Двухроликовые опоры (рис. 4.4, *б*) применяют в передвижных конвейерах

легкого типа, а пятироликовые (рис. 4.4, *в*) – в конвейерах с лентами большой ширины. При использовании пятироликовых опор увеличивается глубина желоба, улучшается вписываемость ленты между роликами из-за уменьшения относительных углов перегиба. Так как пятироликовые опоры имеют почти в два раза больше подшипников (по сравнению с трехроликовыми), условия эксплуатации конвейеров с этими опорами усложняются.

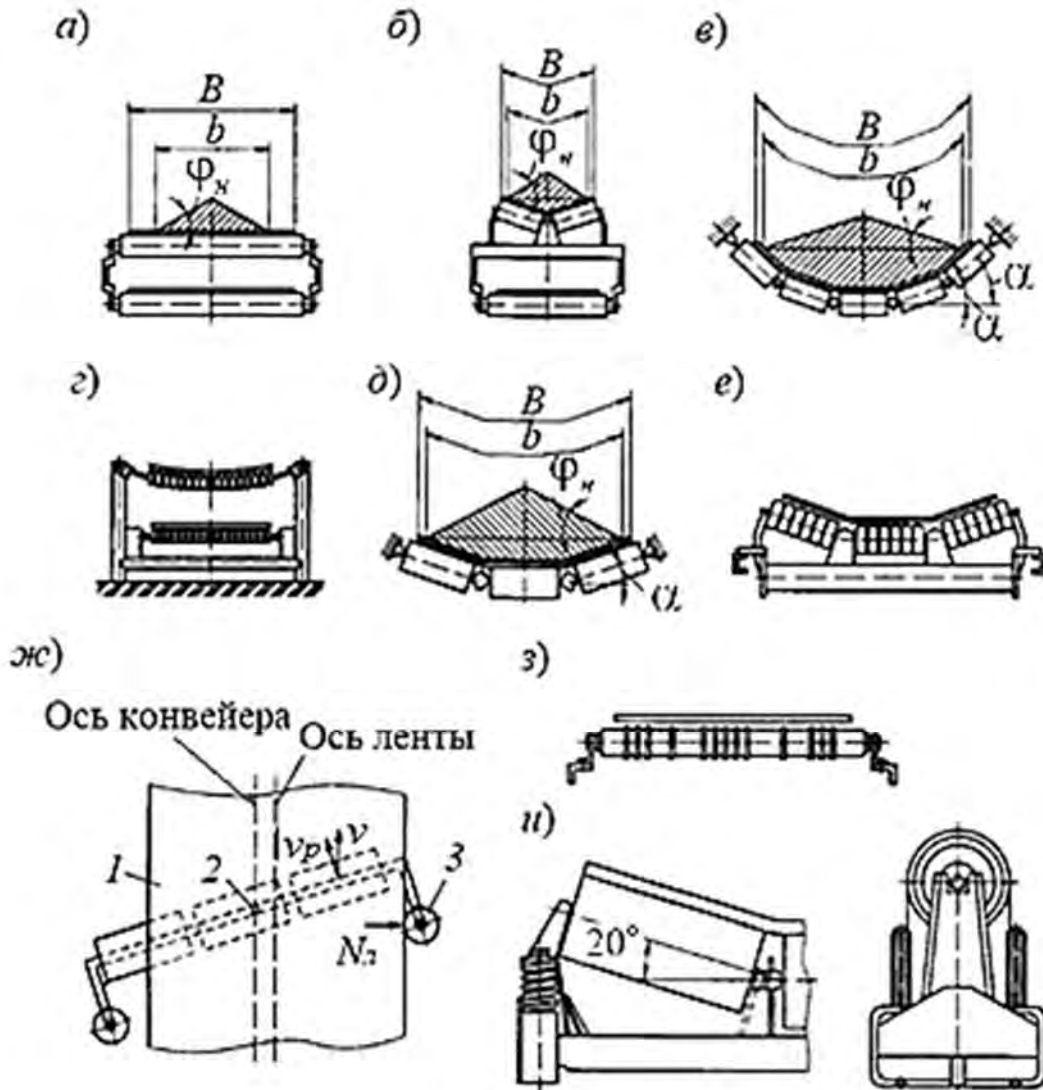


Рис. 4.4. Роликовые опоры: *а* – однороликовая; *б* – двухроликовая; *в* – пятироликовая; *г* – с гибкой осью; *д* – трехроликовая; *е* – с футерованными резиновыми кольцами; *ж* – центрирующая: *1* – лента; *2* – ось центрирующей опоры; *3* – дефлекторный ролик; *з* – с резиновыми дисками; *и* – подпружиненная; *B* – ширина ленты; *b* – ширина груза;  $\varphi_n$  – угол откоса груза на ленте;  $\alpha$  – угол наклона ролика

Гибкий каркас современных лент со сравнительно невысокой поперечной жесткостью позволяет использовать трехроликовые опоры с повышенным углом наклона боковых роликов  $\alpha$ , равным  $30^\circ$  и  $36^\circ$ , благодаря чему существенно увеличиваются площадь поперечного сечения слоя груза на

ленте и производительность конвейера. Нижняя ветвь ленты большей частью имеет однороликовые опоры, и только для конвейеров с широкими лентами возможно применение двухроликовых опор [1, 2].

В конвейерах общего назначения используют роликовые опоры с жестким креплением осей (см. рис. 4.4, *а, б*). В карьерах часто применяют конвейеры с подвесными опорами, которые прикрепляют к натянутым вдоль рамы стальным проволочным канатам.

Податливость подвесных опор в продольном направлении снижает динамические нагрузки при наезде на ролики крупных кусков груза. Конструкция подвесных опор сложна, а их шарниры подвержены потере подвижности. Сопротивление движению ленты на этих опорах выше, чем на опорах с жесткими осями. Аналогичные недостатки свойственны подвесным опорам с гибкой осью из стального каната (рис. 4.4, *з*) [1, 2].

Как правило, все ролики опоры размещают в одной вертикальной плоскости. Такая установка роликов упрощает конструкцию поперечины со стойками, но может вызвать повреждение обкладок ленты в местах контакта ее с торцовыми кромками обечаек роликов. Вынесение горизонтального ролика по ходу движения вперед или назад улучшает условия перегиба ленты, но усложняет конструкцию поперечины со стойками, увеличивает ее металлоемкость.

На протяжении верхней и нижней ветвей трассы устанавливают так называемые рядовые опоры. Специальные опоры располагают лишь в отдельных местах конвейера для выполнения дополнительных функций. К специальным опорам относят переходные опоры, размещаемые у приводного барабана, центрирующие опоры различных типов, опоры с подрессориванием для смягчения ударов падающих кусков груза в пункте загрузки, пружинные опоры (рис. 4.4, *и*) и опоры из резинометаллических блоков (рис. 4.4, *е*), опоры с ободом из резиновых дисков (рис. 4.4, *з*), служащие для очистки ленты на нижней ветви конвейера [1, 2].

При разработке и эксплуатации конвейеров особое внимание необходимо уделять центрированию хода ленты. Во время работы конвейера из-за неточной стыковки концов ленты, серповидности, неравномерной вытяжки по ширине и несимметричного размещения груза лента постоянно смещается в поперечном направлении. На поперечное смещение большое влияние оказывают точность монтажа опор и установка специальных центрирующих устройств. Принцип действия одной из самоцентрирующих опор заключается в том, что сместившаяся в сторону лента *1* (рис. 4.4, *ж*) поворачивает всю опору вокруг вертикальной оси *2* в направлении скорости ленты со стороны ее смещения на некоторый угол. Эффект поворота центрирующей опоры повышается при использовании дополнительных с вертикальными осями дефлекторных роликов *3*. Сместившаяся лента, воздействуя на дефлекторный

ролик с усилием  $N_n$ , увеличивает момент поворота опоры. При этом лента возвращается к середине конвейера из-за несовпадения скорости ленты  $v$  и окружной скорости роликов  $v_p$  в точках контакта [1, 2].

**Ролики.** Наибольшее распространение получили ролики со сквозными осями и вращающимися цилиндрическими обечайками, как правило, на двух подшипниках качения.

Подшипники роликов снабжают системой штампованных колец (рис. 4.5, а), образующих бесконтактные лабиринтные уплотнения, которые характеризуются минимальным сопротивлением вращению и обеспечивают надежную защиту подшипников. Разработаны также ролики с дополнительным блочным уплотнением (рис. 4.5, б). Для подшипников используют долговременную смазку. У роликов с коническими подшипниками (рис. 4.5, в) предусмотрено периодическое возобновление смазывающего материала, подаваемого через пресс-масленку [1, 2].

Опоры, устанавливаемые под загрузочным устройством, воспринимают значительные удары от падающих на ленту кусков груза. Практика эксплуатации показала, что высокую надежность имеют опоры с роликами, футерованными слоем резины или сплошными кольцами (рис. 4.5, з). Высокой амортизирующей способностью обладают резиновые пустотелые кольца (рис. 4.5, д). Ленточные конвейеры, рассчитанные для подачи тяжелых крупнокусовых грузов, оборудуют роликами с увеличенным до 219 мм и даже до 245 мм диаметром.

**Барабаны.** По назначению барабаны бывают приводные, ведущие ленту, натяжные, регулирующие натяжение ленты, и отклоняющие – для отклонения ленты в требуемом направлении.

Приводные барабаны имеют небольшую стрелу выпуклости (1,5...3,0 мм) для центрирования ленты на барабане.

Барабаны изготавливают литыми из чугуна или сварными из листовой стали; наружную поверхность обрабатывают. Приводные барабаны (рис. 4.6) для прорезиненных лент футеруют резиной, что способствует повышению коэффициента трения между лентой и барабаном. Резину привулканизируют к барабану через эбонитовую прокладку. Часто в качестве футеровки используют конвейерную ленту, прикрепленную к барабану винтами с утопленными головками [1, 2].

Барабаны, как правило, монтируют на подшипниках качения. Приводные барабаны крепят на валу шпонками (рис. 4.6, а). Натяжные и отклоняющие барабаны могут устанавливать на вращающейся (рис. 4.6, б) или на неподвижной оси (рис. 4.6, в).



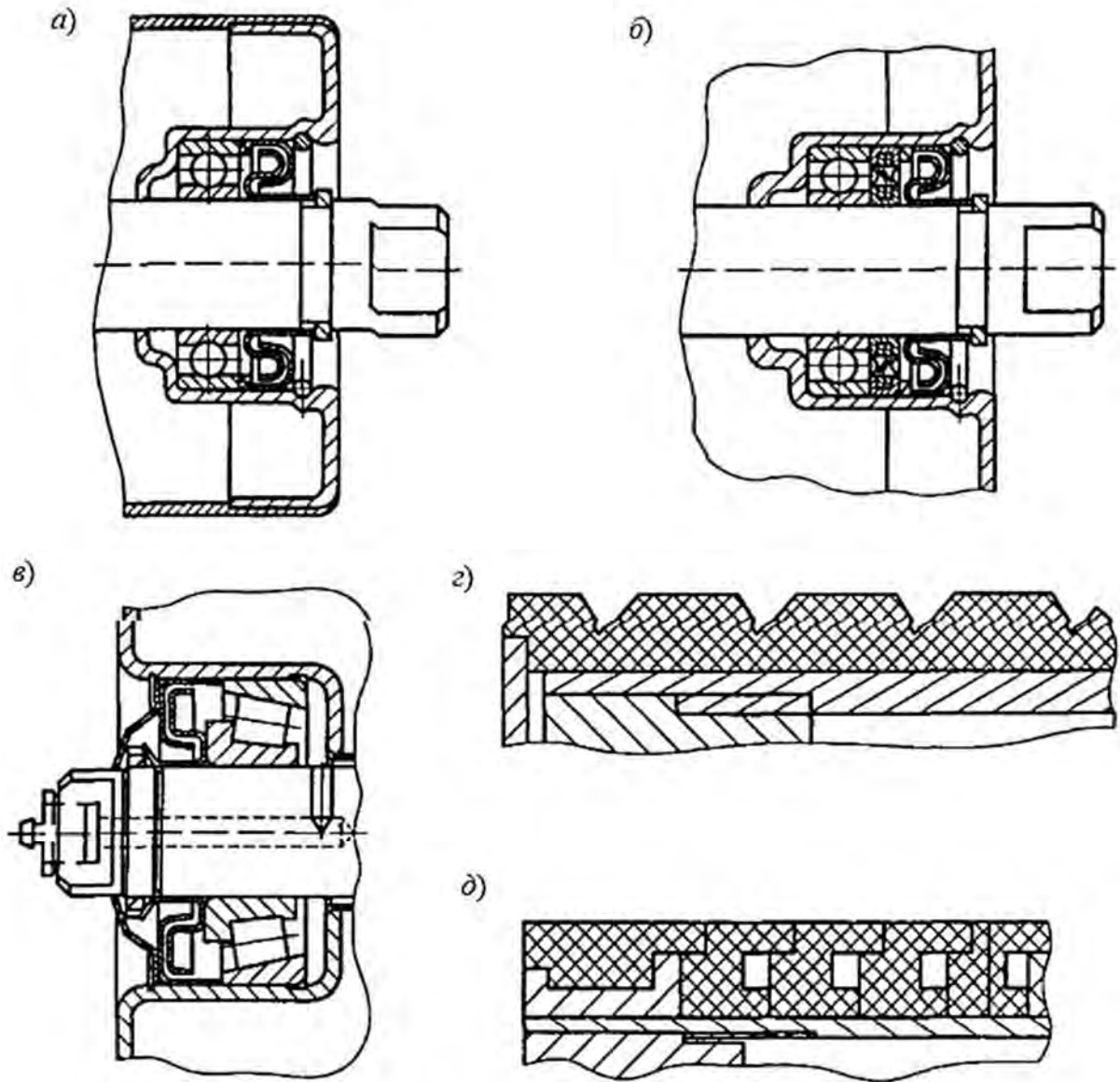


Рис. 4.5. Ролики: *a* – с бесконтактным лабиринтным уплотнением; *б* – с дополнительным блочным уплотнением; *в* – на конических подшипниках; *г* – футерованные слоем резины или сплошными кольцами; *д* – футерованные резиновыми пустотелыми кольцами

Для резинотканевых лент диаметр барабанов  $D_{\bar{o}}$ , мм, определяют по формуле [1, 2]

$$D_{\bar{o}} \geq K_1 K_2 i_n, \quad (4.4)$$

где  $i_n$  – число прокладок в ленте;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий прочность прокладок ленты;  $K_2$  – коэффициент, зависящий от назначения барабана,  $K_2 = 1$  для приводного с однобарабанным приводом,  $K_2 = 1,1$  для приводного

с двухбарабанным приводом,  $K_2 = 0,85$  для натяжного и отклоняющего, установленного рядом с приводным,  $K_2 = 0,5$  для отклоняющих барабанов, установленных на трассе [1, 2].

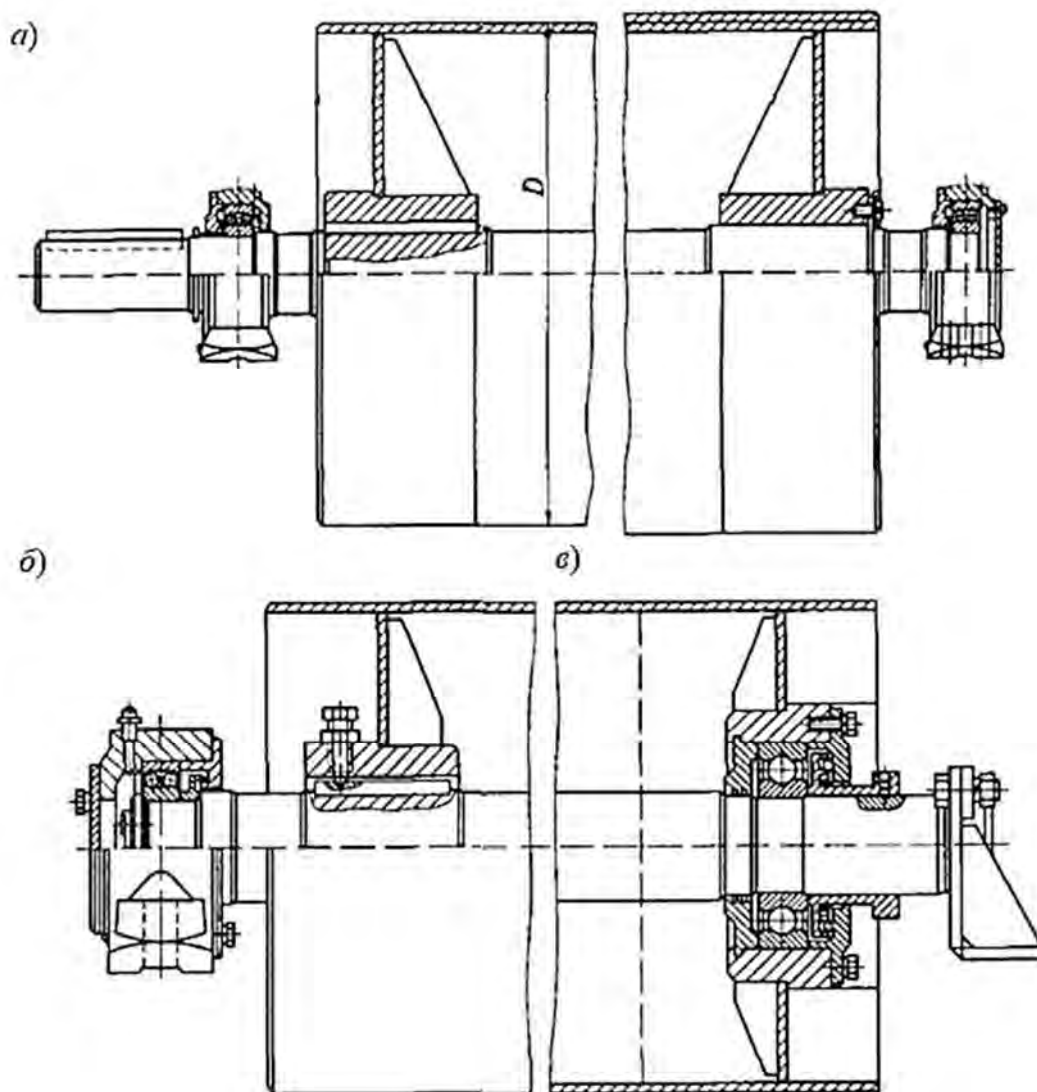


Рис. 4.6. Барабаны: *a* – приводной; *б, в* – натяжные; *D* – диаметр барабана

Коэффициент  $K_1$  определяется по прочности прокладок.

Прочность при разрыве одной прокладки, Н/мм	55	100	200
Значение коэффициента $K_1^*$	125...140	150...160	170...180
Прочность при разрыве одной прокладки, Н/мм	300	400	
Значение коэффициента $K_1^*$	180...190	190...200	

**Примечание.** \* – меньшее значение для меньшей ширины ленты.

Для резиновых лент диаметр натяжного и отклоняющего барабанов

$$D_{\bar{o}} \geq D_n K_2, \quad (4.5)$$

где  $D_n$  – диаметр приводного барабана, принимаемый по табл. 4.2.

#### 4.4. Приводные и натяжные устройства

**Приводные устройства.** В ленточном конвейере тяговое усилие передается на ленту трением при огибании ею приводного барабана. Максимальное тяговое усилие, которое может передать приводной барабан, без учета потерь на самом барабане [1–3]

$$F_t = S_{c\bar{o}}(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (4.6)$$

где  $S_{c\bar{o}}$  – натяжение в сбегавшей с барабана ветви;  $\mu$  – коэффициент трения ленты по поверхности барабана;  $\alpha$  – угол обхвата лентой барабана, рад.

Величину  $e^{\mu\alpha}$ , определяющую тяговую способность приводного барабана, называют тяговым фактором (табл. 4.3).

Табл. 4.3. Значение коэффициента  $\mu$  и тягового фактора  $e^{\mu\alpha}$

Материал барабана	Влажность атмосферы	Коэффициент $\mu$	Тяговый фактор для углов обхвата						
			180° рад	210° рад	240° рад	300° рад	360° рад	400° рад	450° рад
Чугунный или стальной	Высокая	0,10	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,19
С резиновой футеровкой	То же	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,25
Чугунный или стальной	Умеренная	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	4,84
С резиновой футеровкой	То же	0,25	2,18	2,49	2,83	3,70	4,81	5,75	7,05
Чугунный или стальной	Низкая	0,30	2,56	3,0	3,51	4,81	6,58	8,17	10,5
С резиновой футеровкой	То же	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,4	23,0

Тяговое усилие на приводном барабане возрастает с увеличением первоначального натяжения ленты, коэффициента трения и угла обхвата.

Повышение тягового усилия за счет увеличения первоначального натяжения рационально только при наличии запаса прочности ленты. Коэффициент трения зависит от рода и состояния поверхности барабана, условий работы конвейера. Футеровка барабана увеличивает его сцепление с лентой на 30 %...40 %. Для обеспечения более высокого коэффициента трения обводка должна быть такой, чтобы лента соприкасалась с поверхностью барабана нижней (чистой) стороной. Более значительное повышение тягового усилия дает увеличение угла обхвата приводного барабана. Для этого используют двухбарабанный привод, который позволяет увеличить общий угол обхвата лентой приводных барабанов до 400°. Двухбарабанный привод устанавливают на горизонтальных и горизонтально-наклонных конвейерах большой протяженности, когда при однобарабанном приводе прочность имеющейся ленты недостаточна [1, 2].

Общая потребная мощность двигателей двухбарабанного привода  $P$  распределяется между барабанами в соответствии с принятым коэффициентом соотношения мощностей

$$K_{\phi} = \frac{P_1}{P_2}, \quad (4.7)$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – мощности на первом и втором барабанах;

$$P = P_1 + P_2; \quad (4.8)$$

$$P_1 = \frac{PK_{\phi}}{K_{\phi} + 1}; \quad (4.9)$$

$$P_2 = \frac{P}{K_{\phi} + 1}. \quad (4.10)$$

Для большей унификации оборудования часто принимают  $K_{\phi} = 2$ , тогда на первом барабане устанавливают два одинаковых привода, а на втором – один такой же [1, 2].

Чтобы тяговое усилие распределялось между барабанами в соответствии с принятым коэффициентом соотношения мощностей, необходимо соблюдать условие

$$P_1 = P \frac{e^{\mu\alpha_2} (e^{\mu\alpha_1} - 1)}{e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}; \quad (4.11)$$

$$P_2 = P \frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}, \quad (4.12)$$

которое может быть обеспечено соответствующим подбором углов обхвата барабанов.

Однobarабаннные приводы бывают с одним (рис. 4.7, *a*) или двумя (рис. 4.7, *б*) двигателями, двухбарабаннные – с близко расположенными приводными барабанами (рис. 4.7, *з*) и с раздельным расположением приводных барабанов на переднем и заднем концах конвейера (рис. 4.7, *в*). Трехбарабаннные приводы из-за сложности, многократных перегибов ленты и недостаточной надежности используют крайне редко [1, 2].

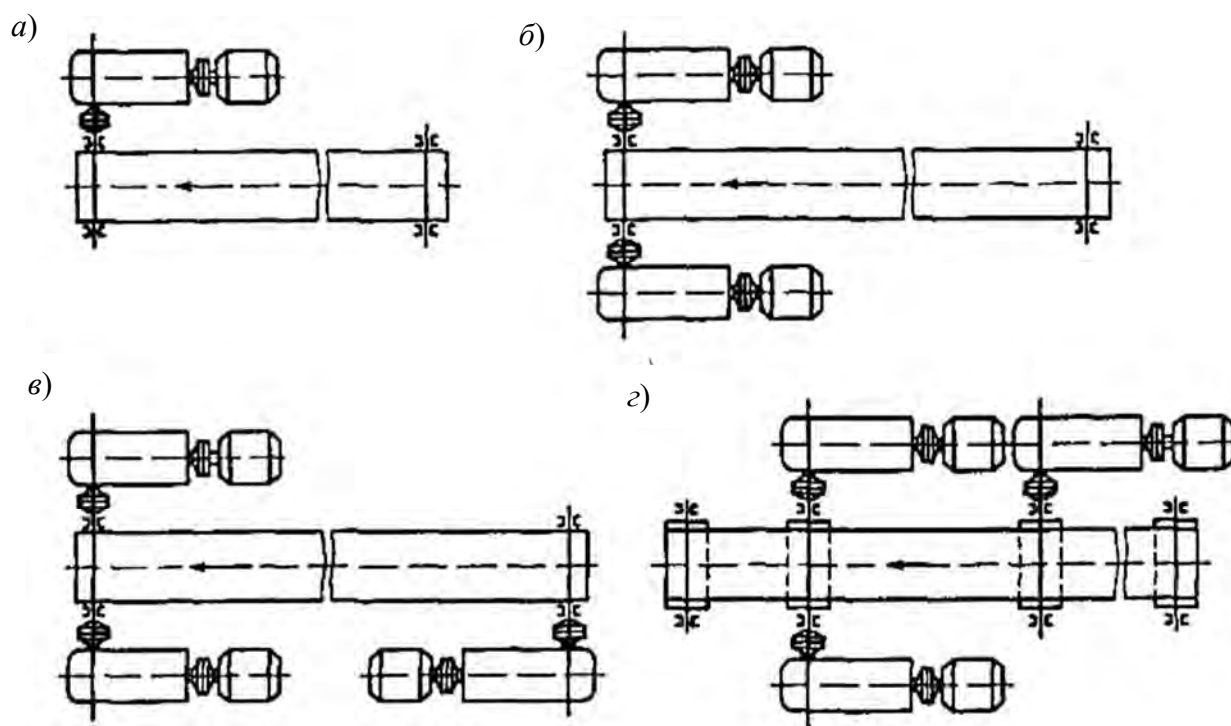


Рис. 4.7. Схемы приводов: *a, б* – однobarабаннный с одним и двумя двигателями; *в, з* – двухбарабаннный с разнесенными и близко расположенными приводными барабанами

Однobarабаннный привод небольшой мощности (до 50 кВт) выполняют с встроенным внутрь барабана 2 электродвигателем 3 и редуктором 7 (рис. 4.8).

В ленточных конвейерах длиной примерно до 300 м с суммарной мощностью привода до 100 кВт, как правило, устанавливают электропривод с короткозамкнутым асинхронным электродвигателем. В простейшем варианте привод состоит из двигателя, соединительных муфт и редуктора, от которого вращающий момент передается приводному барабану.

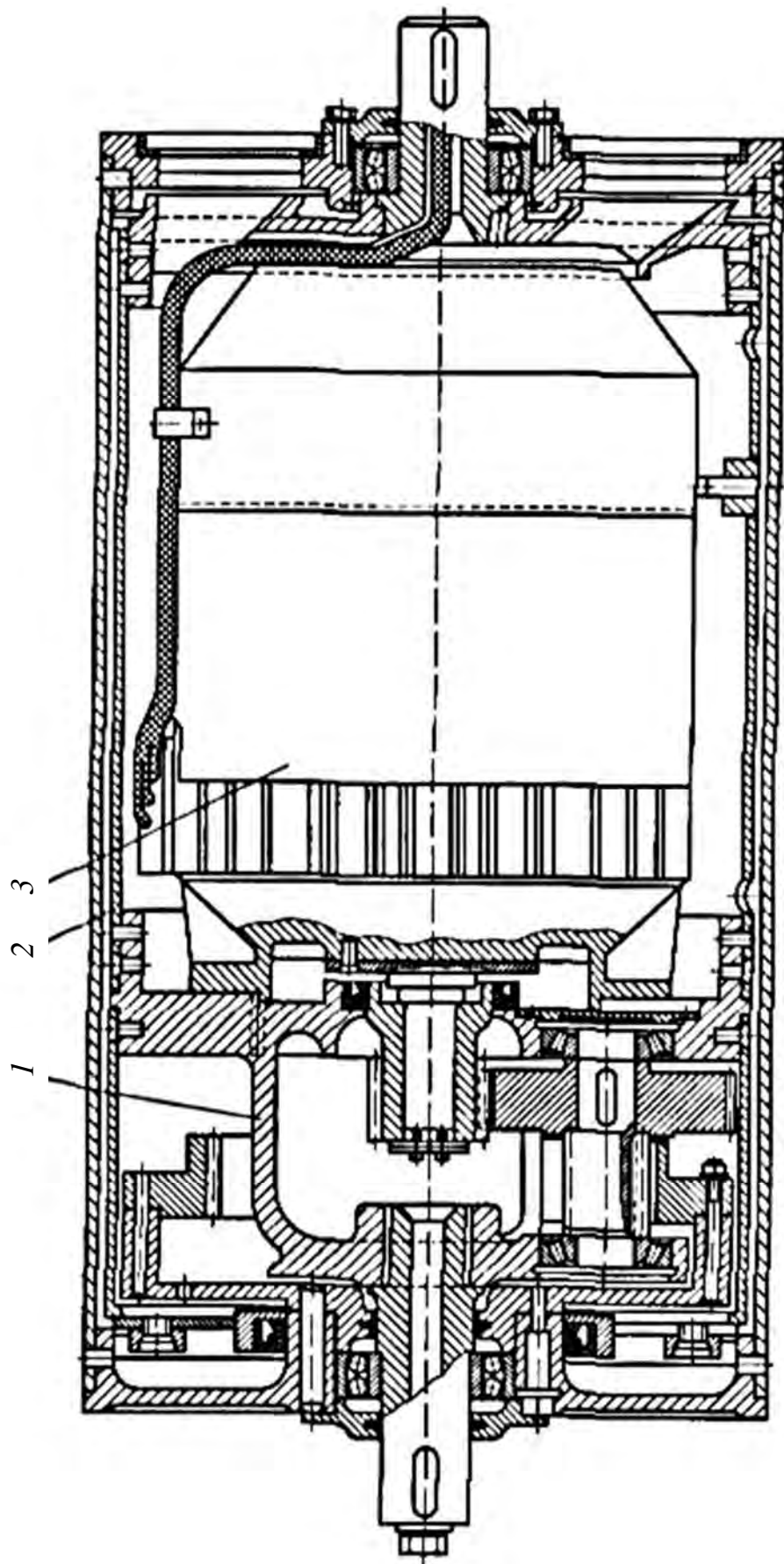


Рис. 4.8. Мотор-барaban : 1 – редуктор; 2 – барaban; 3 – электродвигатель

Основным достоинством этого типа привода является его конструктивная простота, достаточная надежность и относительно низкая стоимость.

К недостаткам электропривода с асинхронным короткозамкнутым электродвигателем следует отнести резкое увеличение пускового момента и, следовательно, возможность появления высоких натяжений в конвейерной ленте и пробуксовки на приводных барабанах [1, 2].

**Натяжные устройства.** Натяжные устройства обеспечивают необходимое прижатие ленты к приводному барабану, компенсируют вытяжку, исключая недопустимые провисания ленты между роликовыми опорами.

Винтовые натяжные устройства применяют на горизонтальных и наклонных конвейерах длиной до 60 м. Грузовые натяжные устройства подразделяют на рамные (вертикальные, рис. 4.9, а) и тележечные (рис. 4.9, б) с непосредственным воздействием груза на натяжную тележку или через полиспаг. Их используют на конвейерах длиной 60...500 м.

Рамное натяжное устройство устанавливают на обратной ветви ленты в средней части конвейера или непосредственно после приводного барабана, когда под конвейером имеется соответствующее место по высоте размещения устройства.

В грузолебедочном натяжном устройстве (рис. 4.10, а) постоянное натяжение ленты создается массой груза, воздействующего на натяжную тележку через канатный полиспаг, а перемещение груза из его крайних положений обеспечивается автоматически лебедкой, управляемой путевыми выключателями.

Когда груз опускается до нижнего предельного положения из-за вытяжки ленты, путевой выключатель дает команду на включение электродвигателя лебедки для подъема груза. При достижении верхнего положения груза лебедка включается в обратном направлении, и груз опускается в рабочее положение. Лебедку также используют при проведении ремонтных и монтажных работ и при стыковке ленты. Натяжное устройство имеет аварийный путевой выключатель, останавливающий привод конвейера при обрыве ленты или троса и падении грузов. Шахта для перемещения натяжного груза закрыта ограждениями [1, 2].

В лебедочном натяжном устройстве (рис. 4.10, б) натяжение ленты создается лебедкой 1 и автоматически регулируется при помощи гидравлического датчика контроля натяжения 3. Датчик (рис. 4.10, в) снабжен электроконтактными манометрами 4, реагирующими на изменение давления в гидросистеме датчика от воздействия натяжения ленты через систему блоков 2 и рычагов 6 на шток гидроцилиндра 5. Манометры дают команду электроприводу лебедки подтянуть или ослабить канаты (для установления необходимого первоначального натяжения ленты) [1, 2].

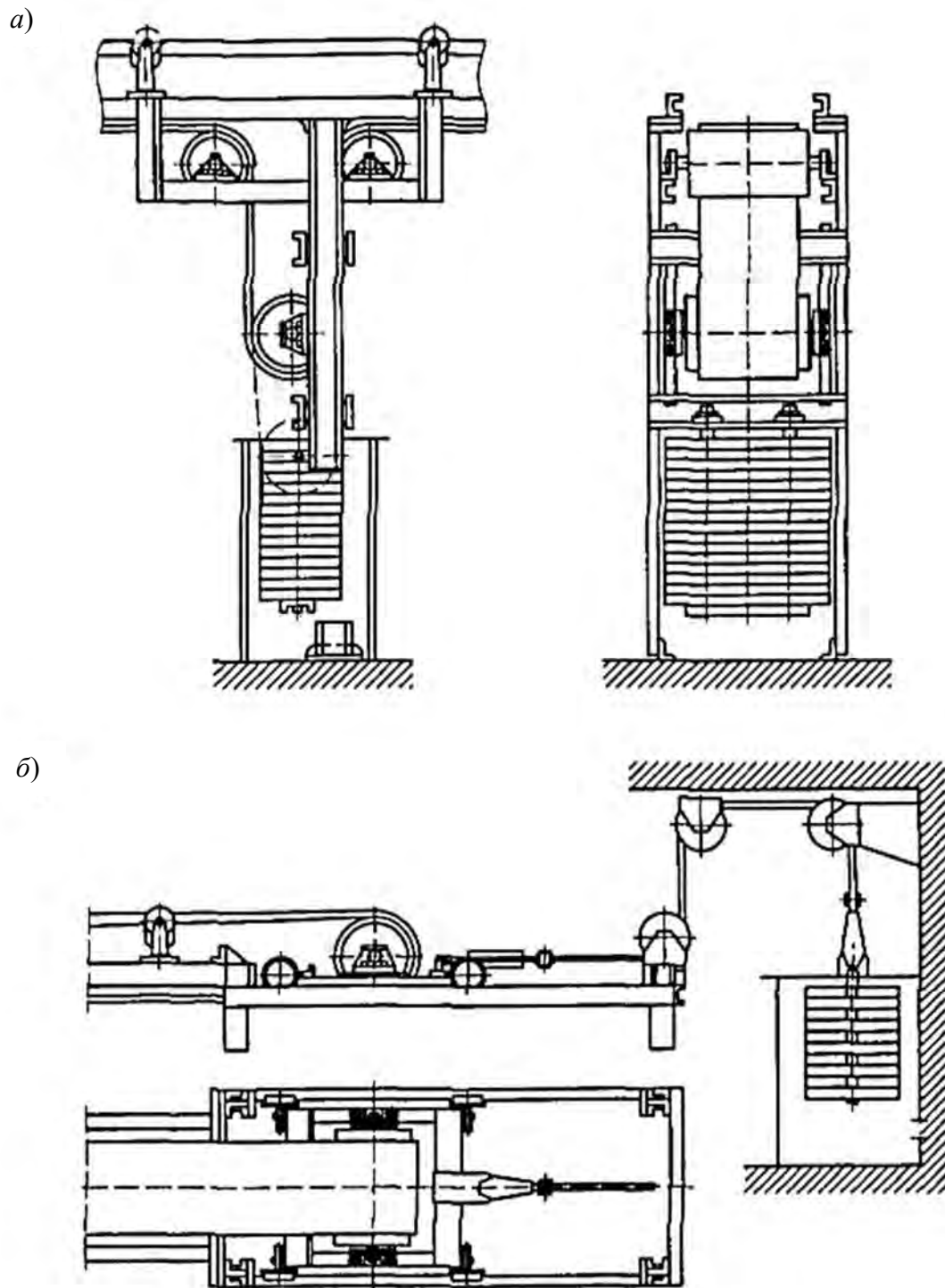


Рис. 4.9. Грузовое натяжное устройство: *а* – рамное; *б* – тележечное

Грузолебедочные и лебедочные натяжные устройства устанавливают на мощных ленточных конвейерах длиной более 500 м и при сложной трассе [1, 2].

Ход натяжного барабана:  
– для резинотканевых лент



$$l_H(1...2)B + 0,015L; \quad (4.13)$$

– для резиновых лент

$$l_H(1...2)B + 0,002L, \quad (4.14)$$

где  $B$  – ширина ленты, м;  $L$  – длина конвейера, м.

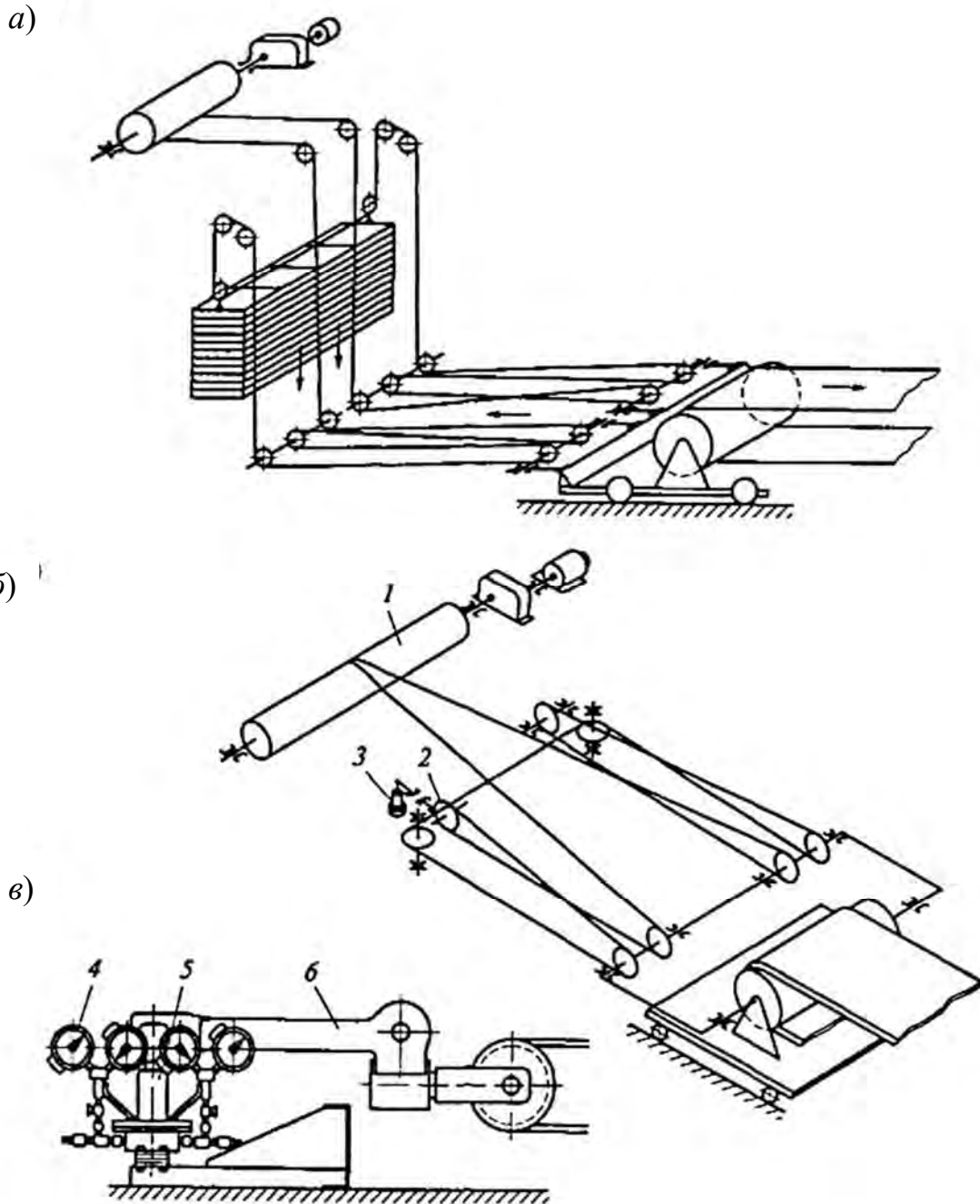


Рис. 4.10. Тележечное натяжное устройство: а – грузолебедочное; б – лебедочное; в – датчик контроля натяжения; 1 – лебедка; 2 – блок; 3 – датчик контроля натяжения; 4 – манометр; 5 – шток гидроцилиндра; 6 – рычаг

Усилие  $F_H$ , необходимое для перемещения тележки натяжного устройства с барабаном (см. рис. 4.9, б),

$$F_H = (S_{наб} + S_{сб}) + W_T, \quad (4.15)$$

где  $S_{наб}$ ,  $S_{сб}$  – усилия натяжения набегающей на барабан и сбегающей с него ленты соответственно;  $W_T$  – сопротивление перемещению тележки в направляющих,

$$W_T = m_T g (w_T \cos \beta + \sin \beta), \quad (4.16)$$

где  $m_T$  – масса тележки с барабаном, кг;  $w_T$  – коэффициент сопротивления движению тележки, для катков тележки на подшипниках качения  $w_T = 0,05$ , на подшипниках скольжения  $w_T = 0,1$  [1, 2].

Для грузового натяжного устройства рамного типа (см. рис. 4.9, а) усилие натяжения

$$F_H = S_{наб} + S_{сб} + m_p g \omega_p - m_p g, \quad (4.17)$$

где  $m_p$  – масса натяжной рамы с барабаном и отрезком ленты, кг;  $\omega_p$  – коэффициент сопротивления перемещению натяжной рамы,  $\omega_p = 0,1$  [1, 2].

Масса натяжного груза тележечного натяжного устройства

$$m_{н.г} = \frac{F_H}{g i_n \eta}, \quad (4.18)$$

где  $i_n$  – кратность полиспаста;  $\eta$  – общий КПД полиспаста и обводных блоков.

#### 4.5. Загрузочные и разгрузочные устройства

**Загрузочные устройства.** От работы загрузочного устройства зависят производительность конвейера, равномерность подачи и центрирование груза, срок службы ленты и сопротивление загрузки [1, 2].

В пункте перегрузки с одного конвейера на другой (рис. 4.11, а) поток груза 7 по наклонному желобу 3 разгрузочного кожуха 2 скатывается вниз и падает на ленту конвейера с некоторой усредненной для всего потока скоростью  $v_{зр}$ , вектор которой можно разложить на две составляю-

щие:  $v_1$ , совпадающую с вектором скорости ленты, и  $v_2$ , нормальную к плоскости ленты.

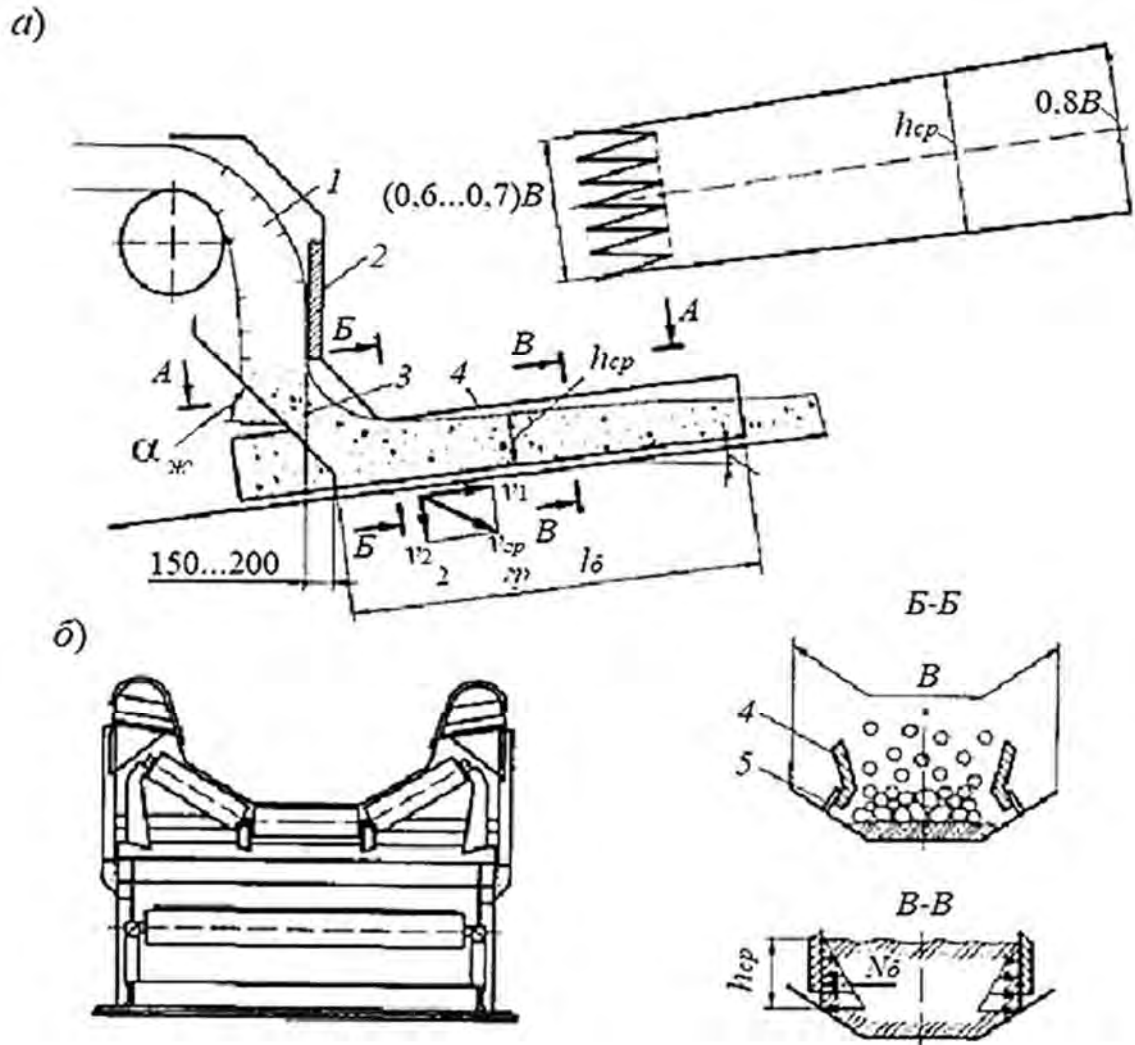


Рис. 4.11. Загрузочное устройство: *a* – схема загрузки; *б* – поперечный разрез загрузочной воронки; 1 – поток груза; 2 – разгрузочный кожух; 3 – наклонный желоб; 4 – бортовые направляющие; 5 – уплотнение;  $B$  – ширина ленты;  $l_{\delta}$  – длина бортов;  $b_{cp}$  и  $h_{cp}$  – расстояние между бортами и высота борта в среднем сечении;  $v_{cp}$ ,  $v_1$ ,  $v_2$  – скорости груза

Если  $v_1 \approx v_{cp}$ , то разгон груза происходит быстро и на коротком расстоянии, поэтому большое значение приобретает выбор угла  $\alpha_{ж}$  наклона желоба, значение которого определяют по углу внешнего трения  $\varphi_6$  материала о желоб. Обычно  $\alpha_{ж} = \varphi_6 + (10^\circ \dots 15^\circ)$ .

Для предотвращения падения отдельных кусков груза с ленты и его центрирования на ней предусмотрены бортовые направляющие 4, установленные с небольшим расширением по ходу ленты. В нижней части к бортам

прикреплены резиновые продольные полосы 5, соприкасающиеся с лентой и обеспечивающие плотность бортов. Для предохранения нижней ветви ленты от возможной просыпи бортовые направляющие в верхней части могут иметь широкие отогнутые закраины (рис. 4.11, б) [1, 2].

В пункте загрузки происходит интенсивное изнашивание ленты в результате трения о груз. Интенсивность изнашивания увеличивается при повреждениях резиновой обкладки острыми выступами падающих крупных кусков. Перекрытие плоскости свободного падения груза нижней кромкой желоба не менее чем на 150...200 мм уменьшает повреждения обкладки, а клиновидные прорезы в нижней его части позволяют получить слой просыпи из мелких фракций, служащий своеобразной защитой ленты при падении на нее крупных кусков.

После выхода из створа направляющих бортов груз должен находиться в состоянии покоя относительно ленты.

Соблюдение этого требования служит обоснованием определения длины бортов  $l_{\sigma}$ . Если принять, что разгон груза происходит по линейному закону, то

$$l_{\sigma} = v_{cp} t = 0,5(v + v_1)t, \quad (4.19)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость движения груза на длине разгона;  $t$  – время разгона груза;  $v$  – скорость ленты;  $v_1$  – начальная скорость груза в направлении движения ленты.

Так как время разгона груза  $t_{\sigma} = \frac{v - v_1}{j_p}$  (где  $j_p$  – ускорение груза при разгоне), то

$$l_{\sigma} = \frac{v^2 - v_1^2}{2j_p}. \quad (4.20)$$

Постоянное ускорение  $j_p$  груза при разгоне, соответствующее принятому линейному закону, можно определить по упрощенной расчетной схеме (рис. 4.12). При разгоне на некоторую массу  $m$  сыпучего груза, находящуюся на участке ленты длиной  $l_{\sigma}$  загрузочного устройства, действуют силы тяжести  $mg$ , трения  $F_{\sigma}$  стенки бортов, инерции  $F_{ин}$  и трения  $F_{л}$  о ленту [1, 2].

Сила трения  $F_{л}$  груза о ленту в загрузочном устройстве обеспечивает разгон груза до скорости  $v$  ленты. В соответствии с принципом Д'Аламбера сумма проекций этих сил на направление движения ленты равна нулю:

$$F_l - mg \sin \beta - F_{\delta} - F_{ин} = 0, \quad (4.21)$$

или

$$mg f_l \cos \beta - mg \sin \beta - k_{\delta} mg f_{\delta} \cos \beta - m j_p = 0, \quad (4.22)$$

где  $\beta$  – угол наклона конвейера;  $f_l$  – коэффициент трения груза о ленту;  $k_{\delta}$  – коэффициент бокового давления груза на направляющие борта;  $f_{\delta}$  – коэффициент трения груза о направляющие борта.

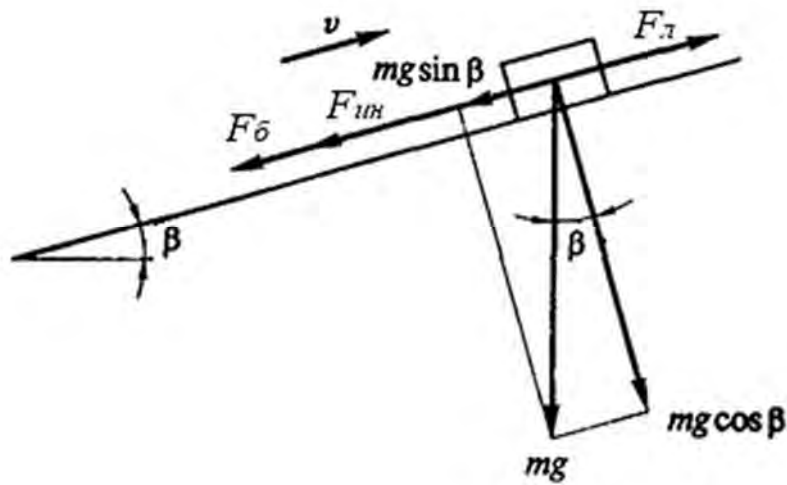


Рис. 4.12. Расчетная схема для определения ускорения груза при разгоне:  $F_{\delta}$ ,  $F_l$  – силы трения груза о борт и ленту соответственно;  $F_{ин}$  – сила инерции;  $m$  – масса груза;  $v$  – скорость ленты;  $\beta$  – угол наклона конвейера

Тогда ускорение груза при разгоне

$$j_p = g(f_l \cos \beta - \sin \beta - k_{\delta} f_{\delta} \cos \beta), \quad (4.23)$$

а минимальная длина бортов

$$l_{\delta} = \frac{v^2 - v_1^2}{2g(f_l - \operatorname{tg} \beta - k_{\delta} f_{\delta}) \cos \beta}. \quad (4.24)$$

Средняя распределенная по длине бортов масса груза  $q_{cp}$ , кг/м,

$$q_{cp} = 1000 b_{cp} h_{cp} \rho, \quad (4.25)$$

где  $b_{cp}$  – среднее расстояние между бортами, м;  $h_{cp}$  – средняя высота груза по длине бортов, м;  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>.

Расчетная производительность конвейера  $Q$ , т/ч,

$$Q = 3600 A_{cp} v_{cp} \rho = 3600 b_{cp} h_{cp} c_{cp} \rho. \quad (4.26)$$

Из формулы (4.26) средняя высота груза  $h_{cp}$ , м, по длине бортов

$$h_{cp} = \frac{Q}{3600 b_{cp} v_{cp} \rho}. \quad (4.27)$$

Используя гидростатический закон распределения давления груза по средней высоте  $h_{cp}$ , можно принять, что сила  $N_{\delta}$  давления груза на борт равна среднему давлению, умноженному на площадь борта [1, 2]:

$$N_{\delta} = \frac{1000 h_{cp} \rho}{2} h_{cp} l_{\delta} g. \quad (4.28)$$

Сила трения груза о два борта

$$F_{\delta} = 2 N_{\delta} f_{\delta} = \frac{h_{cp}}{b_{cp}} q_{cp} l_{\delta} g f_{\delta}, \quad (4.29)$$

где  $q_{cp}$  – средняя распределенная масса груза в загрузочном устройстве,  $q_{cp} = 1000 b_{cp} h_{cp} \rho$  [1, 2].

Сила местного сопротивления движению ленты  $W_3$  в загрузочном устройстве ленточного конвейера равна силе трения  $F_l$  ленты под грузом на длине  $l_{\delta}$ , т. е. на длине выравнивания скоростей:

$$W_3 = F_l = m g f_l \cos \beta = q_{cp} l_{\delta} g f_l \cos \beta. \quad (4.30)$$

Если подставить в выражение (4.30) зависимость (4.24), то

$$W_3 = \frac{q_{cp} f_l (v^2 - v_1^2) \cos \beta}{2(f_l - \operatorname{tg} \beta - k_{\delta} f_{\delta}) \cos \beta},$$

или

$$W_3 = \frac{Qf_{\lambda}(v - v_1)}{3,6(f_{\lambda} - \operatorname{tg}\beta - k_{\delta}f_{\delta})}. \quad (4.31)$$

Для расчета  $W_3$  необходимо предварительно определить составляющую  $v_1$  скорости падения груза на ленту. Наиболее точным методом вычисления ее усредненного значения следует считать экспериментальный метод. При ориентировочных расчетах можно использовать данные по близким к рассматриваемому загрузочному устройству аналогам. Для некоторых хорошо сыпучих грузов составляющую средней скорости истечения (см. рис. 4.11, а) рассчитывают по приближенной формуле

$$v_1 = \lambda \sqrt{3,2gR_{\Gamma} \sin \alpha_{\text{жс}} \cos(\alpha_{\text{жс}} + \beta)}, \quad (4.32)$$

где  $\lambda$  – коэффициент истечения для сухого песка, сортированного гравия и зерновых материалов,  $\lambda = 0,55 \dots 0,65$  [1, 2];  $R_{\Gamma}$  – гидравлический радиус отверстия истечения.

**Разгрузка конвейера.** Разгрузка конвейера может производиться с концевого барабана или на трассе конвейера в промежуточных пунктах при помощи плужковых или барабанных разгрузателей (последние применяются только для насыпных грузов). При набегании ленты на концевой барабан на частицу груза действуют центробежная сила  $P_{\text{ц}}$  и сила тяжести  $mg$ , которую можно разложить на две составляющие – нормальную к поверхности барабана  $P_{\text{н}}$  и касательную  $P_{\text{т}}$ , как представлено на рис. 4,13 а.

$$P_{\text{ц}} = \frac{mV^2}{r}, \quad P_{\text{н}} = mg \cos \alpha, \quad P_{\text{т}} = mg \sin \alpha. \quad (4.33)$$

Центробежная сила и нормальная составляющая силы тяжести всегда направлены в противоположные стороны, и при  $P_{\text{н}} \leq P_{\text{ц}}$  частица груза отрывается от поверхности ленты и совершает свободный полет по параболической траектории. При этом

$$\cos \alpha \geq \frac{mV^2}{rmg} = \frac{V^2}{rg}, \quad \alpha \geq \arccos \frac{V^2}{gr}. \quad (4.34)$$

При разгрузке ленты через концевой барабан для устранения просыпей, правильной установки приемных и ограждающих устройств следует рассчитать траекторию полета частицы груза. Особенно это необходимо в ленточных метательных машинах, с помощью которых насыпному грузу сообщается кинетическая энергия для направленного его полета на расстояние до 20...30 м. Такие машины широко применяются для подачи груза в труднодоступные места. В горном деле метательные машины используют в шахтах для закладки породой выработанных пространств (закладочные машины) и на открытых разработках для отсыпки отвалов, в металлургии для загрузки шихты в сталеплавильные печи, на дорожно-строительных и земляных работах при сооружении земляного полотна, насыпке дамб, на железнодорожном и водном транспорте для более полного заполнения кузовов вагонов и трюмов судов (штивующие машины), на погрузочно-разгрузочных и сортировочных работах на складах для зерна (зернометатели) и др.

Рассматривают три возможных случая разгрузки ленты через концевой барабан.

1. Концевой барабан установлен на наклонном участке с транспортированием груза вверх (рис. 4.13, б):

– при  $P_{ц} > mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет в точке касания ленты с барабаном, т. е. при угле  $\beta$ , кривая 1. Следует отметить, что угол наклона конвейера  $\beta$  в ленточных конвейерах не превышает  $20^\circ \dots 25^\circ$  [1, 2];

– при  $P_{ц} = mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет в верхней точке барабана кривая 2 [1, 2];

– при  $P_{ц} < mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет при угле  $\alpha = \arccos \frac{V^2}{gr}$ , кривая 3.

2. Концевой барабан установлен на горизонтальном участке конвейера (рис. 4.13, в):

– при  $P_{ц} \geq mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет в точке касания ленты с барабаном, кривая 1;

– при  $P_{ц} < mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет при угле  $\alpha$ , кривая 2.

3. Концевой барабан установлен на наклонном участке с транспортированием груза вниз (рис. 4.13, г):

– при  $P_{ц} \geq mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет в точке касания ленты с барабаном, кривая 1;

– при  $P_{ц} < mg$  отрыв частицы груза от ленты произойдет при угле  $\alpha$ , кривая 2.



С другой стороны, точка отрыва частицы от поверхности ленты зависит от полюсного расстояния  $h_{\text{п}}$ , схема для определения которого представлена на рис. 4.13, д.

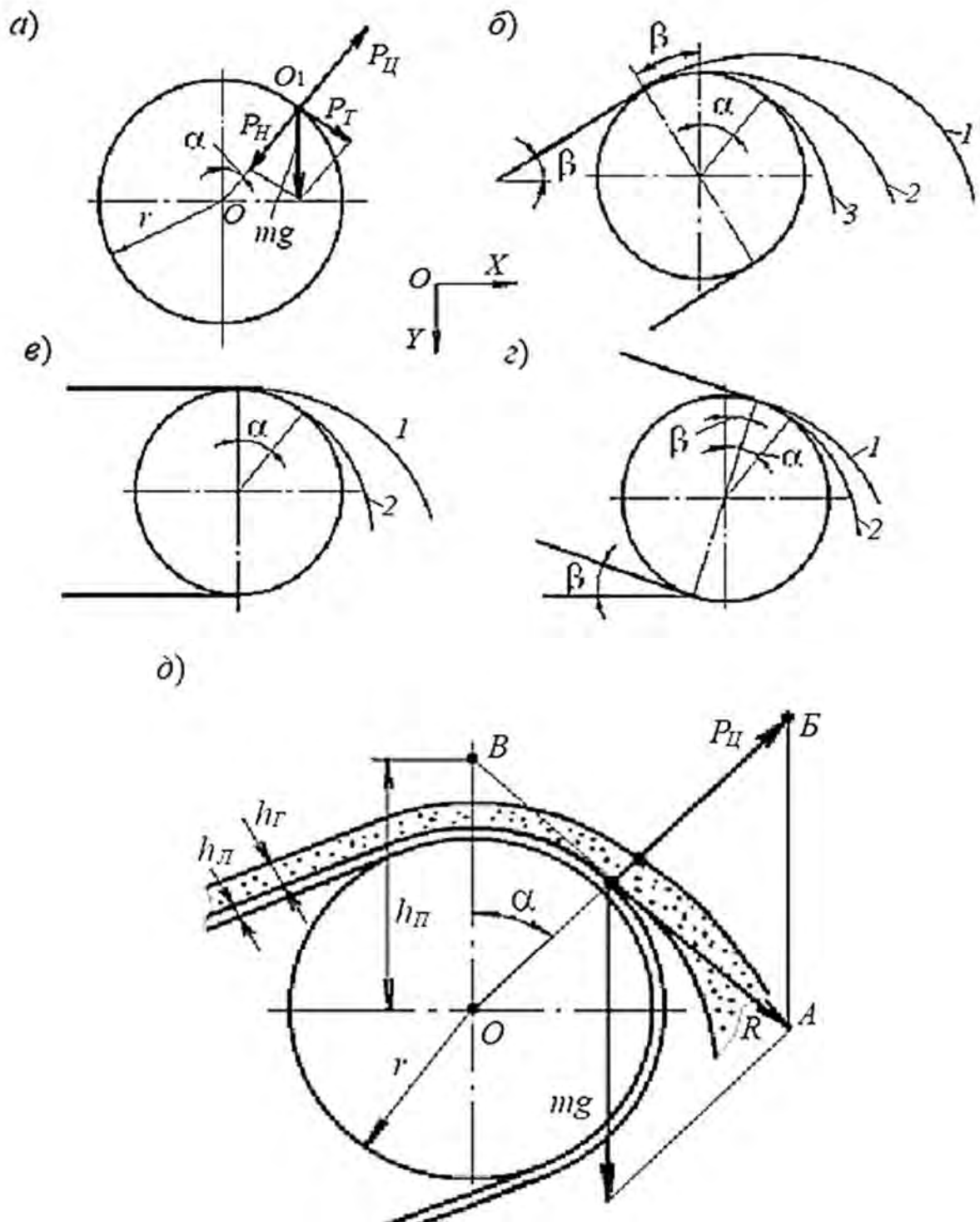


Рис. 4.13. Схемы для определения траектории движения частиц груза: а – схема сил, действующих на частицу груза; б–г – схемы траекторий частиц при разгрузке наклонного конвейера с транспортировкой груза вверх, горизонтального конвейера, наклонного конвейера с транспортировкой груза вниз; д – схема определения полюсного расстояния

Равнодействующая  $R$  сил  $P_{ц}$  и  $mg$  по величине и направлению зависит от точки ее приложения. Если продлить вектор  $R$  до пересечения с вертикалью, проходящей через центр барабана, то при любом положении вектор  $R$  будет пересекать вертикаль в одной и той же точке  $B$ , называемой полюсом. Расстояние  $h_{\Pi}$  от точки  $B$  до центра барабана называется полюсным расстоянием.

Из подобия треугольников  $O_1AB$  и  $O_1OB$

$$h_{\Pi} = \frac{gr^2}{V^2} = \frac{gr^2 30^2}{(\pi nr)^2} = \frac{895}{n^2}, \quad (4.35)$$

где  $n$  – частота вращения барабана, об/мин.

При полюсном расстоянии  $h_{\Pi} < r$  центробежная сила велика по сравнению с силой тяжести и частицы груза отрываются от ленты в точке ее набегания на барабан.

При полюсном расстоянии  $h_{\Pi} > r$  центробежная сила уменьшена по сравнению с силой тяжести и частицы груза отрываются от ленты в токе  $O_1$  после прохождения вертикальной оси барабана. Расположив начало координат  $XOY$  в точке начала свободного полета частиц для верхнего и нижнего слоя груза, строят ограничивающие траектории полета частиц.

$$X = Vt \cos \alpha, \quad Y = -Vt \sin \alpha + \frac{gt^2}{2}. \quad (4.36)$$

При отрыве частиц груза от ленты в точке ее набегания на барабан скорость частиц груза принимается равной скорости ленты  $V$ .

При отрыве частиц груза от ленты после прохождения вертикальной оси барабана скорость частиц груза нижнего  $V_H$  и верхнего  $V_B$  слоев

$$V_H = \frac{V}{r}(r + t_{\Pi}), \quad V_B = \frac{V}{r}(r + t_{\Pi} + h_{\Gamma}), \quad (4.37)$$

где  $t_{\Pi}$  и  $h_{\Gamma}$  – толщина ленты и высота слоя груза на ленте соответственно.

При построении ограничивающих траекторий полета частиц груза нижнего и верхнего слоев вычерчивают концевой барабан в определенном масштабе с конвейерной лентой и грузом. Координаты точек траектории частиц груза нижнего и верхнего слоя (по четыре-шесть точек) определяют с

интервалом времени  $0,3 \dots 0,4$  с, откладывают их в том же масштабе, что и барабан, и очерчивают плавными параболообразными кривыми.

Во всех случаях при  $V^2/r < g$  и  $g \sin \alpha \geq g f \cos \alpha$  ( $f$  – коэффициент трения груза о ленту) касательная составляющая силы тяжести груза больше силы трения груза о ленту, и последний будет соскальзывать и совершать дальнейший полет почти отвесно.

В соответствии с траекториями движения частиц груза проектируется очертание разгрузочного кожуха. Конфигурация кожуха должна способствовать исключению ударов о стенки кожуха, излишнего крошения и пыления.

При установке разгрузочной воронки необходимо предусмотреть защитные средства от быстрого износа стенки воронки, воспринимающей удары падающих частиц груза. Рекомендуется покрывать их листами износостойкой резины, слоем груза, размещенным в специальных отсеках (карманах) и т. п. (см. рис. 4.13, а).

Разгрузка на трассе конвейера производится при помощи барабанных или плужковых разгрузателей [1, 2].

Барабанный разгрузатель (рис. 4.14) состоит из тележки 1, установленных на ней оборотных барабанов 2 и разгрузочной воронки 3. Транспортируемый груз сбрасывается с верхнего барабана в воронку и направляется ею вправо или влево либо одновременно в обе стороны от конвейера. Тележка движется вдоль горизонтального участка конвейера по всему фронту разгрузки от ленты конвейера через барабан (для лент шириной 500...650 мм) или от отдельного электродвигателя с кабельным подводом электроэнергии. Рельсовые пути устанавливаются на металлоконструкции конвейера или на полу разгрузочной эстакады. Последнее исполнение характерно для разгрузателей конвейеров тяжелого типа с лентой шириной 1600...2000 мм. В этом исполнении металлоконструкция тележки делается в виде портала, внутри которого проходит металлоконструкция конвейера [1, 2].

Сбрасывающие тележки, создавая благоприятные условия работы ленты, не ограничивают ее скорость, однако отличаются сложностью конструкции, высокой стоимостью и невозможностью применения для разгрузки штучных грузов [1, 2].

Усилие  $F_T$  (рис. 4.15, а), необходимое для перемещения тележки и расчета мощности двигателя, складывается из сил сопротивления  $W_T$  движению ходовых колес тележки и барабанов при перегибе ленты  $W_\theta$ . Без учета массы ленты и потерь на нескольких роликовых опорах самой тележки соотношение между натяжениями в ленте до тележки  $S_n$ , на тележке  $S'_n$  и после тележки  $S_{n+1}$  имеет следующий вид [1, 2]:

$$\begin{cases} S'_n = S_n + qgh_T; \\ S_{n+1} = S'_n K^2 = (S_n + qgh_T)K^2, \end{cases} \quad (4.38)$$

где  $q$  – распределенная масса груза;  $h_T$  – высота подъема груза на тележке;  $K$  – коэффициент сопротивления движению ленты на одном барабане.

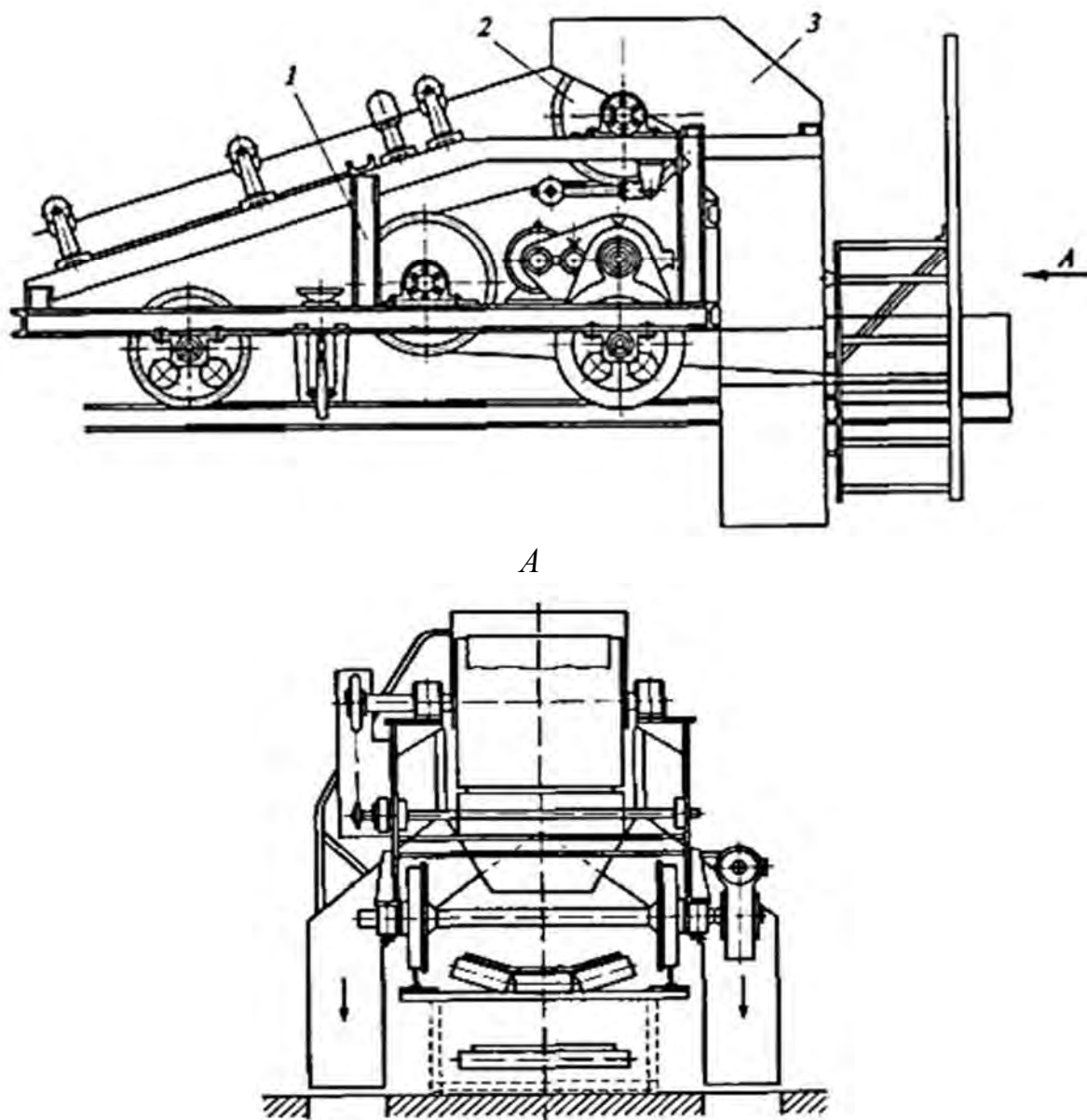


Рис. 4.14. Барабанный разгрузатель: 1 – тележка; 2 – барабан; 3 – разгрузочная воронка

Тележки часто перемещаются во время движения ленты конвейера со скоростью  $v$ . В общем случае при установившемся перемещении разгрузочной тележки со скоростью  $\pm v_T$

$$F_T v_T = W_T v_T + W_\delta (v \pm v_T) - (S_{n+1} - S_n) v. \quad (4.39)$$

В зависимости (4.39) положительный знак для  $v_T$  соответствует наиболее неблагоприятному режиму работы, когда направление скорости тележки не совпадает с направлением скорости ленты. Тогда

$$F_T = W_T + W_\delta \left( \frac{v}{v_T} \pm 1 \right) - (S_{n+1} - S_n) \frac{v}{v_T}. \quad (4.40)$$

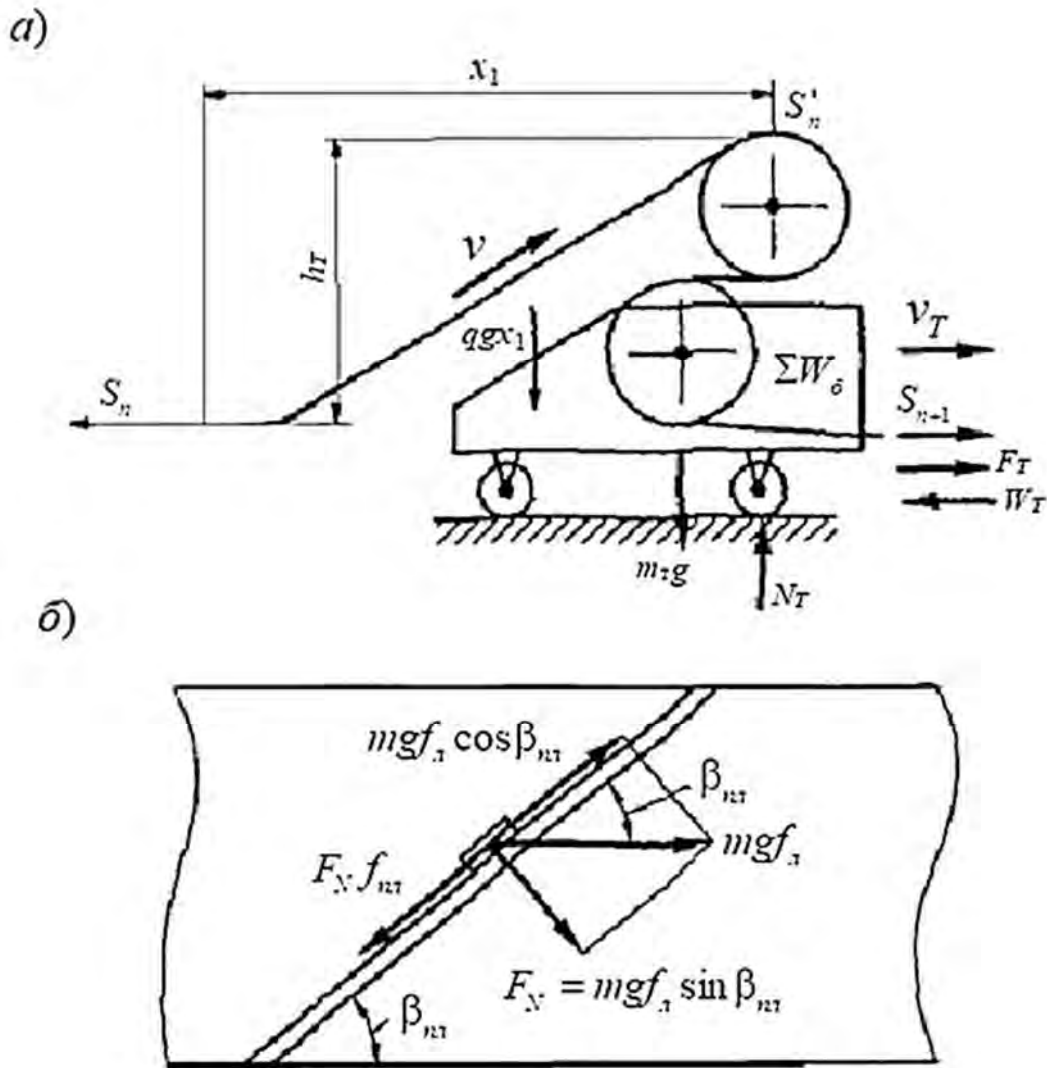


Рис. 4.15. Расчетные схемы разгрузателей: *а* – барабанный; *б* – плужковый;  $S_n$ ,  $S'_n$ ,  $S_{n+1}$  – натяжения ленты;  $F_T$  – усилие перемещения тележки;  $W_\delta$ ,  $W_T$  – сопротивления перегибу ленты на барабане и ходовых колесах тележки соответственно;  $N_T$  – реакция рельсов;  $m_T$  – масса тележки;  $q$  – распределенная масса груза;  $h_T$  – высота тележки;  $v$ ,  $v_T$  – скорости ленты и тележки соответственно;  $m$  – масса груза;  $f_{nz}$ ,  $f_n$  – коэффициенты трения груза о плужок и ленту;  $\beta_{nz}$  – угол установки плужка

При неподвижной ленте ( $v = 0$ )

$$F_T = W_T + W_\phi = W_T + (S_n + qgh_T)(K^2 - 1). \quad (4.41)$$

Сила сопротивления движению в ходовой части тележки

$$W_T = \omega_T N_T, \quad (4.42)$$

где  $\omega_T$  – коэффициент сопротивления движению тележки, для опор качения  $\omega_T = 0,03 \dots 0,04$ ;  $N_T$  – реакция рельсов, приходящаяся на все колеса тележки.

Обычно скорость тележки  $v_T = 0,2 \dots 0,4$  м/с, причем большее значение принимают для тележек, перемещающихся на значительные расстояния. Приближенно можно считать, что

$$N_T \approx (m_t + qx_1)g, \quad (4.43)$$

где  $m_t$  – масса тележки, при ширине ленты  $B = 0,65$  м и  $1,4$  м  $m_t$  составляет  $3600 \dots 3800$  и  $6000 \dots 6400$  кг соответственно;  $qx_1$  – приближенное значение массы груза, приходящейся на тележку ( $x_1$  – расстояние от точки касания провисающей ленты горизонтального ролика опоры конвейера до оси верхнего барабана тележки).

Плужковый разгрузатель (рис. 4.16, б) состоит из разгрузочного (сбрасывающего) щита 1, установленного под углом к продольной оси ленты на опорном столе 2, приемной воронки 3 и подъемного механизма. Разгрузочный щит, изготавливаемый из стального листа с кромкой, оснащенной резиновой полосой, опирается на поверхность ленты и сдвигает с нее груз. В нерабочем положении разгрузочный щит приподнят и свободно пропускает под собой ленту с грузом [1, 2].

Опорный стол 2 служит для выпрямления ленты в месте установки разгрузателя, его выполняют в виде гладкого стального листа (для лент шириной до 1000 мм) или подъемных и поворотных роликов, обеспечивающих желобчатый профиль ленты после подъема разгрузочного щита. Подъемный механизм может иметь ручной (для лент шириной до 800 мм), пневматический и электрический привод. Последние имеют автоматизированное и дистанционное управление.

По направлению разгрузки ленты различают двухсторонние (рис. 4.16, а) и односторонние (см. рис. 4.16, б) разгрузатели. Первые более предпочтительны, т. к. у них силы бокового сдвига ленты уравновешены.

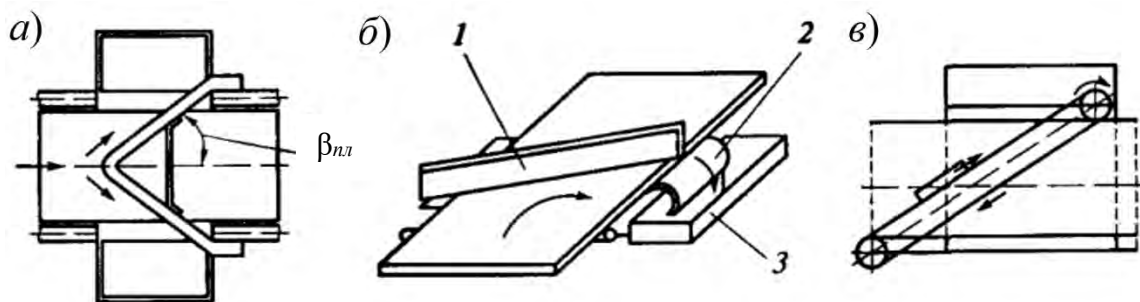


Рис. 4.16. Плужковый разгрузатель: *a* – двухсторонний; *б* – односторонний; *в* – с подвижным щитом; 1 – щит; 2 – опорный стол; 3 – приемная воронка;  $\beta_{nl}$  – угол установки плужка

Для разгрузки штучных грузов используют плужковые разгрузатели с неподвижными и подвижными щитами. Подвижным щитом служит лента (гладкая или с накладками), приводимая от электродвигателя (рис. 4.16, *в*).

К достоинствам плужковых разгрузателей относятся простота конструкции, непрерывность действия, компактность и малая масса. Однако их работа сопровождается повышенным истиранием ленты и значительным сопротивлением движению. Плужковые разгрузатели одностороннего действия вызывают большую боковую силу, сдвигающую ленту в сторону [1, 2].

Основным параметром плужкового разгрузателя является угол  $\beta_{nl}$  установки плужка относительно продольной оси ленты (рис. 4.15, *б*). В момент разгрузки на частицу сыпучего груза или на единичный штучный груз массой  $m$  действует сила трения его о ленту  $mgf_l$ , нормальная реакция со стороны плужка от силы трения груза о ленту  $F_N = mg f_l \sin \beta_{nl}$  и сила трения груза о плужок  $F_N f_{nl}$  (где  $f_{nl}$  – коэффициент трения груза о плужок).

Условием движения единичного груза или частицы вдоль плужка является  $F_N f_{nl} < mg f_l \cos \beta_{nl}$ . Если подставить вместо  $F_N = mg f_l f_{nl} \sin \beta_{nl}$ , то

$$F_{nl} < \operatorname{ctg} \beta_{nl}. \quad (4.44)$$

Рекомендуемое значение угла установки плужка для большинства грузов составляет  $\beta_{nl} = 35^\circ \dots 40^\circ$  [1, 2].

Силу сопротивления движению ленты от действия плужкового сбрасывателя при транспортировании штучных грузов массой  $m$  находят по выражению

$$W_{nl} = mg f_l \sin(\beta_{nl} + \rho_{nl}), \quad (4.45)$$

а при транспортировании насыпных грузов – по эмпирической формуле

$$W_{nl} = k_n q g B, \quad (4.46)$$

где  $\rho_{nl}$  – угол трения груза о щит плужка;  $k_n$  – эмпирический коэффициент,  $k_n = 2,7...3,6$ , большее значение для абразивных грузов [1, 2];  $B$  – ширина ленты, м.

#### **4.6. Опорные конструкции, очистные и предохранительные устройства**

**Опорные конструкции.** Конструкции опорных элементов ленточного конвейера могут быть выполнены жесткими (жесткие ставы) или с применением гибкого органа (канатные ставы), а также комбинированные – жесткие и канатные.

Жесткие ставы (рис. 4.17, а), состоящие из стального проката (уголки, швеллеры и др.) или труб, изготавливают отдельными секциями длиной 2...5 м, кратной шагу роликовых опор. В зависимости от условий эксплуатации конвейеров секции жестких ставов могут быть оснащены съемными кронштейнами, позволяющими устанавливать роликовые опоры различной длины. На жестких ставах закрепляют как жесткие, так и подвесные роликовые опоры.

Канатные ставы (рис. 4.17, б) значительно эффективнее жестких при транспортировании крупнокусковых тяжелых грузов (скальных пород, руд и т. п.). На конвейерах с канатными ставами в сравнении с жесткими динамические нагрузки на ленту и роликовую опору значительно ниже, меньше на 40 %...50 % масса линейной части конвейера, лучше центрирование и выше желобчатость ленты, что позволяет увеличить производительность и скорость движения, упростить монтаж и демонтаж конвейера. На канатных ставах могут быть смонтированы как жесткие, так и шарнирные или гибкие роликовые опоры [1, 2].

**Устройства для очистки ленты.** Эти устройства очищают ленту от налипшего на нее или примерзшего груза, обеспечивая нормальные условия эксплуатации конвейера, и повышают срок службы ленты. К устройствам для очистки ленты предъявляют требования не только полноты очистки, но и сохранности обкладки ленты, длительных сроков работы самих устройств без большого износа и загрязнения, простоты и надежности конструкции [1, 2].

Эффективность процесса очистки в значительной степени зависит от свойств транспортируемого груза. Очистка от сыпучих и нелипких материалов (уголь, песок) производится относительно легко.



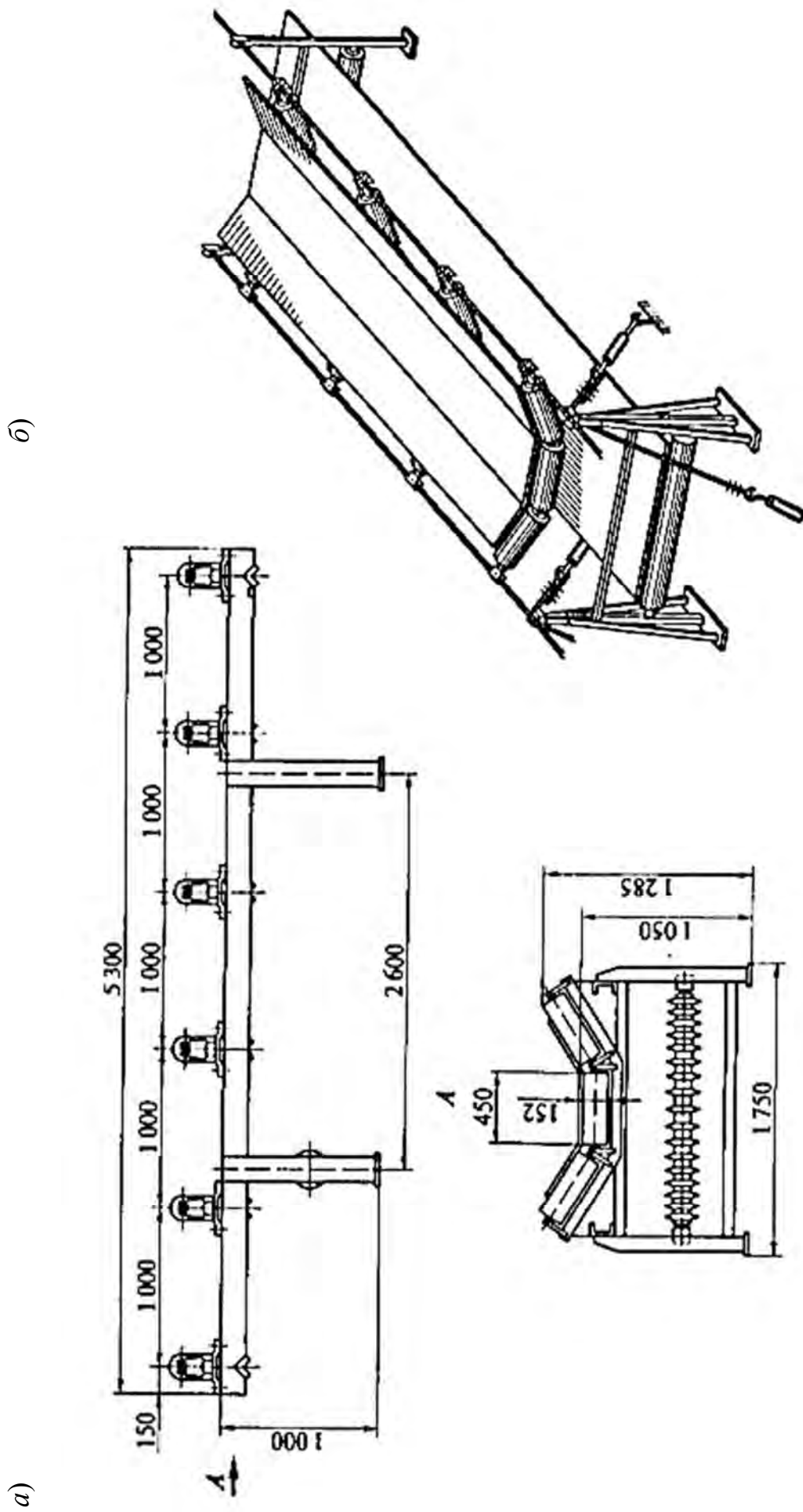


Рис. 4.17. Линейная секция ленточного конвейера: а — с жестким ставом; б — с канатным ставом

Значительные затруднения представляет очистка от влажных, сильно налипающих (от суглинка, глины, мела) и намерзающих материалов в зимнее время года.

На рис. 4.18 изображены различные типы очистных устройств. Наиболее простые устройства для очистки ленты скребковые, получившие широкое применение для очистки слабо налипающих сыпучих материалов (угля, руды).

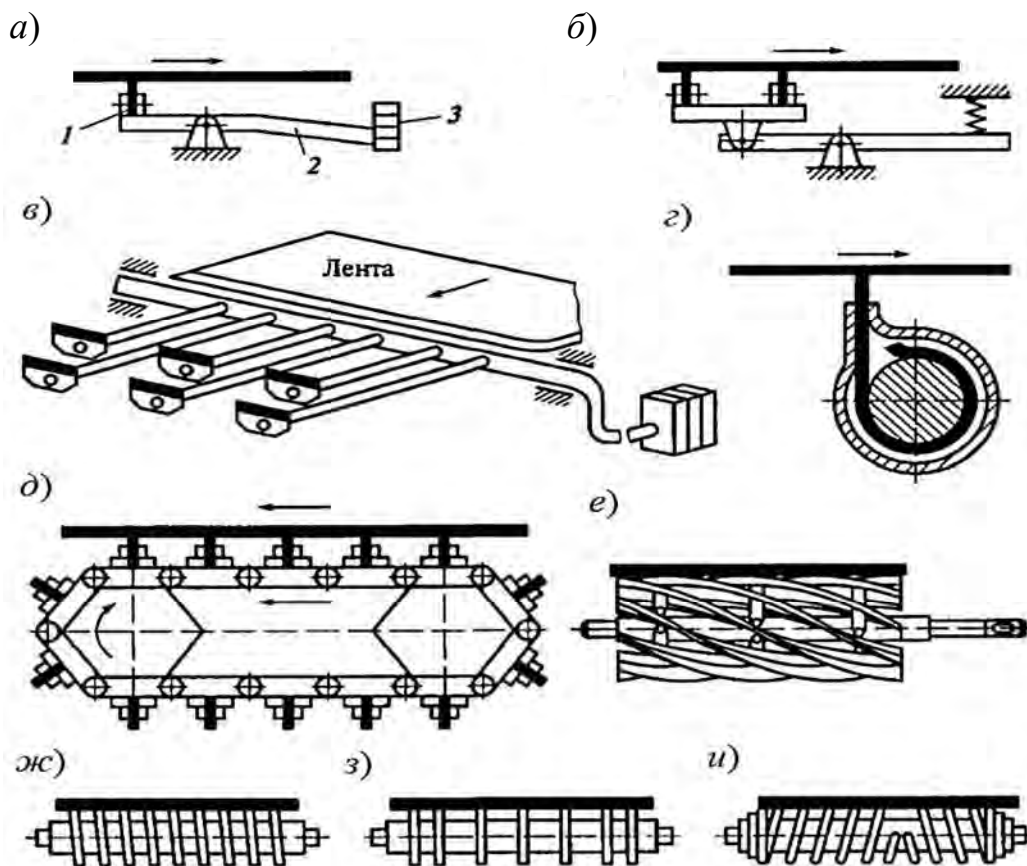


Рис. 4.18. Устройства для очистки ленты: *а* – одинарный скребок; *б* – двойной скребок; *в* – скребок клавишного типа; *г* – выдвижной эластичный скребок; *д* – многоскребковый на цепях; *е* – щеточное; *ж* – ролик с наклонными дисками; *з* – ролик с различным расстоянием между дисками; *и* – ролик со спиральной навивкой прутка; *1* – скребок; *2* – шарнирная рама; *3* – груз

В качестве рабочего органа используют металлические или пластмассовые скребки *1*, укрепляемые в шарнирной раме *2* и прижимаемые к ленте грузом *3* или пружиной (см. рис. 4.18, *а*).

Скребокочные очистные устройства устанавливают обычно под разгрузочным барабаном или вблизи от него, что облегчает отвод очищенного материала и условия прижима скребков к ленте. Наилучший режим работы

скребков обеспечивается при равномерном распределении нагрузки на рабочую кромку и скоростях движения ленты до 2,5 м/с [1, 2].

Для повышения эффективности работы скребков их выполняют двойными (см. рис. 4.18, б). Первый по ходу ленты скребок устанавливают с большим зазором от поверхности ленты, чем второй. Сначала происходит соскребание основного слоя материала первым, а затем более тонкая очистка вторым скребком. Для уменьшения налипания материала на скребок и обеспечения равномерного прижатия к ленте по ее ширине используют скребковые устройства клавишного типа (см. рис. 4.18, в), в которых отдельные неширокие скребки расположены в два ряда по ширине ленты в шахматном порядке. В некоторых случаях применяют устройства с эластичным скребком, выдвигающимся по мере его износа (см. рис. 4.18, г).

Установлено, что очистка скребками улучшается при уменьшении относительной скорости скольжения скребка по ленте. Для неподвижных скребков скорость скольжения определяется скоростью ленты. Для снижения относительной скорости при повышенных скоростях движения ленты (более 3 м/с) используют конвейерные очистные устройства (см. рис. 4.18, д), представляющие собой два цепных контура с приводными звездочками и укрепленными на цепях скребками, движущимися по рабочей поверхности в сторону движения ленты, но с меньшей скоростью. К недостаткам этого устройства следует отнести сложность и громоздкость конструкции [1, 2].

Одним из эффективных очистных устройств являются вращающиеся против движения ленты щетки, получившие широкое применение на конвейерных установках. Щетки могут приводиться во вращение от индивидуального привода или от барабана конвейера через ускоряющую передачу. Щетки изготавливают с эластичными ребрами (лопастями) (см. рис. 4.18, е), расположенными параллельно оси или по винтовой линии, или набирают из пучков капроновых нитей. Большое распространение получили щетки с винтовыми лопастями в виде шнека или спирали. Эффективность их работы во многом зависит от окружной скорости вращения щетки, которая должна быть примерно в 3 раза больше скорости ленты. В результате одновременного движения витков лопасти и ленты на поверхности последней образуются наклонные полосы контакта, по которым и происходит очистка ленты. Обычно используют щетки диаметром 300...500 мм, с частотой вращения 200...700 мин<sup>-1</sup>.

К числу дополнительных средств очистки относят роликовые опоры специальной конструкции, поддерживающие холостую ветвь ленты по всей длине или же только у разгрузочного барабана. Такие ролики не только способствуют отделению от ленты налипшего слоя материала, но и менее, чем обычные ролики со сплошной поверхностью, подвержены загрязнению [1, 2].

Роликовые опоры с наклонными дисками (см. рис. 4.18, *ж*) обладают хорошей самоочищающейся способностью, но угоняют ленту, поэтому их применяют на двух роликовых опорах с противоположным наклоном дисков. У роликовых опор с различным расстоянием между дисками (см. рис. 4.18, *з*) диски по краям расположены чаще, чем на средней части, что предохраняет от истирания края ленты и улучшает ее центрирование. Хорошей самоочищающейся способностью обладают ролики со спиральной навивкой прутка (см. рис. 4.18, *и*). На ролике установлены две спирали из круглого или из квадратного прутка с правой и левой навивками. Шаг и диаметр спиралей подбирают в зависимости от свойств транспортируемого груза. В конвейерах большой мощности и протяженности при транспортировании липких и примерзающих грузов обратную ветвь переворачивают на  $180^\circ$  таким образом, чтобы лента опиралась на роликовые опоры холостой ветви своей внутренней чистой стороной [1, 2].

Устройство для очистки рабочей поверхности ленты устанавливают после разгрузочного (переднего) барабана, а для очистки внутренней поверхности ленты – перед задним концевым барабаном на расстоянии около 0,8...1,0 м от оси барабана.

Для очистки внутренней поверхности ленты используют одно- или двухсторонние скребки плужкового типа с выводом очищаемых частиц вне ленты конвейера [1, 2].

**Остановы.** На наклонных конвейерах для предотвращения самопроизвольного движения ленты с грузом вниз при отключении напряжения или аварийном нарушении кинематической связи в приводах предусмотрены остановки обратного хода. Простейшую конструкцию имеет ленточный останов (рис. 4.19, *а*), стопорная лента *1* которого при изменении направления движения затягивается между конвейерной лентой и барабаном. Большой надежностью в работе обладают роликовый и храповый остановки (рис. 4.19, *б*, *в*). При нормальной работе собачки *2* храпового останова приподняты над храповым колесом *3*. При обратном вращении барабана срабатывает электромагнит *4* и собачки опускаются на зубья храпового колеса. Для наклонных конвейеров большой мощности применяют колодочные, нормально замкнутые тормоза. В качестве дополнительных предохранительных устройств к тормозам можно устанавливать храповые или роликовые остановки [1, 2].

**Ловители.** На случай обрыва ленты в конвейерах тяжелого типа с углом наклона  $\beta > 7^\circ$  используют ловители ленты. Клиновой ловитель ленты (рис. 4.19, *г*) состоит из двух кареток на катках с верхними клиньями *5*, направляющих *6*, запорного механизма *7* и нижних башмаков *8*. В момент обрыва ленты при помощи датчиков скорости размыкается запорное устройство и каретка, скатываясь вниз, зажимает кромки ленты *9* между клиньями и башмаками.

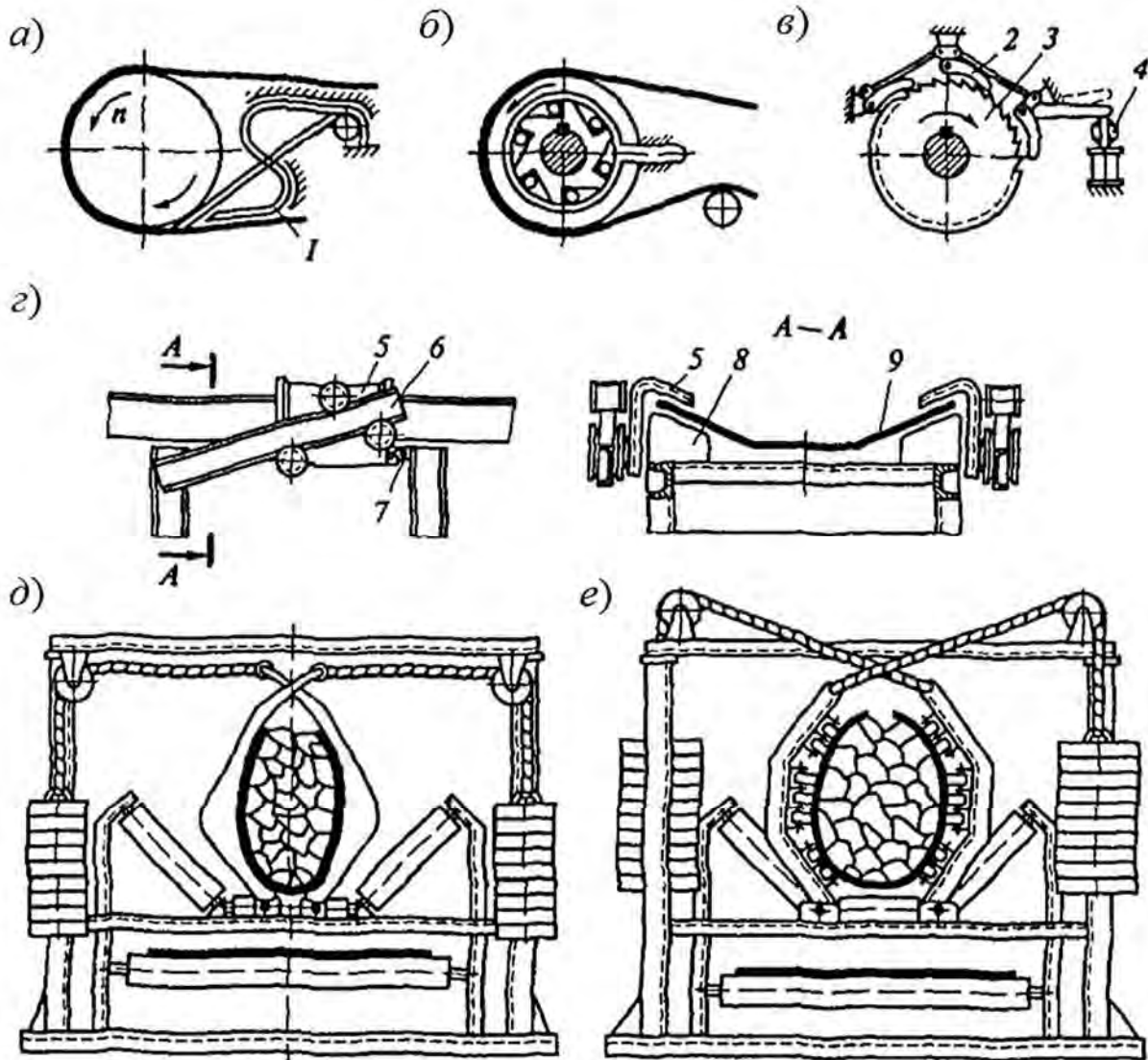


Рис. 4.19. Остановы и ловители: *а–в* – ленточный, роликовый и храповый остановки соответственно; *г–е* – клиновой, рычажный и рычажно-роликовый ловители соответственно; *1* – стопорная лента; *2* – собачка; *3* – храповое колесо; *4* – электромагнит; *5* – верхние клинья; *6* – направляющая; *7* – запорный механизм; *8* – башмаки; *9* – лента

Перспективным является рычажно-распорный тип ловителя, который наиболее полно отвечает эксплуатационным требованиям, предъявляемым к подобным устройствам [1, 2].

Такие ловители обладают высокой тормозящей способностью и быстродействием. Их относят к группе ловителей шагового типа, действующих сосредоточенно на ленту, и применяют на различных типах конвейеров без их изменений. Показанный на рис. 4.19, *д* ловитель с упругим торможением ленты снабжен исполнительным органом, выполненным в виде шарнирно закрепленных на раме дугообразных рычагов-захватов, которые могут перемещаться в вертикальной плоскости. Они соединены канатами, перекинутыми через блоки с замковым механизмом, несущими на концах

грузы. При обрыве ленты грузы опускаются и приводят в действие рычаги-захваты, сжимающие ленту снизу по всей ее ширине. Все элементы ловителя монтируют на раме.

Достоинством такого улавливающего устройства является распределение значительного тормозного усилия по всему поперечному периметру ленты, что обеспечивает надежность улавливания и способствует предохранению ленты от возможных механических повреждений, перегрузок и местных напряжений. Допустимое удельное давление на ленту задается приводом, например, гравитационным [1, 2].

На рис. 4.19, е представлена конструкция рычажно-роликового ловителя, тормозное воздействие которого проявляется благодаря силам сопротивления, возникающим при движении ленты по роликам, поджатым несущими их дугообразными рычагами. По аналогии с предыдущей конструкцией этот ловитель распределяет усилие по периметру поперечного сечения ленты. По характеру воздействия на ленту ловитель этого типа сравним с роликовым остановом, т. к. при улавливании ленты отсутствуют сдвигающие напряжения, а возникающее нормальное напряжение допустимо, поскольку при движении лента «обкатывается» роликами без скольжения. Привод ловителя гравитационный, рассчитанный на определенное удельное давление в зависимости от угла обхвата роликов. Диаметр роликов принимается конструктивно, исходя из расчетной радиальной нагрузки на ось ролика и подшипника.

**Датчики обнаружения обрыва ленты.** Эффективность работы ловителей с сигнальной системой в значительной мере зависит от характеристики и надежности работы датчиков обнаружения обрыва конвейерной ленты. В качестве последних используют в основном механизмы и приборы, реагирующие на различные по характеру следствия обрыва лент, т. е. на косвенные признаки обрыва ленты любой из ветвей, а именно: на резкое уменьшение ее натяжения, увеличение стрелы провеса и изменение скорости движения ленты по величине и направлению. После обнаружения обрыва передается сигнал как на привод ловителя, так и на привод конвейера. Различают три типа датчиков: механические, электромеханические и индуктивные [1, 2].

Простейший тип механического датчика обрыва ленты работает по принципу регистрации вертикального перемещения участка ленты, начавшей после обрыва скатываться вниз с последующим волнообразованием, и представляет собой контрольный ролик, кинематически связанный с замковым устройством или с электропускателем исполнительного органа ловителя. Контрольный ролик находится в постоянном контакте с поверхностью ленты. Соответствующее нормальной работе конвейера натяжение ленты позволяет удерживать подпружиненный ролик датчика в

определенном положении, допускающем некоторые отклонения при возможных колебаниях ленты во время пуска, установившейся работы и остановки конвейера. Датчик регулируют в соответствии с диапазоном вероятных колебаний положения ленты [1, 2].

При внезапном обрыве ленты контрольный ролик дает сигнал на привод исполнительного органа ловителя. Инерционность датчика незначительна, его широкое применение обусловлено простотой и малой стоимостью конструкции, надежностью и эффективностью эксплуатации. Датчики этого типа устанавливаются в непосредственной близости от ловителей (немного выше по ставу конвейера). В связи с тем, что датчик расположен над лентой, его целесообразнее устанавливать на холостой ветви. Небольшая стоимость изготовления, универсальность, доступность для осмотра и ухода, надежность работы, а также малая инерционность характерны для этого типа датчиков [1, 2].

Датчики электромеханического типа представляют собой тахогенератор, встроенный в роликтовую опору или в специальный ролик, входящий в контакт с лентой, который реагирует на изменение скорости ленты. Достоинством датчика с тахогенератором является возможность одновременной подачи импульса на остановку электродвигателей и включение тормозных устройств привода.

Механические и электромеханические датчики чаще всего используют для тканевых лент. Датчики индуктивного типа предназначены для ленты со специально заделанным проводником, в котором индуцируется магнитный поток. При обрыве ленты проводник размыкается, что мгновенно регистрируется приемником сигналов. Такие датчики применяют для контроля целостности тросов резинотросовой ленты. Конвейеры большой мощности, работающие на важнейших участках производства, должны быть оборудованы средствами контроля, например, датчиком завала загрузочного устройства, датчиком контроля схода ленты, тепловым датчиком на приводном барабане, ограничивающим повышение температуры обода выше 70 °С в результате проскальзывания ленты, датчиком скорости ленты [1, 2]. Вдоль конвейера, кроме периодически расположенных кнопок «Стоп», протягивают трос для аварийной остановки. Трос соединен с рычагами путевых выключателей, размещенных на расстоянии 10...25 м вдоль всего конвейера. При возникновении аварийного положения достаточно потянуть за трос, и это вызовет срабатывание одного из путевых выключателей и остановку конвейера.

## 4.7. Расчет конвейеров

**Определение основных параметров конвейера.** Скорость ленты выбирают в зависимости от свойств транспортируемого груза и особенностей конструкции конвейера. Применение конвейеров с максимально возможной скоростью позволяет уменьшить ширину, число прокладок и стоимость ленты. Вместе с тем скорость ленты должна быть ограничена при транспортировании крупнокусковых грузов из-за возникновения значительных динамических нагрузок на ленту и опоры, а также пылевидных грузов, т. к. высокая скорость, вызывая повышенное сопротивление воздуха, приводит к пылению и потерям груза на трассе. Следует отметить, что на коротких конвейерах с увеличением скорости за одинаковое время пропорционально возрастает число перегибов ленты на барабанах и проходов каждого ее участка через загрузочное устройство, являющихся важнейшей причиной наибольшего износа ленты, в результате чего намного сокращается срок ее службы. При больших скоростях у нешироких лент снижается центрирующая способность роликовых опор. Это явление связано с неполным прилеганием ленты к роликам опоры из-за относительного увеличения длины участков перегиба ленты, где нарушается ее контакт с роликами. Установленные практикой эксплуатации максимально допустимые скорости движения ленты приведены в табл. 4.4 [1–3].

При установке сбрасывающих тележек значения допустимых скоростей следует уменьшить на 25 %, а при установке плужковых сбрасывателей скорость ленты не должна превышать 0,8...2,0 м/с в зависимости от размеров кусков груза, для легких штучных грузов допустимая скорость ленты составляет 1,6 м/с, для хрупких сортированных, таких как кокс и древесный уголь, измельчение которых понижает качество, скорость ленты – 1...2 м/с.

Ширина ленты зависит от площади поперечного сечения груза на ней. На ленте, поддерживаемой прямыми роликовыми опорами (рис. 4.20, а), насыпной груз располагается примерно по равнобедренному треугольнику, площадь которого

$$A = \frac{bhK_{\beta}}{2} = 0,25b^2 K_{\beta} \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (4.47)$$

где  $b$  – грузонесущая ширина ленты, т. е. ширина, на которой расположен груз, м [1, 2],  $b = (0,91B - 0,05)$ ;  $h$  – высота слоя груза, м,  $h = b \operatorname{tg} \varphi_1$ ;  $K_{\beta}$  – коэффициент уменьшения сечения груза на наклонном конвейере (табл. 4.5);  $\varphi_1$  – угол свободного расположения насыпного груза в поперечном



сечении движущейся ленты, град,  $\varphi_1 \approx 0,35\varphi$  [1, 2];  $\varphi$  – угол естественного откоса в покое.

Табл. 4.4. Максимально допустимая скорость  $v$  ленты при разгрузке через барабан

Транспортируемый груз	$v$ , м/с							
	Ширина ленты, мм							
	400...500	650	800	1000	1200	1400	1600... 1800	2000...3000
Пылевидные и порошкообразные	1,0	1,0	1,0	1,25	1,25	1,6	1,6	2,0
Хрупкие, кусковые, крошение которых снижает качество	1,25	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,15	1,0
Зернистые и порошкообразные, вскрышные породы	1,6	2,3	3,15	4,0	4,0; 5,0*	5,0; 5,0*	5,0; 6,3*	6,3; 8,0*
Мелкокусковые, $a' \leq 60$ мм	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	5,0	6,3; 8,0*
Среднекусковые, $a' \leq 160$ мм:								
легкие	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	5,0	5,0
тяжелые	–	1,6	2,0	2,50	3,15	3,15	4,0**	–
Крупнокусковые, $a' = 170...350$ :								
легкие	–	–	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15**	3,15**
тяжелые	–	–	1,25	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5
Особо крупнокусковые, $a'' \geq 350$ мм	–	–	–	–	2,0	2,5**	2,5**	3,15

**Примечание.** \* – на отвалообразователях; \*\* – на конвейерах с податливыми опорами.

Основание  $b$  треугольника сечения груза принимается меньше полной ширины ленты во избежание просыпи груза. На ленте, поддерживаемой желобчатыми роликовыми опорами (рис. 4.20, б), общая площадь сечений насыпного груза складывается из суммы площадей равнобедренного треугольника и трапеции, стороны которой определяются размерами роликов и углом их наклона. В общем случае расчетная производительность конвейера

$$Q = 3600Av\rho = K_n v\rho K_\beta b^2, \quad (4.48)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения насыпного груза на ленте,  $\text{м}^2$ ;  $v$  – скорость движения ленты,  $\text{м/с}$ ;  $\rho$  – плотность груза,  $\text{т/м}^3$ ;  $K_n$  – коэффициент производительности,  $K_n = \frac{3600A}{b^2}$  (табл. 4.6).

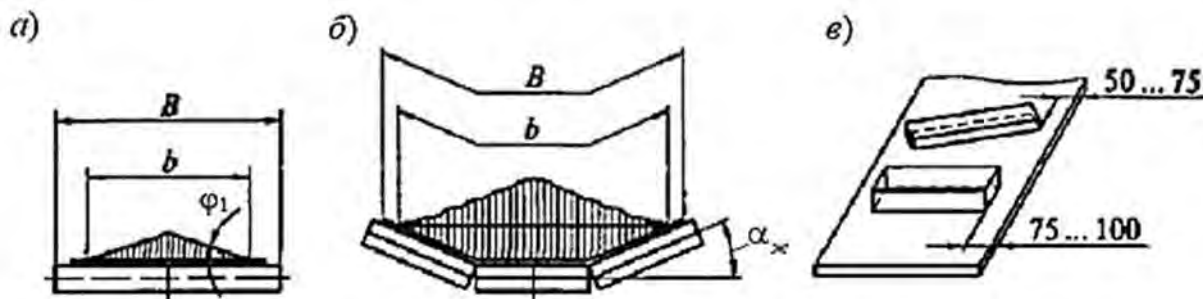


Рис. 4.20. Схемы расположения груза на ленте:  $a$ ,  $b$  – насыпного груза на прямых и желобчатых роликовых опорах соответственно;  $c$  – штучного груза;  $B$ ,  $b$  – ширина ленты и груза на ленте соответственно;  $\alpha_{ж}$  – угол желобчатости;  $\varphi_1$  – угол откоса груза на ленте

Табл. 4.5. Значения коэффициента  $K_\beta$  для транспортирования насыпных грузов различной подвижности на ленте с резиновой гладкой поверхностью

Группа подвижности частиц груза	Угол наклона конвейера $\beta$ , град				
	1...5	6...10	11...15	16...20	21...24
Легкая	0,95	0,90	0,85	0,80	–
Средняя	1,00	0,97	0,95	0,90	0,85
Малая	1,00	0,98	0,97	0,95	0,90

Подставляя  $b = (0,91B - 0,05)$ , определяют необходимую расчетную ширину ленты  $B_{расч}$ ,  $\text{м}$ :

$$B_{расч} = 1,1 \left( \sqrt{\frac{Q}{K_n v_{расч} K_\beta}} + 0,05 \right). \quad (4.49)$$

При транспортировании кусковых грузов полученную ширину ленты следует проверить по условию размещения кусков:

$$B_{расч} \geq Xa' + 200, \quad (4.50)$$

где  $X$  – коэффициент, зависящий от типа груза,  $X = 2$  для рядового груза,  $X = 3,3$  для сортированного груза [1, 2];  $a'$  – наибольший размер типичных кусков груза, мм.

Табл. 4.6. Коэффициент производительности  $K_n$

Тип опоры	$\alpha_{ж}$ , град	$K_n$ при расчетном угле $< \rho$ откоса насыпного груза на ленте		
		15	20	25
Однороликовая	–	250	330	420
Двухроликовая	15	500	580	660
	20	570	615	660
Трехроликовая	20	470	550	640
	36	550	625	700
	30	590	660	730
	45	635	690	750
Пятироликовая	54	565	635	705
Однороликовая с гибкой осью	–	520	570	640

Существенное увеличение ширины ленты по сравнению с первоначальной расчетной требует пересчета скорости:

$$v = \frac{B_{расч}^2}{B^2} v_{расч}, \quad (4.51)$$

где  $B$  – выбранная по табл. 4.1 ширина ленты.

Выбранная скорость  $v$  должна соответствовать нормальному ряду скоростей (см. табл. 4.1).

Ширину ленты при транспортировании штучных грузов определяют в зависимости от габаритных размеров груза. При этом необходимо, чтобы на ленте с обеих сторон оставались свободные поля шириной 50...100 мм (рис. 4.20, в). Рекомендуемая скорость при транспортировании штучных грузов – 0,5...1,0 м/с [1, 2].

Диаметр ролика выбирается в зависимости от ширины ленты, ее скорости и плотности транспортируемого груза по табл. 4.7. Расстояние между роликовыми опорами  $l_p$  на рабочей ветви конвейеров при транспортировании насыпных грузов принимается по табл. 4.8.

Табл. 4.7. Диаметр ролика прямой и желобчатой роликовых опор

Диаметр ролика $d_p$ , мм	Диапазон ширины $B$ , мм	Плотность транспортируемого груза $\rho$ , т/м <sup>3</sup> , не более	Наибольшая скорость движения ленты $v$ , м/с
63	400...800	1,0	1,25
89	400...650	1,6	2,0
108	400...650	2,0	2,5
	800...1200	1,6	2,5
133	800...1200	2,0	2,5
159	800...1200	3,15	4,0
	1400...2000	2,0	3,15
194; 219*; 245*	800...1400	3,15	4,0
	1600...2000	4,0	6,3

**Примечание.** \* – ролики изготавливают только амортизирующими.

Табл. 4.8. Предельные расстояния между роликовыми опорами на средней части рабочей ветви конвейера при транспортировании насыпных грузов

Ширина ленты $B$ , мм	Расстояние между роликовыми опорами $l_p$ , м, при насыпной плотности груза $\rho$ , т/м <sup>3</sup>						
	0,5	0,5...0,8	0,81...1,2	1,2...1,6	1,61...2,0	2,1...2,5	Св. 2,5
400	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2
500	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3	1,2
650	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2
800	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2
1000	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1
1300	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	М
1600	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1	1,0	1,0
2000	1,1	1,1	1,1	1,0	1,0	0,9	0,9

Расстояние между роликовыми опорами в зоне загрузки  $l_3 \approx 0,5l_p$  [1, 2].

На выпуклых криволинейных участках рабочей ветви устанавливается не менее трех роликовых опор с расстоянием  $l_{кр} \approx 0,5l_p$  [1, 2].

На незагруженной ветви роликовые опоры устанавливают на расстоянии  $l = (2...3)l_p$ , но не более 3,5 м [1, 2].

При транспортировании крупнокусковых грузов расстояние между роликовыми опорами принимают для  $a'_{\max} < 500$  мм  $l'_p \approx 0,9 l_p$ , для  $a'_{\max} > 500$  мм  $l'_p \approx 0,8 l_p$  [1, 2]. Расстояние между амортизирующими роликовыми опорами в зоне загрузки  $l_z \approx d_{p.a} + 200$ , где  $d_{p.a}$  – диаметр ролика амортизирующей роликовой опоры [1, 2].

Для штучных грузов массой более 20 кг  $l_p$  принимают равным половине наибольшего габаритного размера штучного груза. Расстояние между роликовыми опорами в зоне загрузки и холостой ветви конвейера для штучных грузов принимают по тем же соотношениям, что и для насыпных грузов.

Для центрирования хода ленты используют центрирующие роликовые опоры. На конвейерах длиной менее 15 м центрирующие опоры не устанавливают. На конвейерах длиной 15...30 м размещают две центрирующие опоры, а на конвейерах большой длины центрирующие опоры устанавливают через каждые 20...25 м как на верхней, так и на нижней ветви. Для горизонтальных конвейеров длиной до 300 м шаг опор на грузовой ветви ленты в зоне действия больших натяжений по мере приближения к приводному барабану можно увеличивать до 2,2 м. Исследования, проведенные в этом направлении, показали целесообразность осуществления этого мероприятия ступенчато, по участкам длиной 20 м. Переменный шаг опор, равный в начале конвейера 1 м и увеличивающийся на каждом последующем участке на 0,1 м, позволяет сократить число поддерживающих роликов для горизонтального конвейера длиной 250 м на 30 %, а его стоимость на 10 %. Увеличенный шаг роликовых опор способствует улучшению прилегания ленты к роликам, повышает их взаимное сцепление и уменьшает поперечную жесткость желоба ленты, снижая стремление ленты к поперечному смещению. Благодаря повышенной устойчивости движения ленты устраняется необходимость использования роликовых центрирующих опор [1, 2].

Тяговое усилие в предварительном расчете определяют по формуле

$$W_0 = k_0 \left[ (q + q_0 + q_p) L_T \omega + (q_0 + q'_p) L_X \omega' \right] g \pm gqH, \quad (4.52)$$

где  $k_0$  – обобщенный коэффициент местных сопротивлений, зависящий от конструкции конвейера, его длины, сложности трассы (углов поворота тягового элемента), условий эксплуатации и рекомендуемый для каждого типа конвейеров;  $\omega$ ,  $\omega'$  – коэффициенты сопротивления движению тягового

элемента на грузной и холостой ветвях конвейера;  $L_T$ ,  $L_X$  – длины проекций на горизонтальную плоскость грузной и холостой ветвей;  $H$  – высота подъема груза.

Обобщенный коэффициент  $k_0$  в формуле (4.52) местных сопротивлений определяется по формуле

$$k_0 = 1 + \frac{k'_p \sum \alpha_i}{A'}, \quad (4.53)$$

где  $k'_p$  – коэффициент, учитывающий конструкцию привода, длину и особенности трассы конвейера; меньшие значения принимают при работе в сухой среде, двухбарабанном приводе с футерованными барабанами и одинаковом числе перегибов ленты на нижней и верхней ветвях конвейера;  $\alpha_i$  – сумма углов поворота ленты по всей трассе, кроме привода, град (причем учитываются только те повороты, на которых лента прижимается к роликоопорам);  $A'$  – коэффициент условий работы, меньшие значения которого принимают при работе в тяжелых условиях,  $A' = 200 \dots 3000$  [1, 2].

Коэффициенты сопротивления движению ленты на рабочей  $\omega$  и холостой  $\omega'$  ветвях принимают по табл. 4.9 или рассчитывают по формуле

$$\omega = \frac{2\mu_1 + d_u f_u}{d_k} k_p, \quad (4.54)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент трения качения катков по направляющим, для стальных катков и направляющих  $\mu_1 = 0,5 \dots 2$  мм [1, 2];  $d_u$  – диаметр цапфы, мм;  $f_u$  – коэффициент трения в цапфе катков, для подшипников скольжения со смазкой  $f_u = 0,15 \dots 0,25$ , для подшипников качения  $f_u = 0,001 \dots 0,06$  в зависимости от запыленности помещения [1, 2];  $d_k$  – диаметр катка, мм;  $k_p$  – коэффициент трения реборд о направляющие,  $k_p = 1,1 \dots 1,4$  [1, 2].

При скорости движения ленты  $v > 3,15$  м/с коэффициенты сопротивления движению определяются по формуле

$$\omega_v = \omega + k_v(v - 3,15), \quad (4.55)$$

где  $k_v$  – коэффициент скорости,  $k_v = 1,5 \cdot 10^{-3}$  [1, 2].

Табл. 4.9. Значения коэффициента сопротивления грузовой  $\omega$  и холостой  $\omega'$  ветвей лент конвейера в зависимости от условий работы

Условия работы	Характеристика условий работы	$\omega$	$\omega'$
Хорошие	Чистое, сухое, отапливаемое, беспыльное, хорошо освещенное помещение; удобный доступ для обслуживания	0,02	0,018
Средние	Отапливаемое помещение, но пыльное или сырое; средняя освещенность и удобный доступ для обслуживания	0,025	0,022
Тяжелые (летом)	Работа в неотапливаемом помещении и на открытом воздухе; плохая освещенность и неудобный доступ для обслуживания	0,04	0,03
Весьма тяжелые	Наличие всех указанных факторов, вредно влияющих на работу конвейера	0,06	0,04

При температуре окружающей среды ниже  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\omega_t = k_t \omega, \quad (4.56)$$

где  $k_t$  – коэффициент температуры,  $k_t = 1,2$  при  $t \leq -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $k_t = 1,5$  при  $t = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$  [1, 2].

Для конвейеров с гирляндными подвесными роликоопорами

$$\omega_2 = k_2 \omega, \quad (4.57)$$

где  $k_2 = 1,15$  для конвейеров с шириной ленты  $B < 1000$  мм,  $k_2 = 1,3$  для конвейеров с шириной ленты  $B > 1200$  мм [1, 2].

Для лент, скользящих по плоскому стальному или деревянному настилу, с учетом условий работы  $\omega = 0,35...0,6$  [1, 2].

Различие в коэффициентах сопротивления движению ленты на рабочей  $\omega$  и холостой  $\omega'$  ветвях необходимо учитывать при расчете горизонтальных конвейеров большой длины, для которых силы сопротивления движению на прямолинейных участках имеют решающее значение.

Распределенные массы груза  $q$  и ленты  $q_0$  определяют, выразив их из формулы (3.3) или по формулам (3.11) и (4.2). При расчете следует предварительно выбрать тип ленты. Для резинотканевых лент толщину обкладки назначают в зависимости от свойств груза. Число и толщину прокладок выбирают по типу ленты, предварительно число обкладок принимают три-четыре [1, 2].

Массу вращающихся частей роликовых опор можно найти по аналогии с имеющимися конструкциями или принимать по табл. 4.10.

Табл. 4.10. Ориентировочная распределенная масса  $q_p$ , вращающихся частей роликовых опор

Ветвь конвейера	$q_p$ , кг/м,								
	Ширина ленты, мм								
	400	500	650	800	1000	1 200	1400	1600	2000
Рабочая	8,4	10	10,2	18,4	21	24,2	42	58,4	132,5
Холостая	2,5	3,2	4,4	7,8	9,2	11,1	16,7	23,8	52,5

**Примечание.** Для конвейеров тяжелого исполнения распределенная масса вращающихся частей роликовых опор увеличивается на 40 %...50 % по сравнению с приведенными значениями.

Максимальное натяжение ленты в предварительном расчете определяется по формуле

$$S_{\max} = W_0 \frac{e^{\mu\alpha} k_3}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (4.58)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения тягового элемента о поверхность приводного;  $\alpha$  – суммарный угол обхвата приводного элемента;  $e^{\mu\alpha}$  – тяговый фактор, для ленточных конвейеров определяемый по табл. 4.3;  $k_3$  – коэффициент запаса сцепления тягового элемента с приводным,  $k_3 = 1,2...1,3$  [1, 2].

Число прокладок тягового каркаса в резинотканевой ленте исходя из прочности ее на разрыв рассчитывается по формуле (4.1).

Для конвейеров тяжелого исполнения распределенная масса вращающихся частей роликовых опор увеличивается на 40 %...50 % по сравнению с приведенными значениями [1, 2].

Если число прокладок, полученное расчетом, больше, чем рекомендуется для принятого типа и ширины ленты, то следует принять ленту с более высокой прочностью прокладок. Если число прокладок меньше минимального количества, рекомендуемого по ГОСТ 20–85, то нужно принять ближайшее большее число прокладок или выбрать ленту с прокладками меньшей прочности.

Необходимая прочность тягового каркаса резинотросовой ленты определяется по выражению (4.3).

**Тяговый расчет конвейера.** При известной схеме привода и тяговом факторе  $e^{\mu\alpha}$  тяговый расчет выполняют методом обхода по контуру (рис. 4.21) по точкам от сбегающей ветви на приводном барабане по ходу



движения лент, суммируя все сопротивления, возникающие при движении ленты. Значения коэффициентов сопротивления движению ленты на отклоняющих барабанах  $K$  и роликовых батареях  $\lambda$  определяются в соответствии с подразд. 3.3 [1, 2].

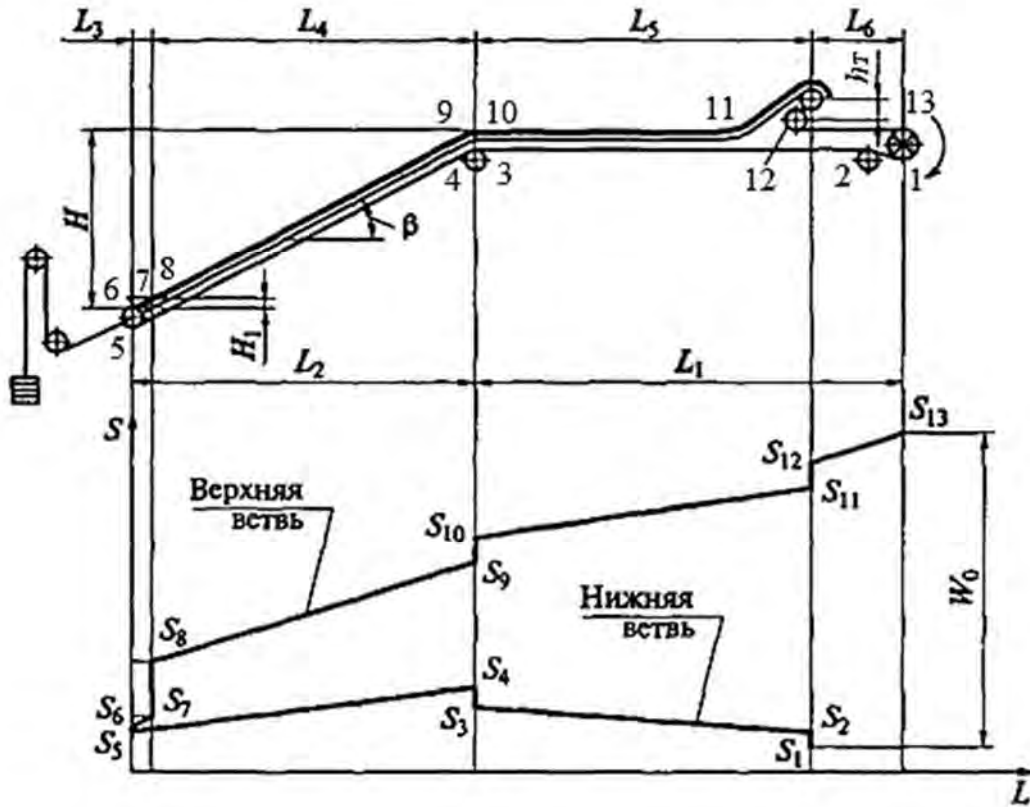


Рис. 4.21. Схема трассы ленточного конвейера и диаграмма натяжения ленты:  $L$ ,  $H$  – длина горизонтальных и вертикальных участков трассы соответственно;  $\beta$  – угол наклона;  $S$  – натяжение ленты на отдельных участках трассы;  $W_0$  – общее сопротивление

В результате обхода трассы конвейера получают

$$S_{cб} = S_1, \quad S_2 = S_1 K_{1-2}, \quad S_3 = S_2 + (q_0 + q'_p) q L_1 \omega', \quad S_4 = S_3 K_{3-4},$$

$$S_5 = S_4 + (q_0 + q'_p) g L_2 \omega' - q_0 g H, \quad S_6 = S_5 K_{5-6}, \quad S_7 = S_6 + (q_0 + q'_p) g L_3 \omega,$$

$$S_8 = S_7 + \frac{Q f_n (v - v_1)}{3,6 (f_n - \operatorname{tg} \beta - k_n f_0)}, \quad S_9 = S_8 + (q_0 + q_p + q) g L_4 \omega + (q_0 + q) g H,$$

$$S_{10} = S_9 \lambda_{9-10}, \quad S_{11} = S_{10} (q_0 + q_p + q) g L_5 \omega, \quad S_{12} = (S_{11} + q g h_T) K_0^2,$$

$$S_{13} = S_{12} + (q_0 + q_p + q)gL_6\omega, \quad S_{наб} = S_{13}.$$

При расчете рассмотрен случай, при котором сбрасывающая тележка возвращает груз на ленту для продолжения транспортирования до головного барабана.

Подстановка известных значений величин в полученные выражения дает уравнение с двумя неизвестными:

$$S_{наб} = A_S S_{сб} + B_S, \quad (4.59)$$

где  $A_S, B_S$  – постоянные, полученные в результате вычислений.

Второе уравнение с учетом запаса сцепления ленты с барабаном имеет следующий вид:

$$S_{наб} = S_{сб} \frac{e^{\mu\alpha}}{K_{сц}}, \quad (4.60)$$

где  $K_{сц}$  – коэффициент запаса по сцеплению,  $K_{сц} = 1, 2 \dots 1, 3$  [1, 2].

Решив систему уравнений, получают усилие в сбегающей  $S_{сб}$  и набегающей  $S_{наб}$  на приводной барабан ветвях конвейера:

$$\begin{cases} S_{сб} = \frac{K_{сц} B_S}{e^{\mu\alpha} - K_{сц} A_S}; \\ S_{наб} = S_{сб} \frac{e^{\mu\alpha}}{K_{сц}}, \end{cases} \quad (4.61)$$

где  $\alpha$  – суммарный угол обхвата приводных барабанов, рад.

При известном усилии натяжения сбегающей ветви конвейера определяют натяжение в характерных точках конвейера.

Исходя из допустимой стрелы провеса между роликовыми опорами минимальное натяжение грузовой ветви при транспортировании насыпных грузов

$$S_{\min}^{2p} \geq K_1 (q_0 + q) g l_p \cos \beta, \quad (4.62)$$

где  $K_1 = 5$  для конвейеров длиной до 100 м,  $K_1 = 8...10$  для конвейеров длиной более 100 м и со сложной трассой [1, 2].

При транспортировании штучных грузов массой  $m_{cp}$  по одному в пролете между роликами

$$S_{\min}^{cp} \geq 10(q_0 l_p \cos \beta + 2m_{cp})g. \quad (4.63)$$

При размещении в пролете между роликовыми опорами нескольких штучных грузов  $S_{\min}^{cp}$  определяется по формуле (4.62).

Для холостой ветви

$$S_{\min}^x \geq 8q_0 g l'_p \cos \beta. \quad (4.64)$$

Если полученные в тяговом расчете значения минимальных натяжений меньше (в пределах 10 %) значений, вычисленных по формулам (4.62)–(4.64), то необходимо увеличить натяжение ленты конвейера до требуемых значений  $S_{\min}^{cp}$  или  $S_{\min}^x$  и сделать перерасчет натяжений ленты по всему контуру трассы. Если прочность ленты не позволяет сделать это, следует уменьшить расстояние между роликовыми опорами в зоне минимальных натяжений, уточнить  $q_p$ ,  $q'_p$  и тяговый расчет повторить [1, 2].

При неизвестном тяговом факторе  $e^{\mu\alpha}$  тяговый расчет можно выполнять, задавшись минимальным натяжением холостой или рабочей ветви. Для этого необходимо найти точку с наименьшим натяжением ленты и принять натяжение в ней исходя из условия допустимого провеса ленты. В дальнейшем тяговый расчет выполняют по аналогии с рассмотренным. При этом следует учесть несовпадение обхода по контуру с направлением движения ленты. По полученным  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  вычисляют значение тягового фактора  $e^{\mu\alpha}$  и угол обхвата лентой приводного барабана.

По формуле (3.54) рассчитывают тяговое усилие на барабанах, а по формуле (3.55) – мощность приводного двигателя.

При двухбарабанном раздельном приводе мощность двигателя для привода первого  $P_1$  и второго  $P_2$  барабанов определяют с учетом их тяговой способности по формулам (4.11) и (4.12).

Окружное усилие на барабанах

$$F_1 = \frac{P_1}{v}, \quad F_2 = \frac{P_2}{v}. \quad (4.65)$$

Усилие в ленте, сбегающей с первой и набегающей на второй барабан,

$$S_{сб1} = S_{наб2} = \frac{W_0}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \quad (4.66)$$

В соответствии с полученным расчетом выбирают двигатель. Если в приводе применены муфты со скольжением, то можно использовать короткозамкнутые электродвигатели переменного тока с повышенным скольжением мощностью до 100 кВт [1, 2]. При наличии в приводе жестких муфт следует применять асинхронные электродвигатели с фазным ротором.

Далее определяют частоту вращения барабана по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{60v}{\pi(D_n + \delta)}, \quad (4.67)$$

где  $D_n$  – диаметр приводного барабана, м;  $\delta$  – толщина ленты, м, и передаточное число привода

$$u_0 = \frac{n_{\partial\epsilon}}{n} = \frac{\omega_{\partial\epsilon}}{\omega}, \quad (4.68)$$

где  $n_{\partial\epsilon}$  и  $n$  – частота вращения двигателя и приводного элемента соответственно, мин<sup>-1</sup>;  $\omega_{\partial\epsilon}$  и  $\omega$  – угловые скорости вращения двигателя и приводного элемента, с<sup>-1</sup>.

Разрабатывают кинематическую схему привода и уточняют фактическую скорость ленты:

$$v_{\phi} = \frac{v u_0}{u_{\phi}}. \quad (4.69)$$

Фактическую производительность конвейера определяют как

$$Q_{\phi} = K_n K_{\beta} (0,9B - 0,5)^2 v_{\phi} \rho. \quad (4.70)$$

**Расчет конвейера на пуск и торможение.** Пуск и торможение ленточного конвейера представляют собой сложные физические процессы, зависящие от многих факторов: упругой податливости ленты; длины конвейера; характера загруженности трассы; типа, числа, места установки двигателей, тормозов и др. Пуск конвейера должен быть осуществлен

достаточно быстро, особенно в тех случаях, когда конвейер является частью транспортной системы. Вместе с тем при быстром пуске возможны пробуксовывание ленты на приводных барабанах, подъем ее над роликовыми опорами, в первую очередь над вогнутыми участками трассы, и выброс груза. Для конвейеров большой длины разгон двигателя может закончиться раньше начала движения хвостовой части ленты [1, 2].

Быстрое торможение приводит к пробуксовыванию ленты, а слишком продолжительное вызывает недопустимое нагревание барабана. В наклонных конвейерах лента останавливается в основном за счет тормозящего действия составляющей силы тяжести груза, находящегося на ней. Торможение горизонтальных и наклонных конвейеров большой длины, опускающих груз, характеризуется значительной продолжительностью действия из-за необходимости преодоления сил инерции поступательно и вращательно-движущихся масс конвейера и груза, а также составляющей силы тяжести груза [1, 2].

Динамические нагрузки на ленту и механизмы привода значительно уменьшаются, если принять такое ускорение движения ленты при пуске, при котором время  $t_n$  пуска конвейера в 5–10 раз больше времени  $t_y$  распространения динамического импульса, т. е. времени изменения натяжения ленты по всему контуру трассы конвейера; для этого должно быть выдержано условие  $\frac{t_n}{t_y} > 5$  [1, 2]. Ускорение при пуске конвейера, обеспечивающее выполнение этого условия,

$$j_n \leq B_1 v \sqrt{\frac{\omega_n \cos \beta + \sin \beta}{L \varepsilon}}, \quad (4.71)$$

где  $B_1$  – эмпирический коэффициент,  $B_1 = 0,4 \dots 0,8$  (меньшее значение принимают для конвейеров длиной более 300 м, большее – при длине менее 300 м) [1, 2];  $L$  – длина конвейера, м;  $\varepsilon$  – относительное удлинение ленты.

Рекомендуется принимать  $j_n = 0,1 \dots 0,2$  м/с<sup>2</sup>, что должно быть обеспечено соответствующей электрической схемой и пусковыми устройствами [1, 2].

Для наклонных конвейеров необходимо предотвратить скольжение груза вниз по ленте при пуске. С этой целью вводят еще одно ограничение максимального значения пускового ускорения  $j_n$ , при котором сохраняется устойчивое положение груза на ленте:

$$j_n < (f_n \cos \beta - \sin \beta) g, \quad (4.72)$$

где  $f_n$  – коэффициент трения груза о ленту.

При равноускоренном движении ленты при пуске конвейера минимальная продолжительность  $t_{n \min}$ , с, пуска

$$t_{n \min} \geq \frac{v}{j_n}. \quad (4.73)$$

Время пуска ленточного конвейера по пусковым характеристикам электродвигателя привода

$$t_n = \frac{J_0 \omega_{\partial \epsilon}}{(T_{\partial \epsilon . n} - T_{cm.n}) k_y}, \quad (4.74)$$

где  $J_0$  – приведенный момент инерции поступательно и вращательно-движущихся масс груза, конвейера и привода, кг·м<sup>2</sup>;  $T_{cm.n}$  – статический момент конвейера при пуске, Н·м;  $k_y$  – коэффициент, учитывающий упругое удлинение ленты, обуславливающий неодновременность приведения в движение масс конвейера,  $k_y = 0,7...0,8$  для резинотканевых лент,  $k_y = 0,9...1,0$  для резинотросовых лент [1, 2];

$$J_0 = \frac{(2q_0 + q)(1 + K_u)LD_n^2}{4u_\phi^2 \eta_0} + (1 + \psi)(J_p + J_m), \quad (4.75)$$

где  $K_u$  – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс роликов и барабанов конвейера,  $K_u = 0,05...0,08$ , меньшее значение принимают при  $L < 100$  м [1, 2];  $\psi$  – коэффициент, учитывающий массы деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал двигателя,  $\psi = 0,1...0,15$  [1, 2];  $J_p, J_m$  – суммарные моменты инерции роторов электродвигателей и соединяющих их с редуктором муфт, кг·м<sup>2</sup>.

$$T_{cm.n} = \frac{W_{cm.n} D_0}{2u_0 \eta_0}, \quad (4.76)$$

где  $W_{cm.n}$  – сопротивление движению тягового элемента в период пуска конвейера;  $D_0$  – расчетный диаметр приводного элемента;  $u_0$  – передаточное число привода;  $\eta_0$  – КПД привода, включая приводной элемент.

Пусковой момент  $T_{\text{дв.н}}$  двигателя для электродвигателей с короткозамкнутым ротором, включаемых в сеть без пусковых устройств, принимают по каталогам  $T_{\text{дв.макс}}$ . Для электродвигателей с фазным ротором, включаемых в сеть через пусковое устройство, принимают  $T_{\text{дв.н}} \approx (1,2 \dots 1,5)T_{\text{ном}}$ . Если на валу двигателя установлена муфта предельного момента, то  $T_{\text{дв.н}} = T_m$ , т. е. пусковой момент двигателя приравнивают к максимальному моменту муфты  $T_m$ .

Во избежание перегрузок на ленту и элементы привода от упругих колебаний ленты необходимо, чтобы время пуска  $t_n$  конвейера при равноускоренном движении ленты не превышало минимального  $t_{n \text{ min}}$  времени пуска, определенного по выражению (4.73). Если пуск конвейера окажется слишком быстрым и условие не будет выполнено, следует выбрать другой двигатель или увеличить число пусковых ступеней сопротивления для двигателя с фазным ротором [2].

Тормозной момент на валу двигателя, препятствующий обратному движению ленты под действием сил тяжести груза, при выключении тока определяют по формуле

$$T_T = (qgH - c_0(W_0 - qgH)) \frac{D_0}{2u_0} \eta_0, \quad (4.77)$$

где  $c_0$  – коэффициент, учитывающий возможность уменьшения сопротивлений при свободном движении тягового элемента,  $c_0 = 0,5 \dots 0,6$  [1, 2].

Тормозной момент, ограничивающий выбег ленты, рассчитывают по формуле

$$T_T = j'_0 \frac{\omega_{\text{дв}}}{t_T} (qgH + c_0(W_0 - qgH)) \frac{D_0}{2u_0} \eta_0, \quad (4.78)$$

где  $t_T$  – время торможения.

#### 4.8. Пример расчета ленточного конвейера

Требуется рассчитать ленточный конвейер, предназначенный для транспортирования рядового среднекусового каменного угля.

Конвейер наклонно-горизонтальный (см. рис. 4.21), разгрузка фронтальная через двухбарабанную сбрасывающую тележку, фронт разгрузки – 100 м. Суточная продолжительность работы конвейера не превышает 13 ч.

Конвейер установлен в закрытом помещении со средними условиями эксплуатации.

Расчетная производительность конвейера  $Q = 420$  т/ч; размеры участков трассы:

$$L_1 = 120 \text{ м}; L_2 = 100 \text{ м}; L_3 = 4 \text{ м}; L_4 = 96 \text{ м}; L_5 = 110 \text{ м}; L_6 = 10 \text{ м};$$

$$H = 20 \text{ м}; H_1 = 0,8 \text{ м}; h_m = 1,65 \text{ м}.$$

Размер типичного куска груза  $a' = 160$  мм; насыпная плотность груза  $\rho = 0,8$  т/м<sup>3</sup>; угол естественного откоса в покое  $\varphi = 37^\circ$ ; угол естественного откоса груза на ленте  $\varphi_\partial = 20^\circ$ .

Привод конвейера – однобарабанный с футерованным барабаном, угол обхвата  $\alpha = 210^\circ$ .

$$\text{Угол наклона участка трассы } \beta = \arctg\left(\frac{H}{L_2}\right) = \arctg\left(\frac{20}{100}\right) = 11^\circ 20', \text{ или}$$

$\beta = 0,1978$  рад. У приводного барабана установлен отклоняющий барабан, увеличивающий угол обхвата ленты, на перегибе нижней ветви ленты – поворотный барабан, а на перегибе верхней ветви – роликовая батарея. На верхней ветви ленты применены трехроликовые опоры с углом наклона боковых роликов  $\alpha_{жс} = 30^\circ$  [1, 2].

Ширина ленты определяется по формуле (4.49):

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{Q}{K_n \nu \rho K_\beta}} + 0,05 \right) = 1,1 \left( \sqrt{\frac{420}{550 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot 0,8}} + 0,05 \right) = 0,835 \text{ м},$$

где  $K_n$  – коэффициент производительности (см. табл. 4.6),  $K_n = 550$ ;  $\nu$  – скорость движения ленты (см. табл. 4.4),  $\nu = 2$  м/с;  $K_\beta$  – коэффициент уменьшения сечения груза на наклонном конвейере (см. табл. 4.5).

Ширина ленты принимается  $B = 1000$  мм (см. табл. 4.1).

Выбранная ширина ленты по условию размещения кусков проверяется по формуле (4.50):

$$B_{расч} \geq Xa' + 200 = 2 \cdot 160 + 200 = 520 < 1000 \text{ мм}.$$

Существенное увеличение ширины ленты требует пересчета скорости по формуле (4.51):

$$v = \frac{B_{расч}^2}{B^2} v_{расч} = \frac{0,88^2}{1^2} 2 = 1,55 \text{ м/с}.$$



В соответствии с ГОСТ 22644–77 принимается  $v_\phi = 1,6$  м/с (см. табл. 4.1). Диаметр ролика  $d_p = 108$  мм (см. табл. 4.7), расстояние между роликовыми опорами на рабочей ветви конвейера  $l_p = 13$  м (см. табл. 4.8), расстояние между роликовыми опорами в зоне загрузки  $l_z = 0,5l_p = 0,5 \cdot 1,3 = 0,65$  м. На криволинейных участках рабочей ветви устанавливаются три роликовые опоры на расстоянии 0,65 м, на незагруженной ветви – на расстоянии  $l = (2...3)l_p = 2 \cdot 1,3 = 2,6$  м.

Тяговое усилие в предварительном расчете

$$W_0 = k_0 L g \left[ (q + q_0 + q_p) \omega + (q_0 + q'_p) \omega' \right] \pm g q H,$$

где  $k_0$  – обобщенный коэффициент местных сопротивлений;  $q$  – распределенная масса насыпного груза,

$$q = \frac{q}{3,6v} = \frac{420}{3,6 \cdot 1,6} = 72,9 \text{ кг/м};$$

$q_0$  – распределенная масса ленты при числе прокладок  $i_n = 4$ , рассчитываемая по формуле (4.2):

$$q_0 = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot B(\delta_0 i + \delta_1 + \delta_2) = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1000(4 \cdot 1,1 + 6 + 2) = 14 \text{ кг/м};$$

$q_p$  – распределенная масса вращающихся частей роликовых опор рабочей ветви (см. табл. 4.10),  $q_p = 21$  кг/м;  $q'_p$  – распределенная масса вращающихся частей роликовых опор холостой ветви (см. табл. 4.10),  $q'_p = 9,2$  кг/м;  $\omega$ ,  $\omega'$  – значения коэффициентов сопротивления рабочей и холостой ветвей соответственно (см. табл. 4.9 –  $\omega' = 0,022$ ),  $\omega = 0,025$ ,  $\omega' = 0,022$ .

$$W_0 = 1,5 \cdot 9,81 \cdot 220 \cdot [(73 + 14 + 21) \cdot 0,25 + (14 + 9,2) \cdot 0,022] + 73 \cdot 20 \cdot 9,81 = 24720 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение ленты в предварительном расчете определяется по формуле (4.58):

$$S_{\max} = k_3 W_0 \frac{e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1} = 1,3 \cdot 24720 \cdot \frac{4,33}{4,33 - 1} = 42000 \text{ Н},$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном,  $k_3 = 1,3$ ;  
 $e^{\mu\alpha}$  – тяговый фактор (см. табл. 4.3),  $e^{\mu\alpha} = 4,33$ .

Число прокладок тягового каркаса в ленте

$$i = \frac{S_{\max} C_n}{k_p B} = \frac{42000 \cdot 9}{100 \cdot 1000} = 3,78 = 4,$$

где  $C_n$  – запас прочности ленты,  $C_n = 9$ ;  $k_p$  – прочность при разрыве одной прокладки,  $k_p = 100$  Н/мм.

Диаметр приводного барабана

$$D_n \geq K_1 K_2 i = 155 \cdot 1 \cdot 4 = 620 \text{ мм},$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий прочность прокладок [1, 2],  $K_1 = 160$ ;  
 $K_2$  – коэффициент для однобарабанного привода [1, 2],  $K_2 = 0,85$ .

Диаметры натяжного и отклоняющего барабанов

$$D_{\text{б.нат}} \geq 155 \cdot 0,85 \cdot 4 = 527 \text{ мм}.$$

В соответствии с нормальным рядом (см. табл. 4.1) принимается

$$D_n = D_{\text{б.нат}} = 630 \text{ мм}.$$

Натяжение ленты в характерных точках трассы (см. рис. 4.21)

$$S_{c\bar{o}} = S_1;$$

$$S_2 = S_1 k_{1-2} = S_1 k_6 = 1,03 S_1;$$

$$S_3 = S_2 + (q_0 + q'_p) g L_1 \omega =$$

$$= 1,03 S_1 + (14 + 9,2) \cdot 9,81 \cdot 120 \cdot 0,022 = 1,03 S_1 + 600 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 \lambda (1,03 S_1 + 600) \cdot 1,03 = 1,061 S_1 + 620 \text{ Н};$$

$$S_5 = S_4 + (q_0 + q'_p)gL_2\omega - q_0gH = 1,0161S_1 + 620 + (14 + 9,2) \times$$

$$\times 9,81 \cdot 100 \cdot 0,022 = 14 \cdot 9,81 \cdot 20 = 1,061S_1 - 1626 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5K_6 = (1,061S_1 - 1626) \cdot 1,03 = 1,092S_1 - 1670 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_6 + (q_0 + q_p)gL_3\omega = 1,09S_1 - 1670 + (14 + 21) \times$$

$$\times 9,81 \cdot 4 \cdot 0,025 = 1,092S_1 - 1636 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + W_3 = 1,092S_1 - 1636 + 193 = 1,092S_1 - 1443 \text{ Н}.$$

Сопротивление в пункте загрузки

$$W_3 = \frac{Qf_{\text{л}}(v - v_1)}{3,6(f_{\text{л}} - \text{tg}\beta - k_{\text{б}}f_{\text{б}})} = \frac{420 \cdot 0,63(1,6 - 0,8)}{3,6 \cdot (0,63 - \text{tg}11^\circ 20' - 0,25 \cdot 0,5)} = 193 \text{ Н},$$

где  $v_1$  – скорость груза в направлении транспортирования,  $v_1 = 0,8$  м/с;  
 $k_{\text{б}}$  – коэффициент бокового давления груза на направляющие борта,  
 $k_{\text{б}} = 0,25$ ;  $f_{\text{л}}$ ,  $f_{\text{б}}$  – коэффициенты трения груза о ленту и борта загрузочного  
лотка,  $f_{\text{л}} = 0,63$ ,  $f_{\text{б}} = 0,5$ .

$$S_9 = S_8 + (q_0 + q_p + q)gL_4\omega + (q_0 + q)g(H - H_1) =$$

$$= 1,092S_1 - 1443 + (14 + 21 + 73) \cdot 9,81 \cdot 96 \cdot 0,0025 + (14 + 73) \times$$

$$\times 9,81(20 - 0,8) = 1,092S_1 + 17490 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9\lambda_{9-10} = (1,092S_1 + 17490)1,03 = 1,125S_1 + 18000 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} + (q_0 + q_p + q)gL_5\omega = 1,125S_1 + 18000 + (14 + 21 + 73) \times$$

$$\times 9,81 \cdot 110 \cdot 0,025 = 1,125S_1 + 20900 \text{ Н};$$

$$S_{12} = (S_{11} + qgh_T)K_6^2 = (1,125S_1 + 20900 + 73 \cdot 9,81 \cdot 1,65) \times \\ \times 1,032 = 1,194S_1 + 23430 \text{ Н};$$

$$S_{13} = S_{12} + (q_0 + q_p + q)gL_6\omega = 1,194S_1 + 23430 + (14 + 21 + 73) \times \\ \times 9,81 \cdot 0,025 = 1,194S_1 + 23996 = S_{наб}.$$

Принимается  $A_s = 1,194$ ,  $B_s = 23,695$  кН, тогда

$$S_{наб} = 1,194S_1 + 23,695 \text{ кН}.$$

Из условия непроскальзывания ленты на барабане

$$S_{наб} = S_{сб} \frac{e^{\mu\alpha}}{K_{сц}}.$$

Откуда

$$S_{сб} = \frac{K_{сц}B_s}{e^{\mu\alpha} - K_{сц}A_s} = \frac{1,3 \cdot 23,695}{4,33 - 1,3 \cdot 1,194} = 11,23 \text{ кН};$$

$$S_{наб} = S_{сб} \frac{e^{\mu\alpha}}{K_{сц}} = 11,23 \cdot \frac{4,33}{1,3} = 37,405 \text{ кН},$$

где  $K_{сц}$  – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном,  $K_{сц} = 1,3$ .

Натяжение ленты во всех рассмотренных точках определяется следующим образом:

$$S_{сб} = 11,23 \text{ кН};$$

$$S_2 = 1,03 \cdot 11,23 = 11,6 \text{ кН};$$

$$S_3 = 1,03 \cdot 11,23 + 0,6 = 12,17 \text{ кН};$$

$$S_4 = S_3\lambda = (1,03S_1 + 0,6) \cdot 1,03 = 1,06S_1 + 0,62 \text{ кН};$$

$$S_5 = 1,061 \cdot 11,23 - 1,62 = 10,282 \text{ кН};$$

$$S_6 = 1,092 \cdot 11,23 - 1,67 = 10,6 \text{ кН};$$

$$S_7 = 1,092 \cdot 11,23 - 1,636 = 10,63 \text{ кН};$$

$$S_8 = 1,092 \cdot 11,23 - 1,443 = 10,82 \text{ кН};$$

$$S_9 = 1,092 \cdot 11,23 + 17,49 = 29,75 \text{ кН};$$

$$S_{10} = 1,125 \cdot 11,23 + 18 = 30,63 \text{ кН};$$

$$S_{11} = 1,125 \cdot 11,23 + 20,9 = 33,54 \text{ кН};$$

$$S_{12} = 1,194S_1 + 23,43 \text{ кН};$$

$$S_{13} = 37,405 \text{ кН}.$$

По полученным данным строится диаграмма натяжения ленты (см. рис. 4.21).

Минимальное натяжение ленты из условия обеспечения допустимой стрелы провеса ленты на грузовой ветви рассчитывается по формуле (4.62):

$$S_{\min}^{zp} = K_1(q_0 + q)gl_p \cos\beta = 8 \cdot (14 + 73) \cdot 9,81 \cdot \cos 11^\circ 20' = 87000 \text{ Н},$$

где  $K_1$  – для общей длины конвейера больше 100 м,  $K_1 = 8$ .

Наименьшее натяжение ленты на грузовой ветви в точке б равно 10,59 кН, что больше минимально необходимой величины.

Для холостой ветви согласно формуле (4.64)

$$S_{\min}^x \geq 8q_0gl'_p \cos\beta = 8 \cdot 14 \cdot 9,81 \cdot 2,6 \cdot \cos 11^\circ 20' = 28000 \text{ Н}.$$

Минимальное натяжение холостой ветви конвейера  $S_5 = 10,282$  кН, что больше минимально допустимого натяжения ленты на холостой ветви.

Фактический запас прочности ленты

$$C_n = \frac{Bi\sigma_p}{S_{наб}} = \frac{1000 \cdot 4 \cdot 100}{37,405} = 10,69 > C_n = 9.$$

Тяговое усилие на приводном барабане определяется по формуле (3.54):

$$W_0 = S_{наб} - S_{сб} = 37,405 - 11,23 = 26,175 \text{ кН.}$$

Мощность двигателя для привода конвейера рассчитывается по формуле (3.55):

$$N = \frac{k_3 W_0 v}{\eta} = \frac{1,1 \cdot 26,175 \cdot 1,6}{0,92} = 50,1 \text{ кВт,}$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности,  $k_3 = 1,1$ ;  $\eta$  – КПД привода с учетом потерь на приводном барабане,  $\eta = 0,92$ .

Выбирается двигатель 4А250М6УЗ с частотой вращения  $n_{дв} = 985 \text{ мин}^{-1}$ ,  $P_{дв} = 55 \text{ кВт}$ ; момент инерции ротора  $J_p = 1,25 \text{ кг/м}^2$  [3].

Угловая скорость вращения вала электродвигателя определяется по формуле (3.76):

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 985}{30} = 103 \text{ рад/с.}$$

$$\text{Крутящий момент двигателя } T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{55000}{103} = 534 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$\text{Пусковой момент двигателя } T_{дв.п} = 1,5 T_{дв} = 1,5 \cdot 534 = 801 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Для соединения валов двигателя и редуктора выбирается муфта МУВП № 2 с тормозным шкивом, способная передавать крутящий момент в 800 Н·м и имеющая момент инерции  $J_m = 0,6 \text{ кг/м}^2$ .

Частота вращения вала приводного барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D_n} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,63} = 48,53 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимое передаточное отношение привода рассчитывается по формуле (4.68):

$$u_0 = \frac{n_{дв}}{n} = \frac{985}{48,53} = 20,3.$$

Исходя из необходимого передаточного отношения и мощности привода выбирается редуктор Ц2-400 с передаточным отношением  $u = 19,8$ .

Фактическая скорость ленты

$$v_{\phi} = \frac{\pi D_n n_{\text{дон}}}{60 u_{\phi}} = \frac{3,14 \cdot 0,63 \cdot 985}{60 \cdot 19,8} = 1,614 \text{ м/с.}$$

Фактическая производительность конвейера определяется по формуле (4.70):

$$Q_{\phi} = K_n K_{\beta} (0,9B - 0,5)^2 v_{\phi} \rho = 550 \cdot 0,85 \cdot (0,9 \cdot 1 - 0,5)^2 1,614 \cdot 0,8 = 436 \text{ т/ч.}$$

Статический момент при пуске согласно формуле (4.76)

$$T_{\text{см.н}} = \frac{W_{\text{см.н}} D_n}{2 u_{\phi} \eta_0} = \frac{27000 \cdot 0,63}{2 \cdot 19,8 \cdot 0,92} = 470 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Статическое сопротивление при пуске

$$\begin{aligned} W_{\text{см.н}} &= k_{\text{н.с}} (W_0 - qgH) + qgH = \\ &= 1,2(26175 - 73 \cdot 9,81 \cdot 20) + 73 \cdot 9,81 \cdot 20 = 27000 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $k_{\text{н.с}}$  – коэффициент увеличения сопротивлений при пуске,  $k_{\text{н.с}} = 1,2$ .

Время пуска рассчитывается по формуле (4.74):

$$t_n = \frac{J_0 \omega_{\text{дв}}}{(T_{\text{дв.н}} - T_{\text{см.н}}) k_y} = \frac{8,8 \cdot 103}{(801 - 470) \cdot 0,7} = 4,12 \text{ с,}$$

где  $k_y$  – коэффициент, учитывающий упругое удлинение резинотканевой ленты при пуске,  $k_y = 0,7$ ;  $J_0$  – приведенный момент инерции поступательно и вращательно-движущихся частей груза, конвейера и привода, определенный по формуле (4.75):

$$\begin{aligned} J_0 &= \frac{(2q_0 + q)(1 + K_u) L D_n^2}{4 u_{\phi}^2 \eta_0} + (1 + \psi)(J_p + J_m) = \\ &= \frac{(2 \cdot 14 + 73)(1 + 0,08) 220 \cdot 0,63^2}{4 \cdot 19,8^2 \cdot 0,92} + (1 + 0,15)(1,25 + 0,6) = 8,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

где  $K_u$  – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс роликов и барабанов конвейера,  $K_u = 0,08$ ;  $\psi$  – коэффициент, учитывающий массы деталей привода, вращающихся медленнее, чем вал электродвигателя,  $\psi = 0,15$ .

Минимально допустимое время пуска конвейера рассчитывается по формуле (4.73)

$$t_{n \min} \geq \frac{v}{j_n} = \frac{1,614}{0,2} = 8 \text{ с},$$

где  $j_n$  – допустимое ускорение пуска,  $j_n = 0,2$ .

Для пуска конвейера необходимо применение соответствующей электросхемы или муфт скольжения, отрегулированных на требуемый пусковой момент.

Тормозной момент на валу двигателя, препятствующий обратному движению ленты под действием сил тяжести груза при выключении тока, определяется по формуле (4.77):

$$T_T = (qgH - c_0(W_0 - qgH)) \frac{D_n}{2u_\phi} \eta_0;$$

$$T_T = (73 \cdot 9,81 \cdot 20 - 0,5(26175 - 73 \cdot 9,81 \cdot 20)) \frac{0,62}{2 \cdot 19,8} \cdot 0,92 = 121 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $c_0$  – коэффициент возможного уменьшения сопротивлений при свободном движении ленты,  $c_0 = 0,5$ .

Тормозной момент на валу двигателя для ограничения выбега ленты конвейера после выключения электродвигателя согласно формуле (3.63)

$$T_T = \frac{(2q_0 + q)(1 + K_H)LD^2_{\Pi} \eta_0 \omega_{\text{об}}}{4u_\phi^2 t_T} - (qgH + c_0(W_0 - qgH)) \frac{D_n}{2u_\phi} \eta_0,$$

где  $t_T$  – время торможения, определяемое из принятой величины выбега;

принимается  $l_{\text{об}} = 2$  м, тогда  $t_T = \frac{2l_{\text{об}}}{v} = \frac{2 \cdot 2}{1,6} = 2,5$  с,



$$T_T = \frac{(2 \cdot 14 + 73)(1 + 0,08) \cdot 220 \cdot 0,63^2 \cdot 0,92 \cdot 103}{4 \cdot 19,8^2 \cdot 2,5} -$$

$$- (73 \cdot 9,81 \cdot 20 + 0,5 \cdot (26175 - 73 \cdot 9,81 \cdot 20)) \cdot \frac{0,63}{2 \cdot 19,8} \cdot 0,92 = -66 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

т. е. выбега ленты после выключения электродвигателя не будет. Тормоз необходим только для предотвращения обратного движения ленты с грузом.

#### 4.9. Конвейеры с бесконтактной опорой ленты

Перспектива создания конвейеров высокой производительности и большой протяженности при одновременном снижении удельного расхода энергии и металла и применения лент нормальной прочности ограничивается возможностями существующих конструкций ленточных конвейеров.

В конвейерах традиционных конструкций лента на всем протяжении трассы поддерживается роликовыми опорами. С увеличением ширины ленты шаг роликовых опор уменьшается, а их число и масса возрастают. Масса роликовых опор составляет в среднем 22 %...35 % общей массы, а стоимость – 17 %...25 % стоимости всего конвейера [1, 2]. При увеличении скорости движения ленты (более 3,15 м/с) требуются повышенная точность изготовления и тщательная динамическая балансировка роликов. Обслуживание и ремонт роликовых опор – трудоемкая операция, которая все более усложняется с увеличением ширины ленты и требует применения специальных грузоподъемных устройств для снятия и установки роликовых опор при работе конвейера. В связи с этим весьма перспективны разработки высокоскоростных конвейеров с бесконтактной опорой ленты под действием давления воздуха (на воздушной подушке) или сил магнитного поля (на магнитной подвеске) без роликовых опор. Бесконтактная опора ленты обеспечивает экономию металла, значительное снижение сопротивлений движению ленты и расхода энергии, упрощение обслуживания и ремонта, возможность увеличения скорости, производительности и длины конвейера [1, 2].

Конвейер с опорой ленты под действием давления воздуха (рис. 4.22) в простейшем виде состоит из ленты 2, огибающей приводной 3 и натяжной 1 барабаны. В средней части ветви ленты проходят под воздушными камерами 4 и 5. Из камер под ленту подается воздух, приподнимающий ее и создающий воздушную прослойку между лентой и опорной поверхностью желоба, в котором движется лента. Существует несколько разных систем подачи воздуха, но наибольшее распространение получила камерная система

вследствие простоты и надежности работы. Обычно избыточное давление воздуха составляет около  $2 \cdot 10^3$  Па, толщина воздушного зазора – 0,4...1,0 мм, мощность, затрачиваемая на создание воздушной опоры, – 0,3...0,8 кВт на 1 м длины конвейера в зависимости от ширины ленты и интенсивности ее загрузки.

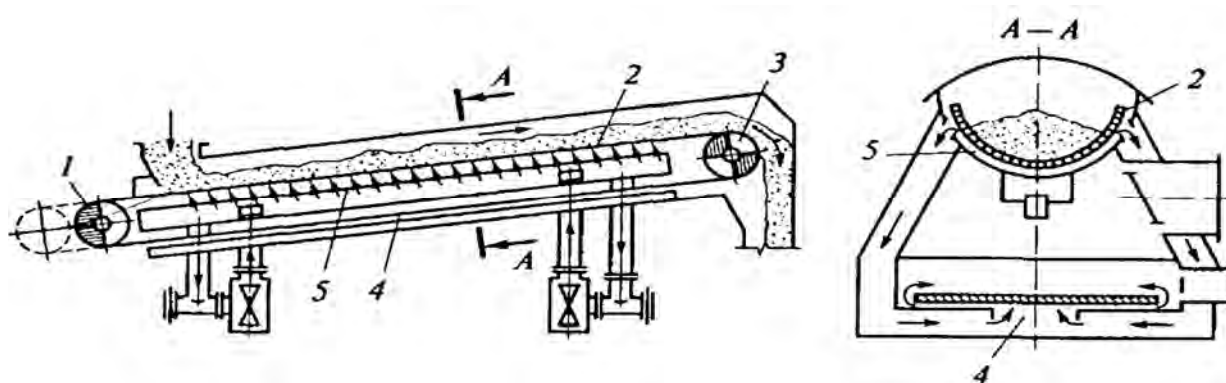


Рис. 4.22. Конвейер с лентой на воздушной опоре: 1, 3 – натяжной и приводной барабаны соответственно; 2 – лента; 4, 5 – воздушные камеры

К преимуществам воздушной опоры ленты относят применение стандартной ленты, возможность транспортирования грузов широкого ассортимента (кроме пылящих), а к недостаткам – необходимость установки дополнительного воздухоподводящего оборудования, падение давления воздуха вдоль трассы, особенно при большой длине конвейера, дополнительный расход энергии на подачу воздуха, возможность нарушения поддержки ленты при местной ее перегрузке [1, 2].

Конвейер с магнитной опорой (рис. 4.23) имеет приводной 1 и натяжной 4 барабаны, вместо роликовых опор установлены постоянные пластинчатые ферритобариевые магниты 3, а лента 2 имеет свойство постоянного магнита. Такую ленту изготавливают обычно методом горячей вулканизации. Для придания ей свойств магнита в резиновую обкладку вводят порошок феррита бария. После изготовления лента намагничивается и сохраняет свойства магнита длительный срок (до 10 лет). Ферритобариевые постоянные магниты изготавливают в серийном производстве для нужд электропромышленности и устанавливают на конвейере примерно с тем же шагом, что и роликовые опоры, или сплошными рядами. Ленту и опорные магниты располагают одноименными полюсами друг к другу. Удельная подъемная сила магнитов составляет от 700 до 3000 кН/м<sup>2</sup> [1, 2].

Достоинствами магнитной опоры ленты являются:

- возможность применения простых, недорогих, серийно изготавливаемых постоянных магнитов;

- постоянство действия силы магнитов вдоль всей трассы конвейера любой протяженности;
- отсутствие какой-либо проводки к магнитам;
- простота устройства опор из набора типовых узлов;
- полная бесшумность и экономичность конструкции и обслуживания;
- возможность работы при местных перегрузках ленты, т. к. с уменьшением зазора между опорой и лентой силы отталкивания возрастают.

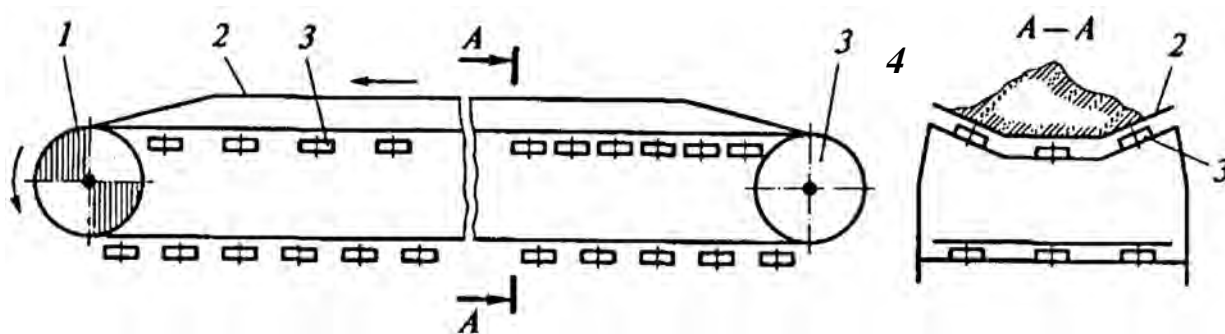


Рис. 4.23. Конвейер с лентой на магнитной опоре: 1, 4 – приводной и натяжной барабаны соответственно; 2 – лента; 3 – ферритобариевые магниты

К недостаткам относят необходимость использования специальной магнитной ленты, сложность обеспечения поперечной устойчивости ленты, ограничение ассортимента транспортируемых грузов (ферромагнитные грузы нельзя транспортировать на магнитной ленте – они притягиваются к ней).

#### 4.10. Крутонаклонные конвейеры со специальными лентами

Увеличение угла наклона конвейера позволит уменьшить длину конвейера и площадь, занимаемую им при подаче груза на одну и ту же высоту, более компактно разместить производственное оборудование. Увеличить угол наклона конвейера возможно путем увеличения сцепления груза с поверхностью движущейся ленты. Для этого поверхность ленты выполняют с насечками или выступами различного очертания и расположения. Ленты с шевронным расположением выступов высотой 5...25 мм получили наибольшее распространение [1, 2].

Выступы препятствуют сдвигу частиц груза по ленте. Поскольку коэффициент внутреннего трения частиц груза больше, чем по гладкой поверхности ленты, угол наклона конвейера при транспортировании пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов можно увеличить до 35°.

Для кусковых грузов, особенно круглой формы, ленты с выступами небольшой высоты малоэффективны, т. к. они не удерживают куски.

Основное достоинство рифленых лент – возможность изготовления их на том же оборудовании, что и лент с гладкой поверхностью.

Ленты с поперечными перегородками (рис. 4.24) состоят из гладкой ленты, к которой приклеены поперечные перегородки высотой 100...200 мм. Увеличение высоты перегородки требует повышения ее жесткости и прочности крепления к ленте, что трудно осуществимо.

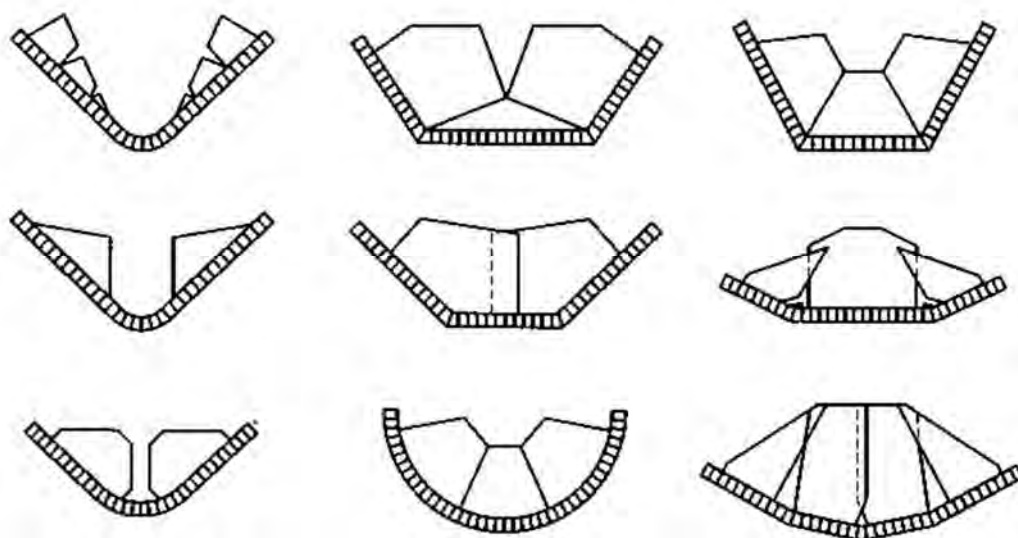


Рис. 4.24. Конструктивные разновидности лент с поперечными перегородками

Перегородки позволяют увеличить угол наклона конвейера до  $45^\circ$  и даже до  $60^\circ$ , однако при этом значительно (в 2–3 раза) уменьшается производительность конвейера. Основные параметры лент с перегородками приведены в табл. 4.11 [1, 2].

Табл. 4.11. Характеристики лент с перегородками

Число перегородок на ленте	Ширина ленты, мм	Ширина отдельной перегородки, мм	Расстояние от борта ленты до крайней перегородки, мм	Ширина дорожки между перегородками, мм	Высота перегородки, мм
1	400...500	280...380	60	–	100...150
2	650...800	240...315	60	50	100...200
3	1000...1400	225...359	63	50	100...200

Недостатками лент с перегородками являются необходимость применения дисковых роликовых опор на нижней (холостой) ветви, которые повреждают перегородки, сложность загрузки крутонаклонного участка конвейера, для чего участок загрузки делают горизонтальным с последующим крутым перегибом ленты при помощи дисков, установленных у кромок ленты, что усложняет конструкцию конвейера.

Ширина ленты с поперечными перегородками при транспортировании насыпных грузов

$$B_{расч} = \sqrt{\frac{Q}{k_n v \rho}}, \quad (4.79)$$

где  $Q$  – производительность конвейера, т/ч;  $v$  – скорость ленты, м/с;  $\rho$  – плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $k_n$  – коэффициент производительности (табл. 4.12).

Табл. 4.12. Коэффициент  $k_n$  производительности конвейера

Угол наклона конвейера, град	$k_n$			
	Угол естественного откоса груза в покое $\rho$ , град			
	30	35	40	45
20	230	250	270	300
30	225	240	260	280
40	215	230	245	270
50	205	215	230	255
60	190	200	210	240

Распределенная масса конвейерной ленты с выступами

$$q_n = 1,1(B(\delta i + \delta_1 + \delta_2) + \frac{2hb}{\sin \alpha}), \quad (4.80)$$

где  $i$  – число прокладок;  $\delta$  – толщина одной прокладки, мм,  $\delta = 1,0...1,8$  мм [1, 2];  $\delta_1, \delta_2$  – толщина верхней и нижней обкладок, мм,  $\delta_1 = 1,0...3,0$  мм,  $\delta_2 = 1$  мм [1, 2];  $h$  – высота выступа, мм;  $b$  – ширина выступа, мм;  $\alpha$  – угол наклона выступа, град.

Распределенная масса ленты с перегородками

$$q_l = 1,1B \left( \delta_l + \frac{0,8h_n\delta_n}{t_n} \right), \quad (4.81)$$

где  $\delta_l$  – толщина ленты, мм;  $h_n$  – высота перегородки, мм;  $\delta_n$  – толщина перегородки, мм;  $t_n$  – расстояние между перегородками, мм.

Остальные расчеты аналогичны приведенным ранее.

#### 4.11. Двухленточные конвейеры

Двухленточный конвейер (рис. 4.25) состоит из двух расположенных один параллельно другому вертикально замкнутых конвейеров, из которых один (нижний) является основным транспортным Т, а второй (верхний) – прижимным П. Обе ленты движутся с одинаковой скоростью от самостоятельного или общего привода [1, 2].

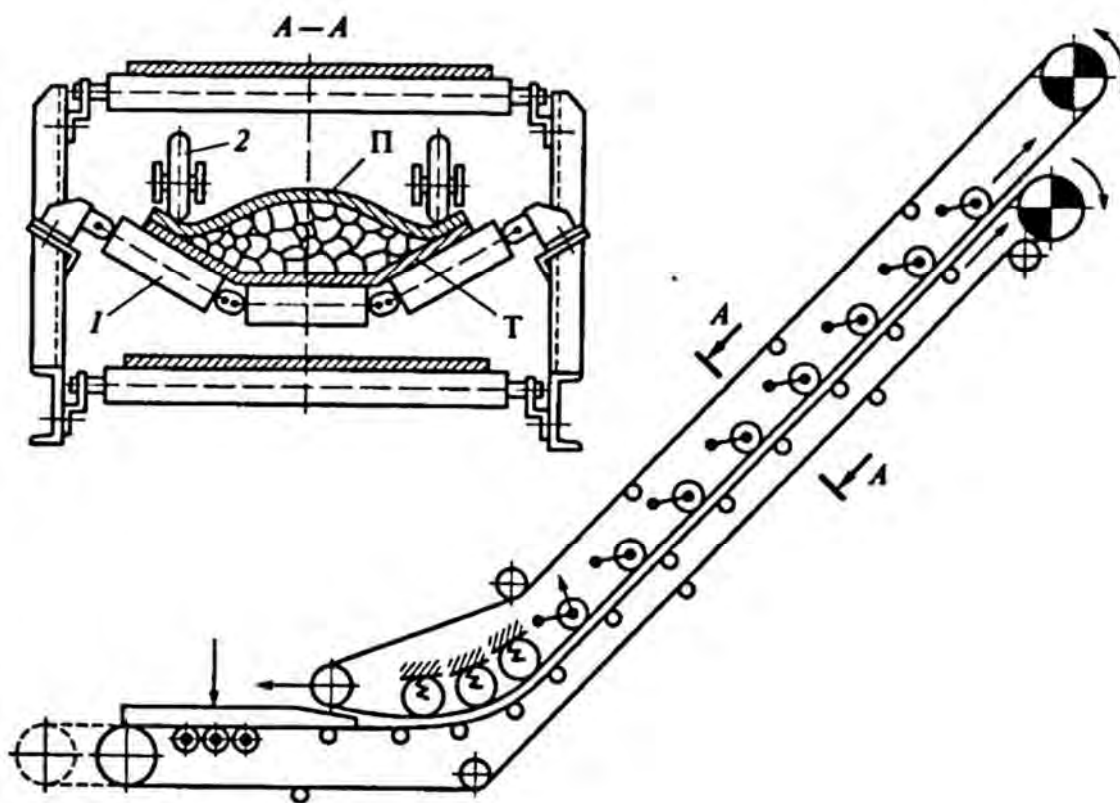


Рис. 4.25. Двухленточный конвейер: 1, 2 – опорные и прижимные ролики соответственно; Т, П – транспортный и прижимной конвейеры

В начале и в конце трассы конвейер для удобства загрузки и разгрузки обычно имеет горизонтальные участки. Груз падает на горизонтальный

участок ленты конвейера, перемещается до участка сопряжения с лентой прижимного конвейера, зажимается между двумя лентами и транспортируется в таком положении до верхнего разгрузочного участка.

На крутонаклонном или вертикальном участке параллельное расположение лент с постоянным расстоянием одной от другой обеспечивается опорными 1 и прижимными 2 роликовыми опорами. Надежность работы двухленточного конвейера зависит от плотности и стабильности образования грузонесущего желоба из транспортной и прижимной лент.

Для рассматриваемых конвейеров используют ленты плоские, гладкие, стандартные (наиболее экономичный вариант), с направляющими выступами, с бортами и перегородками, с упругими накладками и др. Прижимными устройствами служат ролики – цилиндрические на общей шарнирной обойме, дисковые на отдельных шарнирных рычагах, консольные (на краях ленты) жесткие, шарнирные и др. Прижим роликов пружинный, рессорный или пневматический. Поиски наиболее оптимальных конструкций прижимных устройств задерживают широкое внедрение таких конвейеров.

Крутонаклонные и вертикальные двухленточные конвейеры применяют для транспортирования пылевидных, порошкообразных, зернистых и мелкокусковых, а также плохосыпучих волокнистых (например, щепы, коры, целлюлозы, асбеста, древесных стружек, бетонной смеси и т. п.) насыпных и штучных грузов.

У конвейеров для штучных грузов ленты имеют толстую упругую наружную обкладку из губчатой резины или поролона; упругая прижимная лента как бы обхватывает транспортируемый груз и надежно перемещает его в вертикальном направлении [1, 2].

Ширина ленты крутонаклонного двухленточного конвейера при транспортировании насыпных грузов

$$B = \frac{Q}{2800h\rho v\psi}, \quad (4.82)$$

где  $h$  – средняя высота слоя насыпного груза, м;  $\psi$  – коэффициент заполнения сечения между лентами,  $\psi = 0,8...0,9$  [1, 2].

Если неизвестна высота (средняя высота) слоя  $h$ , то ширину ленты определяют по формуле

$$B = 1,2 \sqrt{\frac{Q}{k_{\Pi} v \rho}}, \quad (4.83)$$

где  $k_{II}$  – коэффициент производительности двухленточных конвейеров, зависящих от угла  $\alpha$ , наклона боковых роликов грузонесущей ленты:

$\alpha$ , град	20	25	30	35	40	45
$k_{II}$	300	310	320	330	340	350

Расстояние между роликовыми опорами принимают для грузовой ветви  $l_p = 0,4...1,0$  м, для холостой  $l'_p = 2...4$  м. Коэффициент сопротивления движению  $\omega$  для двухленточных конвейеров принимают в пределах  $\omega = 0,03...0,05$  [1, 2].

Тяговый расчет крутонаклонного двухленточного конвейера проводят методом обхода по контуру.

## 4.12. Ленточно-канатные конвейеры

**Общие сведения и устройство.** В ленточно-канатном конвейере, в отличие от обычного ленточного, разделены функции тягового и несущего элементов: функции несущего элемента выполняет лента, не требующая высокой прочности, а функции тягового элемента – канаты. Это позволяет значительно увеличить длину конвейера, снизить его стоимость и энергоемкость. Такие конвейеры используют в карьерах. В ленточно-канатном конвейере (рис. 4.26) тяговым элементом служат два стальных каната 7, расположенных вдоль кромок специальной ленты 2, несущей транспортируемый груз. На концах конвейера канаты 1 огибают приводные 4 и натяжные 7 блоки, а лента – обводной 6 и натяжной 5 барабаны. В промежутках между концевыми барабанами канаты с лентой опираются на опорные блоки 8 [1, 2].

Лента конвейера имеет одну или две тканевые прокладки, между которыми расположены с определенным шагом поперечные стальные рессоры 3 прямоугольного или квадратного сечения (см. рис. 4.26, а). Вдоль кромок ленты сверху и снизу отлиты резиновые борты с канавками, которыми лента опирается на тяговые канаты. Канавки имеют в поперечном сечении клиновидную форму, что обеспечивает надежную фрикционную связь ленты с канатами. Ширина ленты по осям тяговых канатов составляет 760...1400 мм. Толщину верхней обкладки выбирают в зависимости от механических свойств транспортируемого груза в пределах 3...6 мм. Толщина нижней обкладки обычно 1...2 мм.



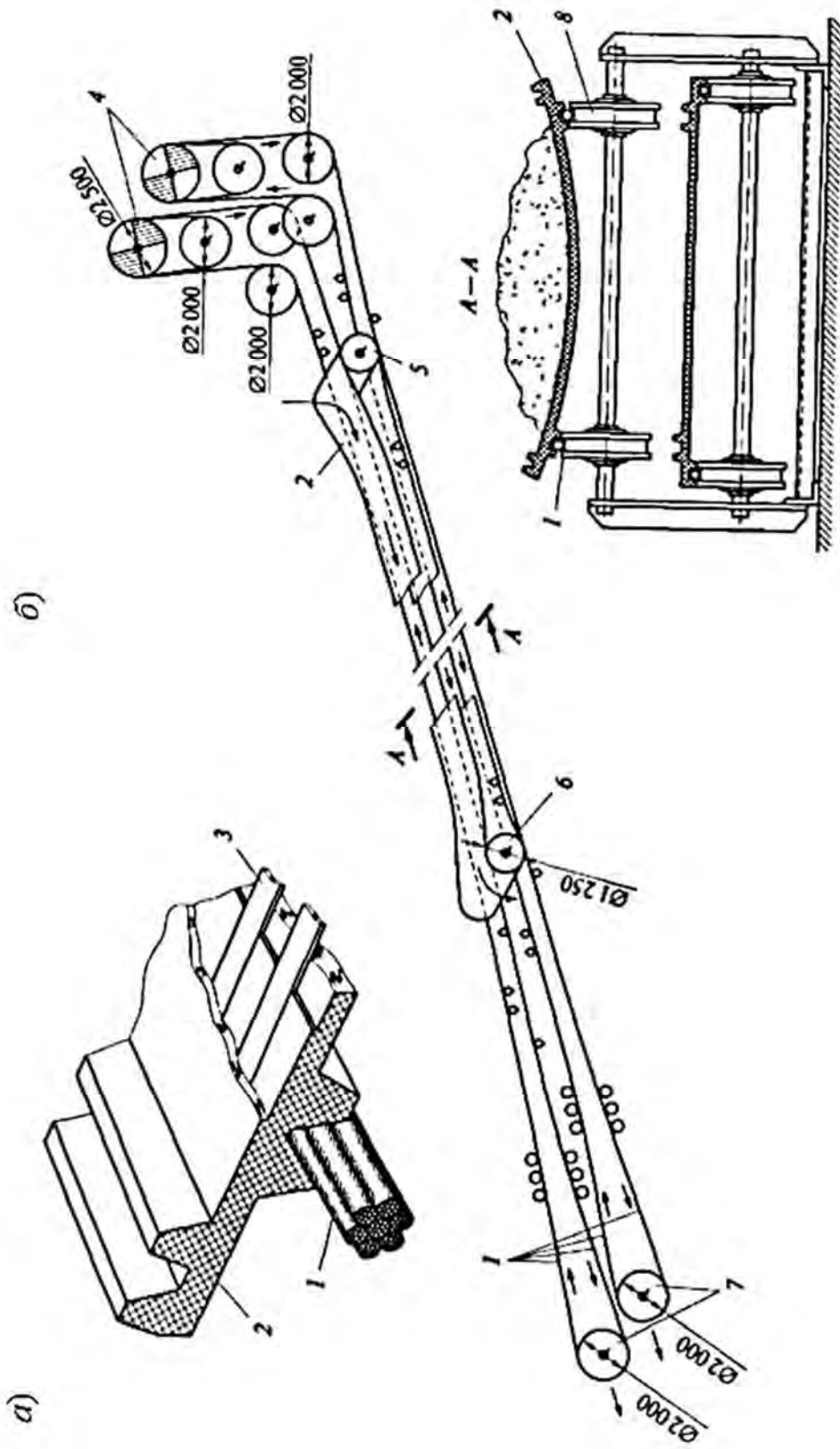


Рис. 4.26. Ленточно-канатный конвейер: а – лента с канатом; б – схема конвейера; 1 – канат; 2 – лента; 3 – рессора; 4, 7 – приводной и натяжной блоки соответственно; 5, 6 – натяжной и обводной барабаны соответственно; 8 – опорный блок

На лентах зарубежных конструкций применяют рессоры квадратного сечения со стороной квадрата 5,6...6,4 мм в зависимости от ширины ленты, расстояние между рессорами принимают 60...75 мм. В отечественных ленточно-канатных конвейерах используют ленту шириной 900 мм, рессору прямоугольного сечения  $5 \times 12$  мм с шагом 100 мм.

В конструкциях усовершенствованных лент боковые борта на верхней и нижней сторонах смещены относительно друг друга, что позволяет уменьшить изгибающий момент на рессорах грузовой ветви, а также уменьшить диаметр рулона ленты и улучшить тем самым условия монтажа ленточно-канатного конвейера, особенно в подземных условиях [1, 2].

Тяговые канаты применяют только односторонней свивки с линейным касанием проволок в прядях, которые по сравнению с канатами крестовой свивки обеспечивают больший срок службы и коэффициент сцепления с клиновидными канавками ленты. Диаметр канатов на эксплуатируемых установках составляет 32...57 мм [1, 2].

Использование канатов большего диаметра ограничивается сложностью счалки концов, которая выполняется вручную, и размерами шкивов концевых станций. Канаты обычно изготавливают из оцинкованных проволок с пределом прочности 1700...1800 МПа [1, 2].

Срок службы канатов зависит от их качества и условий эксплуатации. Недоброкачественные «рыхлые» канаты разрушаются уже после 1500 ч их работы. Основными причинами износа канатов являются их поперечные колебания и перегибы при прохождении по поддерживающим роликам, а также истирание наружных проволок, особенно в местах счалки, на роликах и ведущих шкивах. При футерованных поддерживающих линейных блоках, а также при эластичной футеровке ведущих одноручьевых шкивов срок службы канатов может составлять 7500...8000 ч [1, 2]. Практикой установлено, что срок службы канатов большего диаметра выше, чем канатов той же конструкции меньшего диаметра. Длина счалки канатов составляет тысячу диаметров каната.

Привод ленточно-канатного конвейера должен обеспечивать одинаковую скорость тяговых канатов. На зарубежных конвейерах привод состоит из одного или двух электродвигателей и редуктора, состоящего из симметричного дифференциала, полуоси которого соединены муфтами с канатоведущими шкивами. Симметричный дифференциал обеспечивает равенство моментов, а следовательно, и скоростей канатов на обоих канатоведущих шкивах [1, 2].

В конструкциях отечественных ленточно-канатных конвейеров применен более простой отдельный привод на каждом из двух канатоведущих шкивов с асинхронным двигателем с фазным ротором, рабочее скольжение которых искусственно завышено до 10 %. Чтобы обеспечить такое сколь-

жение электродвигателя, в цепи его ротора оставляют ступень пускового сопротивления, что, однако, приводит к дополнительному расходу электроэнергии.

В последнее время за рубежом в приводах ленточно-канатных конвейеров используют только одножелобчатые шкивы, футерованные специальными пластиками с повышенным коэффициентом сцепления с тяговыми канатами. Угол обхвата ведущего шкива увеличен с помощью отклоняющего блока до  $220^\circ$ . В качестве футеровки ведущих шкивов применяют набранные по их ободу чередующиеся сегменты из поливинилхлорида и пластика, при этом коэффициент сцепления смазанных и смоченных канатов с футеровкой составляет  $0,37...0,46$  при давлении  $3...5$  МПа. Обычно диаметр канато-ведущих шкивов принимают около 80 диаметров каната, натяжных – 60 диаметров каната [1, 2].

Натяжные устройства тяговых канатов и лент обычно грузовые, устанавливаемые у привода или в хвостовой части конвейера.

**Расчет ленточно-канатных конвейеров.** Ширина ленты, равная расстоянию между боковыми утолщениями,

$$B = \sqrt{\frac{Q}{k_{II} v \rho}}, \quad (4.84)$$

где  $k_{II}$  – коэффициент производительности (табл. 4.13);  $v$  – скорость ленты,  $v = 2...4$  м/с.

Ширину ленты проверяют по условию размещения куска так же, как и в ленточных конвейерах, по формуле (4.50).

Общее сопротивление тяговых канатов при установившемся движении ленты конвейера в предварительном расчете

$$W_0 = 1,1Lg\omega \left[ (q + q_0 + q_{\text{бл}} + 2q_k) + (q_0 + q'_{\text{бл}} + 2q_k) \right] \pm qgH, \quad (4.85)$$

где  $L, H$  – длина горизонтальной и вертикальной проекции транспортирования груза, м;  $\omega$  – коэффициент сопротивления перемещению канатов по опорным блокам, для нефутерованных блоков  $\omega = 0,01$ , для футерованных  $\omega = 0,015$ ;  $q$  – распределенная масса груза, кг/м;  $q_0$  – распределенная масса ленты;  $q_{\text{бл}}$  и  $q'_{\text{бл}}$  – распределенная масса вращающихся частей опорных блоков грузовой и холостой ветвей, кг/м;  $q_k$  – распределенная масса каната, при предварительном расчете можно принимать  $q_k = 2...3$  кг/м [1, 3].

Табл. 4.13. Коэффициент  $k_{II}$  для ленточно-канатных конвейеров

Угол наклона конвейера к горизонтали $\beta$ , град	Значение коэффициента $k_{II}$ при угле естественного откоса насыпного груза			
	30°	35°	40°	45°
0...10	290...275	315...295	335...315	350...335
10...15	275...265	295...280	315...305	335...315
15...18	265...250	280...270	305...285	315...305

Максимальное натяжение канатов в предварительном расчете определяют по формуле (4.58).

Максимальная нагрузка на один канат при раздельном приводе асинхронными двигателями

$$S'_{\max} = S_{\max} \left( 0,5 \pm \frac{\delta}{4s_H D_{II}} \right), \quad (4.86)$$

где  $\delta$  – допуск на точность изготовления шкива по диаметру приводного шкива,  $\delta = 5$  мм [1, 2];  $s_H$  – коэффициент номинального скольжения электродвигателя,  $s_H \approx 0,03$  [1, 2];  $D_{II}$  – расчетный диаметр приводного шкива, мм.

Знак «минус» соответствует канату, набегающему на шкив меньшего диаметра.

Разрушающая нагрузка каната

$$S_p = [C_{II}] S'_{\max}, \quad (4.87)$$

где  $[C_{II}]$  – запас прочности каната; при диаметре канатоведущих шкивов  $D_{II} = 80 d_K$  и натяжных  $D_H = 60 d_K$   $[C_{II}] = 4,5$  [1, 2].

По разрушающей нагрузке выбирают канаты односторонней свивки с линейным касанием оцинкованных проволочек в прядях с пределом прочности 1700...1800 МПа [1, 2].

Диаметры опорных блоков принимают  $d_{\text{ол}} = (8...9)d_K$ . Расстояние между опорными блоками  $l_{\text{ол}} = 5...8$  м на рабочей ветви и в 2 раза больше на холостой ветви.

После определения основных параметров конвейера уточняют погонные нагрузки и выполняют уточненный тяговый расчет методом обхода по

контур. Особенность тягового расчета ленточно-канатных конвейеров заключается в том, что на отдельных участках трассы конвейера лента может отделяться от тяговых канатов, опираясь на роликоопоры (в зоне загрузки, разгрузки, при наличии промежуточного привода). В этом случае при разбивке трассы необходимо выделять такие участки и сопротивление движению на них определять с учетом конструкции опорных элементов и соответствующих нагрузок. При определении сопротивлений на отдельных участках используют общие расчетные формулы и нормативы для ленточных конвейеров.

Сопротивление движению каната на прямолинейных участках:

– на загруженной ветви

$$W_{cp} = (q + q_0 + q_{\text{бл}} + 2q_k) \omega g L' \pm (q + q_0 + 2q_k) g H'; \quad (4.88)$$

– на незагруженной ветви

$$W_x = (q_0 + q'_{\text{бл}} + 2q_k) \omega g L' \pm (q_0 + 2q_k) g H', \quad (4.89)$$

где  $L'$  и  $H'$  – горизонтальная и вертикальная проекция длины рассматриваемого участка соответственно, м.

Минимальное натяжение канатов из условия допустимой стрелы провеса между опорными блоками:

– для грузовой ветви

$$S_{\min}^{cp} \geq 10(q + q_0 + 2q_k) g l_{\text{бл}}, \quad (4.90)$$

– для холостой ветви

$$S_{\min}^x \geq 8(q_0 + 2q_k) g l_{\text{бл}}. \quad (4.91)$$

Остальные расчеты проводят по аналогии с ленточными конвейерами.

### 4.13. Телескопические конвейеры

В большинстве патентов стран дальнего зарубежья и стран СНГ телескопический конвейер представляет собой раздвижную много-секционную раму, каждая секция которой выдвигается по отношению к предыдущей на расстояние, равное максимально возможному расстоянию между соседними роликоопорами для грузовой ветви конвейера,

т. е. на 1,2...1,5 м. Это обуславливает сложность таких конвейеров, незначительную их длину и телескопичность.

Однако возможность изменения длины конвейеров позволит повысить эффективность их использования при погрузке-выгрузке транспортных средств, большегрузных контейнеров, при формировании штабелей насыпных грузов, транспортировании полезных ископаемых от непрерывно движущегося вперед добычного агрегата. Обеспечение переменной длины в передвижных и переставных конвейерах повышает удобство и расширяет область их применения, т. к. отпадает необходимость дополнительного перемещения груза к конвейеру при его загрузке и от конвейера при разгрузке. В этих условиях телескопический конвейер должен обладать как можно более широким диапазоном изменения его длины, т. е. большой телескопичностью. Выполнение этого требования затруднительно, т. к. на 1 м изменения длины конвейера необходим «аккумулятор», т. е. накопитель ленты вместимостью на 2 м ее длины, а при изменении длины конвейера на 20 м вместимость этого накопителя должна быть на 40 м конвейерной ленты.

На рис. 4.27 представлен телескопический конвейер, станина которого выполнена из двух параллельно расположенных шарнирно-рычажных механизмов (ШРМ) 1 типа «нюрнбергские ножницы» с соответствующей их доработкой.

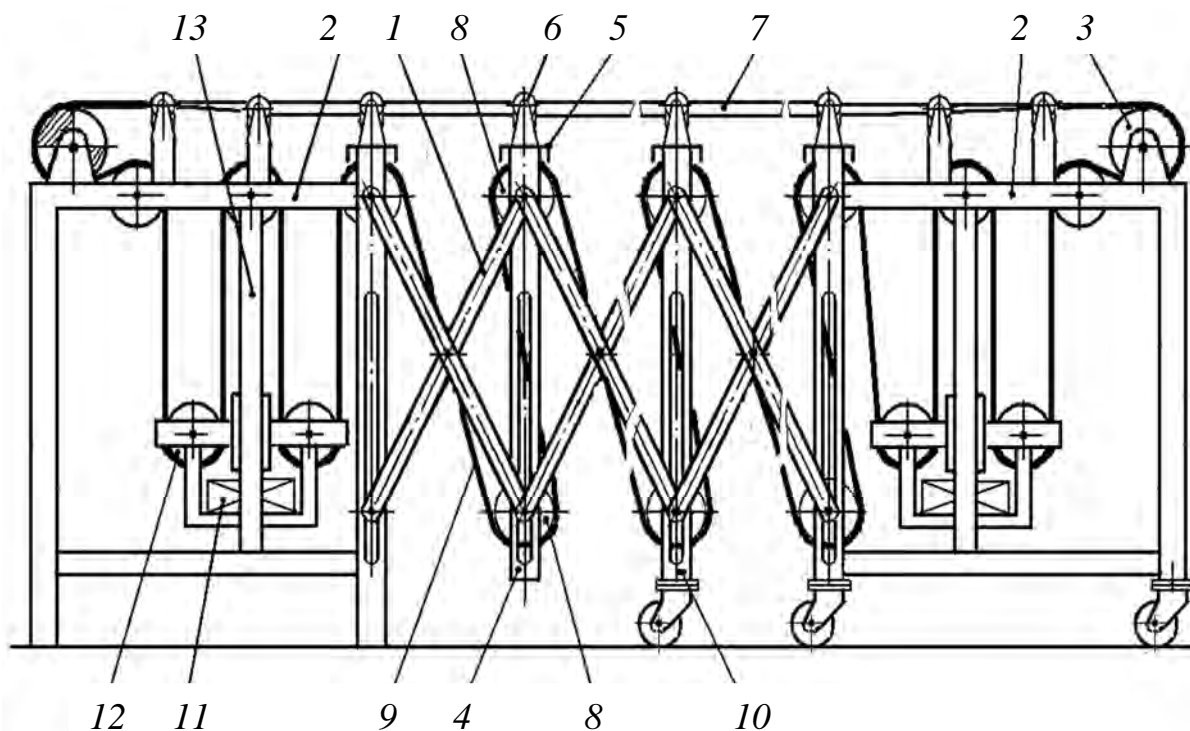


Рис. 4.27. Телескопический конвейер с использованием ШРМ

По концам ШРМ расположены рамки 2, на которых установлены концевые барабаны 3. Одна из рамок 2 в стационарных конвейерах выполнена подвижной, в передвижных конвейерах обе рамки подвижные. Один из барабанов 3 оборудован приводом (на рис. 4.27 не показан). В ШРМ предусмотрены вертикальные стойки 4 с продольными пазами в нижней части. В верхней части стойки 4 попарно соединены поперечинами 5, на которых закреплены желобчатые роликоопоры 6 для рабочей ветви 7 конвейерной ленты. Соосно с верхними и нижними шарнирами ШРМ использованы отклоняющие барабаны 8 для холостой ветви 9 конвейерной ленты. Для разгрузки ШРМ от вертикальной нагрузки предусмотрены опорные стойки 10, установленные с определенным шагом. На рамках 2 расположены компенсирующие устройства, содержащие натяжной груз 11 и два барабана 12, огибаемые холостой ветвью 9 и имеющие возможность вертикального перемещения по направляющим 13.

При увеличении расстояния между рамками 2 расстояние между верхними и нижними барабанами 8 стоек 4 уменьшается, и наоборот, а расстояние между верхними и нижними барабанами 8 соседних стоек остается неизменным. Это позволяет аккумулировать значительную часть ленты при изменении длины конвейера. Незначительное несоответствие высвобождающейся длины ленты от потребного при изменении длины конвейера компенсируется за счет подъема или опускания натяжных грузов 11.

На рис. 4.28 представлена расчетная схема ШРМ телескопического конвейера, в соответствии с которой общая длина участка для рабочей ветви конвейерной ленты и суммарная длина участков по осям отклоняющих барабанов 8 для холостой ветви между подвижной и неподвижной рамками 2 составляет

$$L = nl \cos \alpha + nl \sin \alpha + nl = nl(\cos \alpha + \sin \alpha + 1), \quad (4.92)$$

где  $\alpha$  – угол наклона продольной оси рычага к горизонту;  $n$  – число звеньев ШРМ.

При изменении угла  $\alpha$  от  $20^\circ$  до  $70^\circ$  общая длина этих участков для обеих ветвей ленты между рамками 2

$$L_{\max} = nl(\cos 45^\circ + \sin 45^\circ + 1) = 2,414nl; \quad (4.93)$$

$$L_{\min} = nl(\cos 20^\circ + \sin 20^\circ + 1) = nl(\cos 70^\circ + \sin 70^\circ + 1) = 2,282nl. \quad (4.94)$$

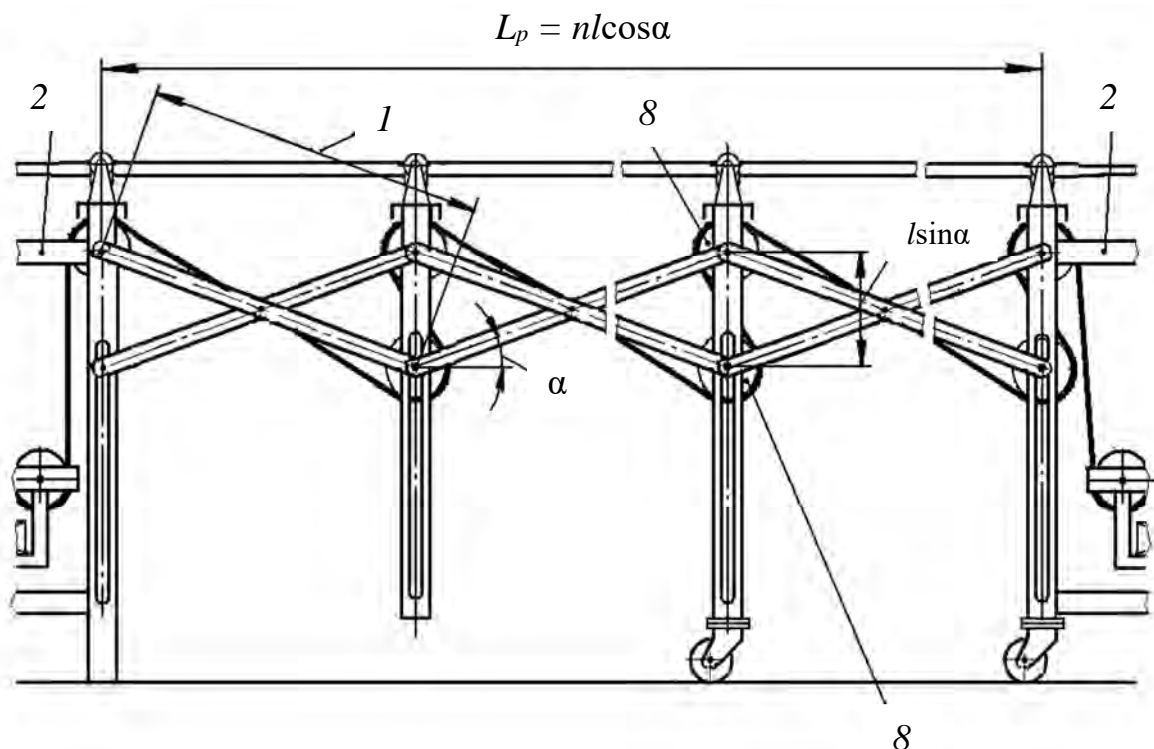


Рис. 4.28. Расчетная схема ШРМ

Разница в длине указанных участков

$$\Delta L = L_{\max} - L_{\min} = 2,414nl - 2,282nl = 0,132nl. \quad (4.95)$$

Эта разность в длине ленты компенсируется за счет подъема и опускания натяжного груза  $11$  в рамках  $2$  (см. рис. 4.27) с учетом числа ее вертикальных ветвей.

Телескопичность конвейера

$$T = nl(\cos 20^\circ - \cos 70^\circ) = nl(0,94 - 0,34) = 0,6nl. \quad (4.96)$$

Расстояние между роlikоопорами верхней рабочей ветви конвейера в зависимости от ширины ленты и плотности транспортируемого насыпного груза обычно составляет от 1,0 до 1,5 м. Это обстоятельство требует ограничения длины рычага ШРМ и необходимости увеличения числа звеньев. На рис. 4.29 представлены ШРМ с увеличенной длиной рычага и дополнительными промежуточными роlikоопорами, что при прочих равных условиях позволит уменьшить число несущих звеньев.

При работе конвейера холостая (обратная) ветвь ленты, огибая значительное количество отклоняющих барабанов, будет испытывать значительное сопротивление, пропорциональное ее натяжению. Для уменьшения



общего сопротивления прохождению порожней ветви ленты можно установить несколько промежуточных приводов небольшой мощности, что приведет к усложнению конвейера. Для устранения этого недостатка можно использовать аккумулирующее устройство (накопитель ленты), принцип действия которого аналогичен протяжке печатающей ленты в струйном принтере персонального компьютера. Принципиальная схема такого конвейера представлена на рис. 4.30.

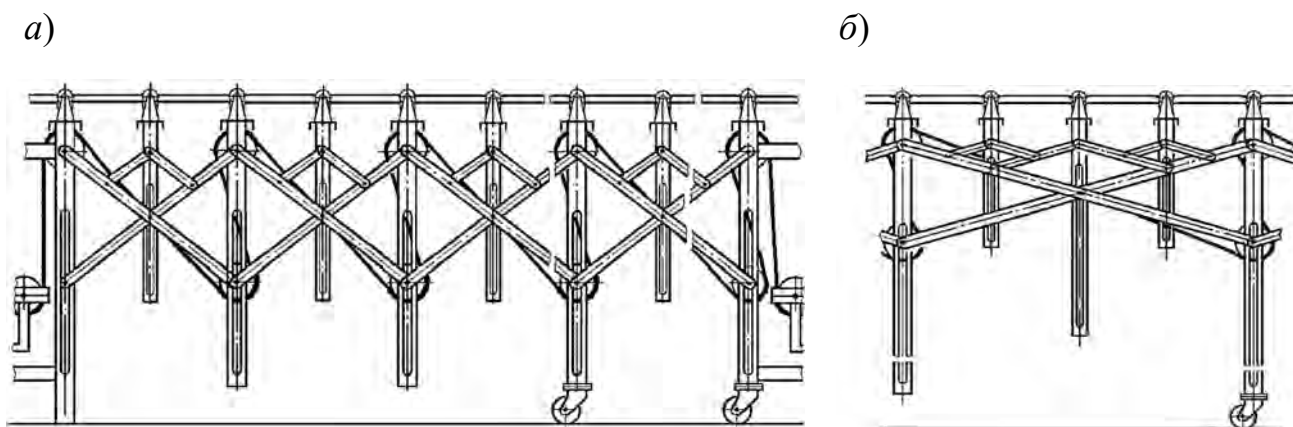


Рис. 4.29. ШРМ с увеличенной длиной рычага: *а* – с одной; *б* – с тремя дополнительными промежуточными роликоопорами

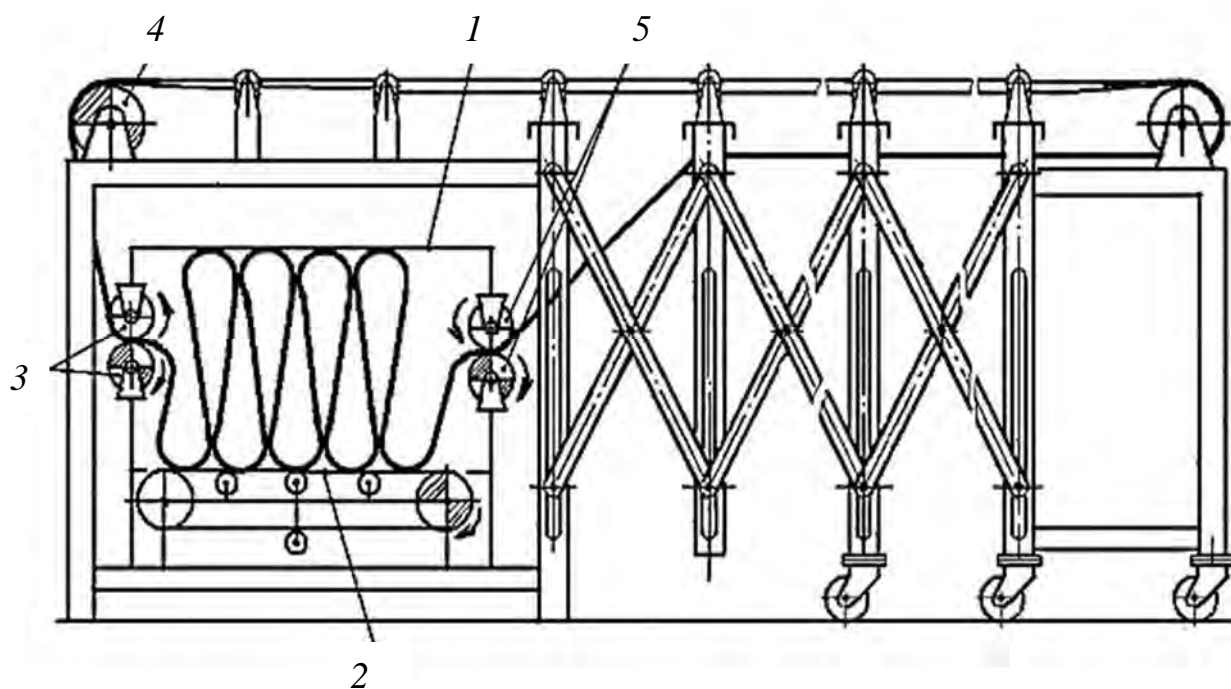


Рис. 4.30. Телескопический конвейер с устройством для аккумулирования ленты

Днище аккумулирующего устройства *1* выполнено подвижным, в виде ленточного конвейера *2*, что позволит упорядочить размещение ленты. Подача ленты в аккумулятор осуществляется принудительно парой прижимных роликов *3*, оборудованных приводом с регулируемой муфтой предельного момента. Это дает возможность отрегулировать нужное натяжение в сбегавшей с приводного барабана *4* ветви по условию обеспечения тяговой способности. Выдача ленты из аккумулирующего устройства производится с ее притормаживанием парой прижимных роликов *5*, оборудованных приводом с регулируемой муфтой предельного момента. Это позволит обеспечить необходимое натяжение холостой и рабочей ветви по условию ограничения ее провисания между роlikоопорами.

Применение вместо желобчатых роlikоопор многодисковых опор с разным диаметром дисков, вращающихся независимо по отношению друг к другу и расположенных на одной оси, дает возможность существенно упростить конструкцию телескопического конвейера и повысить удобство в работе. Такой конвейер представлен на рис. 4.31.

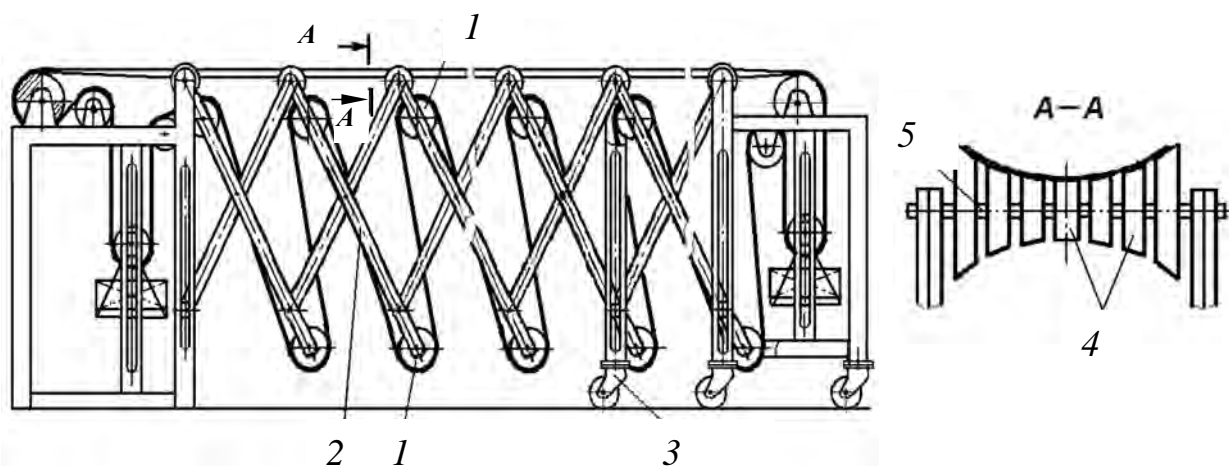


Рис. 4.31. Телескопический конвейер с дисковыми желобчатыми опорами

Отклоняющие барабаны *1* для холостой ветви ленты установлены на рычагах *2* со смещением вниз по отношению к верхним и нижним шарнирам ШРМ на одну и ту же величину. Для уменьшения вертикальной нагрузки на ШРМ от собственной силы тяжести, силы тяжести ленты и транспортируемого груза через определенное число звеньев предусмотрены промежуточные опорные стойки *3*. Дисковые опоры *4* смонтированы на осях *5*, соединяющих верхние шарниры ШРМ. При этом частота вращения дисков, расположенных на большем расстоянии от середины, меньше, чем дисков, расположенных ближе к середине. Это обеспечивает движение ленты по таким дисковым опорам без преодоления сил трения между лентой и

дисками, что, в свою очередь, способствует снижению сопротивления движению ленты.

Телескопический конвейер с дисковыми опорами и аккумулярующим устройством для ленты представлен на рис. 4.32.

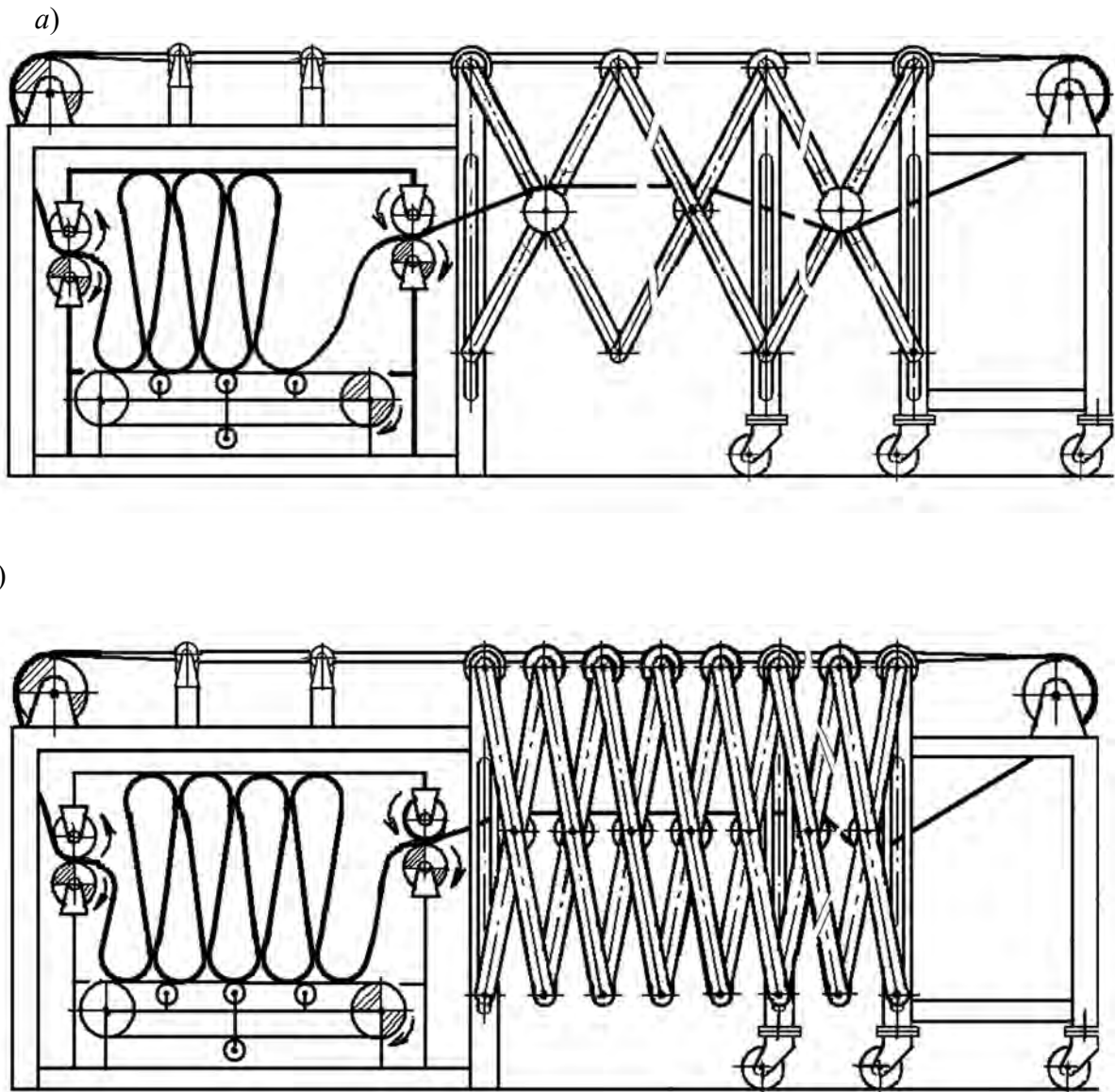


Рис. 4.32. Телескопический конвейер с дисковыми опорами и аккумулярующим устройством для ленты: *a* – в сложенном (сжатом) положении; *б* – в растянутом положении

Заменив в ШРМ желобчатые роlikоопоры на цилиндрические или дисковые, можно получить телескопический роlikовый конвейер (рольганг) для транспортирования штучных грузов.

### ***Контрольные вопросы***

1. Назначение и устройство ленточных конвейеров.
2. Перечислите достоинства и недостатки ленточных конвейеров.
3. Что определяет прочность конвейерных лент?
4. Каким образом можно повысить тяговую способность привода ленточного конвейера?
5. Разгрузочные устройства ленточных конвейеров.
6. Устройства для очистки конвейерных лент.
7. Что определяют диаметр ролика и расстояние между роликовыми опорами на трассе конвейера?
8. Зачем осуществляется проверка минимального натяжения ленты?
9. Назначение и устройство конвейеров с бесконтактной опорой ленты.
10. Назначение и устройство телескопических конвейеров.

## 5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 5.1. Общие сведения и устройство

Пластинчатые конвейеры используются для перемещения преимущественно тяжелых, крупнокусковых, абразивных, острокромочных, горячих насыпных и штучных грузов. Тяговым элементом конвейера является одна или две цепи, а грузонесущим – жесткий металлический настил, состоящий из отдельных пластин.

По конфигурации трассы пластинчатые конвейеры подразделяются на горизонтальные, наклонные и комбинированные (с несколькими горизонтальными и наклонными участками). В вертикально замкнутых конвейерах, как правило, используют две тяговые цепи (конвейеры с двумя параллельными цепными контурами), а при большой ширине полотна пластинчатые конвейеры выполняют трех- и четырехцепными. Пластинчатые конвейеры изготавливают одноприводными, реже многоприводными с концевым приводом или концевым и промежуточным расположением приводов [1–3].

Пластинчатые конвейеры производят стационарными, передвижными с собственным приводом, а также встроенными в технологические машины с приводом от этих машин.

Преимущества пластинчатых конвейеров:

- большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих и других подобных грузов, вызывающих повреждение лент;
- работоспособность в широком диапазоне температур, в том числе при высоких или низких температурах;
- возможность транспортирования широкого ассортимента насыпных, навалочных и штучных грузов;
- возможность установки промежуточных приводов, обеспечивающих бесперегрузочное транспортирование на большие расстояния;
- высокая производительность при относительно небольшой скорости движения;
- возможность загрузки непосредственно из бункера;
- большое разнообразие трасс транспортирования.

Недостатками пластинчатых конвейеров являются:

- большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части (пластинчатый настил с цепями);
- невысокая скорость движения полотна;

- сложность промежуточной разгрузки конвейеров с бортовым настилом;
- большое число шарнирных соединений, требующих постоянного наблюдения и ухода (очистки, смазывания) и подверженных повышенному износу, что усложняет эксплуатацию;
- сложность замены изношенных катков;
- значительно большие сопротивления движению (из-за большой собственной массы несущего полотна).

Основные параметры и размеры пластинчатых конвейеров общего назначения должны соответствовать ГОСТ 22281–76. Их выбирают из следующих предусмотренных стандартом рядов:

- ширина настила  $B$  – 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400 и 1600 мм;
- высота борта (внутренний размер)  $h$  – 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355; 400; 450 и 500 мм [1–3];
- шаг тяговой цепи (он принят равным шагу настила)  $t_u$  – 80, 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 и 800 мм;
- число зубьев звездочек  $z$  – 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12 и 13 [1–3];
- скорость движения ходовой части  $v$  – 0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 и 1 м/с [1–3];
- номинальная производительность  $V$  – 10; 16; 25; 32; 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 и 2000 м<sup>3</sup>/ч [1–3].

Однако в производстве освоена более узкая номенклатура конвейеров данного типа, поэтому при их выборе следует руководствоваться не только ГОСТ 22281–76, но и данными отраслевых каталогов и номенклатурных справочников.

Пластинчатый конвейер общего назначения (рис. 5.1) состоит из ходовой части в виде двух катковых цепей  $б$  с прикрепленным к ним бортовым настилом  $5$ . Цепи приводят в движение приводные звездочки  $2$  от электродвигателя  $11$  через редуктор  $12$  и открытую зубчатую передачу  $9$ . Катки тяговых цепей катятся по направляющим  $3$ , прикрепленным к раме  $4$  конвейера. Натяжение цепей производится натяжными звездочками  $10$  с натяжным устройством  $8$ . Конвейер загружают в любом месте через загрузочную воронку  $7$ , а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой  $1$ .

Настил является грузонесущим элементом пластинчатых конвейеров. В зависимости от характеристик транспортируемого груза в конвейерах общего назначения по ГОСТ 22281–76 применяют шесть типов настила (рис. 5.2).

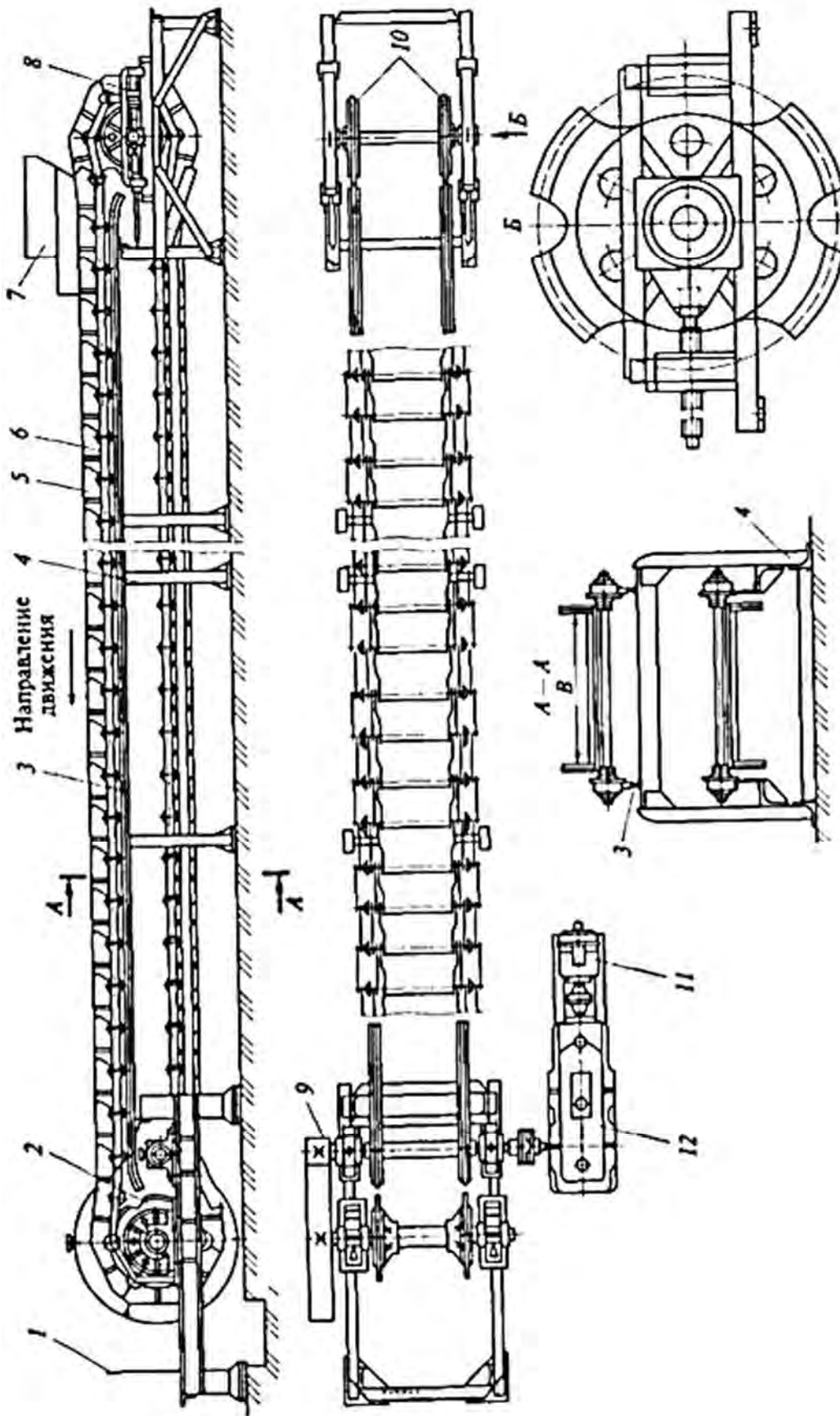


Рис. 5.1. Пластинчатый конвейер: 1, 7 – разгрузочная и загрузочная воронки; 2 – приводная звездочка; 3 – направляющая; 4 – рама; 5 – бортовой настил; 6 – катковая цепь; 8 – натяжная цепь; 9 – натяжное устройство; 10 – зубчатая передача; 11 – электродвигатель; 12 – редуктор;  $B$  – ширина настила

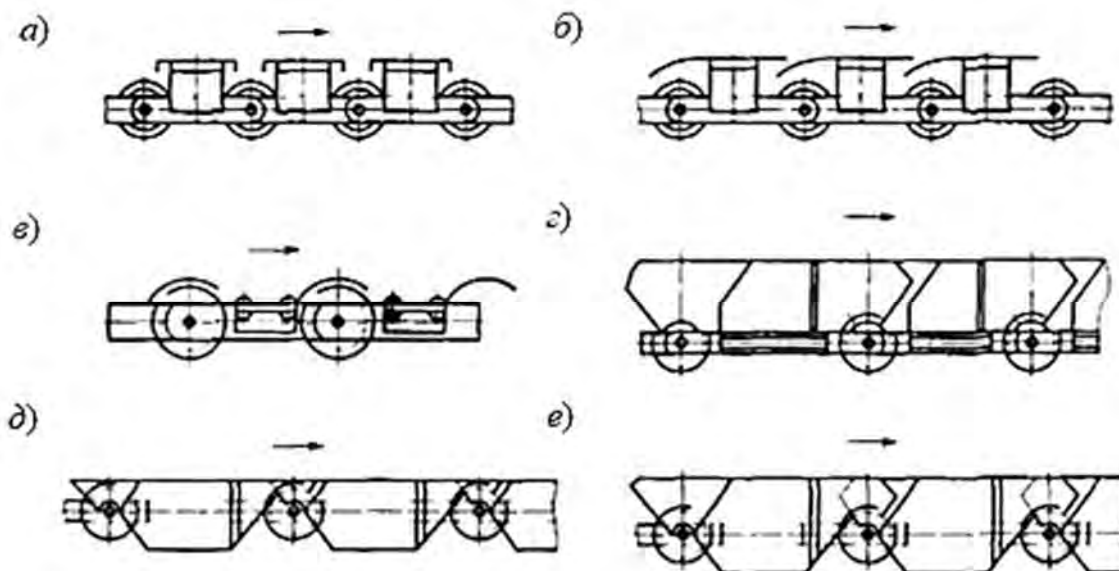


Рис. 5.2. Настилы пластинчатых конвейеров: *а* – плоский разомкнутый; *б* – плоский сомкнутый; *в* – безбортовой волнистый; *г* – бортовой волнистый; *д* – коробчатый мелкий; *е* – коробчатый глубокий

Плоские разомкнутые настилы (тип ПР, см. рис. 5.2, *а*) используют в конвейерах для штучных грузов, плоские сомкнутые (тип ПС, см. рис. 5.2, *б*) и безбортовые волнистые (тип В, см. рис. 5.2, *в*) – для штучных и насыпных кусковых грузов при установке неподвижных бортов [1–3].

Однако и при таком исполнении мелкие частицы груза просыпаются в щели между неподвижными бортами и заклиниваются в них. Возникает также дополнительное сопротивление движению от трения груза о неподвижные борта [1, 2]. Этих недостатков не имеют конвейеры с бортовым волнистым настилом (тип БВ, см. рис. 5.2, *г*), предназначенные для транспортирования штучных и насыпных грузов любой крупности. Бортовой волнистый настил образуют пластины, перекрывающие друг друга по дну и по бокам. Такой настил имеет повышенную прочность и жесткость, а также устраняет просыпание груза в стороны. Дополнительно увеличиваются сцепление груза с настилом и допустимый угол наклона конвейера. Несмотря на то, что при использовании бортового волнистого настила увеличиваются его масса, его применение оправдывается при транспортировании больших масс насыпного груза [2, 3].

Еще большее сцепление насыпного груза с настилом и дальнейшее увеличение допустимого угла наклона конвейера обеспечивают бортовые волнистые настилы с перегородками, а также коробчатые (см. рис. 5.2, *д*, *е*) мелкий (тип КМ) и глубокий (тип КГ) настилы. Коробчатая форма и перегородки, выполняющие роль ребер жесткости, повышают прочность



настила, поэтому конвейеры с ними более приспособлены для перемещения крупнокусковых, тяжелых и острокромочных сыпучих грузов [1, 2].

Бортам настила придают трапецеидальную форму, благодаря чему увеличивается их взаимное перекрытие от основания к вершине борта. Требуемый размер перекрытия определяют из условия предотвращения просыпания груза в сторону при развороте полотна на звездочке [1, 2].

Направление движения настила должно соответствовать стрелкам, показанным на рис. 5.2, во избежание заклинивания груза между пластинами и их повреждения.

В пластинчатых конвейерах используют также настилы с гнездами для круглых изделий с выпуклыми пластинами, облегчающими очистку дна и др. Плоские настилы иногда выполняют деревянными или полимерными, однако преимущественное применение получили стальные штампованные и штампосварные настилы. Для мелко- и среднекусковых грузов пластины изготавливают холодной и горячей штамповкой из листовой стали толщиной до 4 мм, а для конвейеров, перемещающих тяжелые крупнокусковые грузы, – из стали толщиной 5...8 мм [1, 2].

Жесткость пластин повышают штамповкой ребер и приваркой поперечных перегородок. Из соотношения массы к полезному объему транспортируемого груза оптимальной является скругленная (корытообразная) форма поперечного сечения пластины, но она неудобна по условиям крепления цепей, поэтому наибольшее распространение получили прямоугольная и трапецеидальная формы поперечного сечения. Последняя более удобна и по условиям очистки настила (минимальное налипание в углах) [1, 2].

В качестве тяговых элементов в конвейерах общего назначения в основном используют пластинчатые цепи по ГОСТ 588–81. Крепление бортового волнистого настила *1* к двум пластинчатым катковым цепям *2* показано на рис. 5.3, *a*. Наиболее нагруженными элементами тяговой цепи являются катки. Они воспринимают силы тяжести ходовой части и транспортируемого груза и передают их на направляющие пути. Катки непрерывно вращаются при качении по направляющим, а при захвате зубьями приводной звездочки передают полное усилие натяжения цепи, которое может быть весьма большим, что ограничивает возможность применения для катков более надежных и технологичных в эксплуатации подшипников качения, т. к. их необходимо рассчитывать на полное тяговое усилие. Поэтому катки обычно снабжают подшипниками скольжения (стальными термически обработанными, чугунными втулками и втулками из спеченных материалов). Необходимость частой смазки и быстрое изнашивание таких катков усложняют и удорожают их эксплуатацию. Кроме того, во многих случаях направляющие засоряются частицами транспортируемого груза, препятствующими вращению катка, что приводит к образованию лысок на его ободке.

Замена дефектных катков с лысками затруднена, т. к. требуется разборка нескольких звеньев цепи [1, 2].

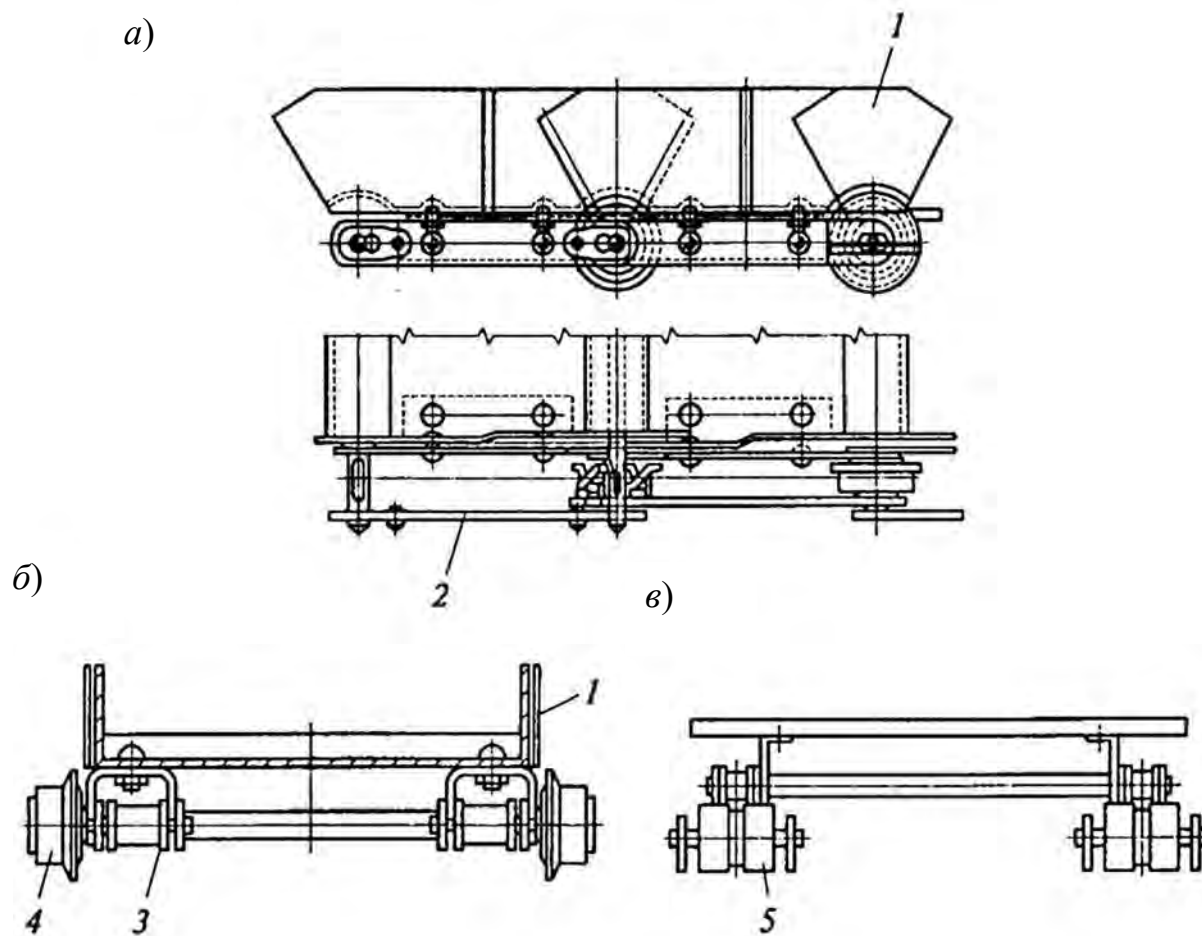


Рис. 5.3. Расположение элементов пластинчатого конвейера: а, б – размещение катков в шарнире и за пределами шарнира цепи соответственно; в – размещение стационарных поддерживающих роликов; 1 – бортовой волнистый настил; 2 – катковая цепь; 3 – втулочная цепь; 4 – опорный каток; 5 – стационарный ролик

По условиям обслуживания и замены катков предпочтительно их консольное размещение за пределами шарнира цепи (рис. 5.3, б). В этом случае вместо катковой используют более простую роликовую или втулочную цепь 3. Опорный каток 4 не входит в зацепление со звездочкой, воспринимает небольшую нагрузку и может быть снабжен подшипниками качения. Такие катки легче смазывать, ремонтировать и заменять, а катки с подшипниками качения имеют долговременную смазку, не загрязняющую направляющие пути.

В благоприятных условиях находятся поддерживающие устройства конвейеров, выполненных по схеме на рис. 5.3, в. В них отсутствуют катки и направляющие пути, а верхнюю и нижнюю ветви полотна поддерживают стационарные ролики 5. В качестве тягового элемента используют две

роликовые или втулочные пластинчатые цепи, при этом рабочая ветвь полотна опирается на ролики через цепи, а холостая – через гладкий настил [1, 2].

Тяговые цепи размещают по бокам настила (см. рис. 5.3, *a*) или непосредственно под ним (см. рис. 5.3, *в*). В последнем случае уменьшается ширина конвейера и настил испытывает меньшие напряжения изгиба, что особенно важно при установке конвейера под бункером [1, 2].

Пластинчатые конвейеры общего назначения обычно имеют один привод, расположенный в головной части. Передаточным механизмом привода является редуктор либо редуктор с зубчатой или цепной передачей. При необходимости плавного регулирования скорости в передаточный механизм между электродвигателем и редуктором устанавливают вариатор скорости. Известно применение гусеничных приводов с электромагнитным захватом звеньев цепи конвейера – для этого на приводной гусеничной цепи укрепляют электромагниты, которые обесточиваются при подходе к приводной звездочке [1, 2].

В конвейерах с наклонной или комбинированной трассой, у которых возможно самопроизвольное движение ходовой части при случайном отключении электродвигателя или нарушении кинематической связи в передаточном механизме, устанавливают стопорное устройство храпового или роликового типа либо электромагнитный тормоз. Приводные звездочки углового привода изготавливают литыми из стали или из чугуна (редко), а также составными – с литым корпусом из чугуна и венцом из листовой стали. Профиль зуба звездочек регламентирован ГОСТ 592–81 [1, 2]. Для обеспечения единства передачи тягового усилия и ликвидации возможности перекоса цепей приводные звездочки закрепляют на приводном валу таким образом, чтобы взаимное расположение зубьев у обеих звездочек было строго одинаковым. Длинные и тяжело нагруженные конвейеры выполняют с несколькими приводами. Известны пластинчатые конвейеры длиной до 2 км с девятью гусеничными приводами [1, 2].

В легких конвейерах используют винтовые натяжные устройства (см. рис. 5.1), а в тяжело нагруженных большой длины – пружинно-винтовые. Ход натяжного устройства составляет 1,6–2 шага цепи (с учетом возможности укорочения цепи на 2–4 звена). Натяжные звездочки устанавливают на подшипниках качения на невращающейся (в сочетании с пружинно-винтовым натяжным устройством) или на вращающейся оси. В последнем случае одну из звездочек закрепляют на оси шпонкой, вторую устанавливают свободно. Это обеспечивает одновременное зацепление обеих натяжных звездочек с цепями независимо от некоторой разницы в длине цепей [1, 3]. Среднюю часть опорной конструкции (рамы) конвейера собирают из унифицированных секций длиной 4...6 м (рис. 5.4, *a*). Направляющие пути для катков изго-

товляют из уголковых профилей, а для тяжелых конвейеров – из швеллеров или узкоколейных рельсов.

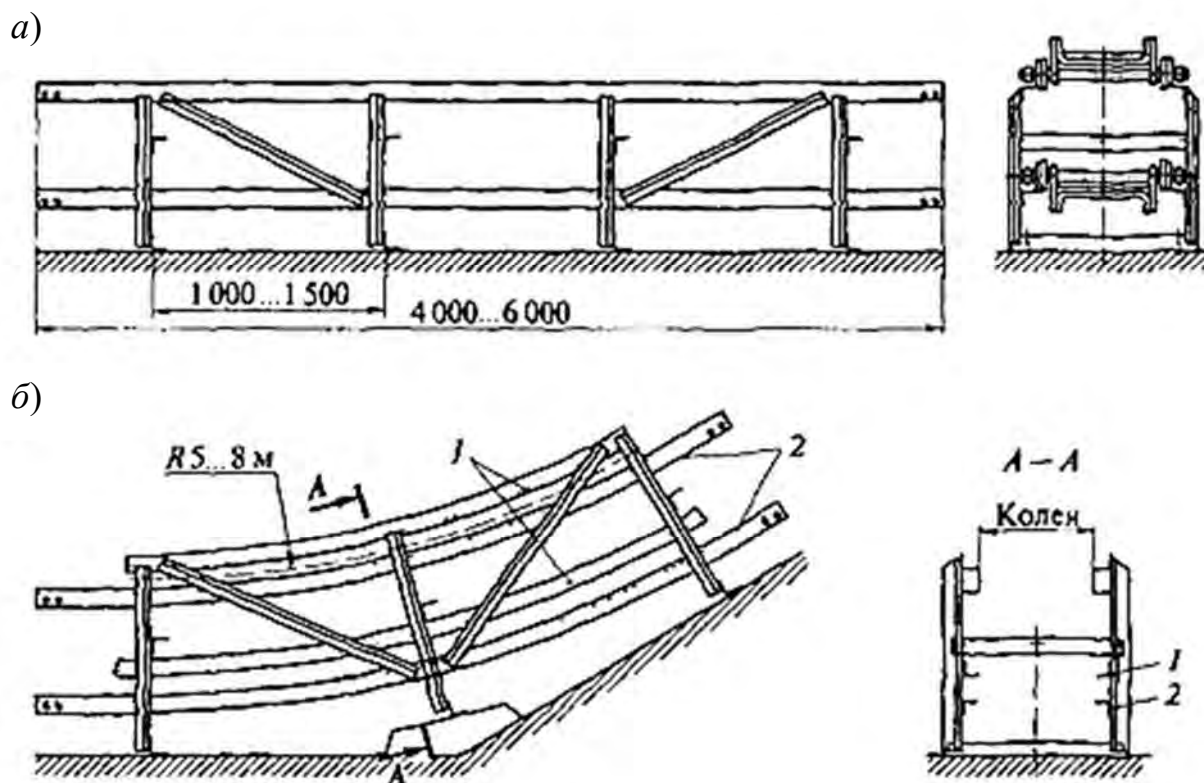


Рис. 5.4. Опорные конструкции пластинчатого конвейера: *а, б* – секции средней и криволинейной частей соответственно; *1* – контршины; *2* – направляющие пути

На вогнутых криволинейных участках (переход с нижнего горизонтального участка на наклонный) над направляющими путями *2* устанавливают контршины *1* (рис. 5.4, *б*), препятствующие подъему пластинчатого полотна. Контршины размещают также на прямолинейных участках крутонаклонных конвейеров в качестве предохранительных устройств, препятствующих складыванию цепей при обрыве. Для привода и натяжного устройства конвейера их выполняют в виде отдельных металлических конструкций, сваренных из прокатных профилей [1, 2].

## 5.2. Расчет конвейеров

Исходными данными для расчета являются расчетная производительность, характеристика транспортируемого груза, трасса конвейера с указанием длин отдельных участков и углов их наклона, условия работы конвейера.

Цель расчета состоит в выборе скорости полотна и типа настила, определении его геометрических размеров (ширины, высоты бортов), натяжения тягового элемента в характерных точках трассы и мощности привода, выборе типоразмеров тягового элемента, электродвигателя и передаточного механизма.

Скорость полотна пластинчатых конвейеров выбирают исходя из следующих соображений: с ее повышением увеличивается производительность, уменьшаются размеры полотна, масса и стоимость конвейера, но возрастают неравномерность движения, динамические нагрузки и износ тяговых цепей. Поэтому при длиннозвенных цепях с шагом 250...400 мм, малом числе зубьев звездочек ( $z = 6...8$ ) и катках на подшипниках скольжения скорость стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения принимают относительно небольшой – в пределах 0,1...0,4 м/с [1, 2]. Для конвейеров с короткозвенными цепями и катками на подшипниках качения, используемых в горнорудной и угольной промышленности, допустимо увеличение скорости до 1,25 м/с [1, 2].

Скорость конвейеров, предназначенных для выполнения технологических операций (охлаждения, сушки, сортирования и др.) или встроенных в определенный транспортно-технологический поток, выбирают с учетом времени выполнения операции, технологии работ или ритма потока [1, 2]. Тип настила выбирают в зависимости от вида груза, его свойств и заданного максимального угла наклона конвейера. Для штучных грузов используют настилы всех видов, но предпочтительны плоские как более легкие и дешевые. При больших углах наклона применяют плоские настилы с поперечными ребрами жесткости, удерживающими грузы от сползания [1, 2].

Для насыпных грузов тип настила выбирают с учетом заданного угла  $\beta$  наклона конвейера и угла трения  $\varphi_T$  груза о настил. Транспортирование грузов без существенного снижения производительности обеспечивается при следующих наибольших углах наклона конвейера:

- при гладком настиле  $\beta_{\max} = \varphi_T - (6^\circ...9^\circ)$ ;
- волнистом настиле  $\beta_{\max} = \varphi_T - (3^\circ...5^\circ)$ ;
- коробчатым настиле  $\beta = 35^\circ$ .

Наибольший угол наклона конвейера при гладком и волнистом настилах должен также удовлетворять условию

$$\beta_{\max} \leq \varphi_D - (7^\circ...10^\circ), \quad (5.2)$$

где  $\varphi_D$  – угол естественного откоса груза в движении,  $\varphi_D = 0,7\varphi$  ( $\varphi$  – угол естественного откоса груза в покое).

Если эти условия не соблюдаются, транспортирование насыпного груза можно обеспечить при использовании коробчатого настила с высокими перегородками, который позволяет транспортирование при углах наклона до  $60^\circ$ , но с существенным снижением производительности [1, 2].

Производительность конвейера при транспортировании насыпного груза на бортовом настиле (рис. 5.5, а)

$$Q = 3600(A_1 + A_2)v\rho = 3600(0,025B^2k_{\Pi} + Bh\psi)v\rho = \\ = 900Bv\rho(Bk_{\Pi} + 4h\psi), \quad (5.3)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  – площади поперечного сечения груза,  $\text{м}^2$ ;  $v$  – скорость движения настила конвейера,  $\text{м/с}$ ;  $\rho$  – насыпная плотность груза,  $\text{т/м}^3$ ;  $k_{\Pi}$  – коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза на наклонном участке конвейера,  $k_{\Pi} = K_{\beta} \text{tg}(0,4\varphi)$  [1, 2] (здесь  $K_{\beta}$  – коэффициент,  $K_{\beta} = 1$  для конвейеров с углом наклона ( $\beta \leq 20^\circ$ );  $K_{\beta} = 0,9$  для конвейеров с углом наклона  $\beta > 20^\circ$  [1, 2]);  $h$  – высота бортов,  $\text{м}$ ;  $\psi$  – коэффициент заполнения настила по высоте бортов,  $\psi = 0,65 \dots 0,8$ .

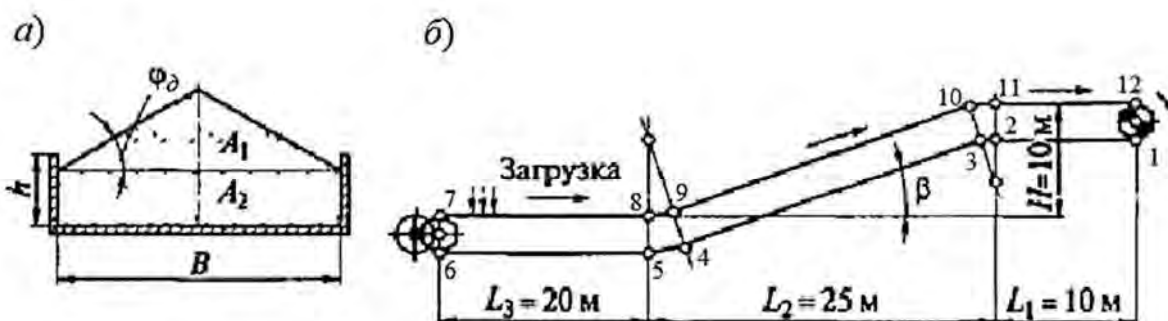


Рис. 5.5. Схемы для расчета пластинчатого конвейера: а – поперечное сечение насыпного груза на настиле с бортами:  $A_1$ ,  $A_2$  – площади поперечных сечений груза на настиле;  $\varphi_d$  – угол откоса груза;  $B$ ,  $h$  – ширина и высота настила соответственно; б – схема трассы: 1–12 – расчетные точки;  $L_1 \dots L_3$ ,  $H$  – длины горизонтальных участков и высота подъема груза соответственно;  $\beta$  – угол наклона

Исходя из формулы (5.3) расчетная ширина  $B_{\text{расч}}$ ,  $\text{м}$ , бортового настила

$$B_{\text{расч}} = \sqrt{\frac{Q}{900v_{\text{расч}}\rho k_{\Pi}} + \left(\frac{2h\psi}{k_{\Pi}}\right)^2} - \frac{2h\psi}{k_{\Pi}}. \quad (5.4)$$

При определении ширины настила  $B_{расч}$  предварительно выбирают высоту бортов  $h$ , руководствуясь ГОСТ 22281–76 и данными табл. 5.1. При транспортировании кусковых грузов во избежание падения кусков груза в стороны высота бортов должна быть несколько больше половины максимального размера куска груза, т. е.  $h > 1,25a'$  [1, 2].

Табл. 5.1. Ориентировочные данные для выбора высоты бортов пластинчатого конвейера

B, мм	h, мм	Объемная производительность конвейера V, м <sup>3</sup> /ч					
		Скорость v, м/с					
		0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4
400	100	16	20	25	30	40	50
500	125	25	30	40	50	65	80
650	160	40	50	65	80	100	125
800	200	65	80	100	125	160	200
1000	250	100	125	160	200	250	320
1200	320	160	200	250	320	400	500

При загрузке бортового настила по всей ширине по уровню, не превышающему высоту бортов, производительность конвейера

$$Q = 3600A_2v\rho = 3600Bh\psi v\rho . \quad (5.5)$$

Расчетная ширина настила

$$B_{расч} = \frac{Q}{3600h\psi v_{расч}\rho} . \quad (5.6)$$

В зависимости от размера типичных кусков  $a'$ , мм, ширина настила должна удовлетворять условию

$$B_{расч} \geq Xa' + 200, \quad (5.7)$$

где  $X$  – коэффициент,  $X = 1,7$  для рядового груза,  $X = 2,7$  для сортированного груза [1, 2].

Наибольшее из двух значений  $B_{расч}$ , вычисленных по формулам (5.4)–(5.7), следует округлить до ближайшего значения по ГОСТ 22281–76. При существенном увеличении ширины настила по сравнению с первоначальным значение скорости необходимо пересчитать по приближенной зависимости [1, 2]

$$v = \left( \frac{B_{расч}}{B} \right) v_{расч}, \quad (5.8)$$

где  $v$  – вновь принятое (уменьшенное) значение скорости, м/с;  $B$  – принятое значение ширины настила по ГОСТу, м.

При транспортировании штучных грузов ширину настила выбирают с учетом их габаритных размеров, способов укладки и числа грузов, размещенных по ширине настила:

$$B = l_{\max} + \delta, \quad (5.9)$$

где  $l_{\max}$  – максимальный размер груза по ширине настила, мм;  $\delta$  – запас ширины настила,  $\delta = 50 \dots 100$  мм для безбортового настила,  $\delta = 100 \dots 150$  мм для бортового настила [1, 2].

Тяговое усилие в предварительном расчете определяют по формуле

$$W_0 = k_0 \left[ (q + q_0) L_T \omega + q_0 L_X \omega \right] g \pm gqH, \quad (5.10)$$

принимая обобщенный коэффициент местных сопротивлений  $k_0 = 1,05 \dots 1,1$ , а коэффициент сопротивления движению ходовой части по табл. 5.2.

Значение  $q_0$ , кг/м, определяют по данным стандартов и каталогов или прямым расчетом масс указанных элементов по чертежам. При ориентировочных расчетах принимают

$$q_0 = 60B + A, \quad (5.11)$$

где  $B$  – ширина настила, м;  $A$  – эмпирический коэффициент, определяемый по табл. 5.3, кг/м.

Дополнительную силу сопротивления движению  $H$  от трения насыпного груза о неподвижные борта (только для конвейеров с неподвижными бортами) рассчитывают по выражению

$$W_{\delta} = f_{\delta} h_{\delta}^2 \rho g l_{\delta} n_{\delta}, \quad (5.12)$$



где  $f_{\delta}$  – коэффициент трения груза о стенки борта;  $l_{\delta}$  – длина борта, м;  
 $n_{\delta}$  – безразмерный коэффициент бокового давления,

$$n_{\delta} = \frac{(v + 1,2)}{(1 + \sin \varphi)}, \quad (5.13)$$

где  $v$  – скорость движения полотна, м/с;  $\varphi$  – угол естественного откоса груза, град.

Табл. 5.2. Ориентировочные значения коэффициента сопротивления  $\omega$  движению ходовой части на катках и опорных роликах

Условия работы конвейера	$\omega$	
	Катки на подшипниках	
	скольжения*	качения
Хорошие (закрытые отапливаемые помещения, отсутствие абразивного загрязнения)	0,06...0,08	0,02
Средние (закрытые помещения, наличие загрязнения)	0,08...0,1	0,03
Тяжелые (на открытом воздухе, интенсивное загрязнение)	0,10...0,13	0,045

**Примечание.** \* – меньшие значения – для катков большого диаметра без реборд, большие – для катков с ребордами.

Табл. 5.3. Значения коэффициента  $A$

Параметры груза		Тип настила	$A$ , кг/м		
			Ширина настила $B$ , м		
$a'$ , мм	$\rho$ , т/м <sup>3</sup>		0,4; 0,5	0,65; 0,8	Св. 0,8
Менее 60	Менее 1	Легкий (ПР, ПС, В)	40	50	70
60...160	1...2	Средний (БВ, КМ)	60	70	100
Не менее 160	Св. 2	Тяжелый (КГ)	80	ПО	150

**Примечание.** Для безбортового настила значения  $A$  принимают меньше на 10 %...15 %.

Для приближенных расчетов принимают  $n_{\delta} = 1$ .

Максимальное натяжение тяговой цепи в предварительном расчете определяют по формуле

$$S_{\max} = W_0 + S_{\min}, \quad (5.14)$$

или

$$S_{\max} = W_0 + S_{\min} + q_0 g H (1 - \varphi_n). \quad (5.15)$$

По разрушающей нагрузке выбирают цепь, уточняют конструкцию ходовой части конвейера, его распределенную массу и коэффициент сопротивления движению ходовой части конвейера по формуле (4.54).

Уточненный тяговый расчет конвейера проводят методом обхода по контуру. Для этого трассу конвейера (рис. 5.5, б) разбивают на участки, в которых нагрузка и коэффициент сопротивления движению ходовой части постоянны. Обход начинают от точки наименьшего натяжения тягового элемента. Для горизонтальных конвейеров такой точкой является точка сбегания тягового элемента с приводной звездочки. У конвейеров с наклонным участком минимальное натяжение может быть в одной из двух точек, для рассматриваемого случая – в точке 1 или 4. Точку минимального натяжения находят из условия

$$q_0 g (L_2 + L_1) \omega < q_0 g H. \quad (5.16)$$

Если условие соблюдается, то минимальное натяжение тягового элемента находится в точке 4, т. е.  $S_4 = S_{\min}$ , если нет, то точка наименьшего натяжения находится в точке 1, т. е.  $S_1 = S_{\min}$ .

Предполагается, что  $S_{\min} = S_4$ , тогда при обходе трассы от точки 4 по направлению движения полотна

$$S_5 = \lambda_{4-5} S_4;$$

$$S_6 = S_5 + q_0 g L_3 \omega;$$

$$S_7 = K_{6-7} S_6;$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) g L_3 \omega;$$

$$S_9 = \lambda_{8-9} S_8;$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) g L_2 \omega + (q + q_0) g H;$$

$$S_{11} = \lambda_{10-11} S_{10};$$

$$S_{12} = S_{\max} = S_{11} + (q + q_0) g L_1 \omega.$$

Для определения натяжений в точках 3–1 холостой ветви производится обход против направления движения полотна.

$$S_3 = S_4 - q_0 g L_2 \omega + q_0 g H;$$

$$S_2 = \frac{S_3}{\lambda_{3-2}};$$

$$S_1 = S_2 - q_0 g L_1 \omega.$$

В выражениях  $K$  и  $\lambda$  – коэффициенты сопротивления движению тягового элемента при огибании звездочек и криволинейных участков соответственно.

По формуле (3.54) определяют тяговое усилие на приводных звездочках, а по формуле (3.55) – мощность двигателя.

По полученному значению мощности выбирают двигатель. Предпочтение следует отдавать двигателям с короткозамкнутым ротором и повышенным скольжением, а также двигателям с фазным ротором, что обеспечит более плавный пуск конвейера. Для уменьшения размеров привода предпочтение отдается двигателям с низкой частотой вращения [1, 2].

Угловую скорость вращения вала приводных звездочек определяют по формуле (3.76), а передаточное число привода – по формуле (4.68). Разрабатывают кинематическую схему привода конвейера и по формуле (4.69) уточняют скорость движения настила исходя из фактического передаточного числа привода. По формулам (5.3) и (5.5) рассчитывают фактическую производительность конвейера.

Динамическая нагрузка на цепь определяется по формуле

$$S_{дин} = k_u \left( k' m_{cp} + k'' m_k \right) \frac{2\pi^2 v_{\phi}^2}{z^2 t_y} k_{\partial}, \quad (5.17)$$

где  $k_u$  – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн в цепи; его значение зависит от отношения натяжения цепи в точке сбегания  $S_{сб}$  с приводной звездочки к минимальному критическому натяжению  $S_{\min}^{kp}$ , под которым подразумевается минимальное натяжение, обеспечивающее отсутствие в цепи участков с нулевым натяжением при действии

отрицательных динамических усилий,  $k_u = 0,75 \dots 1,5$ : если  $\frac{S_{сб}}{S_{мин}^{кр}} \geq 1$ , то

$k_u = 0,75$ ; если  $\frac{S_{сб}}{S_{мин}^{кр}} < 1$ , что нежелательно,  $k_u = 1,5$ ;  $k'$  – коэффициент участия

массы перемещаемого груза в колебательном процессе (для скребковых конвейеров  $k' = 0,3 \dots 0,5$ , для пластинчатых с углом наклона, близким к максимально допустимому,  $k' = 0,7 \dots 0,8$ , для прочих  $k' = 1$ );  $m_{ср}$  – масса перемещаемого груза, кг;  $k''$  – коэффициент участия массы ходовой части конвейера в колебательном процессе, значение которого зависит от длины цепи: если  $L_{ц} < 50$ , то  $k'' = 1$ ; если  $L_{ц} < 50 \dots 120$ , то  $k'' = 0,75$ ; если  $L_{ц} > 120$ , то  $k'' = 0,5$ ;  $m_{к}$  – масса ходовой части конвейера, кг;  $k_{\delta}$  – коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки на цепь, возникающие в результате несовпадения размеров шага цепи и зубьев звездочки, в результате чего каждый новый зуб входит в зацепление с шарниром цепи с ударом; для цепных конвейеров  $k_{\delta} = 2 \dots 3$  (меньшее значение при малом шаге и скорости).

Расчетную нагрузку на цепь находят по формуле

$$S_{расч} = \frac{S_{max} + S_{дин}}{C_n}, \quad (5.18)$$

где  $S_{max}$  – максимальное натяжение цепи из тягового расчета;  $S_{дин}$  – динамическая нагрузка на цепь;  $C_n$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями,  $C_n = 1$  при одной цепи,  $C_n = 1,6 \dots 1,8$  при двух цепях в зависимости от точности изготовления и монтажа конвейера [1, 2].

По разрушающей нагрузке, определяемой по формуле (2.2), выбирают типоразмер цепи. При необходимости двигатель проверяют по времени пуска по формуле (4.74).

Тормозной момент на валу двигателя, препятствующий обратному движению полотна конвейера под действием силы тяжести груза на наклонном участке конвейера, рассчитывают при выключении электродвигателя по формуле (4.77).

### 5.3. Пример расчета пластинчатого конвейера

Требуется рассчитать пластинчатый конвейер, предназначенный для транспортирования взорванной скальной породы.

Трасса конвейера сложная комбинированная (см. рис. 5.5, б). Загрузка осуществляется в начале нижнего горизонтального участка без применения специального питателя, разгрузка – в конце верхнего горизонтального участка через вал приводных звездочек. Условия эксплуатации конвейера тяжелые: работа на открытом воздухе, интенсивное абразивное загрязнение. Расчетная производительность конвейера  $Q = 350$  т/ч; геометрические параметры трассы:  $L_1 = 10$  м;  $L_2 = 25$  м;  $L_3 = 20$  м;  $H = 10$  м. Размер типичного куса груза  $a' = 160$  мм; насыпная плотность груза  $\rho = 2,4$  т/м<sup>3</sup>; угол естественного откоса груза в покое  $\varphi = 40^\circ$ ; коэффициент трения груза по стальному настилу  $f = 0,5$ ; угол трения груза о металлический настил  $\varphi_T = \arctg f = \arctg 0,5 = 26,5^\circ$ ; угол наклона наклонного участка трассы  $\beta = \arctg(H/L_2) = \arctg(10/25) = 22^\circ$ .

Для заданных условий выбирают двухцепной конвейер общего назначения с катковыми пластинчатыми цепями на подшипниках скольжения.

Объемная производительность

$$V = \frac{Q}{\rho} = \frac{350}{2,4} = 145,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбирают бортовой волнистый настил тяжелого типа. По формулам (5.1) и (5.2) определяют наибольший угол наклона конвейера, при котором обеспечивается транспортирование руды без существенного снижения производительности:

$$\beta_{\max} = \varphi_T - 3^\circ = 26,5 - 3 = 23,5^\circ;$$

$$\beta_{\max} < \varphi_D - 7^\circ = 0,7 \cdot 40 - 7 = 21^\circ.$$

Для волнистого настила условие не выполняется, поэтому выбирают бортовой коробчатый настил тяжелого типа (КГ). По условию невыпадения кусков груза в стороны высота бортов настила

$$h \geq 1,25a' \geq 1,25 \cdot 160 = 200 \text{ мм}.$$

По формуле (5.4) рассчитывают ширину настила:

$$B_{расч} = \sqrt{\frac{Q}{900v_{расч} \rho k_n} + \left(\frac{2h\psi}{k_n}\right)^2} - \frac{2h\psi}{k_n} =$$

$$= \sqrt{\frac{350}{900 \cdot 0,4 \cdot 2,4 \cdot 0,26} + \left(\frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,7}{0,26}\right)^2} - \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,7}{0,26} = 0,57 \text{ м},$$

где  $k_{II} = K_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi) = 0,9 \operatorname{tg}(0,4 \cdot 40^{\circ}) = 26$ ;  $\psi$  – коэффициент заполнения сечения настила по высоте бортов,  $\psi = 0,7$  [1, 2].

Ширина настила из условия размещения кусков

$$B_{расч} \geq Xa' + 200 = 1,7 \cdot 160 + 200 = 472 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 22281–76 принимают ближайшее большее значение ширины настила  $B = 650$  мм [1, 2].

Существенное увеличение ширины полотна по сравнению с расчетным требует перерасчета скорости по формуле (5.8):

$$v = \frac{B_{расч}}{B} v_{расч} = \frac{0,57}{0,65} \cdot 0,4 = 0,35 \text{ м/с}.$$

Так как ближайшее меньшее стандартное значение скорости  $v = 0,315$  м/с дало бы снижение производительности по сравнению с расчетным значением, окончательно принимают  $B = 650$  мм,  $h = 200$  мм,  $v = 0,4$  м/с.

Распределенная масса транспортируемого груза

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{350}{3,6 \cdot 0,4} = 243 \text{ кг/м}.$$

Распределенная масса движущихся частей конвейера согласно формуле (5.11)

$$q_0 = 60B + A = 60 \cdot 0,65 + 100 = 140 \text{ кг/м},$$

где  $A$  – коэффициент (см. табл. 5.3),  $A = 100$ .

Так как конструкторская проработка ходовой части конвейера отсутствует, то коэффициент сопротивления движению катковых цепей на подшипниках скольжения для тяжелых условий работы  $\omega = 0,13$  принимают по табл. 5.2. Определяют коэффициент сопротивления при огибании звездочек  $K$  и отклоняющих шин  $\lambda$ .

Для выполнения тягового расчета трасса конвейера разбивается на участки, нагрузка и сопротивление в которых постоянны (см. рис. 5.5, б).

Точка минимального натяжения определяется из условия (5.13):

$$q_0 g (L_2 + L_1) \omega < q_0 g H;$$

$$140 \cdot 9,81(25 + 100)0,13 < 140 \cdot 9,81 \cdot 10;$$

$$6249 \text{ Н} < 13734 \text{ Н}.$$

Условие соблюдается, следовательно, минимальное натяжение тягового элемента находится в точке 4.

Принимают

$$S_4 = S_{\min} = 2000 \text{ Н} [1, 2];$$

$$S_5 = \lambda_{4-5} S_4 = 1,02 \cdot 2000 = 2040 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + q_0 g L_3 \omega = 2040 + 140 \cdot 9,8 \cdot 20 \cdot 0,13 = 5611 \text{ Н};$$

$$S_7 = k_{6-7} S_6 = 1,05 \cdot 5611 = 5891 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) g L_3 \omega = 5891 + (243 + 140) \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,13 = 15660 \text{ Н};$$

$$S_9 = \lambda_{8-9} S_8 = 1,02 \cdot 15660 = 15973 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) g L_2 \omega + (q + q_0) g H =$$

$$= 15973 + (243 + 140) 9,81 \cdot 25 \cdot 0,13 + (243 + 140) 9,81 \cdot 10 = 657756 \text{ Н};$$

$$S_{11} = \lambda_{10-11} S_{10} = 1,02 \cdot 657756 = 67071 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{\max} = S_{11} + (q + q_0) g L_1 \omega = 67071 + (243 + 140) 9,81 \cdot 10 \cdot 0,13 = 71955 \text{ Н}.$$

Для определения натяжений в точках 3–1 холостой ветви производится обход против направления движения полотна:

$$S_3 = S_4 - q_0 g L_2 \omega + q_0 g H = 2000 - 140 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 0,13 + 140 \cdot 9,81 \cdot 10 = 11271 \text{ Н};$$

$$S_2 = \frac{S_3}{\lambda_{3-2}} = \frac{11271}{1,02} = 11050 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_2 - q_0 g L_1 \omega = 11050 - 140 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 0,13 = 9265 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие на приводных звездочках согласно формуле (3.54)

$$W_0 = S_{12} - S_1 = 71955 - 9265 = 62690 \text{ Н}.$$

Мощность двигателя рассчитывается по формуле (3.55):

$$P_{\text{дв}} = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta_0} = \frac{1,15 \cdot 62690 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,9} = 32,04 \text{ кВт},$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности двигателя,  $k_3 = 1,15$ ;  $\eta_0$  – КПД,  $\eta_0 = 0,9$  [1, 2].

По значению мощности выбирают двигатель 4AP225M8У3 мощностью 30 кВт с частотой вращения  $n_{\text{дв}} = 735 \text{ мин}^{-1}$ .

По аналогии с существующими конструкциями принимают шаг пластинчатой цепи  $t_y = 400 \text{ мм}$ , приводную звездочку с числом зубьев  $z = 9$ , тогда частота вращения вала приводных звездочек

$$n_{\text{зв}} = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0,4}{9 \cdot 0,4} = 6,67 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число между валом двигателя и валом приводных звездочек

$$u_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{зв}}} = \frac{735}{6,67} = 110,2.$$

Выбирают редуктор КЦ2-500-II с передаточным числом  $u_\phi = 118$ .



Уточняют скорость движения настила исходя из фактического передаточного числа привода:

$$v_{\phi} = v \frac{u_0}{u_{\phi}} = 0,4 \frac{110,2}{118} = 0,374 \text{ м/с.}$$

Фактическая производительность конвейера согласно формуле (5.3)

$$Q_{\phi} = 900 B v_{\phi} \rho (B k_n + 4 p \psi) = 900 \cdot 0,65 \cdot 0,374 \cdot 2,4 \times \\ \times (0,65 \cdot 0,26 + 4 \cdot 0,2 \cdot 0,7) = 383 \text{ т/ч.}$$

Для нахождения динамического усилия на цепь по формуле (3.75) принимается  $k_u = 1,5$  (закон интерференции упругих волн не известен), коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза при  $\beta > 20^\circ$   $k' = 0,8$ , коэффициент участия в колебательном процессе массы ходовой части конвейера при  $L_u = 2(10 + 25 + 20) = 110$  м  $k'' = 0,75$ , масса груза на конвейере  $m_{zp} = qL = 243 \cdot 55 = 13365$  кг, масса ходовой части конвейера  $m_k = 140 - 110 = 15400$  кг, коэффициент динамичности  $k_d = 2,5$ .

$$S_{дин} = k_u (k' m_{zp} + k'' m_k) \frac{2\pi^2 v_{\phi}^2}{z^2 t_u} k_d = \\ = 1,5(0,8 \cdot 13365 + 0,75 \cdot 15400) \cdot \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,374^2}{9^2 \cdot 0,4} \cdot 2,5 = 7100 \text{ Н.}$$

Расчетная нагрузка на одну цепь определяется по формуле (5.18):

$$S_{расч} = \frac{S_{max} + S_{дин}}{C_n} = \frac{72000 + 71000}{1,8} = 43944 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи рассчитывается по формуле (2.2):

$$S_p = S_{расч} C_n = 43944 \cdot 9 = 364635 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 558–81 выбирают цепь М450 с разрушающей нагрузкой  $S_p = 450$  кН.

Тормозной момент на валу двигателя согласно формуле (4.77)

$$T_m = [qgH - c_0(W_0 - qgH)] \frac{D_0 \eta_0}{2u_0} =$$

$$= [243 \cdot 9,81 \cdot 10 - 0,6(62690 - 243 \cdot 9,81 \cdot 10)] \cdot \frac{1,15 \cdot 0,9}{2 \cdot 118} = 2,11 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $c_0$  – коэффициент возможного уменьшения сопротивлений при обратном движении полотна конвейера,  $c_0 = 0,6$  [1, 2].

#### 5.4. Изгибающиеся пластинчатые конвейеры

Изгибающиеся пластинчатые конвейеры используются для транспортирования насыпных и штучных грузов по пространственной трассе. Основное их преимущество – обеспечение бесперегрузочного транспортирования грузов по сложной пространственной трассе одним конвейером, их недостаток – сложность конструкции и эксплуатации.

Конструкции пластинчатых изгибающихся конвейеров отличаются по форме поперечного сечения настила (прямоугольные, трапецеидальные, корытообразные, полукруглые), по числу тяговых цепей (одно- и двухцепные), по типу тяговых цепей (круглозвенные, пластинчатые), по числу и типу приводов (одно- и многоприводные) [1, 2].

Основные параметры изгибающихся конвейеров: ширина настила  $B = 400 \dots 1400$  мм; скорость движения полотна  $v = 0,3 \dots 2,0$  м/с; угол наклона до  $60^\circ$ ; производительность при горизонтальном транспортировании со скоростью 1 м/с составляет  $15 \dots 732$  м<sup>3</sup>/ч; длина транспортирования до 2 км и более; радиусы горизонтальных поворотов  $4,0 \dots 7,5$  м и  $10 \dots 15$  м в одно- и двухцепных конвейерах соответственно [1, 2].

Тяговым элементом изгибающихся конвейеров служат одна или две высокопрочные термически обработанные круглозвенные (с длинными звеньями) или специальные двухшарнирные цепи. Преимущественно используют настилы конвейеров на собственных независимых от цепи опорных катках [1, 2].

Изгибающийся конвейер для транспортирования насыпных грузов (рис. 5.6) имеет пластинчатое полотно 4, образованное из пластин, прикрепленных к тяговой цепи 5.

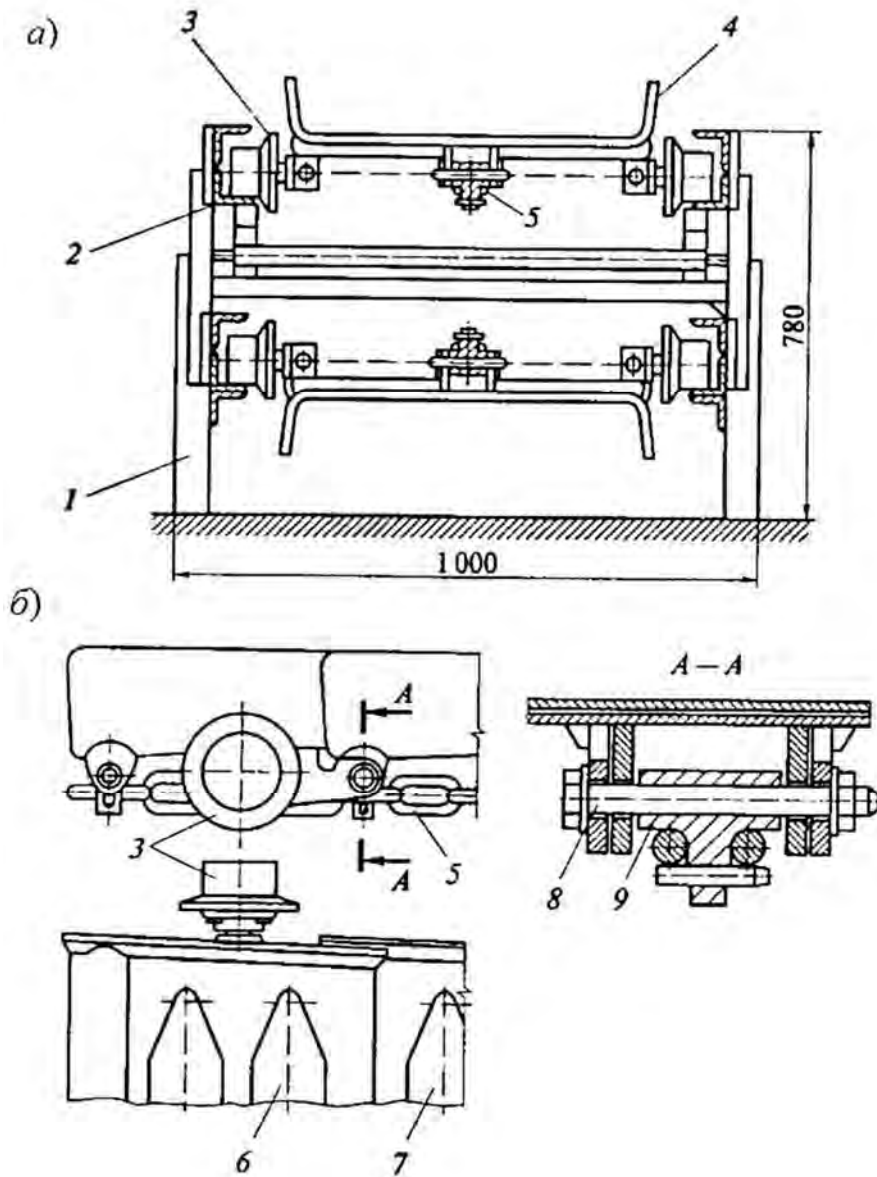


Рис. 5.6. Изгибающийся пластинчатый конвейер: *a* – поперечное сечение; *б* – ходовая часть; 1 – опорная рама; 2 – направляющий путь; 3 – каток; 4 – пластинчатое полотно; 5 – тяговая цепь; 6 – катковая пластина; 7 – бескатковая пластина; 8 – ось; 9 – поводок

Катки 3, закрепленные на пластинах, опираются на направляющие пути 2, установленные на опорной раме 1. Настил образован из катковых 6 и бескатковых 7 пластин, соединенных между собой осью 8, которая через поводок 9 крепится к горизонтальным звеньям круглозвенной тяговой цепи 5. При угле наклона полотна свыше  $26^\circ$  пластины снабжают поперечными перегородками, благодаря чему допустимый угол наклона можно увеличить до  $60^\circ$ . Применяют длинные и короткие пластины. Последние имеют шаг, равный шагу звена пластинчатой цепи или двум шагам круглозвенной цепи [1, 2].

Выполнение пластин короткими облегчает проход через горизонтальные закругления и способствует уменьшению их радиусов. Однако предпочтительными являются длинные пластины, обеспечивающие большую устойчивость полотна, уменьшение его массы, числа сопряжений и трудоемкость изготовления [1, 2].

В отличие от пластин вертикально замкнутых конвейеров пластины изгибающихся конвейеров имеют трапециевидальную форму не только бортов, но и днища, что обусловлено их веерообразным расположением на горизонтальных закруглениях трассы [1, 2].

Опорные катки конвейеров для насыпных грузов устанавливают с шагом, равным 10...20 шагам круглозвенной тяговой цепи. На отдельных участках катки располагают на более близком расстоянии, равном, например, четырем шагам круглозвенной цепи, что позволяет использовать эти участки для транспортирования тяжелых штучных грузов. При горизонтальных закруглениях с малым радиусом (менее 20 м) полотно снабжают не только опорными, но и дополнительными направляющими катками (с вертикальными осями вращения).

Пространственный пластинчатый конвейер с радиусом поворота в горизонтальной плоскости 4,0...7,5 м представлен на рис. 5.7.

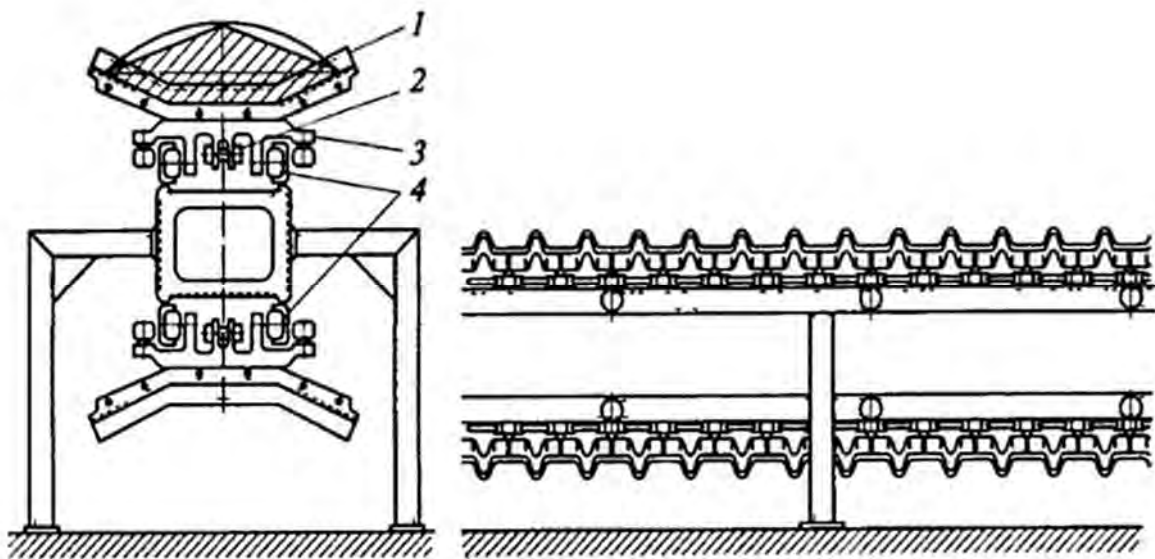


Рис. 5.7. Пространственный пластинчатый конвейер: 1 – настил; 2 – цепь с соединительным звеном; 3 – опорное устройство; 4 – каток

Настил 7 конвейера сделан из стальных листов или – чаще – из металлических пластин с резиновыми элементами, имеющими плоские участки и фигурные складки. Настил при помощи стальных пластин прикрепляют к звеньям тяговой цепи 2. Наличие эластичных складок позволяет выполнять конвейеры с малыми радиусами поворота в

горизонтальной плоскости, а наличие выступов-складок – с большим углом наклона (до  $60^\circ$ ). Настил конвейера крепится к опорным устройствам 3 с опорными и направляющими катками 4. Опорные катки движутся по полкам ходовых путей, воспринимают вертикальные нагрузки, как у обычного пластинчатого конвейера. Направляющие катки, обкатываясь внутри или снаружи криволинейных направляющих путей, воспринимают нагрузки в горизонтальной плоскости, обеспечивая повороты настила в последней.

Тип и число приводов зависят от числа перегибов трассы, ее длины, угла наклона, а также производительности конвейера. При малой мощности конвейера устанавливают один или два головных привода. С возрастанием мощности добавляют еще один или два хвостовых привода. Промежуточные приводы используют при длине конвейера более 1000 м и сложной трассе. Концевые приводы обычно состоят из электродвигателя, гидродинамической муфты, обеспечивающей плавный пуск, и редуктора. Промежуточные приводы основаны на передаче тяговой силы зацеплением. По конструкции исполнительного органа, непосредственно воздействующего на тяговую цепь, их подразделяют на звездочные (передача тяговой силы зацеплением звездочек промежуточного привода за тяговую цепь) и гусеничные (зацепление тяговой цепи кулаками, связанными с замкнутой приводной цепью, расположенной параллельно тяговой цепи) [1, 2].

Натяжные устройства выполняют с регулированием натяжения по определенной программе, обеспечивающей высокое предпусковое натяжение (исключающее чрезмерный провес полотна при пуске), плавное его снижение при установившейся работе и поддержание в заданных пределах. Натяжное устройство обычно изготавливают пружинно-винтовым.

Тяговый расчет изгибающихся конвейеров с пространственной трассой подобен расчету подвесных грузонесущих конвейеров.

## 5.5. Эскалаторы

Эскалаторы – это пластинчатые конвейеры, настил у которых выполнен в виде ступеней для перемещения людей с одного уровня на другой. Их подразделяют на поэтажные и тоннельные. Поэтажные используют для перемещения людей между этажами общественных зданий, а тоннельные – для подъема и опускания пассажиров в метрополитене. Эскалатор (рис. 5.8) состоит из ступенчатого настила 3 с двумя бесконечно замкнутыми тяговыми цепями 5, приводных 7 и натяжных 1 звездочек, привода 6, направляющих путей 8 и 9 для колес ведущей 10 и холостой 11 осей ступеней. Ведущая ось ступеней шарнирно соединена с тяговыми цепями 5. На всех участках рабочей ветви, независимо от угла наклона к горизонту, настилы ступеней остаются горизонтальными. Это достигается изменением расстояния между направ-

ляющими путями 8 и 9 (см. рис. 5.8, б) ведущих и холостых колес ступеней при переходе с горизонтального участка на наклонный и обратно. Для безопасности пассажиров при сходе с полотна настилы ступеней выполнены рифлеными, а входные площадки 2 выполнены с гребенками. Для удобства входа на полотно и обеспечения устойчивого положения на нем эскалатор снабжают двумя поручневыми установками 4, расположенными по обеим сторонам полотна. Направляющие пути 8 и 9 для ведущих и холостых колес прикреплены к металлоконструкции, собранной из отдельных сварных секций. Все элементы эскалатора, кроме ступеней и поручней на его рабочей ветви, а также входных площадок, закрыты балюстрадой 12, изготовляемой из декоративных металлических профилей и деревянных щитов [1, 2].

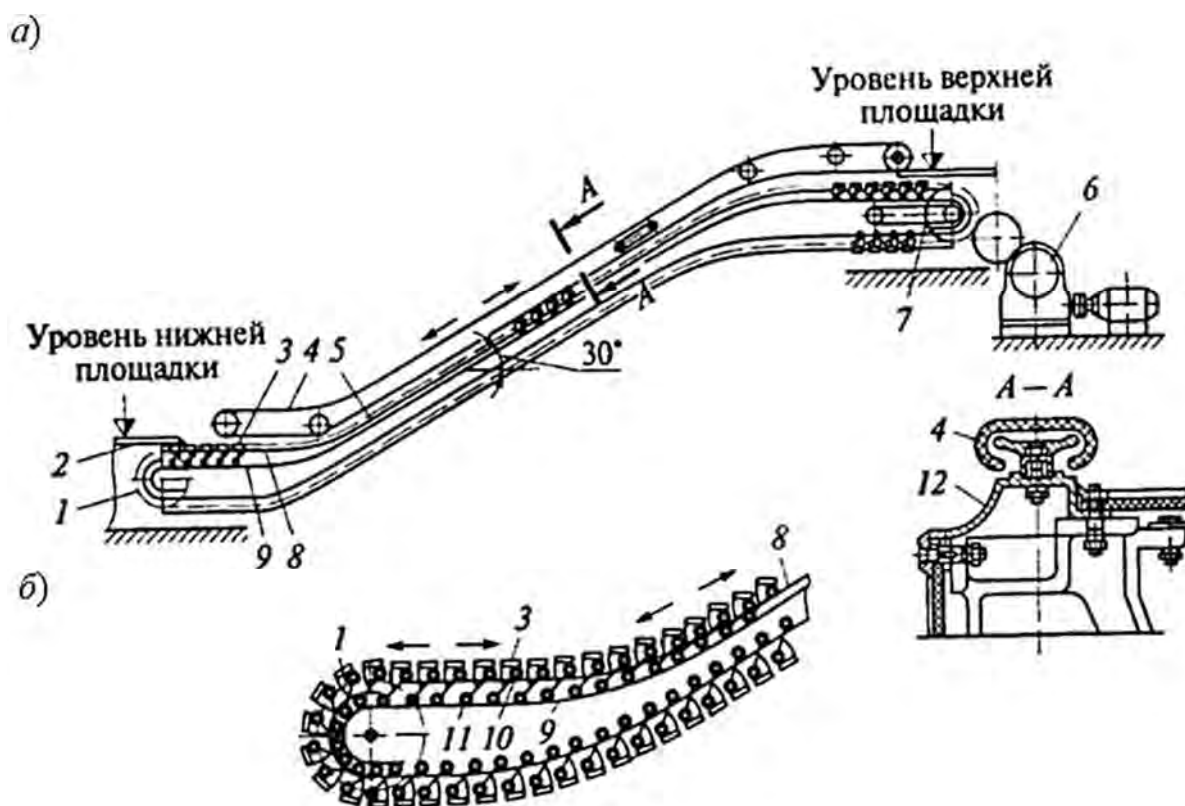


Рис. 5.8. Эскалатор: а – кинематическая схема; б – схема прохождения ступеней по направляющим; 1 – натяжная звездочка; 2 – входная площадка; 3 – ступенчатый настил; 4 – поручневая установка; 5 – тяговая цепь; 6 – привод; 7 – приводная звездочка; 8, 9 – направляющие пути ведущей и холостой осей ступени соответственно; 10, 11 – колеса ведущей и холостой осей ступени; 12 – балюстрада

Угол наклона полотна эскалатора к горизонту составляет  $30^\circ \dots 35^\circ$ . Такие углы обеспечивают оптимальное соотношение глубины, шага и высоты ступеней, с увеличением угла наклона высота ступеней возрастает, что затрудняет использование эскалаторов как лестниц. Уменьшение угла наклона удлиняет полотно, что повышает стоимость эскалатора. Скорость

полотна принимают в пределах 0,5...1,0 м/с [1, 2]. При большем ее значении снижаются безопасность пользования эскалатором и коэффициент заполнения полотна  $\Psi$  (отношение числа пассажиров, находящихся на полотне, к теоретически возможному его числу при заполнении всех ступеней). Радиус кривизны направляющих верхнего криволинейного участка лестничного полотна составляет 4...10 м, нижнего криволинейного участка – 2...6 м [1, 2].

Тяговыми цепями служат пластинчатые втулочно-роликовые цепи с шагом 100; 135; 200 мм (рис. 5.9), наружные пластины *1* которых имеют фигурные вырезы, а внутренние *3* снабжены специальными упорами *2*, предотвращающими складывание цепи при обрыве, препятствуя повороту звеньев в направлении, противоположном направлению их поворота на звездочках. Складыванию цепи при обрыве в другом направлении препятствуют контршины, охватывающие контур цепи по всей его длине [1, 2].

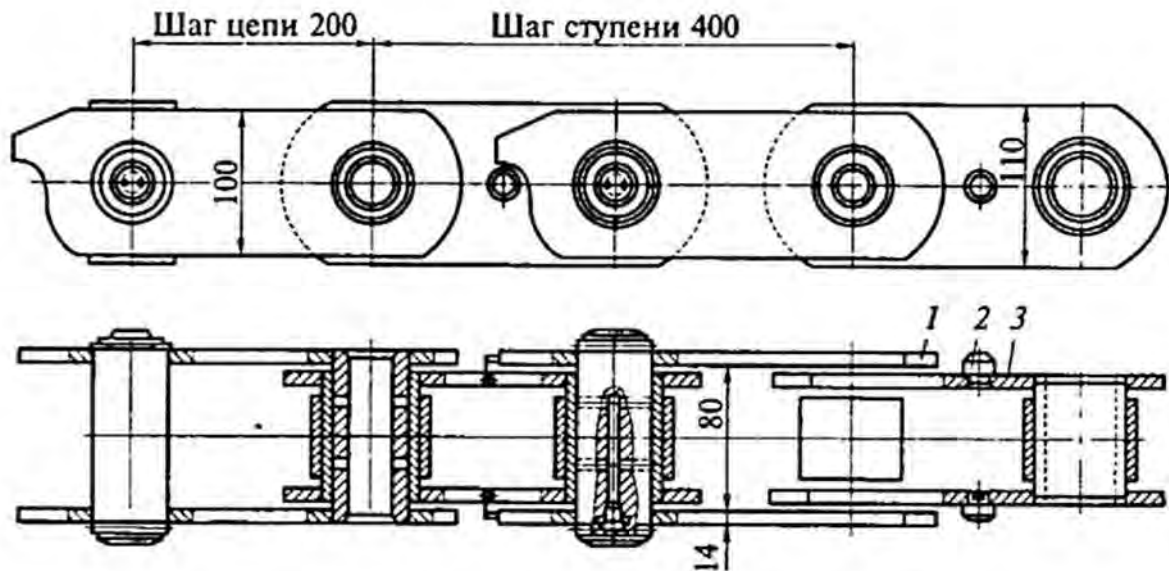


Рис. 5.9. Тяговая цепь эскалатора: *1* – наружная пластина; *2* – упор; *3* – внутренняя пластина

Валик цепи в месте соединения с осью рабочего колеса ступени делают полым с отверстием под ось. В отдельных конструкциях валик цепи удлинен, и он является одновременно осью рабочего колеса.

Соединение валиков и втулок с пластинами цепи выполняют неразборными с большим натягом. Пластины изготовляют из стали 40ХН, втулки и ролики – из стали 15Х, валики – из стали 15Х и 12ХН3А и подвергают термообработке.

Ступени эскалатора состоят из металлического каркаса *3*, изготовленного сварным из прокатных профилей или литым из легких сплавов, настила *б*,

подступенка 2, ведущей 7 и ведомой 8 осей; каркас опирается соответственно на колеса 1 и 4 (рис. 5.10, а).

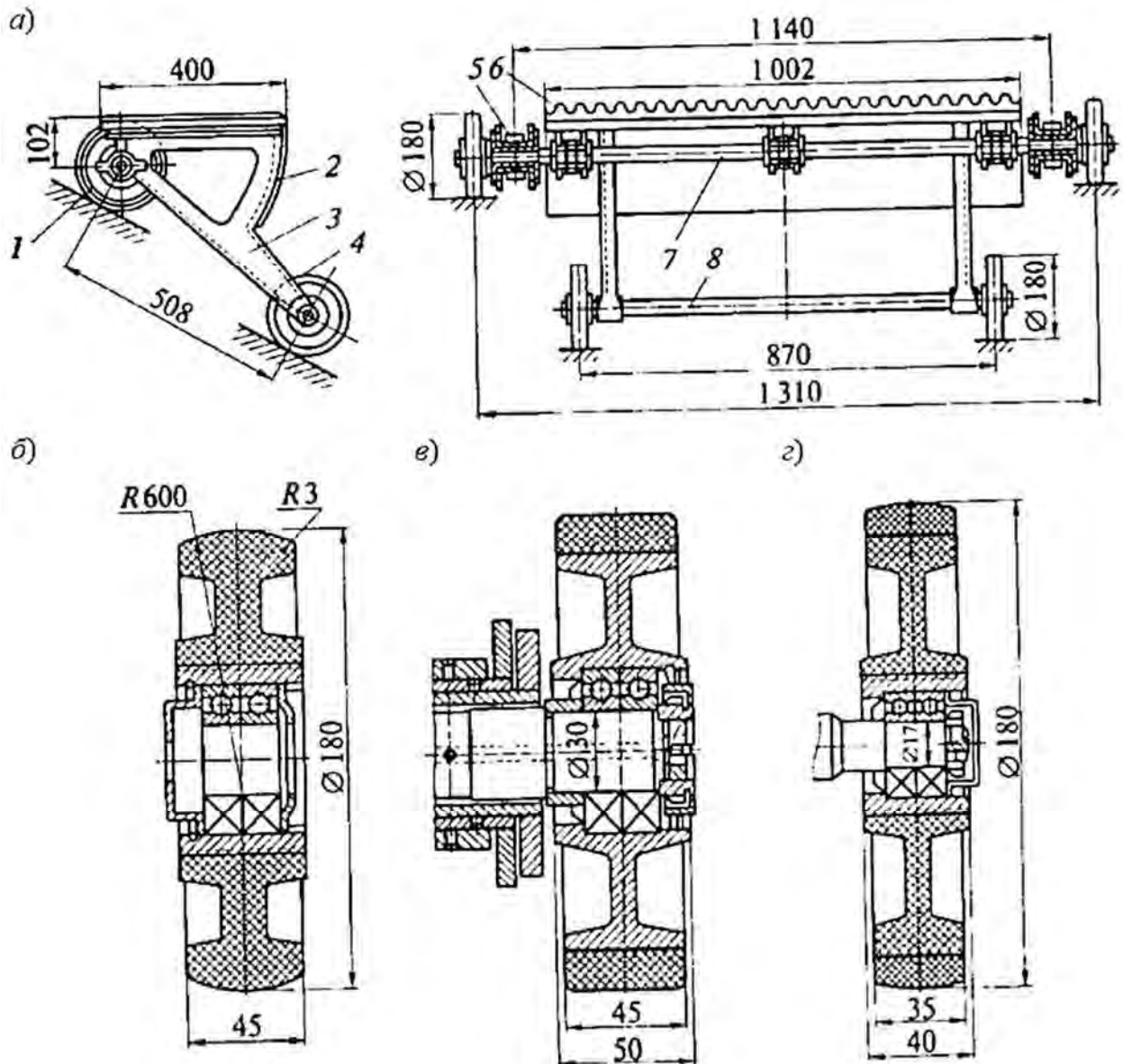


Рис. 5.10. Ступень эскалатора: а – общий вид; б, в – колеса ведущей оси с пластмассовым или резиновым ободом соответственно; г – колесо холостой оси; 1, 4 – колеса ведущей и ведомой осей соответственно; 2 – подступенок; 3 – каркас; 5 – тяговая цепь; б – настил; 7, 8 – ведущая и ведомая оси соответственно; R – радиус

Ведущая ось 7 шарнирно соединена с тяговыми цепями 5. Колеса ступеней (рис. 5.10, б–г) снабжают подшипниками качения с долгодействующей смазкой, которую не требуется заменять в период между капитальными ремонтами. Ведущая ось колеса, воспринимающая большие нагрузки на верхнем криволинейном участке направляющих путей, имеет пластмассовый или комбинированный обод из резины и пластмассы (см. рис. 5.10, б, в). Более



подходящие по шумовым характеристикам рабочие колеса с резиновым ободом (см. рис. 5.10, в) недостаточно надежны, и они находят применение лишь в эскалаторах малой высоты. Для снижения шума менее нагруженные колеса холостой оси (см. рис. 5.10, з) изготавливают только с резиновым ободом [1, 2].

Шаг ступеней равен 400...405 мм и должен быть кратным шагу цепи, ширина 500...700 мм рассчитана на одного пассажира, ширина 900...1000 мм – на двух; ступени на трех человек не делают, т. к. пассажир, стоящий между двумя другими, лишен возможности пользоваться поручнем, что снижает безопасность. Масса ступени – 25...60 кг, расчетная нагрузка – 800...2400 Н [1, 2].

Для эскалаторов используют односторонний привод редукторного типа, реже двухсторонний. Привод имеет установленный на главном валу рабочий и аварийный тормоза. Последний срабатывает при нарушении кинематической связи между элементами привода. Для замедленного движения полотна при его техническом обслуживании, а также для размыкания аварийного тормоза применяют вспомогательные приводы.

Поручневую установку выполняют в виде конвейера с узкой С-образной лентой, движущейся синхронно с лестничным настилом (см. рис. 5.8, а). Поручень изготавливают из высокопрочного бельтинга, покрытого с наружной стороны слоем резины, также используют поручни, армированные стальными канатами. В рабочей зоне (со стороны, обращенной к пассажирам) поручень перемещается по направляющим с плоскими опорными поверхностями и скругленными боковыми гранями, а в нерабочей зоне (скрытой под балюстрадой) – на опорных роликах. Поручень приводится в движение фрикционным блоком с приводом от главного вала или тяговой цепи. Для натяжения тяговой цепи в эскалаторах устанавливают пружинно-винтовые или грузовые натяжные устройства.

**Расчет эскалаторов.** При расчете эскалаторов необходимо руководствоваться правилами устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов.

Производительность эскалатора  $Z$ , чел.-ч:

$$Z = \frac{3600z_n\psi v}{a_{cm}} = 9000z_n\psi v, \quad (5.19)$$

где  $z_n$  – расчетное число пассажиров, размещающихся на одной ступени,  $z_n = 1$  для эскалаторов зданий,  $z_n = 2$  для эскалаторов метрополитена;  $v$  – скорость движения лестничного полотна,  $v = 0,5...1,0$  м/с;  $a_{cm}$  – шаг ступеней,  $a_{cm} = 0,400...0,405$  м [1, 2];  $\psi$  – коэффициент заполнения ступеней,

$\psi = 0,6...0,96$  (большее значение – при скорости 0,5 м/с, меньшее – при 1 м/с) [1, 2].

Расчет тягово-несущих элементов эскалаторов выполняется аналогично расчету пластинчатых конвейеров. При определении расчетной нагрузки масса одного пассажира принимается равной 80 кг. Распределенную массу ходовой части (ступени и цепи) при этом принимают по аналогии с выполненными конструкциями или рассчитывают. Ориентировочно для тоннельного эскалатора с шириной ступеней 900...1000 мм она составляет 200...275 кг/м. Коэффициент сопротивления движению тяговых цепей со ступенями принимают равным 0,025...0,028 [1, 2].

Тяговый расчет поручневой установки выполняют так же, как и для ленточного конвейера. При этом распределенную массу поручня принимают по аналогии с выполненными конструкциями ориентировочно 1,85...2,5 кг/м. Распределенная расчетная нагрузка от опирания пассажиров – 50 Н/м, коэффициент трения поручня по направляющей – 0,27...0,37 [1, 2].

### ***Контрольные вопросы***

1. Устройство пластинчатого конвейера.
2. Перечислите достоинства и недостатки пластинчатых конвейеров.
3. Типы настилов пластинчатых конвейеров.
4. Устройство изгибающихся пластинчатых конвейеров.
5. Назначение и устройство эскалаторов.
6. По каким параметрам осуществляется выбор тяговых цепей?
7. Какие элементы используются в качестве опорных путей для ходовых катков цепей?
8. От чего зависит выбор типа настила?
9. Для чего и в каких случаях в пластинчатых конвейерах используют стопорные устройства или тормоза?
10. От чего зависит выбор натяжного устройства пластинчатого конвейера?

## 6. СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 6.1. Общие сведения и устройство

Конвейеры, в которых груз перемещается волочением по неподвижному открытому или закрытому желобу либо трубе прямоугольного или круглого сечения при помощи движущихся скребков, прикрепленных к тяговому элементу, называются скребковыми. Их используют для транспортирования пылевидных, зернистых и крупнокусковых сыпучих грузов, а также для охлаждения горячих грузов, таких как зола, шлак и др. Гибкими тяговыми элементами в таких конвейерах, как правило, бывают цепи (реже ленты и канаты). При цепном тяговом элементе шаг скребков кратен шагу цепи. Рабочей ветвью конвейера обычно является нижняя ветвь, иногда верхняя, также изготавливают конвейеры с двумя рабочими ветвями, по которым груз может перемещаться одновременно в обе стороны. Нижняя грузонесущая ветвь цепи проходит внутри каркаса и огибает концевые звездочки, обратная (холостая) ветвь располагается в верхней части каркаса и движется по направляющим путям или роликам [1, 2].

Скребковые конвейеры классифицируют:

- по форме скребков: со сплошными и контурными скребками;
- по высоте скребков: с высокими и низкими скребками (конвейеры с низкими скребками имеют вертикально замкнутое расположение цепи).

Отдельную группу составляют трубчатые скребковые конвейеры с пространственной трассой.

По характеру движения скребковые конвейеры выполняют с непрерывным поступательным движением и с возвратно-поступательным движением: штанговые скребковые конвейеры с шарнирно закрепленными на жесткой штанге сплошными скребками или с жесткозакрепленными скребками-шипами. В скребковых конвейерах с низкими скребками груз перемещается в желобе конвейера сплошным слоем, высота которого в 2–6 раз больше высоты скребков [1, 2].

Преимуществами скребковых конвейеров являются простота конструкции и устройства промежуточной загрузки и разгрузки, возможность герметичного транспортирования пылящих и горячих грузов.

К недостаткам скребковых конвейеров относятся интенсивный износ ходовой части и желоба, значительный расход энергии (из-за трения ходовой части о желоб), заклинивание кусков груза между скребками и желобом (при перемещении грузов с труднодробимыми кусками).

Конвейеры со скребками шириной 200...320 мм имеют скорости движения  $v = 0,1 \dots 1,0$  м/с, со скребками шириной 400...1200 мм –  $v = 0,5 \dots 0,63$  м/с [1–3].

Основным параметром скребкового конвейера является ширина скребка или скребковой цепи, а трубчатых скребковых конвейеров – наружный диаметр трубы.

## 6.2. Конвейеры со сплошными высокими скребками

Конвейеры со сплошными высокими скребками перемещают груз в горизонтальном, наклонном, наклонно-горизонтальном и горизонтально-наклонном направлениях (рис. 6.1), при этом груз перемещается по нижней ветви, реже по верхней или одновременно по обеим ветвям в противоположных направлениях.

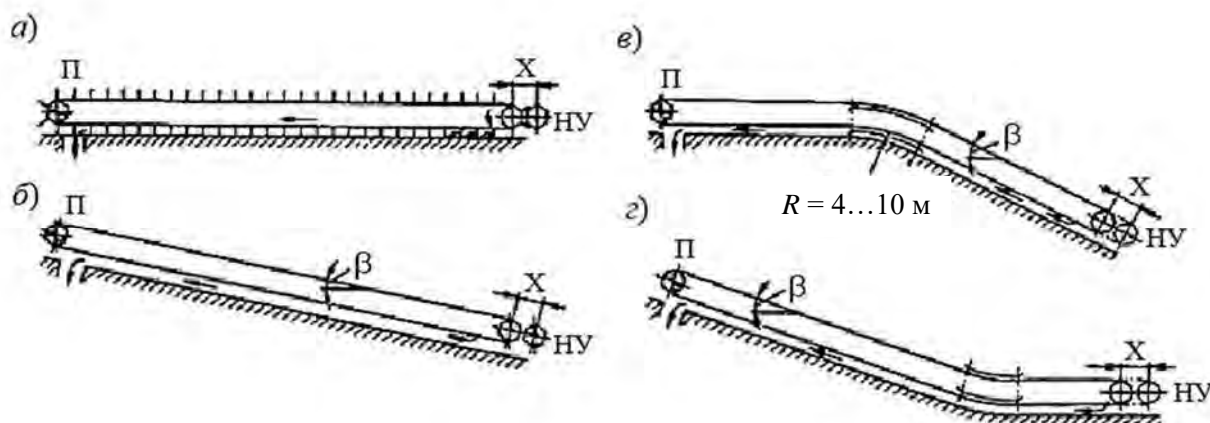


Рис. 6.1. Схемы скребковых конвейеров со сплошными высокими скребками: а – горизонтальная; б – наклонная; в – горизонтально-наклонная; г – комбинированная; П – привод; НУ – натяжное устройство; Х – ход натяжного устройства

Угол наклона скребковых конвейеров составляет  $30^\circ \dots 40^\circ$ .

Конвейеры с высокими скребками выпускают в открытом и закрытом исполнениях. Ходовая часть перемещается при скольжении цепи со скребками по желобу или при качении катков цепи по направляющим путям [1–3].

Скребковый конвейер со сплошными высокими скребками (рис. 6.2) состоит из открытого желоба 1, укрепленного на станине, вдоль которого перемещается тяговая цепь 3 с закрепленными на ней скребками 2, огибающая натяжную 5 и приводную 6 звездочки.

Движение тяговая цепь получает от привода, а первоначальное натяжение – от натяжного устройства. Транспортируемый груз 4 засыпается в желоб в любом месте трассы, разгрузка может производиться в любом месте по его длине с помощью люков в днище желоба, перекрываемых шибберными затворами.

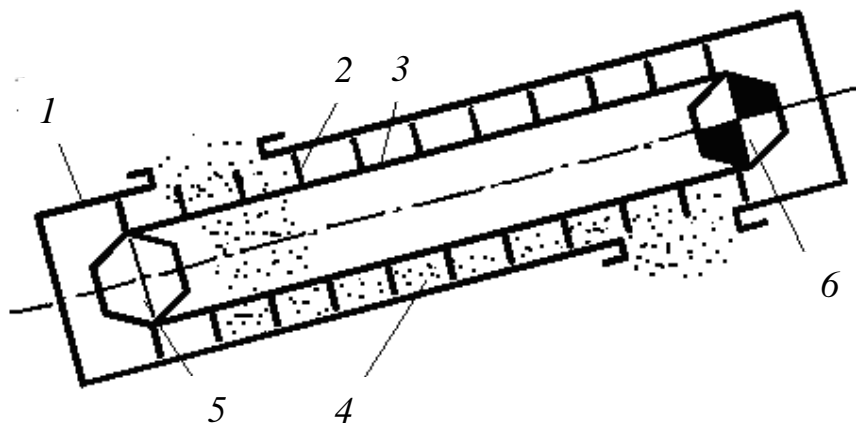


Рис. 6.2. Схема скребкового конвейера со сплошными высокими скребками: 1 – желоб; 2 – скребки; 3 – тяговая цепь (цепи); 4 – груз; 5 – натяжное устройство; 6 – привод

Груз *б* движется в неподвижном желобе *5* (рис. 6.3) и проталкивается отдельными порциями перед скребками *1*, которые закреплены на тяговой цепи *4*, опирающейся ходовыми катками *3* на направляющие *2*.

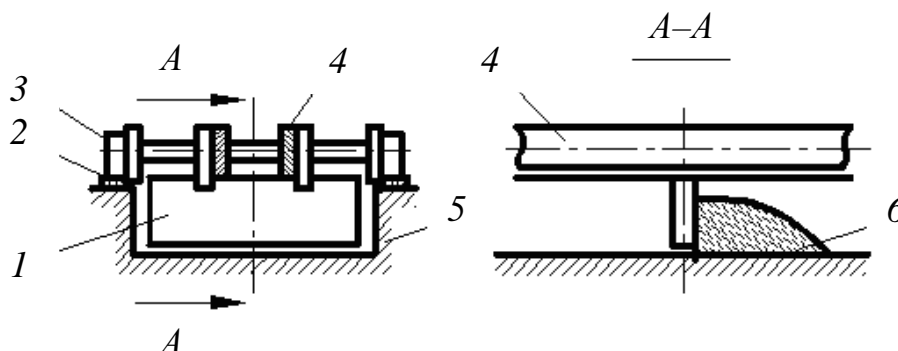


Рис. 6.3. Схема движения материала по желобу в конвейере со сплошными высокими скребками: 1 – скребок; 2 – направляющие пути; 3 – катки цепи; 4 – тяговая цепь; 5 – желоб; 6 – груз

Тяговым элементом конвейера с высокими сплошными скребками является одна или две пластинчатые катковые цепи с шагом 160; 200; 250; 315; 400 мм: в одноцепном конвейере тяговая цепь располагается посередине ширины скребка над ним; у двухцепного конвейера тяговые цепи располагаются по бокам скребков. Для скребков шириной до 400 мм используют одну тяговую цепь, при большей ширине – две цепи [1–3].

Грузонесущим элементом конвейера служат скребки, которые выполняют трапецеидальной, полукруглой или прямоугольной формы (по форме желоба или трубы). Скребки изготовляют из листовой стали толщиной 3...8 мм. Ширина плоских скребков составляет до 650 мм, ящичных –

500...1200 мм; высота скребка принимается в 2–3 раза меньше его ширины [1, 2].

При перемещении кусковых грузов шаг скребков должен выбираться большим, чем размер наибольшего куска груза.

Шаг скребков [1–3]

$$a_c = 2t_y \quad \text{или} \quad a_c = (2...4) h_c, \quad (6.1)$$

где  $t_y$  – шаг цепи;  $h_c$  – высота скребка.

Желоб конвейера изготавливают сварным или штампованным из листовой стали толщиной 4...6 мм прямоугольного, трапецеидального или круглого (по форме скребка) сечения. Желоб собирают по секциям длиной 3...6 м, зазор между скребком и желобом составляет 5...15 мм на сторону.

Привод конвейера редукторный, располагается на концевой звездочке. На конвейерах среднего и тяжелого типа устанавливают муфту предельного момента.

Натяжное устройство винтовое или пружинно-винтовое, его ход составляет  $X = 1,6t_y$  [1, 2].

Важным преимуществом конвейеров с высокими скребками является движение ходовой части на катках, основным недостатком – неудобство загрузки и разгрузки желоба.

### 6.3. Расчет скребковых конвейеров

Производительность скребкового конвейера

$$Q = 3600F\rho v = 3600Bh\psi c_u \rho v = 3600h^2 k_h c_u \rho v, \quad (6.2)$$

где  $F$  – расчетная площадь сечения груза в желобе, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость транспортирования, м/с;  $\psi$  – коэффициент заполнения желоба,  $\psi = 0,5...0,6$  для легкосыпучих грузов,  $\psi = 0,7...0,8$  для плохосыпучих;  $c_u$  – коэффициент использования объема желоба, который учитывает уменьшение объема груза перед скребком при увеличении угла наклона конвейера, определяется по табл. 6.1.

Площадь поперечного сечения желоба [1–3]

$$F = Bh_{жс}\psi c_u, \quad (6.3)$$

где  $B$  и  $h_{жс}$  – ширина и высота желоба, м (рис. 6.4).

Высоту скребка принимают на 25...50 мм больше высоты желоба, скорость движения скребка – 0,1...0,63 м/с [1–3]. Ширина желоба

$$B = k_h h, \quad (6.4)$$

где  $k_h$  – коэффициент соотношения ширины и высоты желоба,  $k_h = 2...4$ .

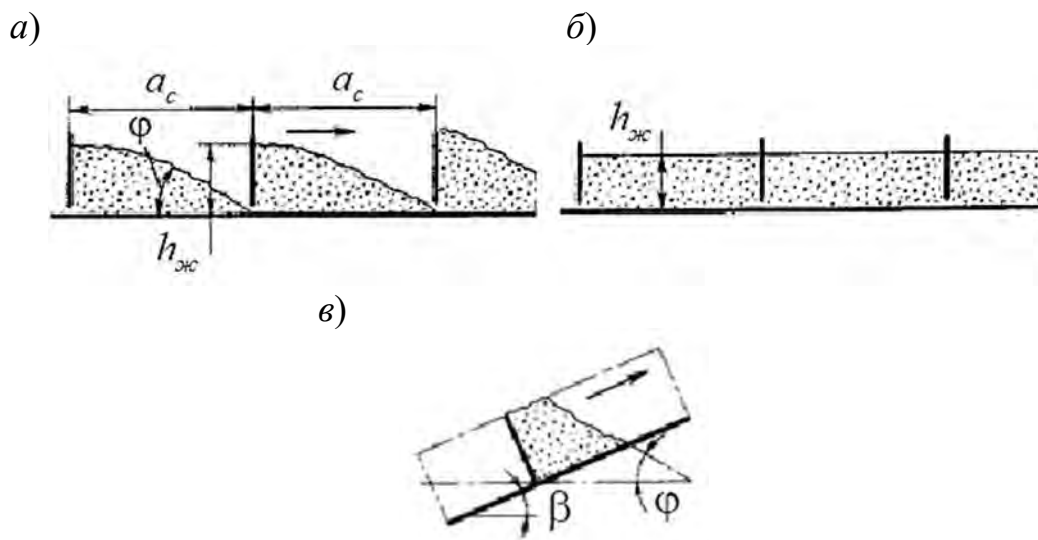


Рис. 6.4. Схема расположения насыпного груза перед высокими сплошными скребками: а – при транспортировании легкосыпучего зернистого и пылевидного груза; б – плохосыпучего кускового; в – на наклонном конвейере

Табл. 6.1. Значения коэффициента  $c_u$

Транспортируемый груз	$c_u$					
	Угол наклона конвейера, град					
	0	10	20	30	35	40
Легкосыпучий	0,5...0,6	0,42...0,51	0,32...0,39	0,25...0,3	–	–
Плохосыпучий	0,7...0,8	0,69...0,75	0,59...0,68	0,52...0,6	0,42...0,48	0,35...0,4

Полученную ширину желоба и шаг скребка проверяют по гранулометрическому составу груза по условию

$$B \geq Xa', \quad (6.5)$$

где  $a$  – размер наибольшего куска груза,  $a_c \geq 1,5 a$  ( $a_c$  – шаг скребка).

Шаг скребка  $a_c = 2t_u$  или  $a_c = (2...4) h_c$ , где  $h_c$  – высота скребка.

Для двухцепных конвейеров при сортированном грузе коэффициент  $X = 3 \dots 4$ , при рядовом грузе  $X = 2 \dots 2,5$  [1, 2].

Для одноцепных конвейеров при сортированном грузе  $X = 5 \dots 7$ , при рядовом грузе  $X_c = 3 \dots 3,5$  [1, 2].

Объем груза, находящегося в промежутке между скребками, зависит от характеристики груза и скорости движения скребков.

Фактическая производительность конвейера

$$Q_{\phi} = \frac{3,6k_2 \nu m_2}{a_c}, \quad (6.6)$$

где  $k_2$  – коэффициент, учитывающий гранулометрический состав груза,  $k_2 = 0,8$  для пылевидных грузов;  $k_2 = 0,9$  для кусковых и зернистых [1, 2];  $m_2$  – масса порции груза перед скребком, кг.

**Тяговый расчет скребкового конвейера.**

Сопrotивление движению груза и ходовой части на рабочей ветви

$$S_n = S_{n-1} + (\omega q_0 + \omega_2 q_2)l \pm (q_2 + q_0)h, \quad (6.7)$$

где  $S_n, S_{n-1}$  – натяжение цепи в конце и начале прямолинейного участка, Н;  $\omega, \omega_2$  – коэффициенты сопротивления движению ходовой части и груза;  $q_0, q_2$  – линейные силы тяжести ходовой части и груза, Н/м.

Сопrotивление перемещению груза на наклонном участке

$$W_n = g m_2 (\omega_2 \cos\beta + \sin\beta), \quad (6.8)$$

где  $\omega_2$  – коэффициент сопротивления движению груза по желобу;  $\beta$  – угол наклона конвейера.

Сопrotивление перемещению груза на горизонтальном участке (рис. 6.5)

$$W_2 = g m_2 \omega_2. \quad (6.9)$$

Необходимое первоначальное натяжение тягового элемента

$$S_0 \geq W h \operatorname{ctg} \left( \frac{\varepsilon}{t} \right), \quad (6.10)$$

где  $\varepsilon$  – угол отклонения звена цепи, к которому прикреплен скребок;  $t$  – шаг звена цепи, м.



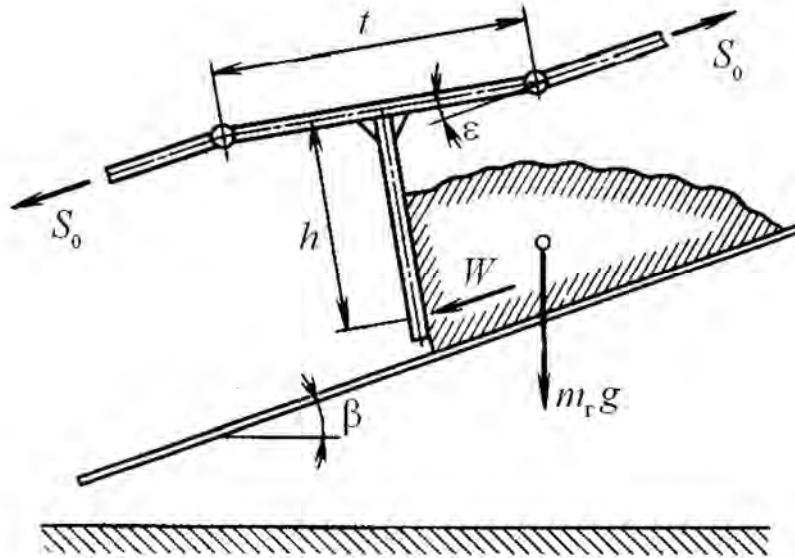


Рис. 6.5. Схема сил, действующих на скребок

Подробный тяговый расчет производят методом обхода по контуру, начиная с точки минимального натяжения цепи  $S_{\min} = 10 \dots 50$  кН, которое выбирается в зависимости от длины и производительности конвейеров (рис. 6.6).

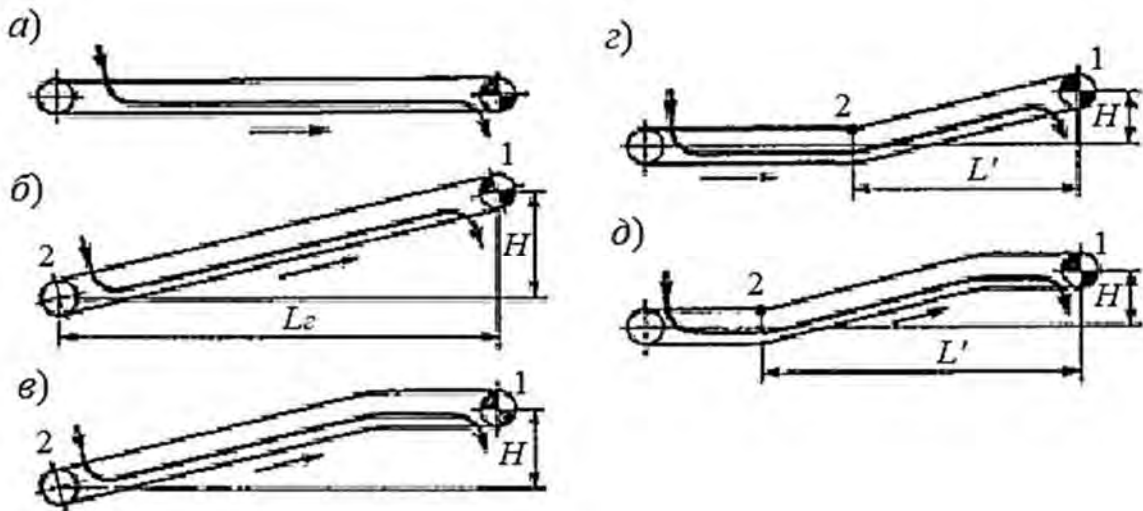


Рис. 6.6. Схемы к расчету скрепковых конвейеров

У горизонтальных конвейеров  $S_{\min}$  (точка 1) находится в точке сбегания цепи с приводной звездочки. У наклонных и наклонно-горизонтальных конвейеров  $S_{\min}$  может находиться в точках 1 и 2 в зависимости от соотношения  $L_2$ ,  $\omega$  и  $H$  ( $\omega$  – коэффициент сопротивления движению опорных

элементов тяговой цепи;  $\omega = 0,1 \dots 0,13$  для цепей с ходовыми катками,  $\omega = 0,25$  для цепей без катков) [1, 2].

Для комбинированных конвейеров с горизонтальным хвостовым участком трассы  $S_{\min}$  находится в точке 1 при  $L'\omega > H$  и в точке 2 при  $L'\omega < H$ ;  $L'$  – проекция длины участка от привода до горизонтального участка.

Если  $L_2\omega > H$ , то  $S_{\min}$  находится в точке 1; если  $L_2\omega < H$ , то  $S_{\min}$  находится в точке 2; при  $L_2\omega = H$  натяжения в точках 1 и 2 будут равны [3].

Максимальное натяжение цепи

$$S_{\max} = q_2 (\omega'_{ж} L_2 + H) + S_{\min} + S_{x.в.}, \quad (6.11)$$

где  $\omega'_{ж}$  – коэффициент сопротивления движению груза в желобе;  $\omega'_{ж} = 0,8 \dots 2,0$  для катковых цепей,  $\omega'_{ж} = 1 \dots 4,5$  для скользящих цепей [1, 2];  $S_{x.в.}$  – натяжение от веса холостой ветви.

Натяжение от веса холостой ветви

$$S_{x.в.} = q_0 (H - L_2 \omega). \quad (6.12)$$

Сопротивление очистительных устройств

$$W_{оч} = q_{оч} z_{оч} B, \quad (6.13)$$

где  $q_{оч}$  – линейная нагрузка от очистительных устройств,  $q_{оч} = 300 \dots 500$  Н/м;  $z_{оч}$  – число очистительных устройств, шт.

Сопротивление от загрузочного устройства

$$W_3 = 0,7 q_2 l_3, \quad (6.14)$$

где  $W_3$  – длина загрузки, м.

Полное сопротивление движению

$$W = \sum W, \quad (6.15)$$

Мощность двигателя

$$P = \frac{vk_3 \sum W}{\eta}, \quad (6.16)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса,  $k_3 = 1,1 \dots 1,35$  [1, 2].

## 6.4. Конвейеры со сплошными низкими скребками

Скребковые конвейеры с низкими скребками имеют закрытый каркас, нижняя часть которого образует желоб, цепь имеет вертикально замкнутое расположение, она огибает приводную и натяжную звездочки и опирается ходовыми катками на направляющие. Груз перемещается в желобе конвейера сплошным слоем, высота  $h$  которого в 2–6 раз больше высоты скребков, и образует сплошное тело волочения высотой, превышающей высоту скребка. Высота скребков в несколько раз меньше высоты бортов желоба. Груз засыпается в желоб через холостую ветвь и отверстие в крышке. Нижняя ветвь цепи является рабочей, обратная (верхняя) ветвь движется по направляющим путям или роликам. Возможно исполнение с двумя рабочими ветвями, которые перемещают груз в разных направлениях. Конвейеры с низкими скребками имеют углы наклона до  $60^\circ$  [1–3]. Они используются для горизонтального и наклонного транспортирования хорошо сыпучих, пылевидных, зернистых, мелкокусковых грузов при нормальных и повышенных (до  $700^\circ\text{C}$ ) температурах, имеют вертикально замкнутое расположение цепи.

Основные параметры конвейеров со сплошными низкими скребками: углы наклона трассы до  $60^\circ$ ; длина транспортирования до 100 м; производительность до 700 т/ч; ширина желоба 125...1000 мм; скорость транспортирования 0,1...0,4 м/с [1, 2].

Преимуществами конвейеров с низкими скребками являются герметичность процесса транспортирования, сложность трассы, широкий диапазон производительности, возможность перемещения горячих грузов.

К недостаткам относятся изнашивание цепей, скребков и желоба, возможность всплывания цепи над перемещаемым грузом.

Тяговым элементом скребковых конвейеров с погруженными скребками являются пластинчатые втулочные и роликовые или специальные вильчатые цепи с шагом 160 и 200 мм [1–3].

Скребки изготавливают из плоской, профильной и листовой полосы. В одноцепных конвейерах скребки приваривают к звену цепи перпендикулярно или под углом  $85^\circ$  к его продольной оси. В двухцепных конвейерах скребки крепят к звеньям с помощью толстых шплинтов.

Желоб конвейера выполняется в виде единого сварного каркаса из листовой стали толщиной 2...4 мм или в виде двух отдельных желобов, изготовленных из швеллеров и листовой стали [1, 2].

Привод конвейеров редукторный. Поворотными и отклоняющими устройствами являются направляющие блоки, звездочки и неподвижные шины. Натяжное устройство винтовое или пружинно-винтовое.

При транспортировании горячего груза для сохранения его температуры каркас конвейера выполняют с двойными стальными стенками, между которыми находится теплоизоляционный материал. Для охлаждения горячего груза дно желоба конвейера оснащают охлаждающей камерой, в секции которой непрерывно подается холодная вода, при этом горячие грузы перемещаются тонким слоем при небольшой скорости ( $0,01 \dots 0,16 \text{ м/с}^2$ ).

Цепь, скребки, отклоняющие блоки и звездочки имеют такую же конструкцию, как и у скребковых конвейеров обычного исполнения, но изготавливаются из специальных сталей. Смотровые и ремонтные люки имеют асбестовые прокладки [1–3].

### 6.5. Конвейеры с контурными скребками

Конвейеры с контурными скребками имеют закрытый желоб, разделенный на две части, внутри которых движутся рабочая и обратная ветви цепи с фигурными скребками, повторяющими три стенки контура сечения желоба (рис. 6.7), используются для перемещения насыпных грузов в горизонтальной, крутонаклонной и вертикальной плоскостях. Фигурные (контурные) скребки, армируя насыпной груз, перемещают его не отдельными порциями, а сплошной массой, заполняющей на горизонтальных участках почти все сечение желоба. Контурные скребки более эффективно, чем низкие сплошные скребки, передают движущую силу на все сечение насыпного груза, позволяя перемещать груз в крутонаклонной и вертикальной плоскостях [1–3].

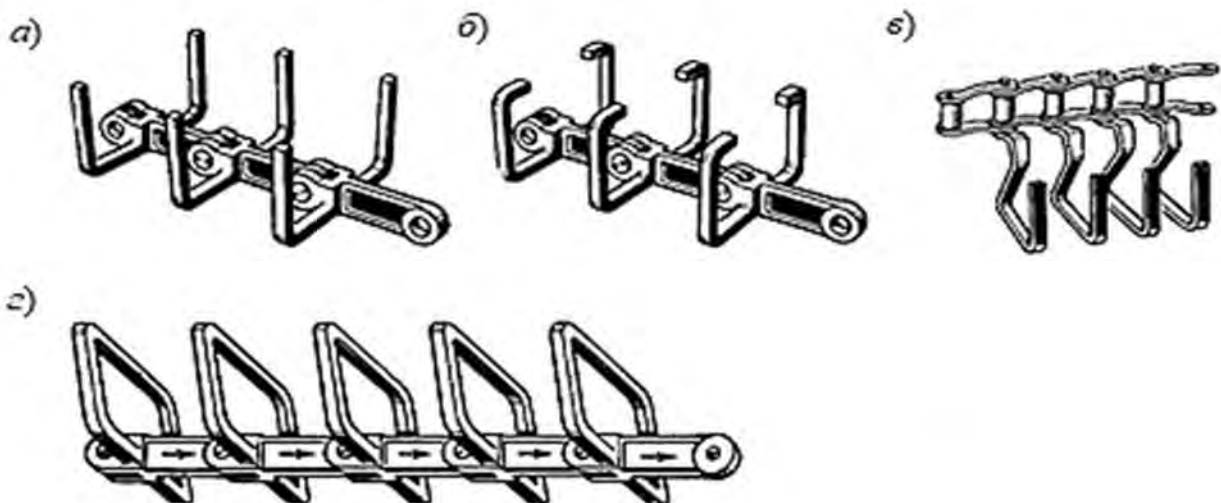


Рис. 6.7. Ходовая часть конвейеров с контурными скребками: а–в – вертикально замкнутых; г – горизонтально замкнутых

Конвейеры с контурными скребками имеют вертикально и горизонтально замкнутое расположение ходовой части (рис. 6.8).

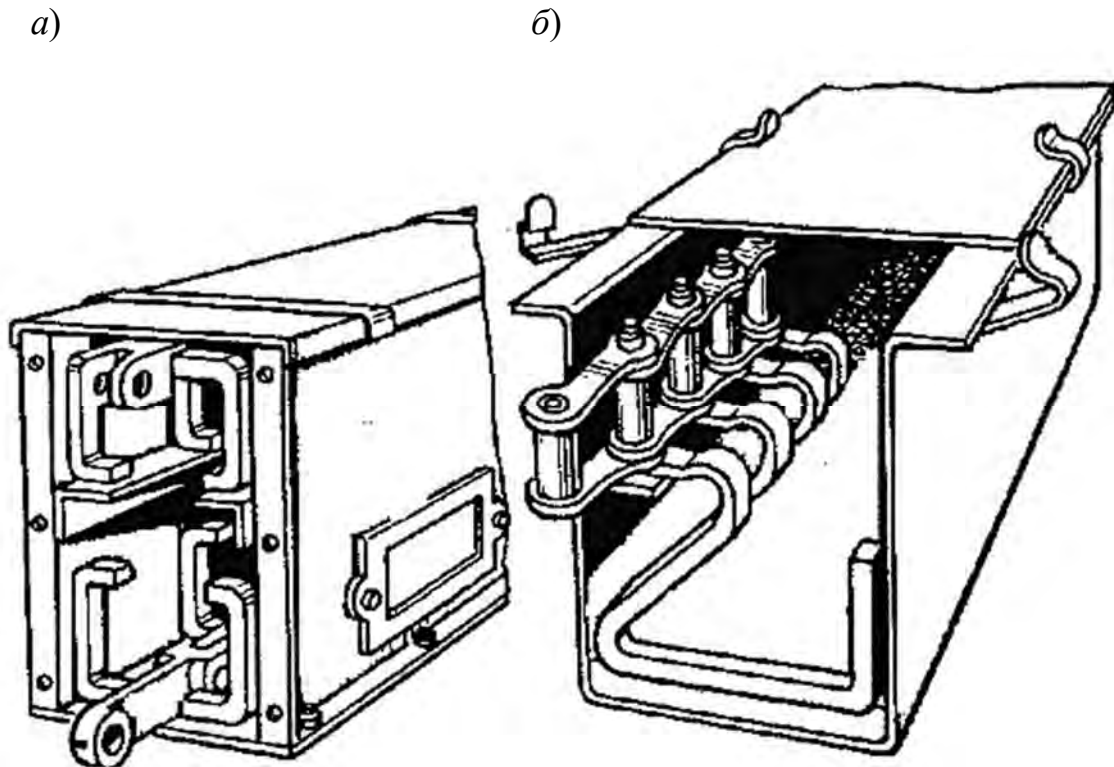


Рис. 6.8. Поперечные сечения конвейеров с контурными скребками: *а* – вертикально замкнутых; *б* – горизонтально замкнутых

Горизонтально замкнутые конвейеры (см. рис. 6.8, *б*) используют как распределительные. Вертикально замкнутые конвейеры могут иметь трассы с горизонтальными, наклонными, вертикальными участками (рис. 6.9) и применяются для перемещения пылевидных, легкосыпучих, зернистых и сортированных мелкокусковых грузов. Основными параметрами конвейеров с контурными скребками являются производительность до 60 т/ч, длина трассы до 50 м, высота подъема до 15...20 м, скорость перемещения 0,1...0,25 м/с.

Конвейерами с контурными скребками (рис. 6.10) не рекомендуется перемещать абразивные, влажные и липкие грузы, а также грузы с труднодробимыми кусками, которые могут заклинивать между скребками и желобом, создавая значительные сопротивления движению и провоцируя выход из строя всей установки.

К преимуществам конвейеров с контурными скребками относятся герметичность трассы, возможность промежуточной загрузки, разнообразие трасс перемещения, саморегулирование загрузки без использования питателей.

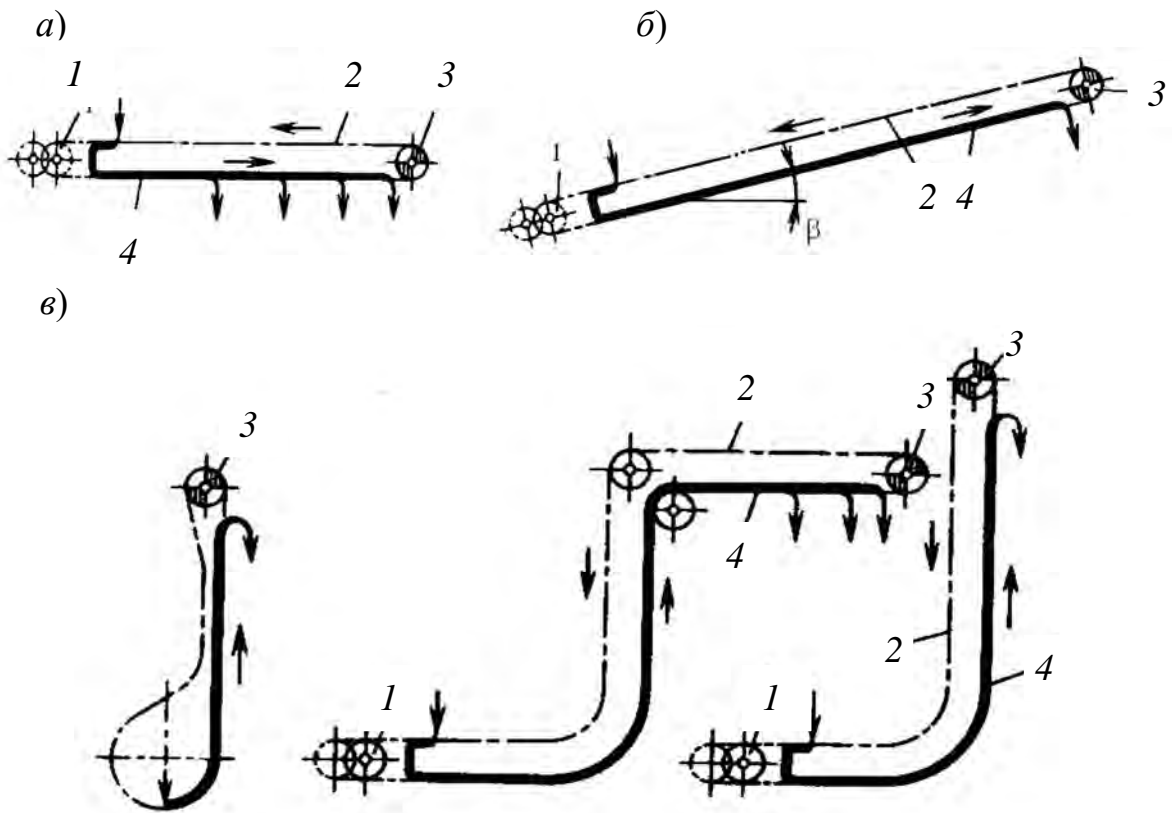


Рис. 6.9. Схемы трасс вертикально замкнутых конвейеров с контурными скребками: *а* – горизонтальная; *б* – наклонная; *в* – комбинированная; *1* – натяжное устройство; *2* – нерабочая ветвь; *3* – привод; *4* – рабочая ветвь

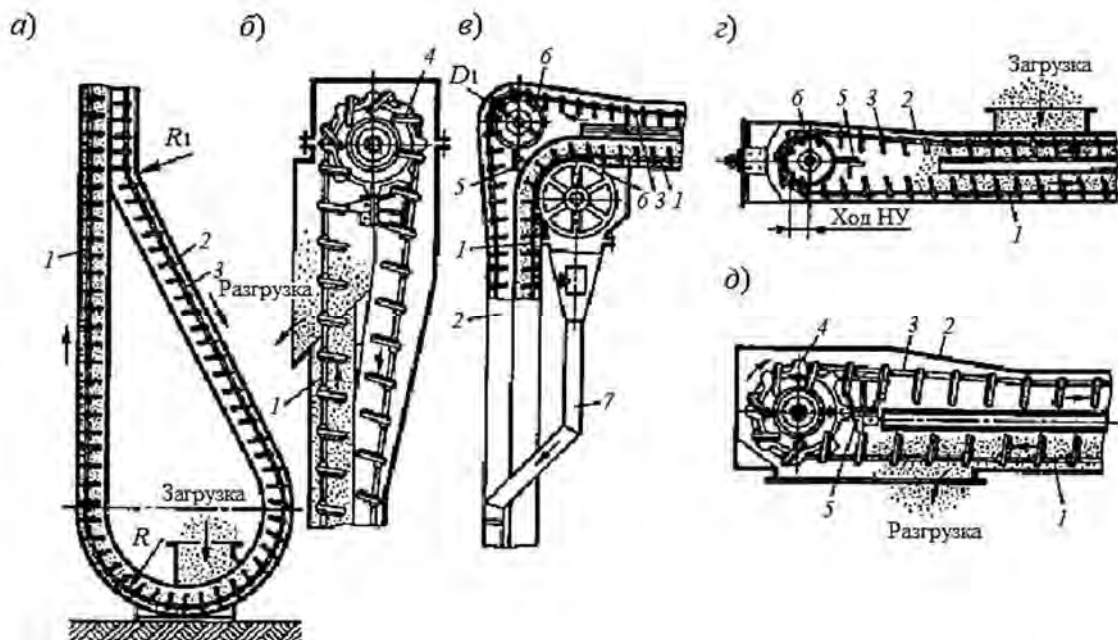


Рис. 6.10. Элементы конвейеров с контурными скребками: *а*, *б* – расположение зон загрузки и разгрузки на конвейере с вертикальными участками; *в*, *д* – расположение зон загрузки и разгрузки на конвейере с горизонтальными участками; *1* – рабочая ветвь; *2* – желоб; *3* – холостая ветвь; *4* – приводная звездочка; *5* – скребок; *6* – поворотный барабан; *7* – патрубок для возврата просыпавшегося груза

Недостатками конвейеров с контурными скребками являются интенсивное изнашивание скребков, цепи и желоба, невозможность транспортирования липких грузов и грузов с твердыми включениями [1, 2].

Тяговый элемент конвейеров – пластинчатая, разборная или вильчатая цепь. Контурные скребки выполняют из стали, чугуна или пластмассы, прикрепляют к цепям или изготавливают заодно со звеньями цепи.

## 6.6. Трубчатые скребковые конвейеры

Трубчатые скребковые конвейеры имеют трассы разнообразной конфигурации в вертикальной и горизонтальной плоскостях и в пространстве (рис. 6.11), служат для перемещения пылевидных, порошкообразных, зернистых и мелкокусковых грузов (с частицами малой прочности в 5–10 раз меньше внутреннего диаметра трубы): строительных материалов, продуктов пищевой или химической промышленности и др. [1, 2].

Трубчатые скребковые конвейеры используются не только как самостоятельные транспортирующие установки, но и как элементы технологических линий различных производств. Герметичность трубчатых конвейеров позволяет перемещать сыпучие, вязкие, горячие, пахучие и ядовитые грузы, а также жидкие и полужидкие нелипкие грузы при производстве пищевых продуктов и комбикормов, строительных материалов, продукции химической и нефтехимической промышленности, в металлургическом производстве. Также конвейеры непригодны для транспортирования крепких, липких и слеживающихся грузов.

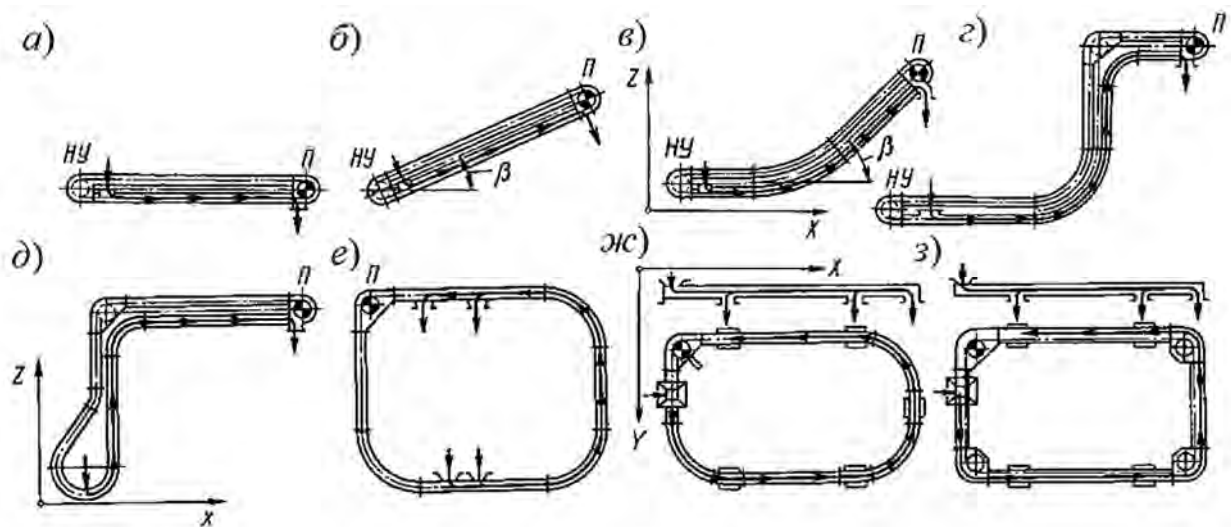


Рис. 6.11. Схемы вертикально и горизонтально замкнутых трубчатых скребковых конвейеров

Цепь со скребками круглого или прямоугольного сечения (по форме трубы) движется внутри герметичной трубы и перемещает непрерывным потоком насыпной груз. Скребки полностью перекрывают сечение трубы, обеспечивая эффективное перемещение сыпучего груза.

Цепь получает движение от привода, а первоначальное натяжение – от натяжного устройства, расположенного на поворотных участках трубы (рис. 6.12). Зоны загрузки и разгрузки располагаются в любом месте горизонтальных участков конвейера. В местах загрузки устанавливают решетки для предотвращения попадания кусков в трубу и заклинивания скребков, у последнего места разгрузки располагается вибрационное очистное устройство.

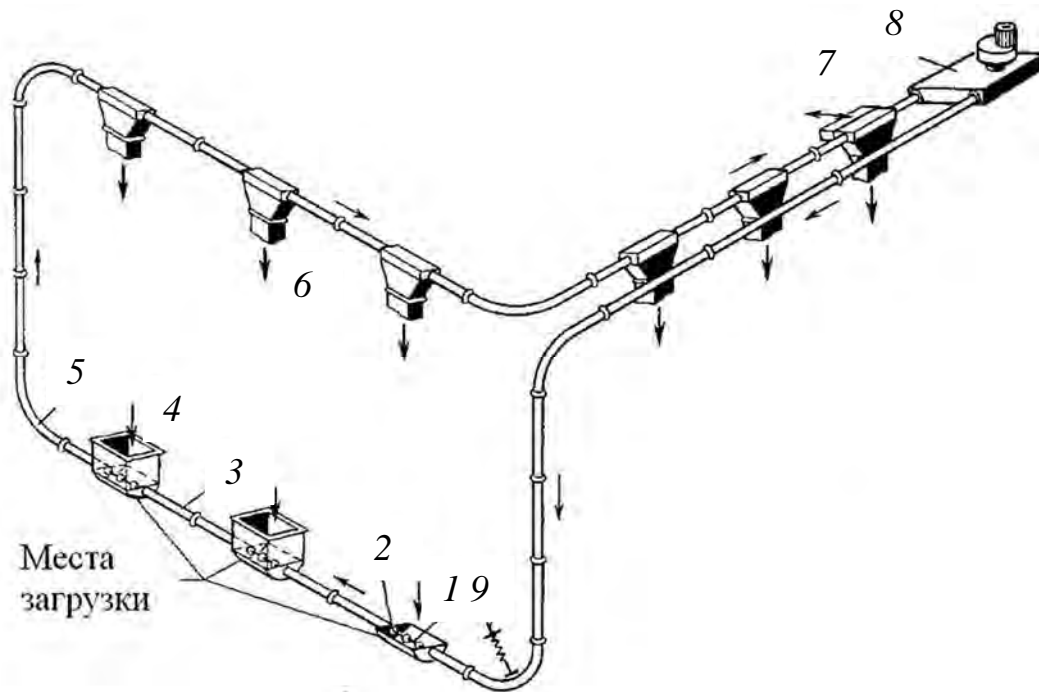


Рис. 6.12. Схема трубчатого скребкового конвейера: 1 – цепь; 2 – скребки; 3 – труба; 4 – загрузочное устройство; 5 – поворотные устройства; 6 – разгрузочный бункер; 7 – очистное устройство; 8 – привод; 9 – натяжное устройство

Повороты в горизонтальной и вертикальной плоскостях обеспечиваются поворотными блоками, звездочками или криволинейными участками трубы.

Основные параметры трубчатых скребковых конвейеров: производительность 4...35 м<sup>3</sup>/ч; скорость движения 0,16...0,4 м/с; длина прямолинейных участков до 60 м; высота до 20 м; общая длина трассы до 80 м; углы наклона трассы до 40° [1, 2].

Преимуществами трубчатых конвейеров являются простота конструкции, герметичность, разнообразие трасс перемещения, возможность исполь-



зования стандартных труб и цепей, высокий коэффициент заполнения трубы. К недостаткам относятся повышенный износ трубы и скребков, особенно на криволинейных участках при транспортировании абразивных грузов.

Тяговым элементом трубчатых скребковых конвейеров служит одна разборная пластинчатая втулочная цепь с шагом 80 или 100 мм либо калиброванная круглозвенная цепь, в редких случаях используется канат [1, 2].

Скребки – это грузонесущий элемент трубчатого скребкового конвейера. Они изготавливаются из стали, чугуна, пластмассы или резины толщиной 10...20 мм, соединяются с цепью с помощью сварки или болтового соединения. Крепление скребков к тяговой цепи может быть центральным, симметричным или асимметричным.

Шаг скребков  $a_c$  выбирается в зависимости от шага тяговой цепи  $t_u$  и диаметра трубы  $D$ . Шаг скребков должен быть кратным двум шагам цепи. Диаметр скребка принимают на 10...15 мм меньше внутреннего диаметра трубы. Шаг скребков

$$a_c = k_1 t_u = k_2 D, \quad (6.17)$$

где  $k_1, k_2$  – конструктивные коэффициенты.

Привод трубчатых скребковых конвейеров обычно выполняют со звездочкой и редуктором. Электродвигатель с редуктором соединяют упругой муфтой или клиноременной передачей.

Натяжное устройство винтовое, пружинно-винтовое и грузовое, ход натяжного устройства – не менее 1,6 шага цепи. Поворотными устройствами конвейеров (рис. 6.13) являются блоки с гладким ободом, или звездочки, установленные в герметичном кожухе со смотровыми люками, или плавные закругления неподвижной трубы по радиусу 1,2...2 м.

Секции средней части конвейера изготавливают из стандартных труб длиной 4...6 м и соединяют между собой болтовыми соединениями. В секциях и кожухах устанавливают герметичные люки для осмотра и ремонта ходовой части.

Очистное устройство вибрационное с эксцентрикком. Внутреннюю поверхность трубы очищают специальными очистными скребками из резины или с резиновым бандажом увеличенного диаметра [1, 2].

При расчете трубчатых скребковых конвейеров по заданной расчетной производительности определяется внутренний диаметр трубы конвейера, который округляется до ближайшего большего значения в соответствии с нормальным рядом.

Тяговый расчет выполняется методом обхода по контуру. Первоначальное натяжение цепи  $S_0$  для конвейеров с прямолинейной трассой

принимают  $S_0 = 500 \dots 1000$  Н, для конвейеров с комбинированной трассой –  $S_0 = 1500 \dots 2000$  Н.

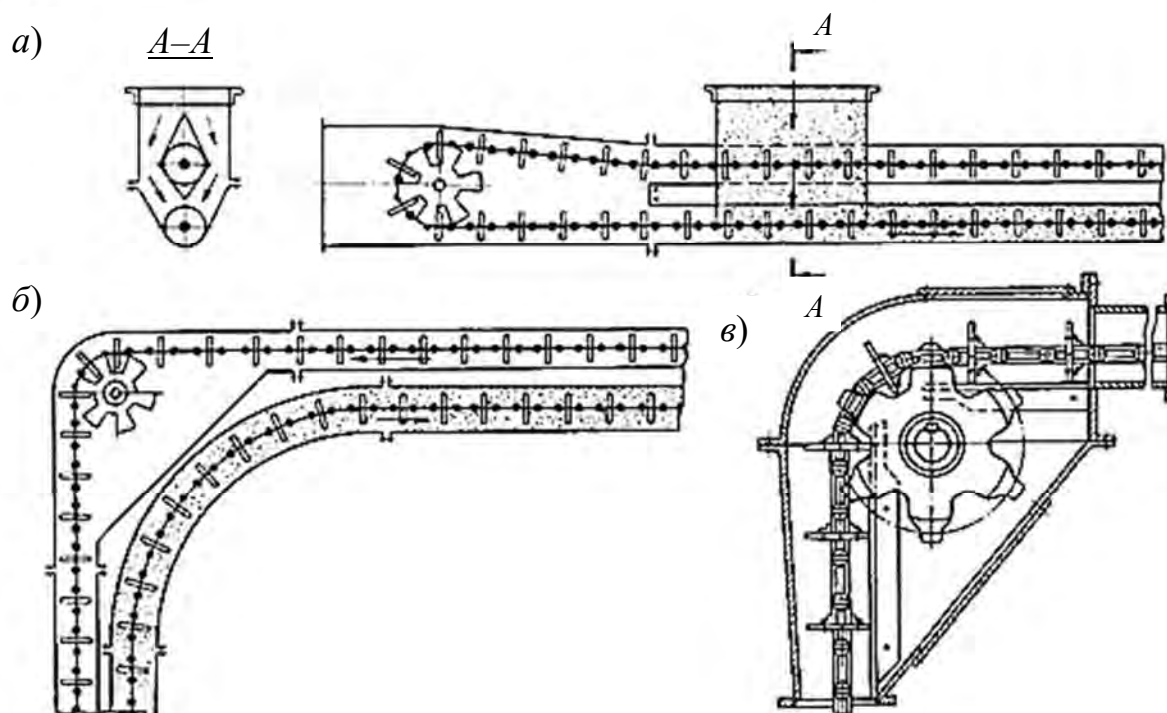


Рис. 6.13. Схемы элементов трубчатых скребковых конвейеров: а – загрузочное устройство; б, в – поворотное устройство

## 6.7. Пример расчета скребкового конвейера порционного волочения

Требуется рассчитать скребковый конвейер порционного волочения с высокими скребками, предназначенный для транспортирования рядового среднекускового каменного угля.

Трасса конвейера горизонтальная (рис. 6.14). Загрузку осуществляют засыпанием через верхнюю (холостую) ветвь в начале конвейера, разгрузку – через днище в желобе в конце нижней рабочей ветви. Условия эксплуатации конвейера тяжелые (работа на открытом воздухе, абразивная среда).

Расчетная производительность конвейера  $Q = 17$  т/ч; длина трассы  $L = 20$  м; размер типичных кусков груза  $a' = 75$  мм; насыпная плотность груза  $\rho = 0,9$  т/м<sup>3</sup>; угол естественного откоса груза в покое  $\varphi = 40^\circ$ ; коэффициент трения груза о стенки и днище желоба  $f_{жс} = 0,6$ ; коэффициент трения между частицами груза  $f_g = 0,75$ .

Для заданной производительности выбирают одноцепной конвейер с тяговой пластинчатой втулочно-роликовой цепью, рабочей является нижняя ветвь. Скребки стальные нефутерованные. С учетом условий использования –

малая производительность, повышенная абразивность – принимают скорость скребкового полотна  $v = 0,25$  м/с.

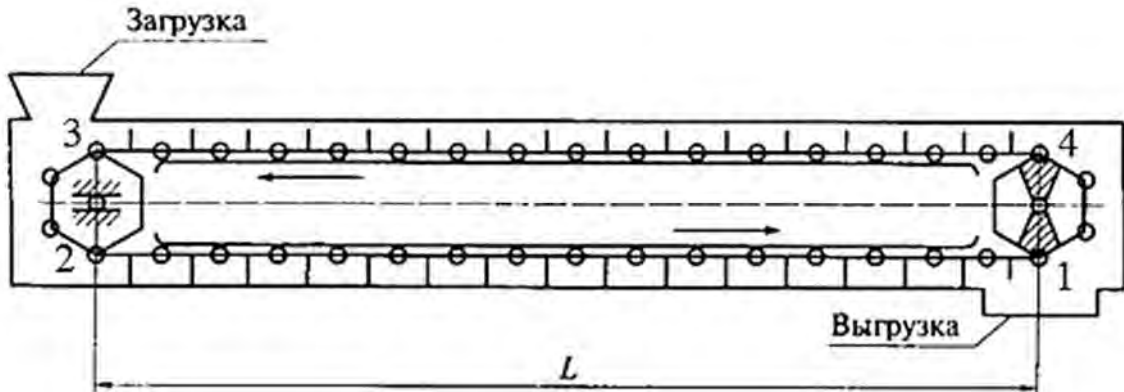


Рис. 6.14. Трасса конвейера:  $L$  – длина конвейера

Высота желоба при заданной производительности  $Q$  конвейера и выбранной скорости  $v$  определяется по формуле

$$h = \sqrt{\frac{Q}{3600 v \rho k_h K_\beta \psi}} = \sqrt{\frac{17}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,7}} = 0,12 \text{ м}, \quad (6.18)$$

где  $k_h$  – коэффициент ширины желоба,  $k_h = 2$ ;  $K_\beta$  – коэффициент уменьшения производительности,  $K_\beta = 1$ ;  $\psi$  – коэффициент заполнения желоба для плоскосыпучего кускового груза,  $\psi = 0,7$ .

Ширина желоба согласно формуле (6.4)

$$B = k_h h = 2 \cdot 0,12 = 0,24 \text{ м.}$$

Высоту скребка принимают  $h_c = 0,16$  м, а полученную ширину желоба округляют до  $B = 0,25$  м с учетом зазора между желобом и скребком на каждую сторону 5...15 мм.

Шаг скребков  $l_c$  принимается равным двум шагам цепи или

$$l_c = (2...4) h_c = 2 \cdot 160 = 320 \text{ мм.} \quad (6.19)$$

Принятые размеры проверяют по условию размещения кусков в межскребковом пространстве по формуле (6.5):

$$B \geq Xa' = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм;}$$

$$l_c \geq 1,5a' = 1,5 \cdot 75 = 112,5 \text{ мм},$$

где  $X = 3$  для одноцепных конвейеров и несортированного груза.

Распределенная масса груза

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{17}{3,6 \cdot 0,25} = 18,9 \text{ кг/м}^2. \quad (6.20)$$

Распределенная масса движущихся частей скребкового конвейера (тяговой цепи со скребками)

$$q_0 = K_q q = 0,55 \cdot 18,9 = 10,4 \text{ кг/м}, \quad (6.21)$$

где  $K_q$  – эмпирический коэффициент,  $K_q = 0,55$  для одноцепных конвейеров с плоскими скребками [1, 2].

Так как конструкторская проработка ходовой части конвейера не проводится, то нет необходимости в предварительном выборе цепи и тяговый расчет проводят по предварительно принятой распределенной массе  $q_0$  конвейера.

Для выполнения тягового расчета трассу конвейера разбивают на участки, нагрузка и сопротивления в которых постоянны.

Для горизонтального конвейера со схемой трассы, показанной на рис. 6.14, наименьшее натяжение тягового элемента будет в точке 1 ее сбегаания с приводной звездочки.

Принимают  $S_1 = 3000 \text{ Н}$ .

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q\omega gL = 3000 + 18,9 \cdot 0,3 \cdot 9,81 \cdot 20 = 4113 \text{ Н};$$

$$S_3 = K_{2-3} S_2 = 1,05 \cdot 4113 = 4319 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_3 + (q_0\omega + q\omega_{\text{ск}})gL =$$

$$= 4319 + (10,4 \cdot 0,3 + 18,9 \cdot 0,66)9,81 \cdot 20 = 7379 \text{ Н},$$

где  $K_{2-3}$  – коэффициент сопротивления при огибании звездочек,  $K_{2-3} = 1,05$ .

Скребок проверяется на устойчивость:

$$S_0 \geq 19,1 \frac{ql_c \omega_{\text{ск}} g h_y}{t_y} = 19,1 \frac{18,9 \cdot 0,32 \cdot 0,66 \cdot 9,81 \cdot 0,16}{0,16} = 701 \text{ Н}.$$

Минимальное натяжение рабочей ветви  $S_3 = 4319$  Н обеспечивает устойчивость скребка.

Общее сопротивление движения цепи

$$W_0 = S_4 - S_1 = 7379 - 3000 = 4379 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя для привода конвейера согласно формуле (3.55)

$$N = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta_0} = \frac{1,15 \cdot 4379 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,9} = 1,4 \text{ кВт,}$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности двигателя,  $k_3 = 1,15$  [1, 2];  $\eta$  – КПД привода,  $\eta = 0,9$  [1, 2].

По полученному значению мощности выбирают двигатель 4А100Л8УЗ мощностью 1,5 кВт с частотой вращения 700 мин<sup>-1</sup>.

Число зубьев звездочки принимают  $z = 6$ , шаг цепи  $t_y = 0,16$  м. Тогда частота вращения вала приводных звездочек

$$n_{зв} = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0,25}{6 \cdot 0,16} = 15,62 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимое передаточное число между валом двигателя и валом приводных звездочек

$$u_0 = \frac{n_{дв}}{n_{зв}} = \frac{700}{15,62} = 44,8.$$

Выбирают редуктор типа Ц2 с передаточным числом 41,34.

Уточняется скорость движения настила исходя из фактического передаточного числа привода:

$$v_\phi = v \frac{u_0}{u_\phi} = 0,25 \frac{44,8}{41,34} = 0,27 \text{ м/с.}$$

Фактическая производительность конвейера согласно формуле (6.2)

$$Q = 3600 B h \psi c_u \rho v_\phi = 3600 \cdot 0,25 \cdot 0,12 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,27 = 18,4 \text{ т/ч.}$$

Динамическое усилие на цепь определяется по формуле (3.75). Принимается  $k_u = 1,5$ ;  $k' = 0,4$ ;  $k'' = 1$ ;  $L < 50$  м;  $k_o = 2$ ; масса груза на

конвейере  $m_2 = qL = 18,9 \cdot 20 = 378$  кг; масса ходовой части конвейера  $m_k = q_0 2L = 10,4 \cdot 2 \cdot 20 = 416$  кг:

$$S_{дин} = k_u (k' m_{сп} + k'' m_k) \frac{2\pi^2 v_{\phi}^2 k_d}{z^2 t_u} = 1,5(0,4 \cdot 378 + 1 \cdot 416) \times$$

$$\frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,27^2 \cdot 2}{6^2 \cdot 0,16} = 425 \text{ Н.}$$

Расчетное натяжение тяговой цепи

$$S_{расч} = S_{max} + S_{дин} = 7379 + 425 = 7804 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи

$$S_p = S_{расч} C_n = 7804 \cdot 6 = 46824 \text{ Н,}$$

где  $C_n$  – коэффициент запаса прочности пластинчатой цепи,  $C_n = 6$ .

Таким образом, по ГОСТ 588–81 выбирают цепь М56 с разрушающей нагрузкой  $S_p = 56$  кН и шагом  $t_u = 160$  мм [1, 2].

### ***Контрольные вопросы***

1. Какие тяговые органы и натяжные устройства используются в скребковых конвейерах?
2. Укажите области применения скребковых конвейеров, их достоинства и недостатки.
3. Назовите основные параметры скребковых конвейеров со сплошными высокими скребками.
4. Назовите способы загрузки и разгрузки скребковых конвейеров.
5. От чего зависит шаг скребков скребкового конвейера со сплошными высокими скребками?
6. Какие существуют геометрические схемы трасс трубчатых скребковых конвейеров, где располагаются места загрузки и разгрузки?
7. Каким образом осуществляется процесс перемещения груза на конвейерах с контурными скребками?
8. Перечислите способы крепления скребков.
9. Назовите материалы для изготовления скребков.
10. В чем заключаются особенности тягового расчета скребковых конвейеров?

## **7. СКРЕБКОВО-КОВШОВЫЕ, КОВШОВЫЕ И ЛЮЛЕЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ**

### **7.1. Основные типы, устройство, назначение и применение**

Скребково-ковшовые и ковшовые конвейеры предназначены для перемещения насыпных грузов, люлечные – для перемещения штучных грузов. Скребково-ковшовые, ковшовые и люлечные конвейеры имеют сложные трассы перемещения в вертикальной плоскости.

Скребково-ковшовые и ковшовые конвейеры – это двухцепные транспортирующие машины для перемещения насыпных грузов по сложным вертикально замкнутым трассам с горизонтальными и вертикальными участками. Конвейеры с жесткозакрепленными ковшами называют скребково-ковшовыми, а с шарнирно подвешенными ковшами – ковшовыми. Тяговым элементом являются две пластинчатые катковые цепи [1, 2].

Скребково-ковшовые конвейеры служат для транспортирования малоабразивных хорошо сыпучих грузов. Такими конвейерами не рекомендуется перемещать влажные и липкие грузы из-за сложности разгрузки и очистки грузонесущих элементов.

Люлечные конвейеры по конструкции подобны ковшовым, но вместо ковшей используются шарнирно подвешенные полки (люльки).

Преимуществами скребково-ковшовых, ковшовых и люлечных конвейеров являются бесперегрузочное транспортирование по сложной трассе, удобство промежуточной разгрузки на горизонтальных (для скребково-ковшовых и ковшовых) и на вертикальных (для люлечных) участках, возможность транспортирования горячих грузов.

К недостаткам скребково-ковшовых, ковшовых и люлечных конвейеров относятся сложность конструкции, большая масса ходовой части, крошение груза и повышенный износ трущихся частей (желоба и ковшей) в скребково-ковшовых конвейерах, большое количество шарниров [1, 2].

### **7.2. Скребково-ковшовые конвейеры**

Скребково-ковшовый конвейер (рис. 7.1) соединяет в себе принцип действия двух типов машин – скребкового конвейера и ковшового элеватора – и работает на горизонтальных участках как скребковый конвейер в желобе, на вертикальной (восходящей) ветви – как вертикальный элеватор.

Скребково-ковшовые конвейеры имеют две замкнутые тяговые цепи с жестко прикрепленными к ним ковшами (имеющими форму призмы), которые на горизонтальных участках движутся внутри желоба, а на верти-

кальных – внутри закрытого направляющего кожуха. Цепи с ковшами на горизонтальных участках перемещаются на ходовых катках по направляющим путям, а на вертикальных участках поднимаются внутри направляющих путей, которые не позволяют ковшам отклоняться в стороны [1, 2].

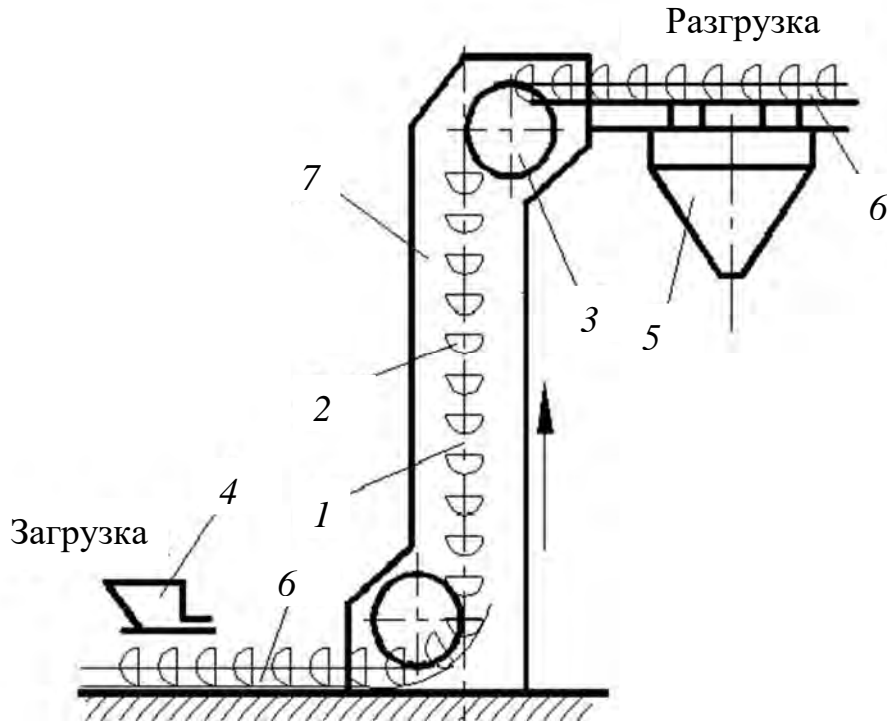


Рис. 7.1. Схема скребково-ковшового конвейера: 1 – тяговая цепь; 2 – ковш; 3 – привод; 4 – питатель; 5 – приемный бункер; 6 – желоб; 7 – кожух

Загрузка производится одним или несколькими питателями на нижнем горизонтальном участке, разгрузка происходит в любом месте верхнего горизонтального участка через отверстия в дне желоба. Верхняя звездочка в конце рабочей ветви приводная, другая верхняя звездочка натяжная. Желоб и кожух конвейера поддерживаются опорными металлоконструкциями, на которых установлены направляющие пути.

Основные параметры скребково-ковшовых конвейеров: производительность до  $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; длина горизонтальных участков до 100 м; высота подъема до 25 м; ширина ковшей 300...1200 мм; скорость транспортирования до 0,5 м/с [1].

Тяговым элементом скребково-ковшового конвейера являются две бесконечно замкнутые пластинчатые катковые цепи с ребрами на катках на подшипниках качения или скольжения. Привод редукторный с автоматическим тормозным устройством. Натяжные устройства винтовые или пружинно-винтовые, ход натяжного устройства равен  $1,5 - 2 t_{ц}$ . Привод и натяжное устройство в зависимости от конфигурации трассы располагают как



в верхней, так и в нижней части конвейера. Ковши скребково-ковшовых конвейеров имеют призматическую форму и изготавливаются сварными из листовой стали толщиной 3...8 мм. Ширина ковшей  $B = 300...1200$  мм, вылет  $A = 300...600$  мм, глубина  $h_1 = 150...300$  мм, шаг  $a_k$  – не менее двух шагов цепи [1, 2].

Объем ковшей скребково-ковшовых конвейеров

$$i_0 = \frac{Q a_k}{3,6 v \rho \psi}, \quad (7.1)$$

где  $Q$  – производительность, т/ч;  $a_k$  – шаг ковшей, м;  $v$  – скорость движения,  $v = 0,16...0,6$  м/с;  $\rho$  – плотность груза, кг/л;  $\psi$  – коэффициент заполнения ковшей,  $\psi = 0,75...0,9$ .

При транспортировании кусковых грузов величину вылета ковша  $A$  необходимо проверить по условию кусковатости

$$A \geq X_3 a', \quad (7.2)$$

где  $a'$  – размер максимального типичного куска груза, мм;  $X_3$  – коэффициент кусковатости,  $X_3 = 3...5$  для сортированных грузов,  $X_3 = 2,5...3$  для рядовых грузов.

Тяговый расчет выполняют методом обхода по контуру. Сопротивления на прямолинейных горизонтальных участках определяют так же, как для скребковых конвейеров, с теми же коэффициентами. На вертикальных участках для загруженной ветви сопротивление движению равно силе тяжести ходовой части с грузом, для незагруженной ветви – силе тяжести (без груза). Первоначальное натяжение цепи принимают  $S_0 = S_{\min} = 3000...10000$  Н [1–3].

### 7.3. Ковшовые конвейеры

**Элементы конвейеров, выбор основных параметров.** Ковшовые конвейеры (рис. 7.2) имеют схемы трассы такие же, как и скребково-ковшовые, но их конструкции и способ перемещения груза имеют существенные отличия.

Ковшовые конвейеры перемещают сухие, хорошо сыпучие пылевидные, зернистые и мелкокусковые грузы на предприятиях химической и угольной промышленности, цементных заводах. Они имеют такие же схемы трассы, как и скребково-ковшовые конвейеры [1, 2].

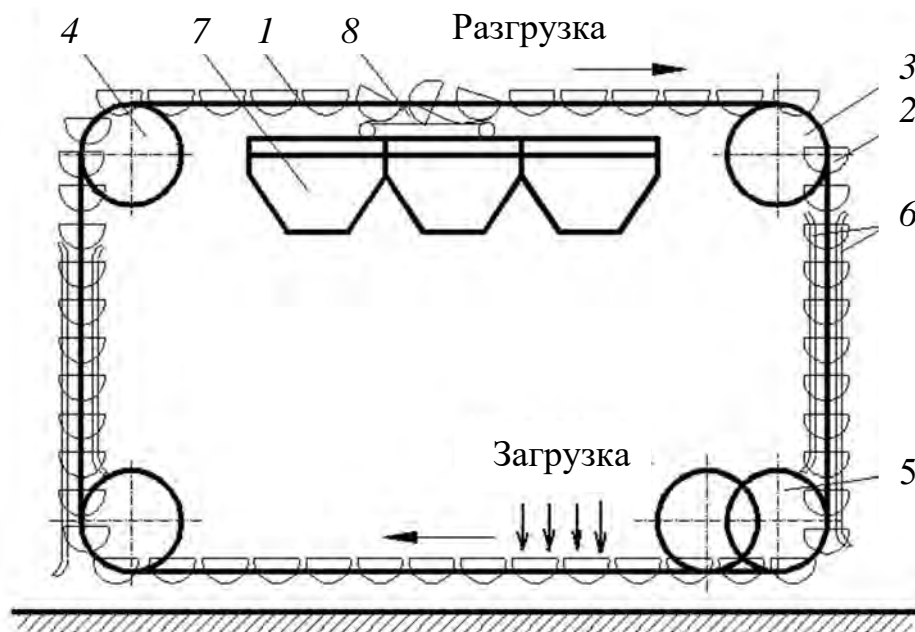


Рис. 7.2. Схема ковшового конвейера: 1 – катковая цепь; 2 – ковш; 3 – привод; 4 – отклоняющая звездочка; 5 – натяжное устройство; 6 – направляющие рельсы; 7 – приемный бункер; 8 – разгрузочное устройство

Ковши размещаются между двумя пластинчатыми катковыми цепями на свободных шарнирах. Ось подвешивания ковша располагается выше его центра тяжести, благодаря чему ковши постоянно сохраняют устойчивое отвесное положение на всех участках трассы без дополнительной фиксации и автоматический возврат в исходное положение после опрокидывания для разгрузки (рис. 7.3) [1, 2].

Загрузка производится на нижнем горизонтальном участке, разгрузка – в любом месте верхнего горизонтального участка [1, 2].

Основные параметры ковшовых конвейеров: ширина ковшей 400; 500; 650; 800; 1000 мм; скорость движения полотна 0,16...0,4 м/с; производительность 10...500 т/ч; длина горизонтальных участков до 150 м; высота подъема до 60 м.

Привод редукторный с автоматическим тормозным устройством, натяжное устройство винтовое, пружинно-винтовое. Основным недостатком является возможность раскачивания и ударов ковшей друг о друга при скорости более 0,4 м/с [1, 2].

Ходовая часть ковшового конвейера выполняется с сомкнутыми и расставленными ковшами. Ковши ковшового конвейера изготавливают сварными из листовой стали толщиной 2...6 мм и подвешивают на консольных осях, которые расположены на пластинах цепи. Ковши устанавливают сплошным сомкнутым строем или расставленными на ходовой части

(рис. 7.4). Переориентирование козырьков сомкнутых ковшей необходимо, если трасса конвейера имеет повороты ходовой части в разные стороны [1, 2].

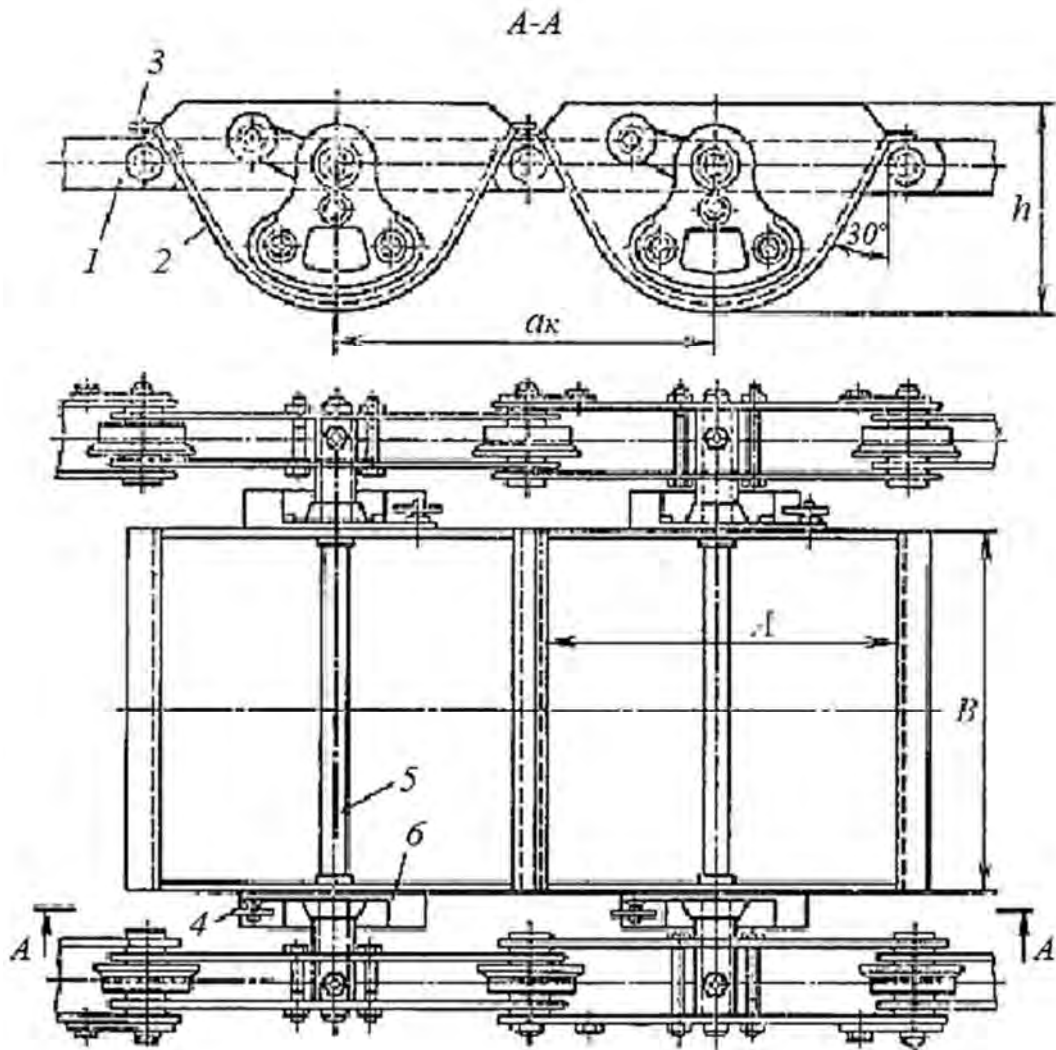


Рис. 7.3. Ходовая часть ковшового конвейера с сомкнутыми ковшами: 1 – цепь; 2 – ковш с закругленным дном; 3 – козырек; 4 – ролик; 5 – ось; 6 – упор

Сомкнутые ковши получили наибольшее распространение. Зазор между ними перекрывается планками-козырьками, что обеспечивает непрерывную загрузку. Расставленные ковши располагаются на некотором расстоянии друг от друга, поэтому загрузка производится порционно с помощью дозирующих устройств.

Разгрузка ковшей (рис. 7.5) выполняется с помощью принудительного воздействия на них разгрузочных шин, установленных на тележке, передвигаемой по всему фронту разгрузки.

Ковши конвейера упираются направляющими в нажимную шину и опрокидываются до полного опорожнения. Разгрузочные шины могут быть установлены стационарно в одном или нескольких пунктах [1, 2].

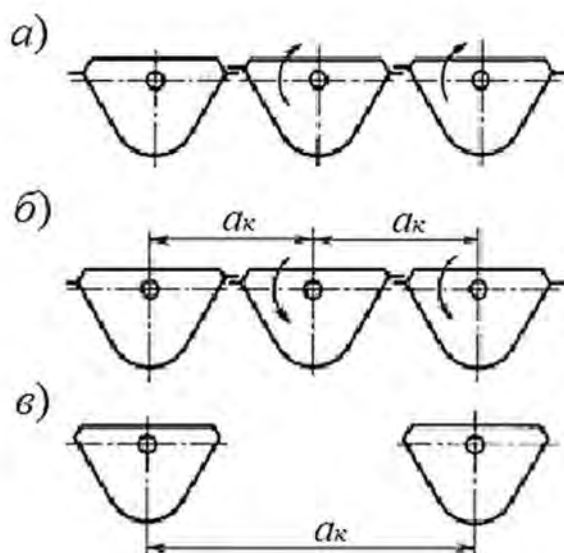


Рис. 7.4. Схемы ходовой части конвейера с сомкнутыми (а, б) и расставленными (в) ковшами

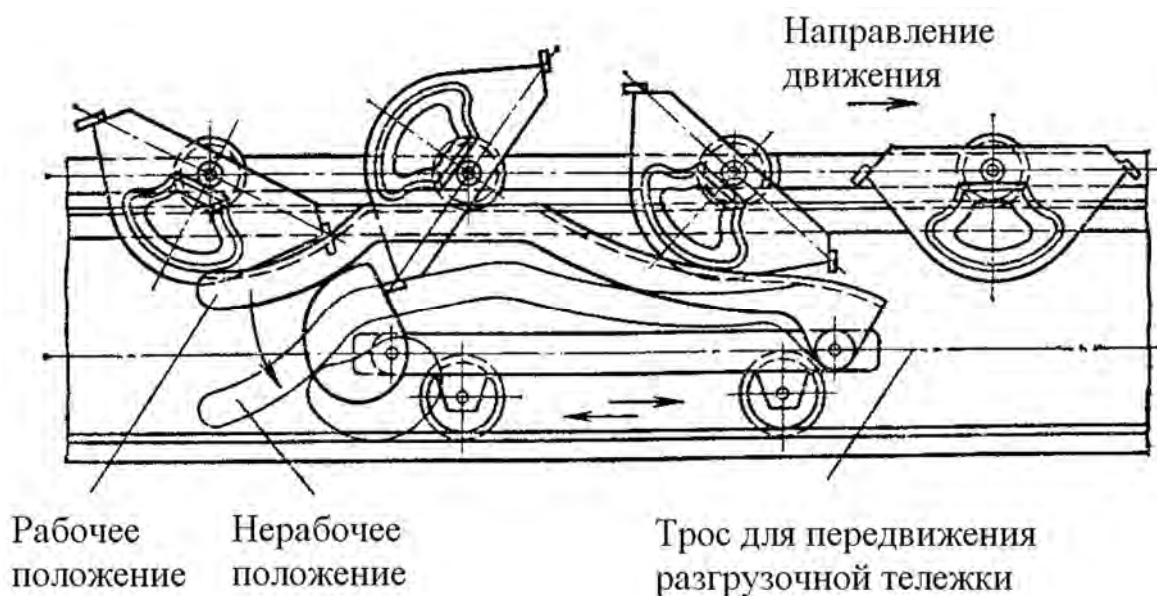


Рис. 7.5. Разгрузочное устройство ковшового конвейера

Сомкнутые ковши с козырьками имеют переориентировщик ковшей. Переориентирование выполняется с помощью направляющих шин путем наклона ковша и перевода его первого (по ходу) козырька из верхнего положения в нижнее или наоборот.

Тяговым элементом ковшовых конвейеров являются две пластинчатые цепи с катками с ребрами на подшипниках скольжения или качения с шагом 315, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм [1, 2].

Движение полотну передается от редукторного привода с тормозным устройством. Натяжение цепей производится с помощью винтового,

пружинно-винтового или грузового натяжного устройства, ход натяжного устройства  $X \geq 1,6t_y$ . Привод устанавливается после участков с наибольшим сопротивлением, т. е. после длинных горизонтальных загруженных участков и участков с большими подъемами. Натяжное устройство устанавливается в месте наименьшего натяжения тяговых цепей, т. е. в месте спуска холостой ветви конвейера.

**Особенности расчета ковшового конвейера.** Расчет ковшового конвейера выполняется в два этапа: предварительное определение основных параметров и ходовой части по исходным данным; поверочный расчет с параметрами, определенными в первом этапе.

Производительность ковшового конвейера

$$Q = \frac{3,6v_0v\rho\psi}{a_k}, \quad (7.3)$$

где  $v_0$  – объем ковша, л;  $v$  – скорость конвейера,  $v = 0,16 \dots 0,4$  м/с [1, 2];  $\psi$  – коэффициент заполнения ковшей (меньшее значение для кусковых, большее – для хорошо сыпучих пылевидных и зернистых грузов),  $\psi = 0,7 \dots 0,85$  [1, 2];  $a_k$  – шаг ковшей, м.

Размеры ковша проверяют по условию кусковатости.

Предварительное натяжение тяговых цепей

$$S_{\max} = \{S_0 + \omega[(q_2 + q_0)L_2 + q_0 L_x] + (q_2 + q_0)H\}(1 + 0,1y), \quad (7.4)$$

где  $S_0$  – начальное натяжение цепей, принимается  $S_0 = 20 \dots 30$  кН [1, 2];  $L_2$  – длина загруженных горизонтальных участков, м;  $L_x$  – длина порожних горизонтальных участков, м;  $H$  – высота подъема груза, м;  $y$  – количество поворотных устройств (включая НУ).

Расчетное усилие на одну цепь

$$S_{\text{расч}} = \frac{1,15S_{\max}}{2}. \quad (7.5)$$

Расчет размеров тяговых цепей проводится с учетом динамических нагрузок. По расчетному усилию выбирают тяговую цепь и определяют нагрузки  $q_0$  и  $q_2$  ( $q_0$  – распределенная масса движущихся частей,  $q_0 = (250 \dots 300)B$ ,  $B$  – ширина ковша, м;  $q_2$  – распределенная масса груза на 1 м полотна конвейера,  $q_2 = Q/3,6v$ ) [1, 2].

**Определение сил сопротивлений.** На горизонтальных прямолинейных участках:

– для загруженной ветви  $W_z = (q_z + q_0)L_x \omega$ ;

– для холостой ветви  $W_x = q_0 L_x \omega$ .

На поворотных и натяжных устройствах

$$W_{зв} = S_{n-1} (\xi - 1), \quad (7.6)$$

где  $S_{n-1}$  – натяжение перед поворотным устройством, Н;  $\xi$  – коэффициент сопротивления движению на ходовой части на поворотных и натяжных устройствах.

Сопротивления на разгрузчиках

$$W_p = 1,2 (m_k g + q_z t_k), \quad (7.7)$$

где  $m_k$  – масса порожнего ковша, кг;  $t_k$  – шаг ковша, м.

Максимальное натяжение цепей  $S_{max} = S_{нб}$ .

Окружное усилие на приводных звездочках

$$P_0 = S_{нб} - S_{сб}. \quad (7.8)$$

Крутящий момент на приводном валу

$$M_{np} = \frac{P_0 D_0}{2 \eta_{np}}, \quad (7.9)$$

где  $D_0$  – диаметр начальной окружности приводных звездочек, см;  $\eta_{np}$  – КПД привода вала,  $\eta_{np} = 1/\xi$ .

Мощность электродвигателя [1, 2]

$$N = \frac{v k_3 \sum W}{\eta}, \quad (7.10)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса.

По рассчитанной мощности двигатель выбирается по каталогу.

Тормозной момент [1, 2]

$$M_m = (q_z H - c_m \sum W) \frac{D_0}{2} \eta_{np} = (q_z H - c_m (P - q_z H)) \frac{D_0}{2} \eta_{np}, \quad (7.11)$$

где  $c_m$  – коэффициент уменьшения сопротивлений.

Подробный тяговый расчет производится методом обхода по контуру (рис. 7.6), начиная с точки наименьшего сопротивления – точки 0. Формулы для расчета представлены в табл. 7.1.

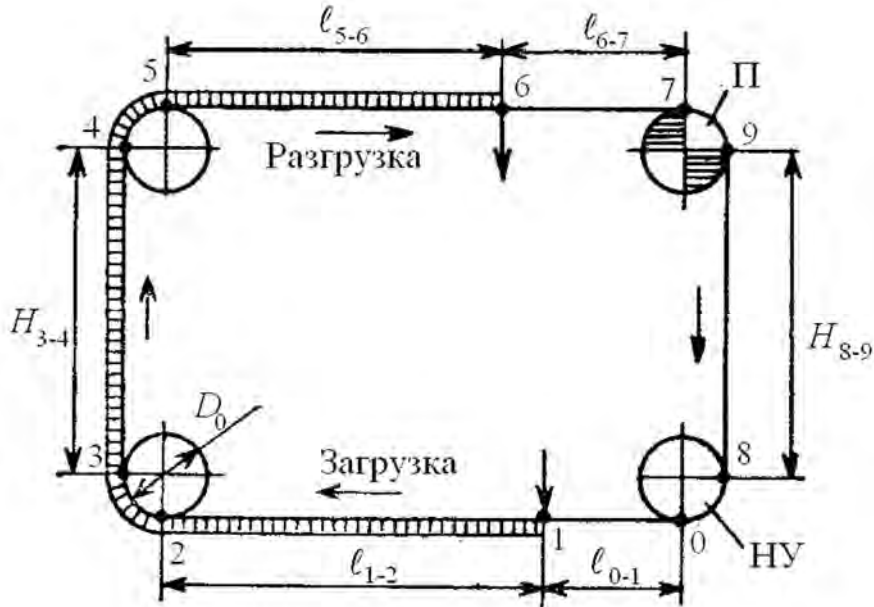


Рис. 7.6. Схема для подробного тягового расчета

Табл. 7.1. Формулы к подробному тяговому расчету ковшового конвейера

Номер точки	Формула к расчету
Расчет по направлению движения	
0	$S_0 = S_{\min} = 20 \dots 30 \text{ кН}$
1	$S_1 = S_0 + q_0 \omega l_{0-1}$
2	$S_2 = S_1 + (q_2 + q_0) \omega l_{1-2}$
3	$S_3 = S_2 + S_2 (\xi - 1) + (q_2 + q_0) 0,5 D_0 \xi$
4	$S_4 = S_3 + (q_2 + q_0) H_{3-4}$
5	$S_5 = S_4 + S_4 (\xi - 1) + (q_2 + q_0) 0,5 D_0 \xi$
6	$S_6 = S_5 + (q_2 + q_0) \omega l_{5-6} + 12 (m_k g + q_2 t_k)$
7	$S_7 = S_6 + q_0 \omega l_{6-7} = S_{нб}$
Расчет против направления движения	
8	$S_8 = S_0 + q_0 0,5 D_0 \xi - S_0 [1 - (1/\xi)]$
9	$S_9 = S_8 + q_0 H_{8-9} = S_{сб}$

Поверочный тяговый расчет заключается в определении и последовательном суммировании сил сопротивления по контуру трассы: от точки наименьшего натяжения по направлению движения; от точки наименьшего натяжения против направления движения до привода.

#### 7.4. Люлочные конвейеры

Люлочные конвейеры (рис. 7.7 и 7.8) по конструкции подобны ковшовым конвейерам, но в качестве грузонесущего элемента вместо ковшей в них используются шарнирно подвешенные полки (люльки) [1, 2].

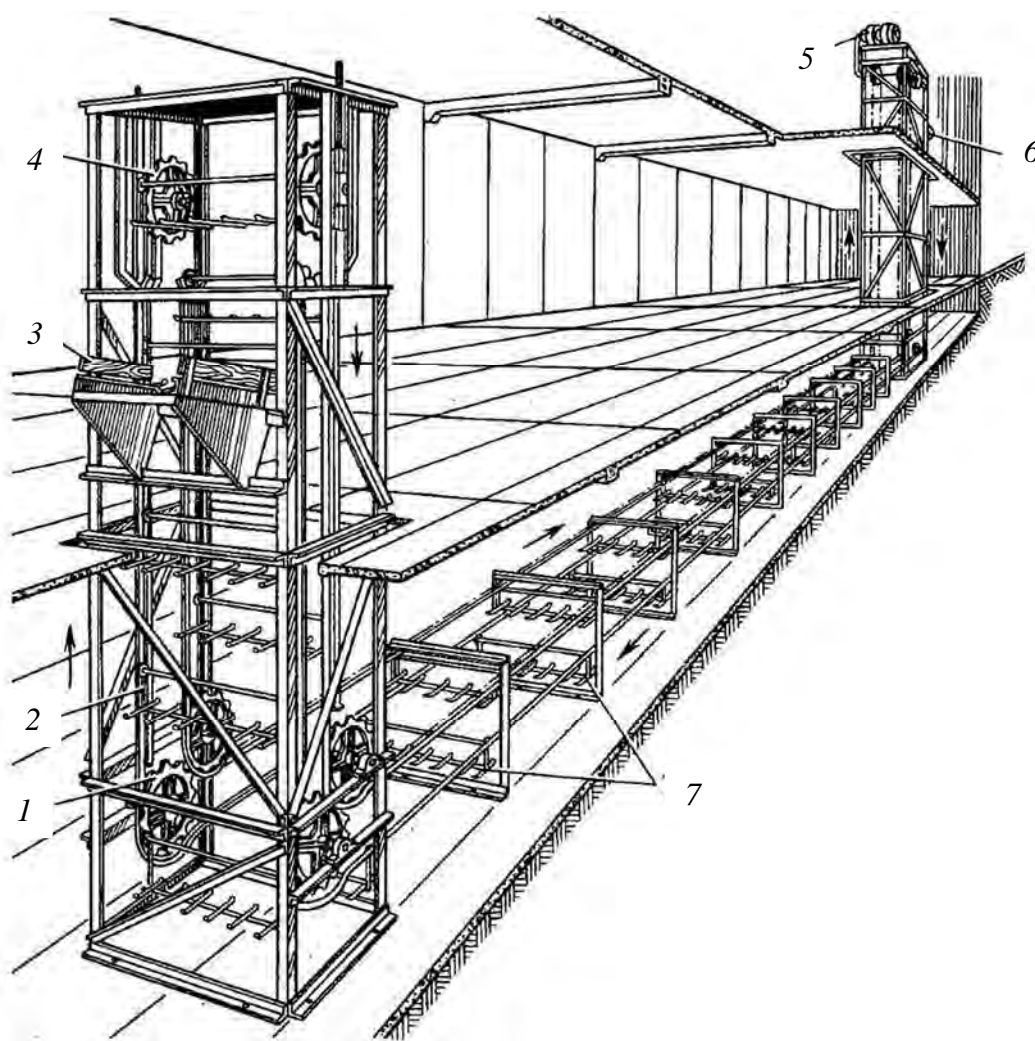


Рис. 7.7. Люлочный конвейер: 1 – отклоняющая звездочка; 2 – направляющая; 3 – загрузочное устройство; 4 – НУ; 5 – привод; 6 – разгрузочное устройство; 7 – ходовая часть



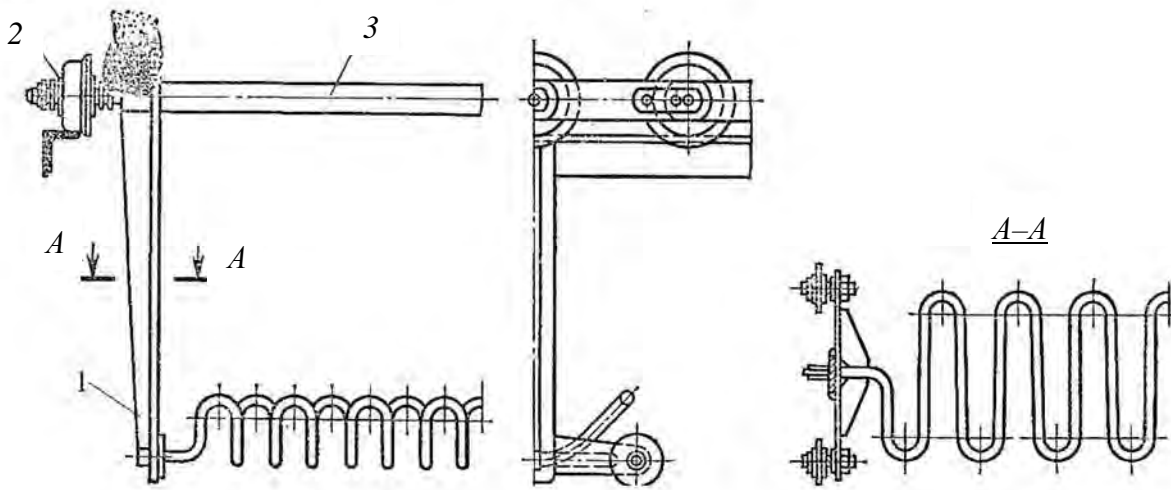


Рис. 7.8. Ходовая часть люлечного конвейера: 1 – люлька; 2 – тяговая цепь; 3 – ось

Люлечные конвейеры предназначены для перемещения штучных грузов небольшой массы (детали машин, книги, ящики и др.) по сложной трассе (рис. 7.9), расположенной в вертикальной плоскости (междуэтажное транспортирование грузов) в комплексе с технологическим оборудованием [1, 2].

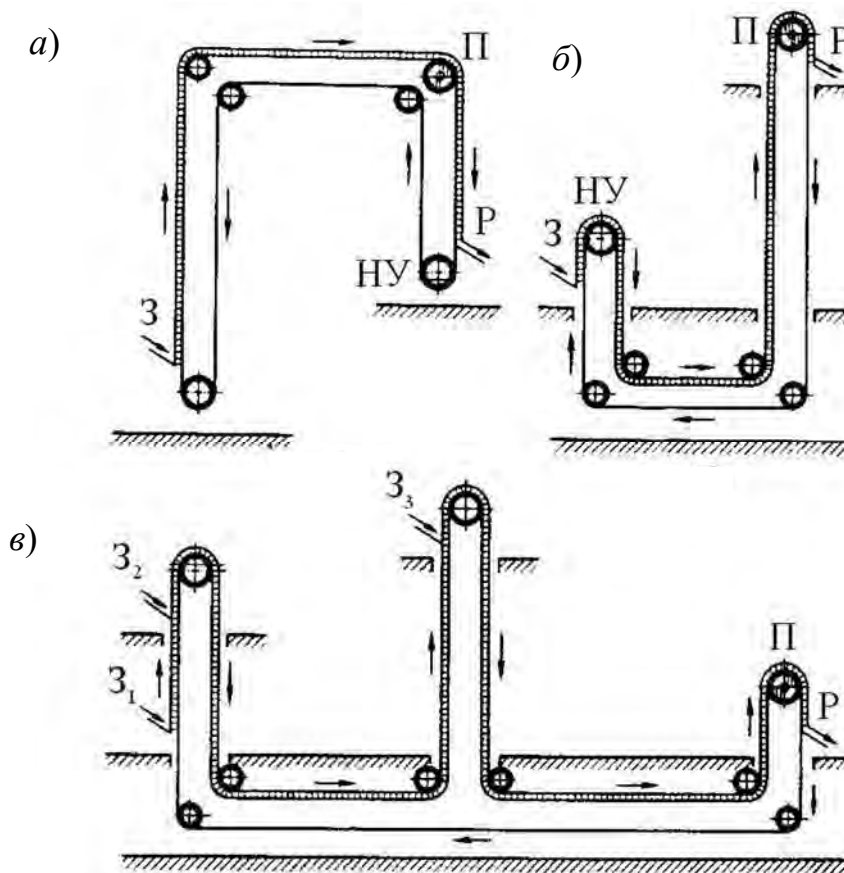


Рис. 7.9. Схемы трасс люлечных конвейеров: П – привод; НУ – натяжное устройство; З – зона загрузки; Р – зона разгрузки

Загрузка и разгрузка люлечных конвейеров выполняется на вертикальных участках вручную или автоматически с помощью специальных устройств. К основным параметрам относятся общая длина конвейеров до 150 м, высота вертикальных участков до 30 м, скорость до 0,35 м/с.

В люлечных конвейерах используют редукторный привод с тормозом обратного хода цепи для предотвращения обратного движения ходовой части загруженного конвейера в случае перерыва подачи тока.

Несущими элементами люлечных конвейеров являются люльки (подвески) разнообразных конструкций в зависимости от массы, формы и габаритных размеров перемещаемых грузов и способов загрузки и разгрузки. При автоматической загрузке и разгрузке применяют гребенчатые (колосниковые) люльки (см. рис. 7.8), которые разгружаются на ходу с помощью гребенчатых столов-лотков.

Тяговым элементом являются две пластинчатые катковые цепи с шагом 100; 125; 200; 250; 315 мм. Загрузочные и разгрузочные устройства выполняют в виде гребенчатых столов-лотков [1, 2].

Производительность люлечного конвейера

$$Z = \frac{3600vz_g}{a}, \quad (7.12)$$

где  $v$  – скорость конвейера, обычно  $v \leq 0,35$  м/с;  $z_g$  – количество штучных грузов, перемещаемых одной люлькой, шт.;  $a$  – шаг люлек, м.

Шаг люлек выбирают в зависимости от габаритных размеров штучных грузов и проверяют на проходимость люлек по криволинейным участкам трассы.

Тяговый расчет начинают с определения точки минимального натяжения цепей  $S_{\min}$ , обычно принимают  $S_{\min} = 2 \dots 3$  кН [1, 2].

Распределенную массу груза, приходящуюся на 1 м длины полотна конвейера, вычисляют по формуле

$$q = \frac{Z}{3,6v}. \quad (7.13)$$

Распределенную массу  $q_0$  движущихся частей определяют путем суммирования массы тяговых цепей и люлек.

Расчет необходимой мощности привода выполняют по общему алгоритму, определенному для других типов цепных конвейеров.

## 7.5. Пример расчета ковшового конвейера

Требуется рассчитать ковшовый конвейер, предназначенный для транспортирования рядовой железной руды.

Трасса конвейера сложная комбинированная (рис. 7.10). Загрузку осуществляют в начале нижнего горизонтального участка, разгрузку – в конце верхнего горизонтального участка опрокидыванием при помощи разгрузочных шин. Условия эксплуатации конвейера тяжелые: работа на открытом воздухе, интенсивное абразивное загрязнение.

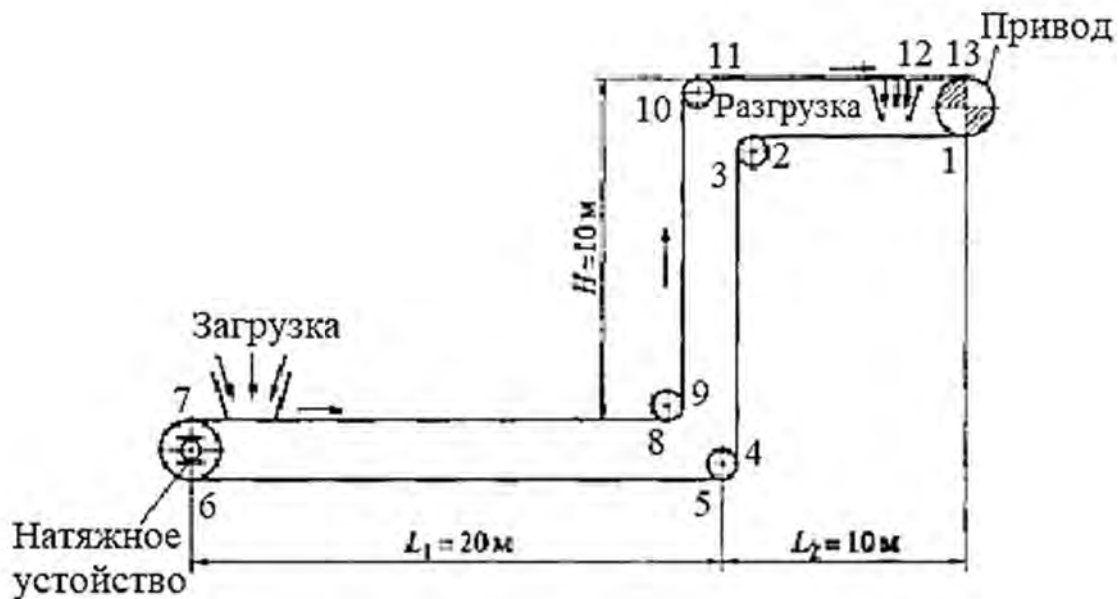


Рис. 7.10. Трасса конвейера: 1–13 – расчетные точки

Расчетная производительность конвейера  $Q = 250$  т/ч; геометрические параметры трассы:  $L_1 = 20$  м;  $L_2 = 10$  м;  $H = 10$  м. Размер типичного куска груза  $a' = 160$  мм; насыпная плотность груза  $\rho = 2,7$  т/м<sup>3</sup>; угол естественного откоса груза в покое  $\varphi = 40^\circ$ ; коэффициент трения груза по стальному настилу (минимальное значение)  $f_{zp} = 0,5$ ; угол трения груза о металлический настил  $\rho^* = \arctg f_{zp} = 26,5^\circ$ .

Выбирают сомкнутые ковши, чтобы не усложнять загрузочное устройство и не применять порционную подачу груза в ковш [1, 2].

Объемная производительность

$$V = \frac{Q}{\rho} = \frac{250}{2,7} = 92,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потребный объем ковша согласно формуле (7.1)

$$i_0 = \frac{Q a_k}{3,6 v \psi} = \frac{250 \cdot 0,63}{3,6 \cdot 0,315 \cdot 2,7 \cdot 0,85} = 60,5 \text{ л,}$$

где  $a_k$  – шаг ковшей,  $a_k = 0,63$  м;  $v$  – скорость конвейера,  $v = 0,315$  м/с;  $\psi$  – коэффициент заполнения ковшей,  $\psi = 0,85$ .

По табл. 7.2 выбирается ковш шириной  $B = 0,5$  м, длиной  $A = 0,595$  м,  $i_0 = 60$  л.

Табл. 7.2. Основные характеристики ковшовых конвейеров

Параметр	Ширина ковша $B$ , мм						
	400	500	650	800		1000	
Вылет ковша $A$ , мм	470	595	595	595	740	740	920
Шаг ковшей $a_k$ , мм	500	630	630	630	800	800	1000
Объем ковша $i_0$ , л	30	60	72.5	96	149	186	288
Шаг тяговой цепи $t_y$ , мм	500	630	630	630	800	800	1000
Распределенная масса ходовой части $q_0$ (приблизительно), кг/м	120	150	180	194	220	270	300
Объемная производительность конвейеров $V$ , м <sup>3</sup> /ч, при $v = 0,315$ м/с и $\psi = 0,85$	65	103	124	165	200	250	310
Наибольшие размеры кусков груза, мм:							
рядового	160	200	220	220	250	250	320
сортированного	100	125	160	160	200	200	250

Проверяются размеры ковша по условию размещения кусков груза:

$$A \geq X_3 a' = 3 \cdot 0,16 = 0,48 \text{ м.}$$

Распределенная масса груза

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{250}{3,6 \cdot 0,315} = 220 \text{ кг/м.}$$

Распределенная масса движущихся частей конвейера

$$q_0 = 300B = 300 \cdot 0,5 = 150 \text{ кг/м.}$$

Тяговый расчет конвейера проводят методом обхода по контуру. Обход начинается с точки наименьшего натяжения тягового элемента. В данном случае минимальное натяжение может быть в одной из двух точек – точке 1 или 4 (см. рис. 7.10):

$$q_0 g L_2 \omega < q_0 g H.$$

Если условие соблюдается, то  $S_{\min}$  находится в точке 4, если нет – в точке 1.

$$150 \cdot 9,8 \cdot 10 \cdot 0,12 = 1764 < 150 \cdot 9,8 \cdot 10 = 14700.$$

Условие соблюдается, следовательно, минимальное натяжение тягового элемента находится в точке 4, т. е.  $S_4 = S_{\min} = 2000$  Н.

При обходе трассы от точки 4 по направлению движения тягового элемента

$$S_5 = K_{4-5} S_4 = 1,03 \cdot 2000 = 2060 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + q_0 g L_1 \omega = 2060 + 150 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,12 = 5592 \text{ Н};$$

$$S_7 = K_{6-7} S_6 = 1,05 \cdot 5592 = 5872 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) g L_1 \omega = 5872 + (220 + 150) \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,12 = 14583 \text{ Н};$$

$$S_9 = K_{8-9} S_8 = 1,03 \cdot 14583 = 15020,5 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) g H = 15020,5 + (220 + 150) \cdot 9,81 \cdot 10 = 51317,5 \text{ Н};$$

$$S_{11} = K_{10-11} S_{10} = 1,03 \cdot 51317,5 = 52857 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{11} + (q + q_0) g L_2 \omega = 52857 + (220 + 150) \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 0,12 = 57213 \text{ Н};$$

$$S_{13} = S_{\max} = S_{12} + W_p = S_{12} + 2g(m_k + qa_k)f = S_{12} + W_p =$$

$$= 57213 + 2 \cdot 9,81(90 + 220 \cdot 0,63) \cdot 0,7 = 60349 \text{ Н},$$

где  $K$  – коэффициент сопротивления на отклоняющей звездочке;  $W_p$  – сопротивление на разгрузочном устройстве;  $m_k$  – масса ковша,  $m_k = 90$  кг;  $a_k$  – шаг

ковша,  $a_k = 0,63$  м;  $f$  – коэффициент трения упора ковша по направляющей шине,  $f = 0,6$ .

Для определения натяжений в точках 3–1 холостой ветви производят обход против направления движения полотна:

$$S_3 = S_4 + q_0 g H = 2000 + 150 \cdot 9,81 \cdot 10 = 16715 \text{ Н};$$

$$S_2 = \frac{S_3}{K_{3-2}} = \frac{16715}{1,03} = 16228 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_2 - q_0 g L_2 \omega = 16228 - 150 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 0,12 = 14462 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие на приводных звездочках

$$W_0 = S_{13} - S_1 = 60349 - 13462 = 45887 \text{ Н}.$$

Мощность приводного двигателя при КПД приводного механизма с учетом потерь на приводных звездочках  $\eta = 0,85$  и коэффициенте запаса  $k_3 = 1,15$  рассчитывается по формуле (3.55):

$$N = \frac{k_3 W_0 v}{\eta} = \frac{1,15 \cdot 45887 \cdot 0,315}{1000 \cdot 0,85} = 19,56 \text{ кВт}.$$

По полученному значению мощности выбирают двигатель 4AP200L8Y3 мощностью 22 кВт с частотой вращения  $730 \text{ мин}^{-1}$ .

По аналогии с существующими конструкциями принимают шаг цепи  $t_u = 630$  мм, приводную звездочку с числом зубьев  $z = 8$  [1, 2]. Частота вращения вала приводных звездочек

$$n_{3\phi} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,315}{3,14 \cdot 1,6} = 3,76 \text{ мин}^{-1},$$

где  $D_0$  – диаметр делительной окружности приводной звездочки,

$$D_0 = \frac{t_u z}{\pi} = \frac{0,63 \cdot 8}{3,14} = 1,6 \text{ м}.$$

Необходимое передаточное число между валом двигателя и валом приводных звездочек

$$u_{\phi} = \frac{n_{дв}}{n_{зв}} = \frac{730}{3,76} = 194,1.$$

Выбирают редуктор типа КЦ2 с передаточным числом  $u_{ред} = 73$ , а также открытую зубчатую пару с передаточным числом

$$u_{зубч} = \frac{n_0}{n_{ред}} = \frac{194,1}{73} = 2,66.$$

Фактическую производительность конвейера определяют по формуле

$$Q_{\phi} = 3,6 \frac{i_0}{a_k} v \psi \rho = 3,6 \frac{60}{0,63} 0,315 \cdot 0,85 \cdot 2,7 = 247,9 \text{ т/ч.}$$

Динамическое усилие на цепь рассчитывают по формуле (3.75), принимая  $k_u = 1,5$ ;  $k' = 1$ ;  $k'' = 0,75$ ;  $L_y < 120$  м;  $k_d = 2,5$ ; массу груза на конвейере  $m_z = q L_{zp} = 220 \cdot 40 = 8800$  кг; массу ходовой части конвейера  $m_k = q_0 L_y = 150 \cdot 80 = 12000$  кг:

$$S_{дин} = k_u (k' m_{zp} + k'' m_k) \frac{2\pi^2 v^2}{z^2 t_y} k_d = 1,5 (1 \cdot 8800 + 0,75 \cdot 12000) \times \\ \times \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,315^2}{8^2 \cdot 0,63} 2,5 = 3264 \text{ Н.}$$

Расчетное натяжение тяговой цепи

$$S_{расч} = \frac{S_{max} + S_{дин}}{C_n} = \frac{60349 + 3264}{1,8} = 35341 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи согласно формуле (2.2)

$$S_p = S_{расч} C_n = 35341 \cdot 10 = 3410 \text{ Н,}$$

где  $C_n$  – запас прочности пластинчатых цепей для конвейеров с круто-наклонными и вертикальными участками,  $C_n = 10$ .

По ГОСТ 588–81 выбирается втулочно-катковая цепь М450 с шагом 630 мм и разрушающей нагрузкой 450 кН.

Тормозной момент на валу двигателя, препятствующий обратному движению полотна конвейера под действием силы тяжести груза на вертикальном участке конвейера при выключении электродвигателя, находят по формуле (4.77):

$$T_{\tau} = (qgH - c_0(W_0 - qgH)) \frac{D_0 \eta_0}{2u_{\phi}} =$$

$$= (220 \cdot 9,81 \cdot 10 - 0,7(45887 - 220 \cdot 9,81 \cdot 10)) \frac{1,6 \cdot 0,85}{2 \cdot 194,1} = 16,0 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $c_0$  – коэффициент возможного уменьшения сопротивлений при обратном движении полотна конвейера,  $c_0 = 0,7$  [1, 2].

### ***Контрольные вопросы***

1. Назовите области применения и назначение ковшовых, скребково-ковшовых и люлечных конвейеров, перечислите их достоинства и недостатки.
2. Каковы конфигурации трасс ковшовых, скребково-ковшовых и люлечных конвейеров? Способы загрузки и разгрузки.
3. Назовите основные конструктивные особенности ковшовых и скребково-ковшовых конвейеров.
4. Какие существуют способы загрузки и разгрузки ковшовых, скребково-ковшовых и люлечных конвейеров?
5. Перечислите основные параметры и элементы скребково-ковшовых конвейеров.
6. Перечислите основные параметры и элементы ковшовых конвейеров.
7. Как устроена и работает разгрузочная тележка ковшового конвейера?
8. В чем заключается методика расчета ковшовых и скребково-ковшовых конвейеров?
9. Укажите назначение, общее устройство и основные параметры люлечных конвейеров.
10. Перечислите способы крепления и конструкции грузонесущих элементов люлечных конвейеров.



## 8. ПОДВЕСНЫЕ, ТЕЛЕЖЕЧНЫЕ, ГРУЗОВЕДУЩИЕ, ШТАНГОВЫЕ И ШАГАЮЩИЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 8.1. Подвесные конвейеры. Основные типы и конструктивные особенности, классификация, принцип действия

Подвесные конвейеры служат для перемещения разнообразных по форме, габаритным размерам и массе штучных грузов – полуфабрикатов, сборочных единиц и готовых изделий – по замкнутому контуру сложной пространственной трассы со скоростью 0,1...45 м/мин. На подвесном конвейере транспортируемые грузы размещаются на подвесках или в коробах, подвешенных к кареткам или тележкам, движущимся вместе с ходовой частью по подвесному направляющему пути [1, 2].

Подвески загружаются и разгружаются на ходу конвейера вручную или автоматически. Во время транспортирования грузы подвергаются различным технологическим операциям (механической очистке в пескоструйных камерах, мойке и травлению в химических ваннах, окраске, сушке, термообработке, складированию, сборке и т. д.).

Подвесные конвейеры используют в машиностроительной, химической, пищевой и других отраслях промышленности.

Подвесные конвейеры классифицируют по способу соединения тяговой цепи с подвеской, по характеру перемещения грузов:

- **грузонесущий конвейер** имеет каретки с подвесками, прикрепленные к цепи и перемещающиеся по постоянной трассе подвесных путей;
- **грузотолкающий конвейер** имеет неприкрепленные к тяговой цепи тележки с подвесками, которые движутся по отдельному подвесному пути при помощи толкателей, закрепленных на тяговой цепи и толкающих находящиеся перед ними тележки с грузами. Цепь с каретками и толкателями движется по тяговому подвесному пути, а тележки с грузами – по самостоятельному грузовому пути;
- **несуще-толкающий конвейер** представляет собой сочетание грузонесущего и толкающего конвейеров. У конвейера такого типа к тяговой цепи крепятся каретки с крюками-толкателями, подвеска с грузом прикреплена к грузовой тележке и перемещается на одних участках трассы проталкиванием (как у толкающего конвейера), на других – в подвешенном состоянии на крюке каретки (как у грузонесущего конвейера);
- **грузоведущий конвейер** перемещает напольные тележки с грузом, которые передвигаются по полу склада или цеха. Тележки имеют

вертикальную ведущую штангу, взаимодействующую с толкателем каретки, которая соединена с тяговой цепью и перемещается по подвесному пути;

– **несуще-грузоведущий конвейер** перемещает напольные тележки, шарнирно прикрепленные к каретке, движущейся по подвесному пути. На одних участках трассы тележка перемещается по полу цеха или склада, на других – поднимается и транспортируется в подвешенном состоянии (с одного уровня на другой) [1, 5].

Конструкции всех типов подвесных конвейеров имеют много общего, в них используются унифицированные тяговые цепи, приводы, поворотные и натяжные устройства. Существенные отличия имеют ходовые пути, тележки и другие специфические сборочные единицы и элементы.

**Подвесные грузонесущие конвейеры.** Подвесной грузонесущий конвейер (рис. 8.1) состоит из тягового элемента, замкнутого по контуру трассы, с прикрепленными к нему каретками, к которым шарнирно подвешены подвески с транспортируемыми грузами [1, 5].

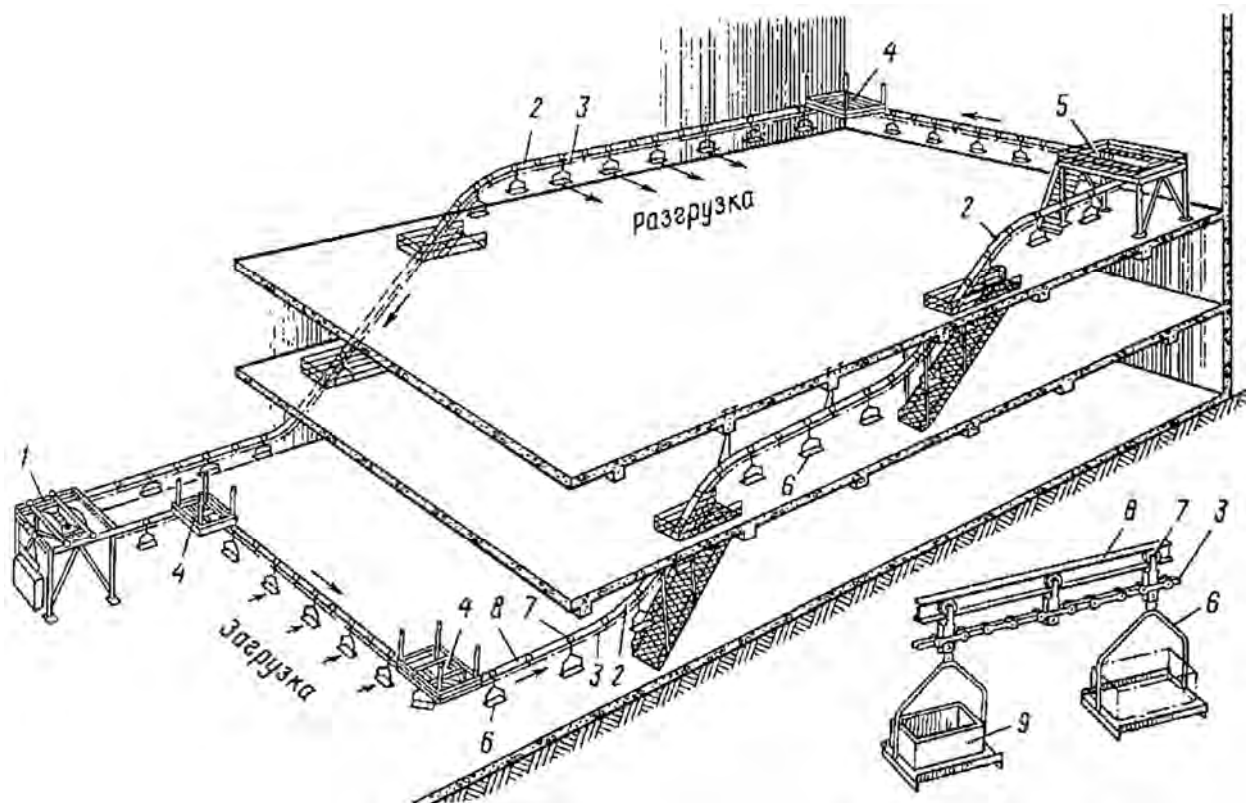


Рис. 8.1. Подвесной грузонесущий конвейер: 1 – натяжное устройство; 2 – вертикальные перегибы трассы; 3 – тяговый элемент; 4 – поворотные устройства; 5 – привод; 6 – подвески; 7 – каретки; 8 – подвесной путь; 9 – груз

Тяговый элемент с каретками и подвесками движется при помощи привода по замкнутому подвесному пути, подвешенному к элементам или

опорным конструкциям здания. Необходимое натяжение тягового элемента обеспечивается натяжным устройством.

Основными параметрами подвесных конвейеров являются массовая производительность  $Q$ , т/ч, штучная производительность  $Z$ , шт./ч, скорость цепи  $v$ , м/с, шаг цепи  $t_c$ , м, грузоподъемность каретки  $N_c$ , кг. Подвесные конвейеры классифицируются по характеру привода – одноприводные и многоприводные, по типу тягового элемента – цепные и канатные [1, 5].

Преимуществами подвесных конвейеров являются пространственная трасса, позволяющая обслужить полный производственный цикл не только в одном помещении, но и в рядом расположенных зданиях, приспособляемость трассы к возможным изменениям технологического процесса, возможность создания на конвейере запаса изделий, малый расход энергии, возможность широкого применения автоматизации [1, 5].

Тяговым элементом подвесных конвейеров, расположенных в горизонтальной плоскости, служит цепь или канат; для конвейеров с пространственной трассой используют специальные (разборные) цепи, которые обеспечивают повороты в горизонтальной и вертикальной плоскостях [1, 5].

Грузонесущими элементами являются каретки грузовые (одинарные и траверсные), служащие для крепления подвески с грузом и перемещения их по подвесным путям, и опорные (поддерживающие), устанавливающиеся между грузовыми и служащие для поддержки цепи и уменьшения ее провеса. Конструкция каретки зависит от типа направляющих путей, по которым она перемещается. Каретка (рис. 8.2) подвесного конвейера состоит из двух катков с консольными осями и подшипниками, кронштейнов и прокладки [1, 5].

Катки кареток безребордные, профиль обода катка зависит от профиля пути. Наиболее целесообразным исполнением каретки является конструкция катка-подшипника со сфероконическим ободом (как единый комплект), обеспечивающая высокую надежность. Кронштейны кареток должны иметь высокую прочность и жесткость при минимальной массе.

Шаг кареток (рис. 8.3) зависит от шага подвесок с грузом и необходимых радиусов вертикальных перегибов. С уменьшением шага кареток радиус уменьшается. Для конвейеров с вертикальными перегибами каретки устанавливают на расстоянии 4–10 шагов цепи, но не более 960 мм. На горизонтальных конвейерах без вертикальных перегибов шаг кареток увеличивается до 1600 мм. Шаг кареток для разборных и круглозвенных цепей должен быть кратным двум шагам цепи.

Для конвейеров с пространственной трассой шаг кареток обычно принимается не более 6–10 шагов цепи. Если шаг подвесок больше, то между грузовыми устанавливают опорные каретки, тогда шаги кареток могут быть одинаковыми или неодинаковыми [1, 5].

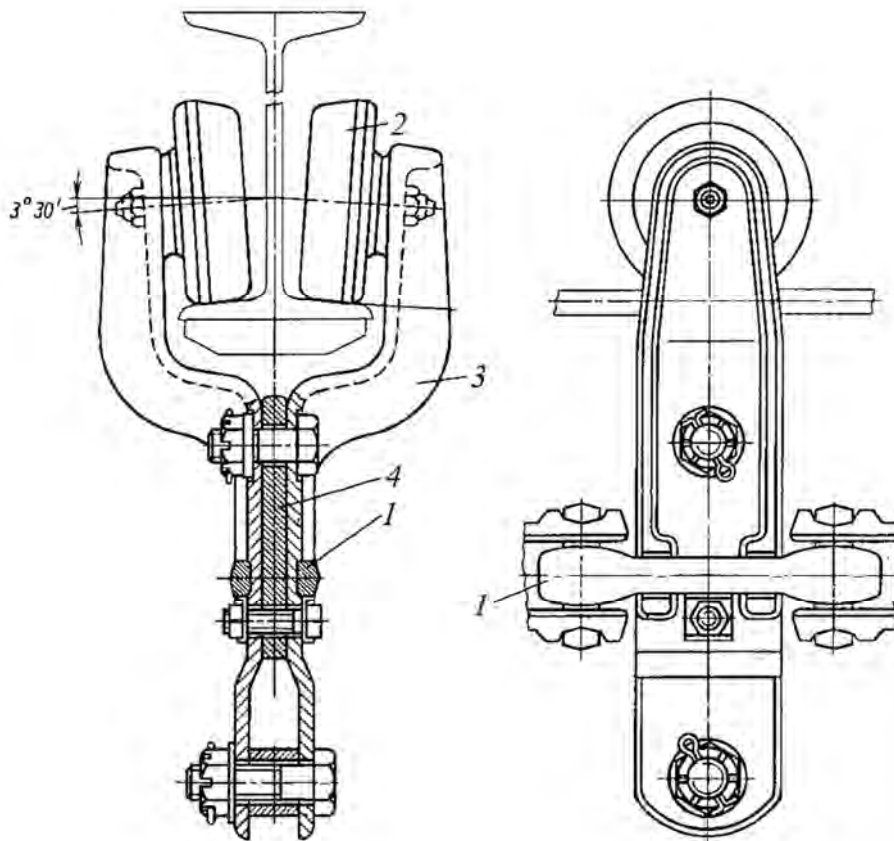


Рис. 8.2. Каретка подвешного грузонесущего конвейера: 1 – цепь; 2 – каток; 3 – кронштейн; 4 – прокладка

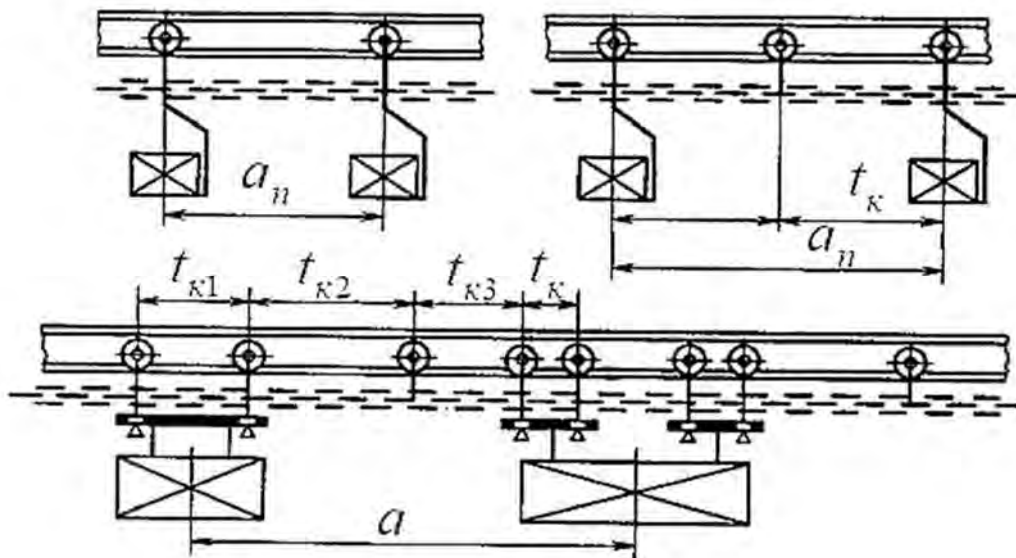


Рис. 8.3. Схема установки одинарных и траверсных кареток на тяговой цепи

Для конвейеров с вертикальными перегибами шаг кареток  $t_k = (4 \dots 10) t_{ц}$ , при большем шаге устанавливают вспомогательные каретки для предотвращения чрезмерного провисания цепи.

**Поворотные устройства** (рис. 8.4) служат для изменения направления движения тягового элемента на горизонтальных поворотах и устанавливаются на стойках с консолями, на кронштейнах, тягах и конструкциях, подвешиваемых к перекрытию здания. Выбор поворотного устройства зависит от конструкции тягового элемента, его натяжения, радиуса и угла поворота.

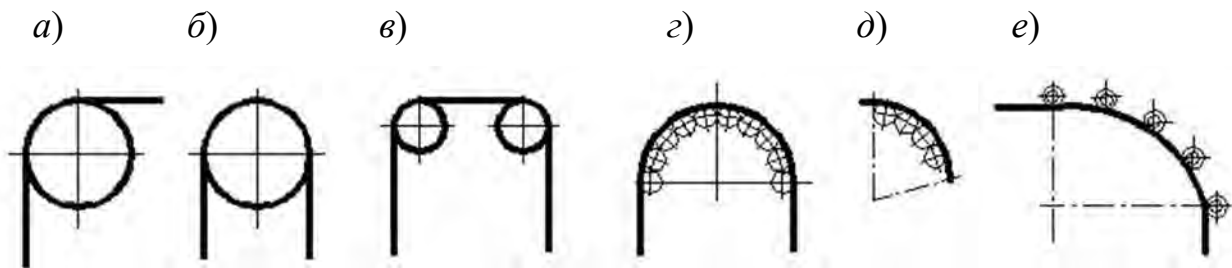


Рис. 8.4. Схемы горизонтальных поворотов подвесных конвейеров: *a–в* – на звездочках или блоках; *г, д* – на роликовой батарее; *е* – на направляющей шине

Поворотное устройство со звездочкой применяют для разборной, пластинчатой и других цепей. Поворотные звездочки имеют 6–13 зубьев, диаметр начальной окружности 300...1300 мм, изготавливаются из стали 35Л, из серого чугуна или сварными из листовой стали Ст 3 [1, 5].

Поворотные блоки разделяют по профилю обода: с гладким ободом и с выемкой. Поворотные блоки используют для пластинчатых, разборных, круглозвенных цепей и канатов. Блоки имеют диаметр 300...1200 мм, изготавливаются из серого чугуна или свариваются из стали. Звездочки и блоки устанавливают на подшипниках качения на неподвижной оси опоры, которая закрепляется на металлоконструкции [1, 5].

Роликовая батарея (рис. 8.5) представляет собой ряд стационарных роликов, расположенных по дуге.

Оси роликов крепятся на неподвижном каркасе на металлоконструкции или на ходовом пути. Ролики изготавливают из серого чугуна или из стали 40. Диаметр роликов – 70 мм, шаг роликов – 90...170 мм. Роликовые батареи применяют для разборных или пластинчатых цепей [1, 5].

Направляющие шины представляют собой изогнутый по радиусу участок ходового пути и используются для двухшарнирных и стержневых цепей.

Поворотные устройства устанавливают на металлических стойках с консолями, на кронштейнах, тягах и конструкциях, подвешиваемых к перекрытию здания [1, 5].

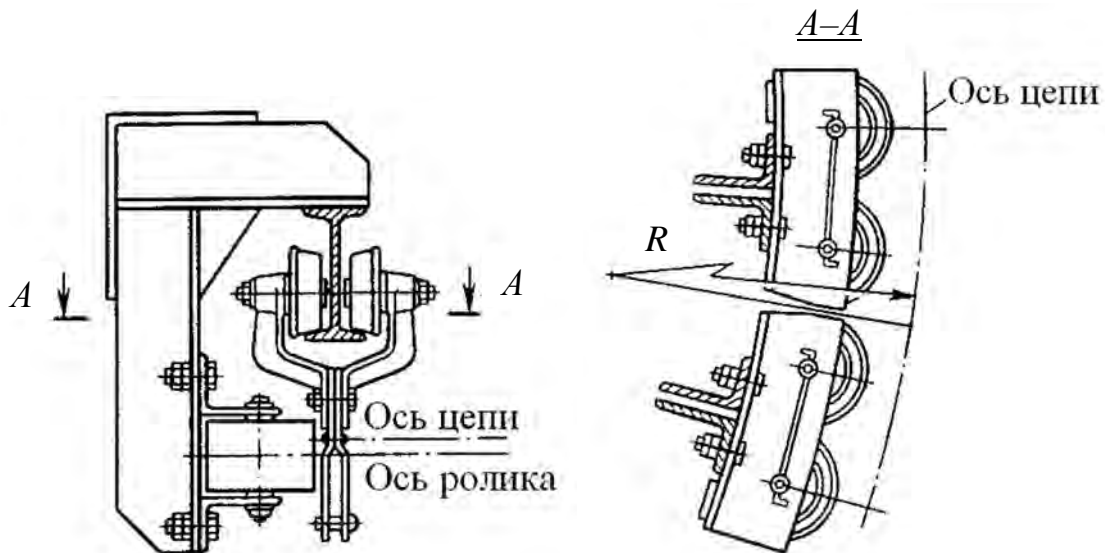


Рис. 8.5. Поворотное устройство подвешенного конвейера на роликовой батарее

Радиус поворота пути в горизонтальной плоскости зависит от типа и размеров поворотного устройства и типа тягового элемента. Радиус поворота пути на звездочке выполняют меньше радиуса ее начальной окружности. При повороте на блоках с гладкими ободами радиус поворота пути определяют с учетом расположения тягового элемента и каретки на блоке.

Радиус вертикальных перегибов трассы конвейера зависит от натяжения цепи, конструктивного соединения цепи с кареткой, расстояния между каретками, типа, конструкции и шага цепи, профиля направляющего подвешенного пути. Вертикальные подъемы и спуски на трассе конвейера (рис. 8.6) обеспечиваются применением двухшарнирной или секционной цепи с шарнирной подвеской в виде жесткого треугольника (или консольного стержня) [1, 5].

При установке на конвейере кареток с шагами разной величины радиусы перегибов выбирают по наибольшим шагам, радиусы вертикальных перегибов принимают одинаковыми для увеличения срока эксплуатации цепей, путей и кареток. При сочетании горизонтального поворота с вертикальным перегибом между начальными и конечными точками перегибов необходимы прямые участки для исключения возможности изгиба звеньев цепи в двух направлениях.

На вогнутых кривых вертикальных поворотов путей устанавливаются направляющие контршины для устранения чрезмерного подъема кареток и правильного направления их движения (рис. 8.7).

Подвесной путь, по которому движутся каретки, поддерживающие цепь и подвески с грузами, называют направляющим или ходовым. Конфигурация направляющего пути зависит от профиля трассы конвейера.

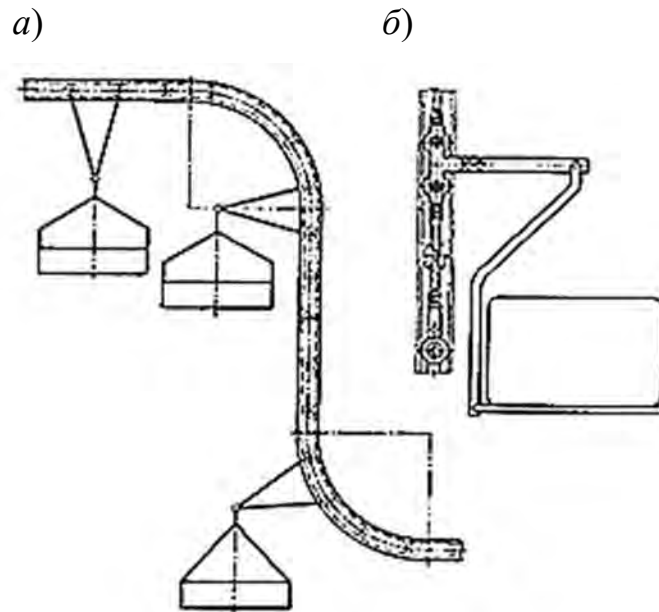


Рис. 8.6. Участки трассы подвесного грузонесущего конвейера с вертикальными перегибами с шарнирной подвеской: *a* – в виде треугольника; *б* – в виде консольного стержня

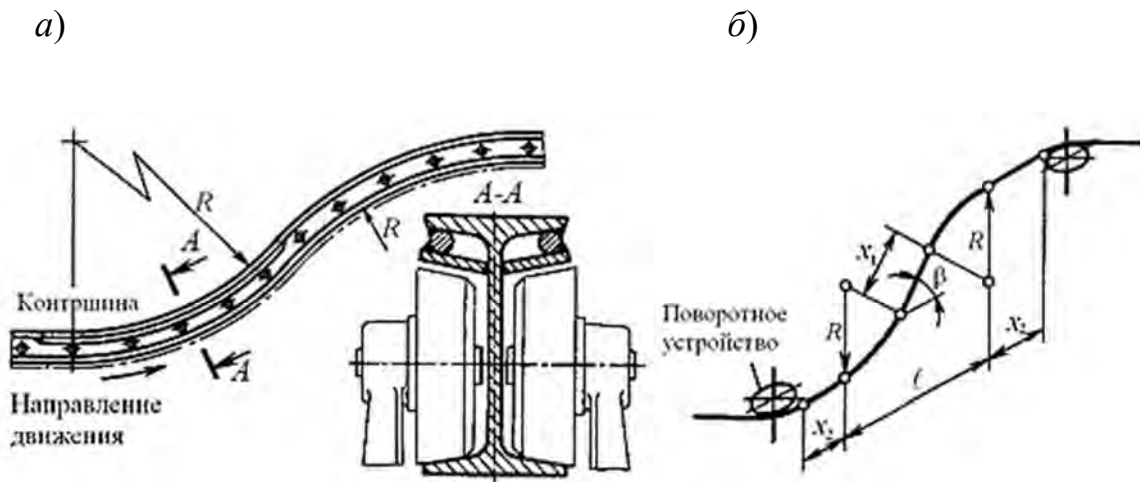


Рис. 8.7. Схемы вертикальных перегибов подвесного пути: *a* – расположение контршин; *б* – сочетание вертикальных и горизонтальных поворотов

Направляющий путь выполняют из балок двутаврового сечения, фасонных гнутых профилей или уголкового проката из сталей марок Ст 3 или 14Г2. Однобалочные пути (рис. 8.8, *a–в*) изготавливают из двутавровых балок, из труб или коробчатых профилей [1, 5].

Двухбалочные пути (рис. 8.8, *г*) выполняют из двух прокатных или гнутых уголков либо двух специальных гнутых профилей.

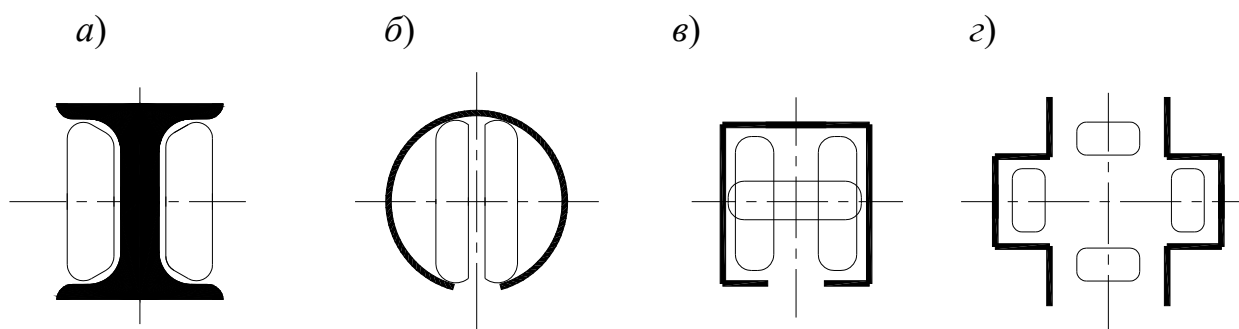


Рис. 8.8. Профили подвесного пути: *а–в* – однобалочные; *г* – двухбалочные

Путь из двутавровых балок применяется на конвейерах среднего и тяжелого типов, его преимуществами являются простота изготовления и монтажа, жесткость и возможность использования верхних полок в качестве контршин. Пути из уголков и фасонных профилей устанавливаются на конвейерах среднего, легкого и весьма легкого типов. К их преимуществам относятся малая масса, возможность использования кареток с цилиндрическими катками, наличие промежутка между путями, что обеспечивает вертикальные перегибы с малым радиусом; недостатками являются малая жесткость и трудоемкость монтажных работ [1, 5].

Пути изготовляют отдельными секциями, соединяют между собой раздвижными и неподвижными стыками, которые выполняют сварными и болтовыми с центрирующей накладкой. Стыки располагают на 1...1,5 м от опоры. Балки пути подвешиваются к конструкциям здания или к отдельным поддерживающим стойкам, чтобы не загромождать производственные площади. Подвесные пути рассчитывают на прочность по методам строительной механики.

**Приводы** подвесных конвейеров для всех типов цепей угловые со звездочкой и прямолинейные гусеничные, для каната и круглозвенной цепи используют фрикционные приводы. Угловой привод со звездочкой устанавливают в местах горизонтального поворота трассы конвейера на  $90^\circ$  или  $180^\circ$ , гусеничный привод – на горизонтальных прямолинейных участках трассы. Механизмы гусеничного привода размещают на подвижной раме, которая может перемещаться внутри неподвижной рамы подвесного пути [1, 5].

Приводы подвесных конвейеров обеспечивают постоянную или переменную скорость. Плавное изменение скорости достигается за счет вариатора скорости, гидромотора или электродвигателя постоянного тока. Привод устанавливается в точке максимального натяжения тяговой цепи – после длинных тяжело нагруженных горизонтальных участков или больших подъемов для получения оптимальных величин тягового усилия и натяжения цепи (чтобы на участках трассы, имеющих большое количество поворотов,



натяжения тягового элемента и величины сил сопротивлений были минимальными).

В многоприводном конвейере периодически устанавливают несколько приводных механизмов. В системе совместно работающих приводов все приводные механизмы конвейера должны иметь электродвигатели с одинаковыми характеристиками и одинаковое передаточное число [1, 5].

**Натяжные устройства** подвесных конвейеров – грузовые (имеют наибольшее применение), пневматические, гидравлические, пружинно-винтовые и винтовые – устанавливаются на повороте трассы на  $180^\circ$  в зоне малых натяжений, непосредственно после привода или после спуска.

Количество натяжных устройств на конвейерах с объединенным приводом должно быть равно количеству приводных звездочек во избежание перенапряжения цепи при неравномерном ее изнашивании. В многоприводных конвейерах количество натяжных устройств равно количеству комплектов приводных механизмов. На конвейерах легкого типа натяжное устройство иногда объединяют с приводом, что позволяет исключить одно-два поворотных устройства.

**Подвески** являются грузонесущими элементами подвесного конвейера. Они имеют разнообразные конструкции, которые зависят от свойств груза, его размеров и массы, назначения конвейера, способа загрузки и разгрузки. Подвески выполняются в виде этажерок, лотков, крюков, захватов, коробов и другого и имеют шарнирное крепление к каретке или траверсе для обеспечения вертикального положения на наклонных участках и надежного положения груза.

Подвеска должна быть прочной, экономичной, удобной для загрузки и разгрузки, надежной и безопасной для перемещения грузов на горизонтальных и наклонных участках трассы конвейера. Загрузка и разгрузка подвесок производятся вручную, при помощи грузоподъемных устройств, полуавтоматически или автоматически (рис. 8.9 и 8.10) [1, 5].

**Система автоматического адресования** подвесок обеспечивает автоматическую загрузку и разгрузку в обусловленных местах.

Автоматическая разгрузка подвесок производится следующим образом: системой автоматического адресования подвеске задается пункт – адрес разгрузки; подвеска на ходу конвейера адресоносителем включает исполнительный механизм, при помощи которого подвеска или ее опорная часть освобождается от груза либо груз передается на устройство вне конвейера.

По способу управления различают системы децентрализованного (местного) и централизованного (с общего пульта) адресования, а также комбинированные системы управления.

Элементами адресования (информации) являются диски, штыри, клавиши, выступы и контакты, комбинация расположения которых на адресоносителе задает определенный адрес транспортируемому грузу [1, 6].

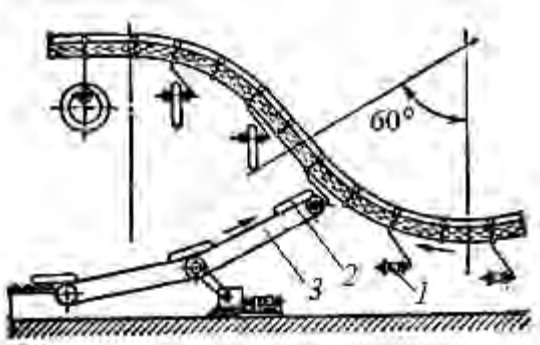


Рис. 8.9. Схема полуавтоматической загрузки на наклонном участке пути: 1 – подвеска; 2 – груз; 3 – ленточный конвейер

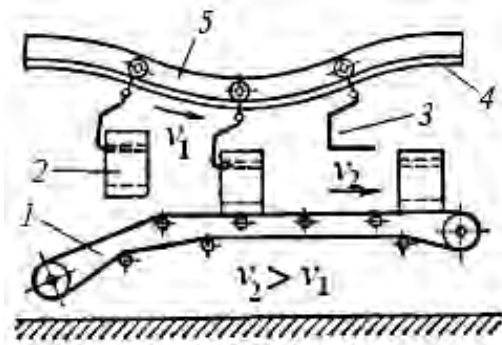


Рис. 8.10. Схема полуавтоматической загрузки и разгрузки с вертикальным перегибом пути: 1 – ленточный конвейер; 2 – груз; 3 – подвеска; 4 – цепь; 5 – подвесной путь

**Контрольные и предохранительные устройства.** Для исключения возможности падения перемещаемых грузов на всех подъемах и спусках трассы, а также на горизонтальных участках, расположенных над проходами и проездами, устанавливаются ограждения в виде лотка, которые выполняются из стальной сетки или листовой стали, укрепляются на рамке, подвешенной к ходовой части конвейера.

Случайные перегрузки привода и ходовой части конвейера контролируются установленными в приводе срезными штифтами и упорными пружинами. Для предохранения от аварии при случайном обрыве цепи на конвейере располагают специальные ловители, захватывающие цепь или каретки при обрыве цепи.

Положения тележки и грузов натяжного устройства контролируются конечными выключателями, установленными на раме натяжного устройства. Исследование состояния цепи проводится вручную или автоматически. Конвейер (система подвесных конвейеров) имеет центральный пульт управления, на котором расположены пусковое и сигнальное устройства, лампы световой сигнализации, мнемосхема трассы с указанием пунктов загрузки и разгрузки конвейера [1, 6].

На пульте отражается и фиксируется положение всех конечных выключателей, установленных на трассе конвейера, располагаются счетчики грузов. Современные конвейерные комплексы оснащены автоматизированной системой видеонаблюдения с устройствами электронного слежения, информация с которых оперативно передается на процессор центра управления [1, 6].

**Расчет подвесных конвейеров.** Наименьший шаг подвесок  $a_{\min}$  должен обеспечивать свободную проходимость грузов на горизонтальных поворотах

с наименьшим радиусом  $R_{\min}$  и на вертикальных перегибах с наибольшим углом наклона (рис. 8.11).

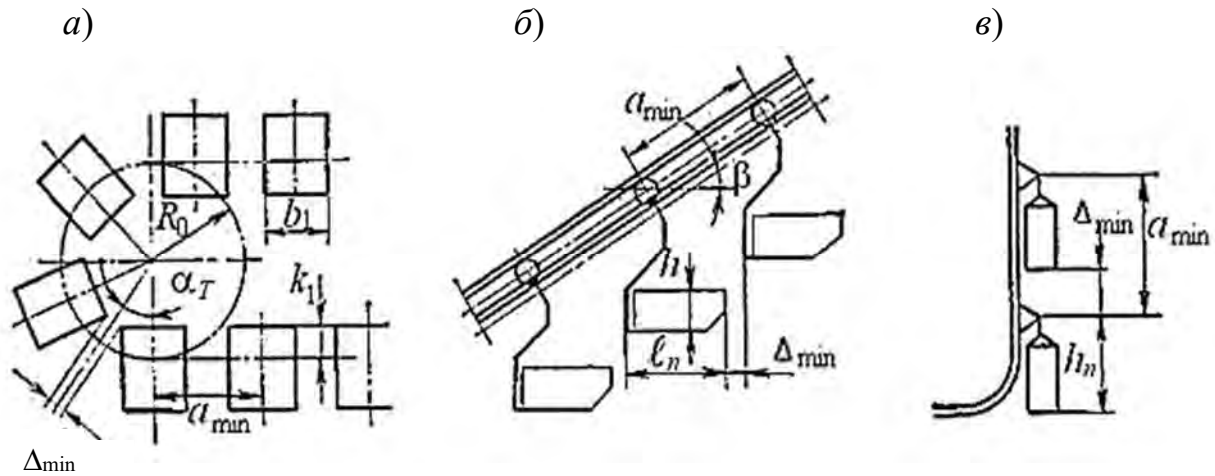


Рис. 8.11. Схемы для расчета шага подвесок на участке: *a* – горизонтальном; *б* – наклонном; *в* – вертикальном

Минимальный шаг подвесок проверяют по условию свободной проходимости

$$a_{n\min} = \frac{l_{\max} + \Delta_{\min}}{\cos \beta}, \quad (8.1)$$

где  $l_{\max}$  – максимальная длина подвески с грузом;  $\Delta_{\min}$  – минимальный зазор между подвесками и грузом,  $\Delta_{\min} = 0,15 \dots 0,2$  м;  $\beta$  – угол наклона трассы к горизонтали ( $\beta \leq 45^\circ$ ).

На вертикальных участках

$$a_{\min} = h_n + \Delta_{\min}, \quad (8.2)$$

где  $h_n$  – максимальная высота подвески, м.

Шаг подвесок должен быть кратным двум шагам цепи. Скорость движения тяговой цепи  $v = 3 \dots 25$  м/мин зависит от массы грузов, производительности и способов загрузки и разгрузки.

Тяговый расчет подвесного конвейера производится по аналогии с расчетами других конвейеров. Точкой минимального натяжения является точка в начале участка после наиболее загруженного спуска или точка сбегания цепи с приводной звездочки (у горизонтального конвейера). Обычно  $S_{\min} = 500 \dots 1000$  Н [1, 5].

Расчетные линейные нагрузки на обратной  $q_0$  и грузовой  $q$  ветвях

$$q_0 = q_u + \frac{m_k}{t_k} + \frac{m_n}{a_n}; \quad (8.3)$$

$$q = q_0 + \frac{m_z}{a_n}, \quad (8.4)$$

где  $m_n$ ,  $m_k$ ,  $m_z$  – масса подвески, каретки и груза соответственно, кг;  $a_n$  – шаг подвесок, м;  $t_k$  – шаг кареток, м;  $q_u$  – линейная нагрузка от тягового элемента, Н/м.

Максимальное расчетное натяжение тягового элемента

$$S_{\max} = S_0 K_m + \omega(qL_z + q_0L_x)g(1 + BK_m) + qgH, \quad (8.5)$$

где  $S_0$  – первоначальное натяжение цепи,  $S_0 = S_{\min}$ ;  $K_m$  – суммарный коэффициент сопротивлений движению кареток;  $\omega$  – коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке;  $L_z$ ,  $L_x$  – горизонтальные проекции загруженной и холостой ветвей конвейера, м;  $B$  – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов трассы,  $B = 0,3 \dots 0,5$  [1, 5];  $H$  – максимальная высота подъема, м.

По полученному натяжению выбирают тяговую цепь.

Подробный тяговый расчет производится путем последовательного суммирования сил сопротивления движению кареток на отдельных участках трассы.

Тяговое усилие на приводной звездочке и необходимую мощность двигателя определяют при максимальных скоростях и нагрузке, электродвигатель и редуктор выбирают по каталогу.

**Подвесные грузотолкающие конвейеры.** Подвесной грузотолкающий конвейер имеет замкнутую тяговую цепь с прикрепленными к ней каретками, которые перемещаются по верхним ходовым (тяговым) путям. Контур тяговой цепи располагается в одной плоскости или в пространстве и приводится в движение угловым или прямолинейным приводом. Основное оборудование толкающих конвейеров унифицировано с грузонесущими конвейерами, но подвесной толкающий конвейер значительно сложнее и дороже.

Основное отличие толкающего конвейера от грузонесущего состоит в том, что у толкающего конвейера подвеска с грузом при помощи толкателя подвешивается к тележке, движущейся по отдельному подвесному грузовому

пути. Толкатели прикреплены к звену цепи или каретке, тележка к тяговой цепи не прикрепляется. Каретки и толкатели, соединенные общим контуром тяговой цепи, движутся по отдельному тяговому пути, который расположен параллельно грузовому [1, 5].

Использование толкающего конвейера целесообразно на транспортно-технологических линиях для одновременного транспортирования, выполнения технологических операций и складирования разнообразных штучных грузов, узлов и агрегатов в различных отраслях промышленности.

Повороты путей подвесных грузотолкающих конвейеров в горизонтальной плоскости осуществляются поворотными устройствами, в вертикальной плоскости – изгибом тягового и грузового путей, как у грузонесущего конвейера; первоначальное натяжение цепи осуществляется натяжным устройством.

Тяговая цепь, привод, поворотные и натяжные устройства грузонесущего и толкающего конвейеров имеют одинаковую конструкцию и параметры. Отсутствие крепления тяговой цепи к тележке и наличие двух отдельных путей (тягового для кареток с цепью и грузового для тележек с грузом) позволяют свободно включать и отключать тележки от контура действия тяговой цепи, переводить их на ответвления путей с помощью автоматически управляемых передаточных устройств и останавливать на ходу конвейера в заданных местах трассы при помощи остановов или автостопов [1, 5].

Основными элементами подвесных толкающих конвейеров являются:

- **грузовые тележки**, используемые для перемещения подвески с грузом по грузовым путям. Тележки выполняют с двумя, четырьмя и шестью катками;

- **толкатели**, служащие для перемещения тележки по грузовым путям. Толкатели установлены на звене тяговой цепи между двумя каретками или на каретке. Выбор конструкции толкателя определяется назначением и конструкцией конвейера;

- **ходовые пути**. Для конвейеров легкого и среднего типов грузоподъемностью 125 кг включительно ходовые пути изготавливают штамповкой из фасонных гнутых профилей из листовой стали толщиной 2,5...4 мм, для конвейеров среднего и тяжелого типов с тележками грузоподъемностью 125 кг и более – из прокатной стали двутаврового и швеллерного профилей из стали 30Г;

- **автостопы** – механизмы для отцепления тележки от толкателя движущейся цепи;

- **остановы** – механизмы для остановки тележки в заданном месте грузового пути;

- *передаточные устройства*, предназначенные для перемещения тележки или сцепы с одного конвейера на другой;

- *опускные и выдвижные секции* – механизмы для вертикального (стационарная секция) и горизонтально-вертикального (передвижная секция) перемещения отрезка грузового пути с тележкой или сцепом с одного уровня трассы на другой;

- *предохранительные устройства* (как у грузонесущих конвейеров). На подъемах и спусках трассы устанавливаются ловители тележек, случайно отсоединившихся от толкателей (принцип действия и порядок размещения ловителей тележек такие же, как и ловителей цепи);

- *система автоматического адресования*. В толкающих конвейерах, кроме обеспечения автоматической загрузки и разгрузки подвесок, автоматическое адресование служит для распределения тележек по ответвлениям (заданному маршруту следования) в общей системе путей конвейера, количественного и номенклатурного учета перемещаемых грузов, контроля их движения и пооперационного включения некоторых технологических устройств.

По взаимному расположению тягового и грузового путей различают вертикальные и горизонтальные толкающие конвейеры. Тяговый и грузовой пути соединяют между собой и подвешивают к перекрытию здания или отдельным металлоконструкциям [1, 5].

Основным параметром толкающего конвейера является грузоподъемность тележки. Общая протяженность трассы толкающих конвейеров на современных технологических линиях достигает 100 км и более. Недостатками толкающего конвейера по сравнению с грузонесущим являются сложность конструкции и управления, высокая масса и стоимость, увеличенные габариты по высоте, высокий расход энергии. Однако при рациональном использовании подвесные и толкающие конвейеры обеспечивают высокую эффективность и окупаются в небольшие сроки.

Использование толкающего конвейера позволяет объединить в единую автоматизированную систему отдельные различные по ритму транспортные и технологические линии с многочисленными разветвлениями, объединяемыми несколькими тяговыми трассами [1, 5].

**Подвесные несущие-толкающие конвейеры.** Подвесной несущий-толкающий конвейер представляет собой сочетание грузонесущего и толкающего конвейеров: на транспортных участках трассы такой конвейер работает как грузонесущий, на участках складирования, распределения, технологических операций – как толкающий конвейер [1, 5].

Подвесной несущий-толкающий конвейер имеет тяговый путь, каретки, цепь, привод, поворотные и натяжные устройства грузонесущего конвейера. К каретке шарнирно прикреплен крюк-толкатель. На транспортных участках

грузовая тележка с захватной скобой и подвеской перемещается в подвешенном состоянии (как на грузонесущем конвейере). На участках с технологическими операциями устанавливаются грузовые пути с направляющими для крюка-толкателя. Перед технологическим участком грузовая тележка выходит из зацепления с кареткой и проталкивается как на толкающем конвейере.

Распределение тележек выполняется с помощью системы автоматического адресования. Переход тележки от грузонесущего конвейера к толкающему производится автоматически на ходу конвейера. Несущие-толкающие конвейеры перемещают грузы массой 50...500 кг при скоростях до 12 м/мин.

**Подвесные грузоведущие конвейеры.** В подвесном грузоведущем конвейере груз располагается на напольной тележке, которая перемещается с помощью захвата или толкателя, закрепленного на каретке. Передние катки тележки установлены на поворотной оси, а задние жестко соединены обоймой. Такая конструкция обеспечивает хорошую проходимость тележек на поворотах трассы. На ведущей стойке напольной тележки установлен адресоноситель системы автоматического адресования. Тележки распределяются с помощью стрелок на направляющих путях, на отводных путях тележки передвигаются с помощью дополнительных подвесных конвейеров.

Грузоведущие конвейеры имеют скорость до 45 м/мин, т. к. нет опасности раскачивания грузов. Расположение грузов на устойчивой тележке, движущейся по полу (сила тяжести груза передается на пол, а не на подвесной путь), дает возможность грузонесущему конвейеру перемещать грузы массой до 2500 кг со скоростью до 0,7 м/с. Недостатком является верхнее приложение тягового усилия, обуславливающее в отдельных случаях возможность опрокидывания тележки на наклонных участках трассы и при большой массе груза [1, 5].

Грузоведущие конвейеры используются на складах, в багажных отделениях и других местах, где необходимо сортирование и распределение штучных грузов на большой площади.

**Подвесные несущие-грузоведущие конвейеры.** Подвесной несущие-грузоведущий конвейер на подъемах и спусках работает как грузонесущий, на горизонтальных участках – как грузоведущий. Напольная грузовая тележка (рис. 8.12) крепится к каретке рычажным захватом: в зависимости от участков трассы транспортируется как подвеска на грузонесущем или как тележка на грузоведущем конвейере.

Основными параметрами несущие-грузоведущего конвейера являются грузоподъемность тележки до 1000 кг, скорость транспортирования до 0,2 м/с, углы наклона на подъемах и спусках трассы до 30°. Элементами несущие-

грузоведущего конвейера является унифицированное оборудование подвесных и грузонесущих конвейеров.

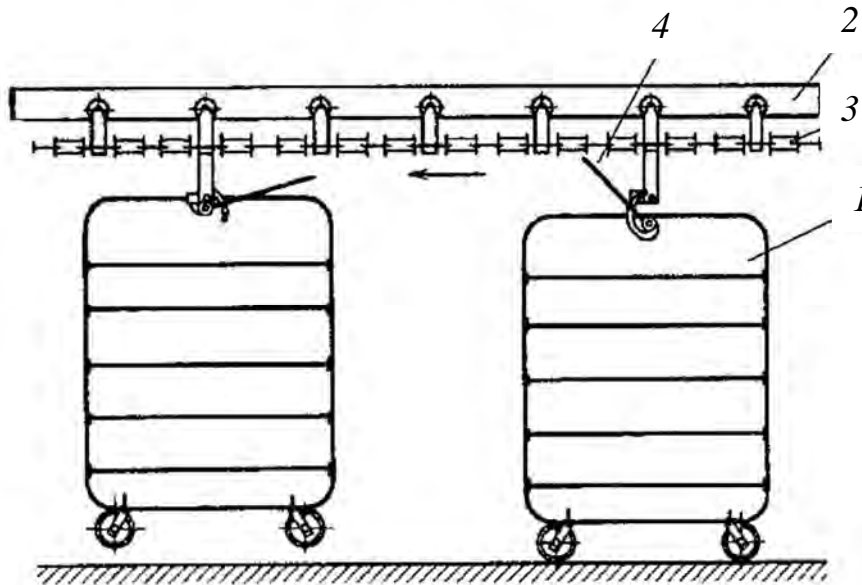


Рис. 8.12. Схема несуще-грузоведущего конвейера: 1 – тележка; 2 – подвесной путь; 3 – тяговая цепь; 4 – рычажный захват

## 8.2. Тележечные грузонесущие конвейеры

Тележечный грузонесущий конвейер состоит из замкнутого контура тяговой цепи с постоянно прикрепленными к ней тележками (или платформами), которые движутся по направляющим путям. На тележках располагаются транспортируемые грузы-изделия.

Тележки и направляющие пути являются составными частями конвейера – это принципиальное отличие грузонесущих тележечных конвейеров от напольных грузоведущих конвейеров [1, 5].

Тележечные грузонесущие конвейеры используются для пооперационного перемещения тяжелых и габаритных штучных грузов при поточном технологическом процессе, а также на сборочных линиях, в литейном производстве – для перемещения литейных форм в процессе сборки, заливки, охлаждения, выбивки, возврата пустых опок и др.

Тележечные грузонесущие конвейеры подразделяют на:

- вертикально замкнутые с опрокидывающимися (рис. 8.13) и неопрокидывающимися тележками;
- горизонтально замкнутые, трасса которых расположена в горизонтальной плоскости или в пространстве.

При небольших производственных помещениях и длительных технологических процессах (охлаждение или сушка изделий на конвейере) грузы



могут совершать круговые движения без съема с тележек, что позволяет использовать конвейер как подвижный склад.

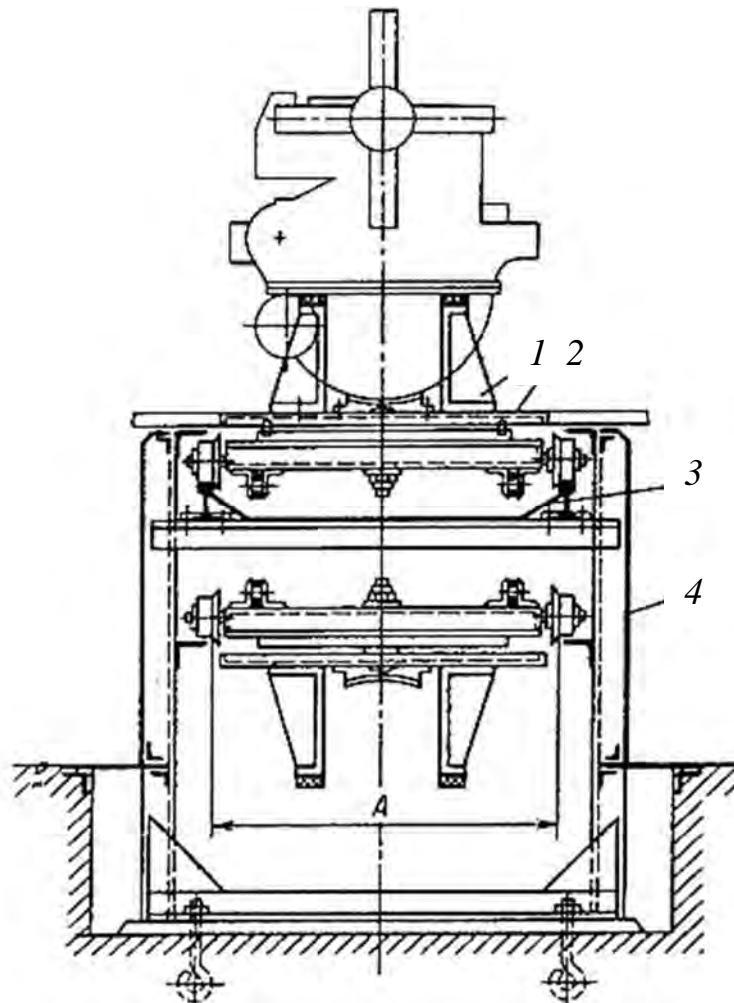


Рис. 8.13. Конвейер с опрокидывающимися тележками для сборки автомобильных двигателей: 1 – установочный кондуктор; 2 – поворотное приспособление; 3 – сплошное перекрытие; 4 – ограждение

Для перемещения тяжелых и крупногабаритных изделий обычно служат вертикально замкнутые конвейеры (рис. 8.14), для легких малогабаритных – горизонтально замкнутые.

Основными параметрами тележечных грузонесущих конвейеров являются грузоподъемность и размеры тележки-платформы, которые определяются габаритными размерами и массой транспортируемого груза [1, 5].

Обычно длина тележки  $l$  в 1,25–2 раза больше ее ширины  $B$  (грузы располагаются длинной стороной вдоль продольной оси конвейера). Номинальный ряд ширины тележек – 200, 320, 400, 500, 650, 800, 1200 мм, грузоподъемность тележек – 10...8000 кг [1, 5].

Отдельную группу тележечных конвейеров представляют распределительные настольные тележечные конвейеры с автоматической системой

адресования тележек. Такие конвейеры имеют вертикально замкнутую, горизонтально замкнутую или пространственную трассы. Горизонтально замкнутые тележечные конвейеры имеют напольное или настольное (на уровне высоты столов рабочих мест) перемещение тележек.

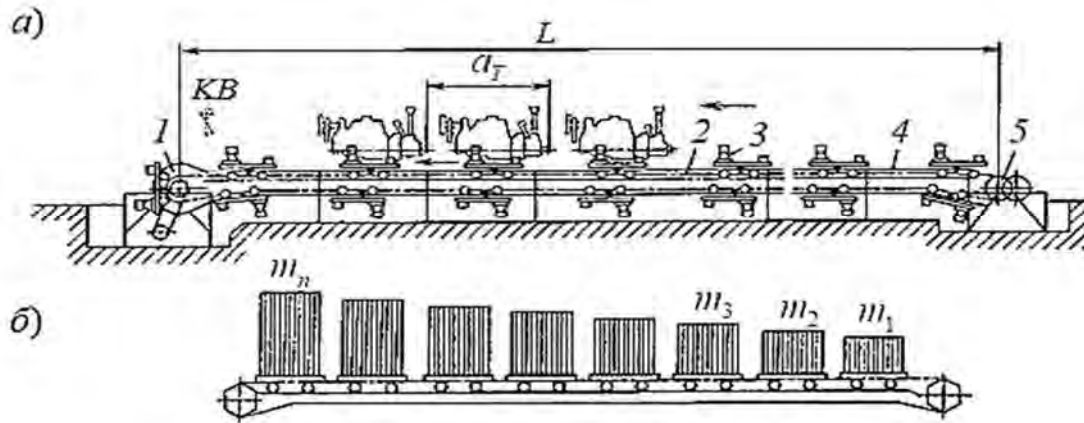


Рис. 8.14. Схема вертикально замкнутого тележечного конвейера с опрокидывающимися тележками: а — схема конвейера; б — схема нагрузок на тележки; 1 — привод; 2 — тяговый элемент; 3 — тележка; 4 — опорная металлоконструкция; 5 — натяжное устройство

По характеру перемещения тележечные грузонесущие конвейеры выполняют с непрерывным или пульсирующим движением. Рабочей ветвью вертикально замкнутых конвейеров является верхняя, что увеличивает его длину и продолжительность производственного процесса. В горизонтально замкнутых конвейерах обе ветви являются рабочими, что требует увеличения рабочей площади [1, 5].

Тележки конвейеров жестко крепятся к звеньям цепи, при размере колеи тележки  $A \leq 4$  шагов цепи используют одну цепь, при  $A > 4$  шагов — две цепи. На участке приводной звездочки устанавливают неподвижные направляющие контршины для направления движения тележек при опрокидывании [1, 5].

Конвейеры с неопрокидывающимися тележками (рис. 8.15) имеют только прямолинейную горизонтальную трассу и две тяговые цепи, которые располагаются с двух сторон по ширине тележки вне ее габаритов. Каждая тележка имеет две оси: ведущая ось прикреплена шарнирно к тяговым цепям, ведомая ось остается свободной.

Приводные и натяжные звездочки устанавливают на консольных осях для обеспечения свободного прохождения тележек между цепями.

На поворотных участках тележки перемещаются с небольшим наклоном в сторону или совершают плоскопараллельное движение, оставаясь в горизонтальном положении на всем протяжении поворота — это обеспечивается установкой на поворотных участках системы специальных механизмов и направляющих путей.

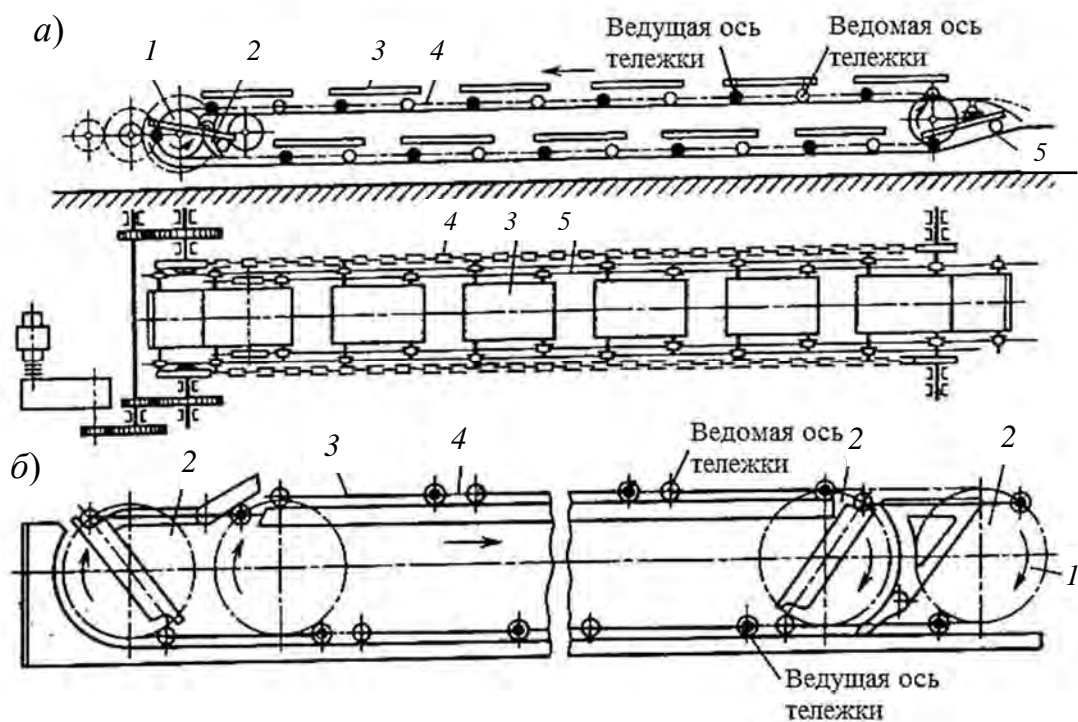


Рис. 8.15. Схема вертикально замкнутого тележечного конвейера с неопрокидывающимися тележками, перемещающимися с ветви на ветвь: *а* – наклонно; *б* – плоскопараллельно; 1 – привод; 2 – устройство для передачи тележек с ветви на ветвь; 3 – тележка; 4 – цепь; 5 – путь

Тяговым элементом конвейеров являются цепи пластинчатые, втулочные и роликовые с шагом 80...320 мм, разборные с шагом 100...160 мм, пластинчатые комбинированные, пластинчатые безвтулочные – при малых нагрузках [1, 5].

На опорном устройстве тележечных грузонесущих конвейеров должны быть использованы крепления, фиксаторы, зажимы, приспособления для наклона, поворота или подъема изделия, необходимые в процессе сборки. Центр тяжести изделия во время транспортирования должен находиться внутри опорного контура тележки на всех позициях сборки.

Катки тележки устанавливаются на подшипниках качения. Привод угловой редукторного типа, на конвейерах с опрокидывающимися тележками расположены конечные выключатели, заблокированные с электродвигателем. Натяжное устройство (НУ) винтовое или пружинно-винтовое, ход НУ составляет 400...500 мм.

Преимуществом тележечных грузонесущих конвейеров является перемещение грузов как на верхней, так и на нижней ветви.

### 8.3. Грузоведущие и шагающие (шаговые) конвейеры

Грузоведущим называется конвейер для перемещения штучных грузов, которые располагаются на тележках, движущихся на собственном колесном ходу, по полу или по направляющим путям, скольжением по настилу, качением по стационарным неприводным роликам. Во время движения тележка соединена с тяговым элементом с помощью толкателя.

Тяговым элементом этой группы конвейеров является одна, реже две цепи, канат, комбинация цепи с одной-двумя жесткими штангами, жесткие одна или две штанги.

По расположению трассы грузоведущие тележечные конвейеры выполняются с вертикально замкнутой, горизонтально замкнутой или пространственной трассами [1, 5].

Грузоведущие тележечные конвейеры имеют напольное, подпольное или подвесное расположение тяговой цепи.

Штанговыми называют конвейеры с тяговым элементом в виде жесткой балки-штанги или сочетания штанги с цепью (канатом, тягой).

Грузоведущие и шагающие конвейеры используются на сборочных, отделочных, ремонтных, распределительных и других транспортно-технологических линиях. Скорость конвейеров определяется ритмом технологических операций и шагом рабочих мест.

К преимуществам этой группы конвейеров относятся простота конструкции, невысокая стоимость, малые габариты, широкие возможности автоматизации. Конвейеры с пространственной трассой и автоматическим адресованием тележек обеспечивают бесперегрузочное транспортирование по сложной трассе на разных этажах здания.

Грузоведущие тележечные конвейеры легко взаимодействуют со средствами напольного периодического транспортирования (авто- и электро-тележки, автопогрузчики, краны-штабелеры и др.).

Недостатками грузоведущих и шагающих конвейеров являются сложность обслуживания при подпольном расположении тяговой цепи, путей и оборудования, необходимость возврата пустых тележек у вертикально замкнутых конвейеров [1, 5].

**Грузоведущие вертикально замкнутые конвейеры.** На грузоведущих вертикально замкнутых конвейерах (рис. 8.16) транспортируемый груз перемещается своим ходом или на тележке по специальным путям, уложенным на полу вне металлоконструкции конвейера.

При перемещении на собственном ходу груз соединяется с тяговой цепью крючками или тягами, которые отсоединяются в конце трассы вручную или автоматически [1, 5].

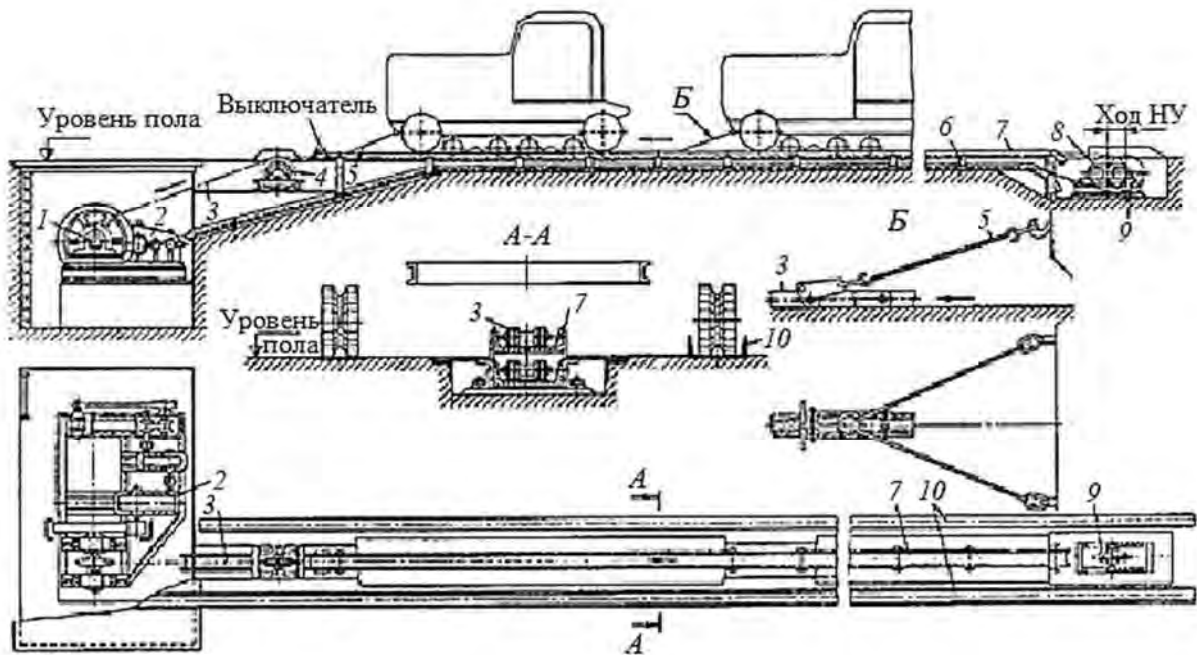


Рис. 8.16. Вертикально замкнутый безтележечный грузоведущий конвейер с захватом за цепь конвейера для сборочной линии: 1 – приводная звездочка; 2 – привод; 3 – тяговая цепь; 4 – поворотное устройство; 5 – тяги; 6 – опорная металлоконструкция; 7 – направляющие пути; 8 – натяжная звездочка; 9 – натяжное устройство; 10 – специальные напольные пути

При перемещении груза на тележках (рис. 8.17), при скольжении по настилу или качении по роликам (рис. 8.18) на тяговой цепи устанавливаются толкатели (рис. 8.19), которые упираются в захваты тележек или в упоры грузов и перемещают их по путям. Захват имеет одностороннее шарнирное крепление к раме тележки с упором в сторону движения.

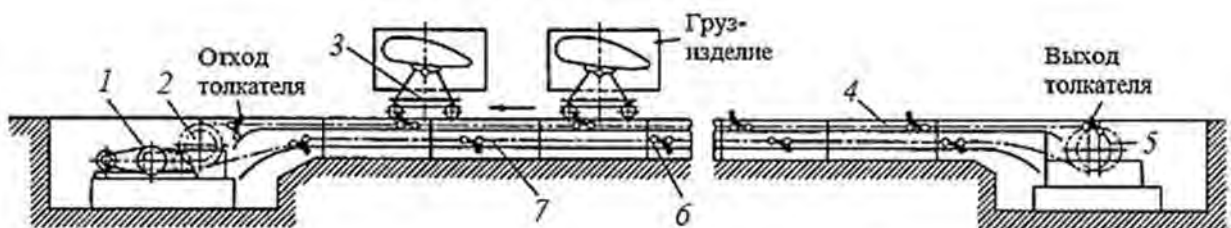


Рис. 8.17. Схема вертикально замкнутого грузоведущего тележечного конвейера с горизонтальной трассой движения тележек: 1 – привод; 2 – приводная звездочка; 3 – тележка; 4 – тяговая цепь; 5 – НУ; 6 – опорная металлоконструкция; 7 – направляющие пути

Тяговым элементом грузоведущих вертикально замкнутых конвейеров является одна пластинчатая безвтулочная или втулочная цепь с шагом 80...200 мм, иногда стальной канат диаметром 15...22 мм [1, 5].

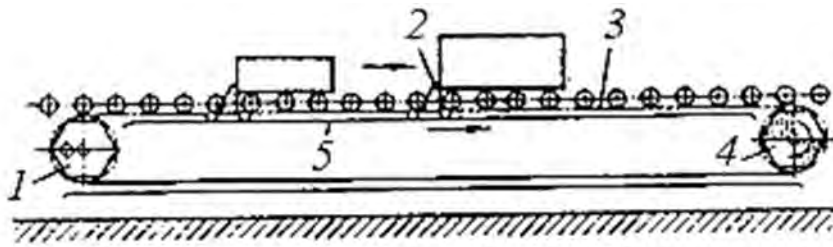


Рис. 8.18. Вертикально замкнутый грузоведущий конвейер для перемещения грузов по стационарным роликам: 1 – натяжная звездочка; 2 – толкатель; 3 – тяговая цепь; 4 – приводная звездочка; 5 – направляющий путь

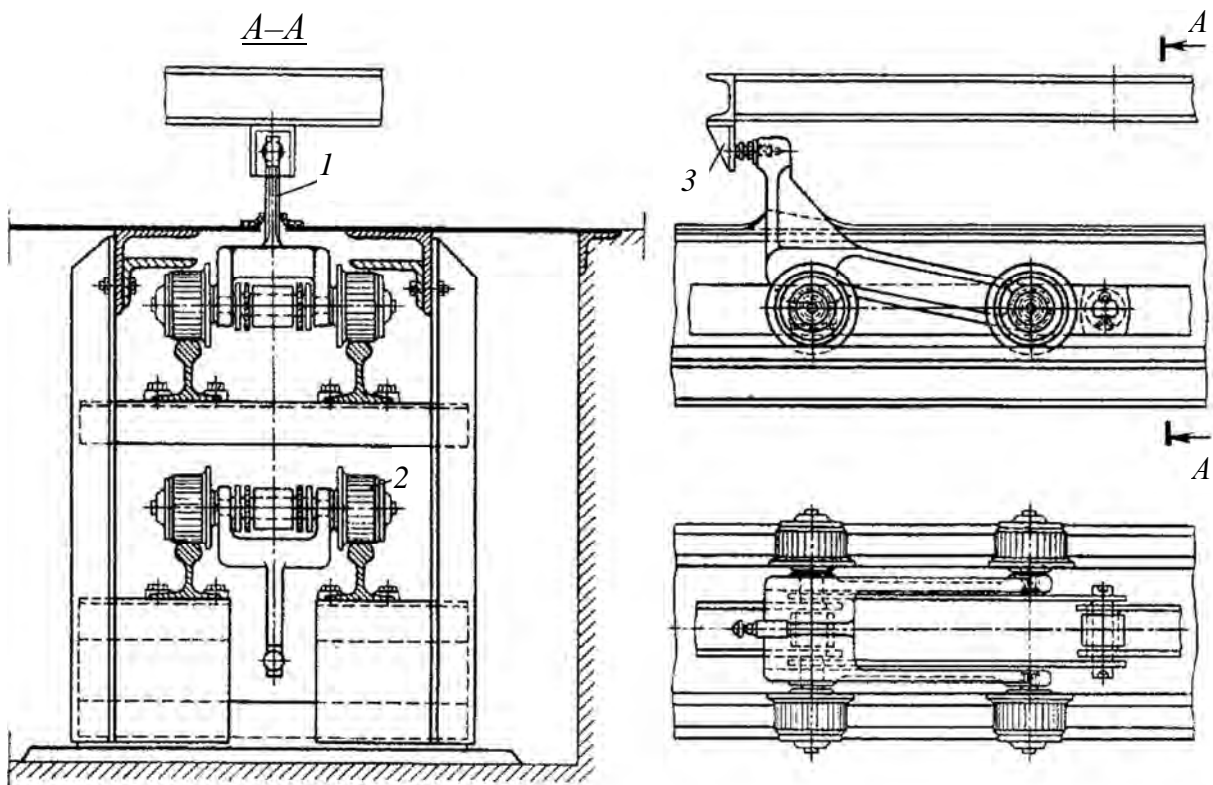


Рис. 8.19. Ходовая часть грузоведущего тележечного конвейера: 1 – толкатель; 2 – ходовые катки; 3 – захваты

К звеньям цепи на расстоянии шага транспортируемых грузов прикрепляют жестко или шарнирно ведущие толкатели. На тяговом канате крепятся крюки-захваты, за которые зацепляются тяги для ведения груза. Направляющими путями служат швеллеры, уголки или узкоколейные рельсы.

Привод конвейеров угловой редукторного типа, для канатных конвейеров приводом служит барабанная лебедка реверсивного действия. Натяжное устройство винтовое или пружинно-винтовое и грузовое (для канатных конвейеров). Основными параметрами грузоведущих вертикально замкнутых конвейеров являются общая длина трассы до 300 м, скорость

транспортирования при непрерывном движении 0,1...6 м/мин, при пульсирующем 6...12 м/мин.

**Штанговые конвейеры.** Грузоведущий штанговый конвейер состоит из одного или двух вертикально замкнутых комбинированных тяговых элементов с толкателями, привода и натяжного устройства. Тяговый элемент движется возвратно-поступательно и перемещает груз с одной позиции на другую на своем ходу или на одной или двух опорных тележках.

Комбинированный цепештанговый элемент на рабочей ветви состоит из нескольких соединенных между собой балок – штанг с закрепленными на их концах отрезками цепи или каната. Длина отрезков цепи на 2...3 м превышает длину рабочего хода конвейера. На обратной ветви тяговым элементом является тяга из круглого стального прута или стального каната диаметром 6...8 мм. Штанги имеют опорные катки и ведущие толкатели, с помощью которых груз перемещается на колесах или тележках по рельсовым путям.

При включении электродвигателя отрезки цепи со штангами приводятся в движение, толкатели передвигают грузы вперед на один шаг, при воздействии автоматического переключателя изменяется направление вращения электродвигателя, и штанги без грузов возвращаются в исходное положение.

Штанговые конвейеры выполняют одноштанговыми с одним рядом штанг и двухштанговыми (рис. 8.20) с двумя независимыми друг от друга параллельными рядами штанг.

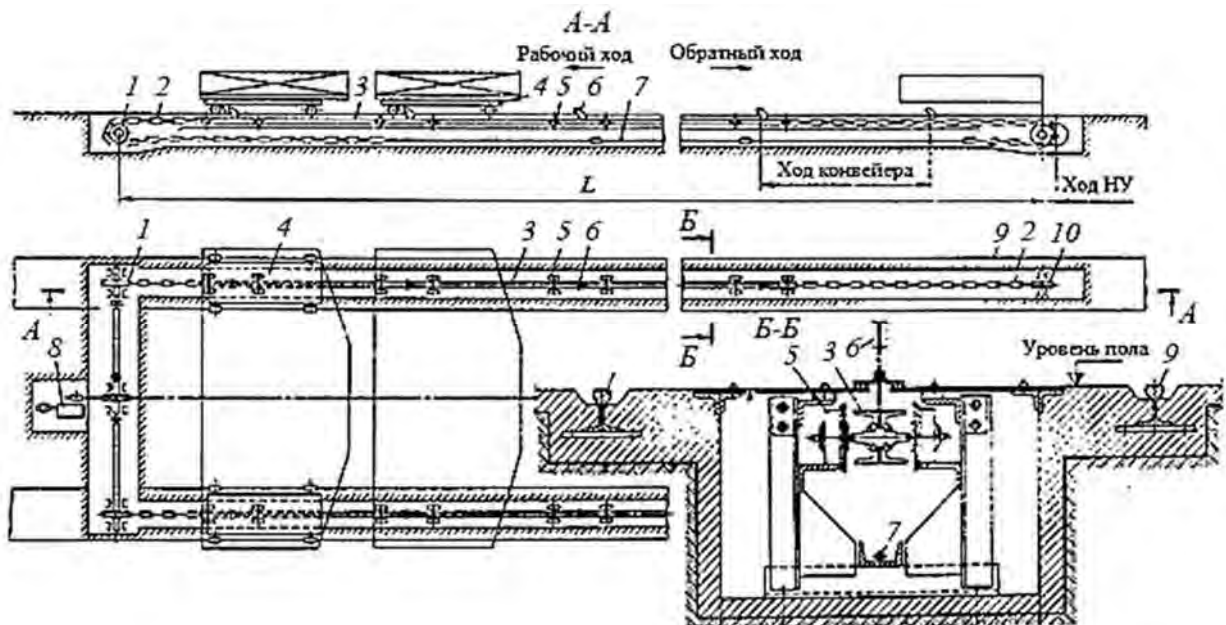


Рис. 8.20. Схема грузоведущего двухштангового конвейера: 1 – приводная звездочка; 2 – цепь (канат); 3 – штанга; 4 – тележка; 5 – опорные катки; 6 – ведущие толкатели; 7 – тяга; 8 – привод; 9 – рельсовый путь; 10 – натяжная звездочка

Штанговые конвейеры используют на линиях сборки или ремонта тяжелых и громоздких изделий (железнодорожных вагонов, платформ, самолетов и др.). Скорость движения штанг составляет 6...15 м/мин, длина конвейера – 50...300 м, расстояние между штангами двухштанговых конвейеров – 3...8 м, рабочий ход штанги – 5...30 м [1, 5].

Штанга конвейера состоит из отдельных отрезков двутавра, сдвоенных швеллеров или призматических стержней и представляет собой жесткую балку. К штанге крепятся опорные катки и толкатели. Штанга с помощью катков движется по направляющим путям, а толкателями перемещает грузы.

Толкатели закрепляются жестко или шарнирно с упором в сторону рабочего движения на расстоянии, соответствующем шагу рабочих позиций на конвейере. В качестве гибкого тягового элемента используется цепь любого типа или канат, привод и НУ обычного типа.

**Шагающие конвейеры.** Шагающий конвейер (рис. 8.21) состоит из подвижной рамы, расположенной внутри неподвижной рамы с направляющими роликами, нескольких подъемников с опорными катками и привода.

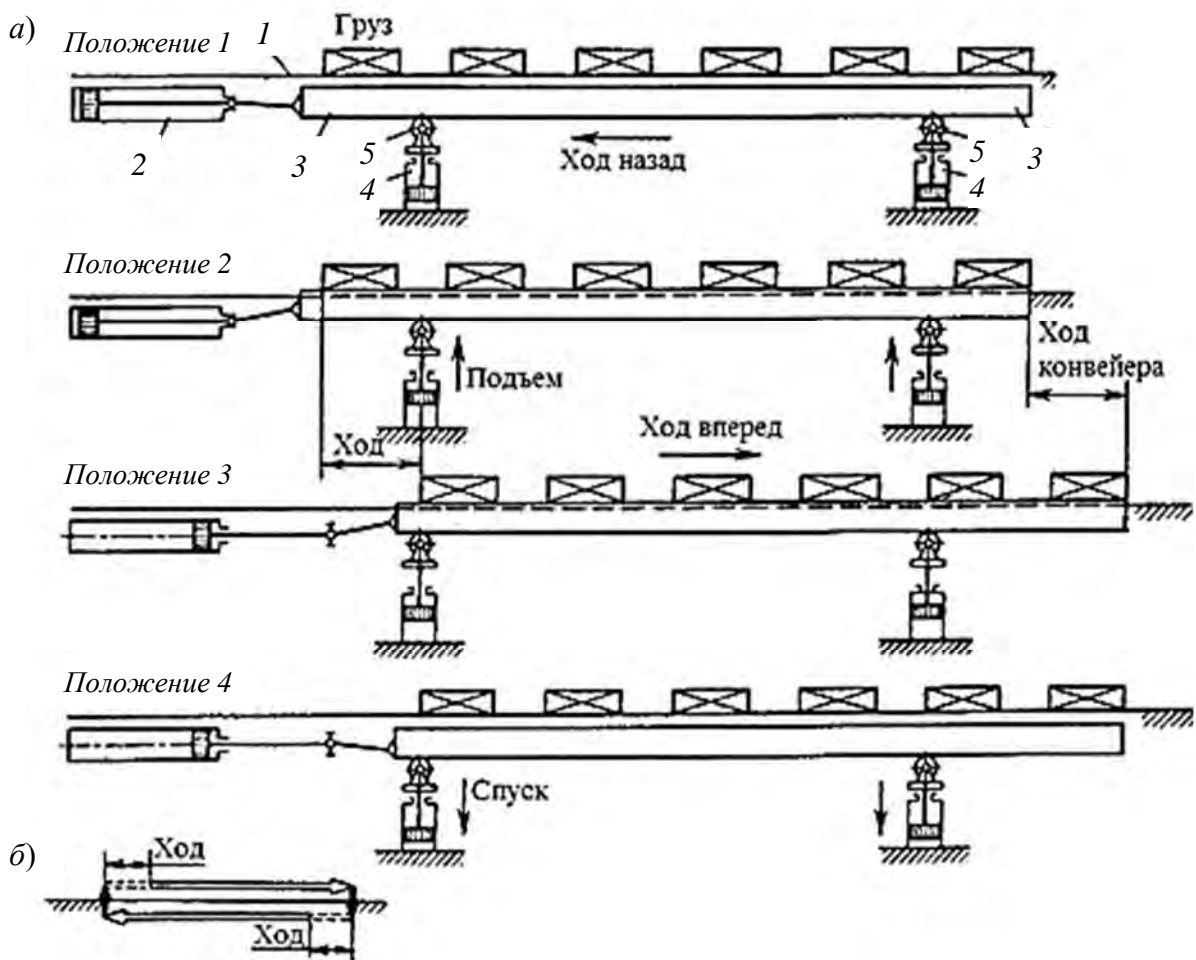


Рис. 8.21. Схема шагающего конвейера: а – схемы положений рамы конвейера за один цикл перемещения груза; б – схема перемещения рамы конвейера; 1 – неподвижная рама; 2 – привод; 3 – подвижная рама; 4 – подъемники; 5 – опорные катки



Перемещение грузов на шагающем конвейере происходит с помощью возвратно-поступательных горизонтальных и вертикальных (шагающих) движений подвижной рамы, на которую укладываются штучные грузы.

Шагающий конвейер используется для периодического перемещения грузов по отдельным операциям технологического процесса в механических, сборочных, термических и других цехах. Цикл работы шагающего конвейера осуществляется автоматически за четыре последовательных хода подвижной рамы: подъем, рабочий ход (ход вперед), опускание и обратный ход [1, 5].

Цикл работы шагающего конвейера состоит из следующих операций:

- транспортируемый груз устанавливается на первую позицию неподвижной рамы, при этом подвижная рама находится в опущенном положении;
- для передачи груза в следующую рабочую позицию подвижная рама поднимается подъемниками выше уровня неподвижной рамы и подхватывает груз;
- подвижная рама перемещается вперед на один шаг (на расстояние между рабочими позициями). Подвижная рама опускается и устанавливает груз на неподвижную раму и возвращается в исходное положение.

Преимуществами шагающих конвейеров являются легкая доступность к грузу и стабильность его положения на неподвижной раме, простота конструкции (из-за малого количества вращающихся и трущихся пар). К недостаткам относятся ограниченность (прямолинейность) конфигурации трассы, невозможность непрерывного движения, необходимость устройства прямков для рамы, подъемников и привода, если перемещение происходит на уровне пола, постоянно повторяющиеся динамические нагрузки привода и несущих конструкций из-за частых пусков, остановок и торможений.

Основными параметрами конвейеров являются длина трассы транспортирования 3...150 м, общая грузоподъемность 4...900 т, масса транспортируемого груза 0,1...15 т, число рабочих позиций 4...70, скорость перемещения рамы 1...25 м/мин, ширина конвейера на неподвижной раме 0,4...3,5 м, ритм операций 20...120 мин [1, 5].

Рама конвейеров представляют собой прочные и жесткие металлоконструкции из стальных прокатных профилей, их собирают из отдельных секций длиной 3...6 м. Направление движения подвижной рамы строго фиксируется горизонтальными и вертикальными направляющими роликами [1, 5].

Привод шагающих конвейеров электромеханический, пневматический, гидравлический с обязательной установкой тормоза. Подъемники выполняются пневматическими, эксцентрикными или гидравлическими.

## 8.4. Пример расчета подвесного грузонесущего конвейера

Требуется рассчитать подвесной грузонесущий конвейер, предназначенный для транспортирования штучных грузов.

Масса одного груза  $m = 18$  кг; наибольшие размеры  $320 \times 200 \times 220$  мм; загрузка и разгрузка подвесок автоматическая. Расчетная производительность конвейера  $Z = 600$  шт./ч. Конвейер работает в среднем режиме 16 ч/сут. Схема конвейера приведена на рис. 8.22.

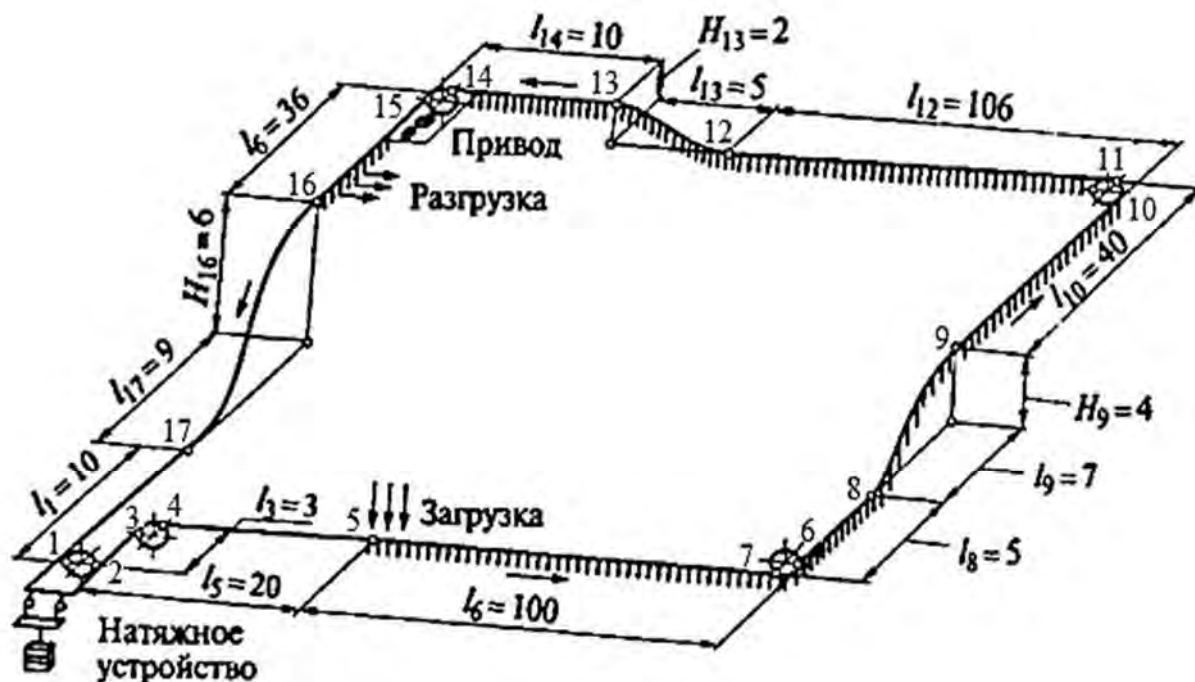


Рис. 8.22. Трасса подвесного грузонесущего конвейера: 1–17 – расчетные точки;  $l, H$  – длина и высота отдельных участков трассы соответственно

В качестве ходовой части конвейера предварительно принимают тяговую разборную цепь типа Р2-100-220 ГОСТ 589–85 с шагом 100 мм. Исходя из габаритов отливок и удобства транспортирования их длинной стороной вдоль конвейера принимают шаг подвесок  $a_n = 0,6$  м. Наибольший угол наклона пути конвейера на вертикальном перегибе  $\beta = 35^\circ$ , следовательно,

$$a_n \cos \beta \geq b_{\max} + \Delta = 600 \cdot 0,819 > 320 + 150.$$

Графическая проверка прохождения грузов на поворотных звездочках диаметром  $D_0 = 834,6$  мм показывает наличие необходимых зазоров между подвесками. Следовательно, шаг подвесок выбран правильно.

Для обеспечения заданной производительности на каждую подвеску укладывают по одной отливке, т. е.  $z_e = 1$ . Тогда скорость конвейера

$$v = \frac{Za_n}{60z_e} = \frac{600 \cdot 0,6}{60 \cdot 1} = 6 \text{ м/мин.} \quad (8.6)$$

Принимают скорость цепи  $v = 6$  м/мин, что соответствует рекомендациям (табл. 8.1). Грузы подают на подвески при помощи автоматического загрузчика-манипулятора с ритмом загрузки

$$T = \frac{60a_n}{v} = \frac{60 \cdot 0,6}{6} = 6 \text{ с.} \quad (8.7)$$

Табл. 8.1. Рекомендуемые скорости движения подвесок с грузами

Назначение конвейера	Масса груза, кг	Способ загрузки и разгрузки	Характерная скорость, м/мин
Внутрицеховое или межцеховое транспортирование отливок, поковок или отдельных узлов машин	500...1000	Грузоподъемными средствами	4
	10...12	Вручную	10
	1...5	Вручную	12
	50...100	Автоматически	18
Транспортирование деталей машин (заготовок между станками)	100...500	Грузоподъемными средствами	10
	5...45	Вручную	6
Межоперационное транспортирование изделий и заготовок	100...200	Грузоподъемными средствами	10...6
	100...200	Автоматически	12...6
	10...12	Вручную	10
	10...12	Автоматически	18
Транспортирование тюков, связок, пачек на складах	5...10	Вручную	18...12
	20...100	Автоматически	24...16

Принимают массу подвески  $m_n = 7,2$  кг, шаг кареток  $t_k = a_n = 0,6$  м, массу каретки  $m_k = 5,5$  кг, распределенную массу цепи  $q_u = 5,2$  кг/м [1, 2].

Распределенная масса холостой ветви конвейера определяется по формуле (8.3):

$$q_0 = q_u + \frac{m_k}{t_k} + \frac{m_n}{a_n} = 5,29 + \frac{5,5}{0,6} + \frac{7,2}{0,6} = 26 \text{ кг/м.}$$

Распределенная масса грузовой ветви конвейера согласно формуле (8.4)

$$q = q_0 + \frac{m_z}{a_n} = 26 + \frac{18}{0,6} = 56 \text{ кг/м.}$$

Максимальное натяжение цепи рассчитывается по формуле (8.5):

$$\begin{aligned} S_{\max} &= S_0 K_m + \omega(qL_z + q_0L_x)g(1 + BK_m) + qgH = \\ &= 500 \cdot 2,3 + 0,027(56 \cdot 309 + 26 \cdot 42)9,81(1 + 0,3 \cdot 0,3) + 56 \cdot 6 \cdot 9,81 = 12669 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где согласно схеме трассы конвейера (см. рис. 8.22)

$$L_z = l_6 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_{12} + l_{13} + l_{14} + l_{16} = 100 + 5 + 7 + 40 + 105 + 5 + 10 + 36 = 309 \text{ м;}$$

$$L_x = l_{17} + l_1 + l_3 + l_5 = 9 + 10 + 3 + 20 = 42 \text{ м;}$$

$$x = 6, \quad y = 4, \quad H = 6 \text{ м,} \quad K_m = 1,02^6 \cdot 1,025^4 \cdot 1,035 = 2,3.$$

Коэффициенты сопротивления согласно табл. 8.2 и 8.3 для средних условий работы при массе груза до 50 кг  $\omega = 0,027$ ;  $\varphi = 1,02$ ;  $\xi_1 = 1,0254$ ;  $\xi_2 = 1,035$ .

Табл. 8.2. Коэффициент сопротивления движению кареток  $\omega$  на прямолинейных участках трассы подвесных конвейеров с разборными цепями и ходовым путем из двутавровой балки

Условия работы конвейера	$\omega$		
	Масса груза, подвешенного на каретке, кг, не более		
	50	100	200 и более
Работа в отапливаемых помещениях при температуре выше 0 °С			
Хорошие	0,020	0,014	0,012
Средние	0,027	0,020	0,016
Тяжелые	0,032	0,025	0,020

Окончание табл. 8.2

Условия работы конвейера	ω		
	Масса груза, подвешенного на каретке, кг, не более		
	50	100	200 и более
Работа в неотапливаемых помещениях зимой при температуре до –20 °С; смазка подшипников специальная низкотемпературная			
Средние	0,038	0,038	0,038
Тяжелые	0,045	0,045	0,045

Табл. 8.3. Коэффициенты сопротивления движению кареток на поворотных звездочках ξ, роликовых батареях λ и вертикальных перегибах φ

Условия работы конвейера	ξ		λ				φ		
	Угол поворота, град, не более								
	90	180	30	60	90	180	20	35	45
Работа в отапливаемых помещениях при температуре свыше 0 °С									
Хорошие	1,020	1,030	1,020	1,030	1,040	1,07	1,010	1,015	1,025
Средние	1,025	1,035	1,025	1,040	1,050	1,09	1,012	1,020	1,030
Тяжелые	1,035	1,050	1,030	1,050	1,060	1,10	1,015	1,025	1,035
Работа в неотапливаемых помещениях зимой при температуре до –20 °С; смазка подшипников специальная низкотемпературная									
Средние	1,040	1,050	1,035	1,045	1,065	1,10	1,025	1,035	1,04
Тяжелые	1,055	1,065	1,040	1,055	1,070	1,15	1,030	1,040	1,050

Полученное наибольшее натяжение  $S_{\max} = 12669$  Н показывает, что цепь выбрана правильно, т. к. для принятой цепи допускаемая нагрузка равна 13000 Н (табл. 8.4).

Привод конвейера располагают в наивысшей точке грузовой ветви конвейера, минимальное натяжение цепи следует ожидать после спуска в точке 0 (17); с нее начинается тяговый расчет по движению цепи конвейера (табл. 8.5).

Табл. 8.4. Допускаемые натяжения термически обработанных горячештампованных разборных цепей по ГОСТ 589–85

Условия работы конвейера	Скорость цепи, м/мин	S, кН					
		Шаг звена цепи, мм					
		80		100		160	
		Конфигурация трассы					
		Простая	Сложная	Простая	Сложная	Простая	Сложная
Хорошие	Менее 9	10	9	15	13	35	32
	Св. 9 до 18	9	8	13	12	32	30
	Св. 18	8	7	12	11	28	26
Средние	Менее 9	9	8	13	12	32	30
	Св. 9 до 18	8	7	12	И	28	26
	Св. 18	7	6	10	9	23	21
Тяжелые	Менее 9	8	7	12	11	27	25
	Св. 9 до 18	7	6	10	9	23	21
	Св. 18	6	5	1 <sup>9</sup>	8	20	18

Табл. 8.5. Формулы для тягового расчета подвесных конвейеров

Расчетный участок, трасса конвейера	Натяжение тягового элемента в конце расчетного участка трассы конвейера, Н	
	грузонесущего	толкающего
Горизонтальный прямолинейный: холостая ветвь груженная ветвь	$S_{i+1} = S_i + \omega q_0 l_x g$ $S_{i+1} = S_i + \omega q l_z g$	$S_{i+1} = S_i + (\omega q_0 + \omega_1 q_1) g l_x$ $S_{i+1} = S_i + (\omega q_0 + \omega_1 q) g l_z$
Горизонтальный поворот: на звездочке или блоке на роликовой батарее	$S_{i+1} = \xi S_i$ $S_{i+1} = \lambda S_i$	$S_{i+1} = \xi (S_i + W_T)$ $S_{i+1} = \lambda (S_i + W_T)$
Вертикальный перегиб: холостая ветвь груженная ветвь	$S_{i+1} = \varphi (\varphi S_i + \omega q_0 l_x^* \pm q_0 h^*) g$ $S_{i+1} = \varphi (\varphi S_i + \omega q l_z^* \pm q h^*) g$	$S_{i+1} = \varphi [\varphi S_i + (\omega q_0 + \omega_1 q_1) g l_x^* \pm q_1 g h^*]$ $S_{i+1} = \varphi [\varphi S_i + (\omega q_0 + \omega_1 q) g l_z^* \pm q g h^*]$

**Примечание.** \* – проекция криволинейного участка на горизонтальную и вертикальную плоскости.

Принимают  $S_0 = 500$  Н [1, 2]. Тогда

$$S_1 = S_0 + \omega q_0 l_1 g = 500 + 0,027 \cdot 26 \cdot 10 \cdot 9,81 = 570 \text{ Н};$$

$$S_2 = \xi_2 S_1 = 1,035 \cdot 570 = 590 \text{ Н};$$

$$S_3 = S_2 + \omega q_0 l_3 g = 590 + 0,027 \cdot 26 \cdot 3 \cdot 9,81 = 610 \text{ Н};$$

$$S_4 = \xi_1 S_3 = 1,025 \cdot 610 = 625 \text{ Н};$$

$$S_5 = S_4 + \omega q_0 l_5 g = 625 + 0,027 \cdot 26 \cdot 20 \cdot 9,81 = 762 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + \omega q l_6 g = 762 + 0,027 \cdot 56 \cdot 100 \cdot 9,81 = 2244 \text{ Н};$$

$$S_7 = \xi_1 S_6 = 1,025 \cdot 2244 = 2300 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + \omega q l_8 g = 2300 + 0,027 \cdot 56 \cdot 5 \cdot 9,81 = 2374 \text{ Н};$$

$$S_9 = \varphi (\varphi S_8 + \omega q l_9 g + q_0 h_9 g) =$$

$$= 1,02 (1,02 \cdot 2374 + 0,027 \cdot 56 \cdot 7 \cdot 9,81 + 56 \cdot 4 \cdot 9,81) = 4836 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 + \omega q l_{10} g = 4836 + 0,027 \cdot 56 \cdot 40 \cdot 9,81 = 5429 \text{ Н};$$

$$S_{11} = \xi_1 S_{10} = 1,025 \cdot 5429 = 5564 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{11} + \omega q l_{12} g = 5564 + 0,027 \cdot 56 \cdot 106 \cdot 9,81 = 7135 \text{ Н};$$

$$S_{13} = \varphi (\varphi S_{12} + \omega q l_{13} g + q_0 h_{13} g) =$$

$$= 1,02 (1,02 \cdot 7135 + 0,027 \cdot 56 \cdot 5 \cdot 9,81 + 56 \cdot 2 \cdot 9,81) = 8816 \text{ Н};$$

$$S_{14} = S_{13} + \omega q l_{14} g = 8816 + 0,027 \cdot 56 \cdot 10 \cdot 9,81 = 8766 \text{ Н}.$$

Для определения натяжений в точках 16 и 15 ведут расчет против хода конвейера в обратном порядке начиная с точки 0 (17):

$$S_{17} = S_0 = 500 \text{ Н};$$

$$S_{16} = \frac{1}{\varphi} \left( \frac{1}{\varphi} S_{17} + \omega q_0 l_{17} g + q_0 h_{16} g \right) =$$

$$= \frac{1}{1,02} \left( \frac{1}{1,02} \cdot 500 + 0,027 \cdot 26 \cdot 9 \cdot 9,81 + 26 \cdot 6 \cdot 9,81 \right) = 1919 \text{ Н};$$

$$S_{15} = S_{16} - \omega q l_{15} g = 1919 - 0,027 \cdot 56 \cdot 36 \cdot 9,81 = 1386 \text{ Н}.$$

Тяговое усилие на приводной звездочке

$$W_0 = S_{14} - S_{15} = 8766 - 1386 = 7380 \text{ Н}.$$

Мощность приводного двигателя при КПД приводного механизма  $\eta = 0,75$  и коэффициенте запаса  $k_3 = 1,2$  рассчитывается по формуле (3.55):

$$N = \frac{k_3 W_0 v}{\eta} = \frac{1,2 \cdot 7380 \cdot 0,1}{1000 \cdot 0,75} = 1,21 \text{ кВт}.$$

Таким образом, выбирается двигатель 4AI00L8Y3 мощностью 1,5 кВт с частотой вращения  $700 \text{ мин}^{-1}$ .

### ***Контрольные вопросы***

1. Устройство подвесных конвейеров.
2. Как определяют наименьший шаг подвесок?
3. Устройство и область применения тележечных конвейеров.
4. Устройство и назначение кареток подвесных конвейеров.
5. Особенности поворотных устройств подвесных конвейеров.
6. Устройство и конструктивные особенности подвесного толкающего конвейера.
7. Устройство вертикально замкнутого грузоведущего конвейера.
8. Как устроен и какие конструктивные особенности имеет штанговый конвейер?
9. Какие конструктивные особенности имеет шагающий (шаговый) конвейер?
10. Последовательность проведения расчетов подвесных конвейеров.



## 9. КОВШОВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

Ковшовый элеватор (нория) – подъемный механизм для перемещения жидкостей или сыпучих грузов в вертикальной плоскости. В основе современных подъемных устройств лежит принцип работы водяного колеса. Само же слово «нория» пришло из арабского в европейские языки и переводится как «водокачка».

Ковшовые элеваторы часто используются в химической промышленности, в шахтах. Их преимуществами являются малые габаритные размеры в плане, большая высота подачи груза (60...75 м), большой диапазон производительности (5...500 м<sup>3</sup>/ч), широкий ассортимент транспортируемых грузов. К недостаткам ковшовых элеваторов относятся возможность отрыва ковшей при перегрузках, необходимость равномерной подачи груза.

Основные параметры ковшовых элеваторов: производительность  $Q$ ; ширина ковша 100...1000 мм; шаг ковшей 160...800 мм; скорость 0,4...2,5 м/с; высота подъема; мощность приводного двигателя  $P$ , кВт [1, 2].

### 9.1. Устройство, назначение, особенности конструкции

Ковшовые элеваторы классифицируют по типу тягового элемента как ленточные и цепные, по направлению перемещения ковшей – вертикальные и наклонные со свободно свисающей или поддерживаемой обратной ветвью (рис. 9.1).

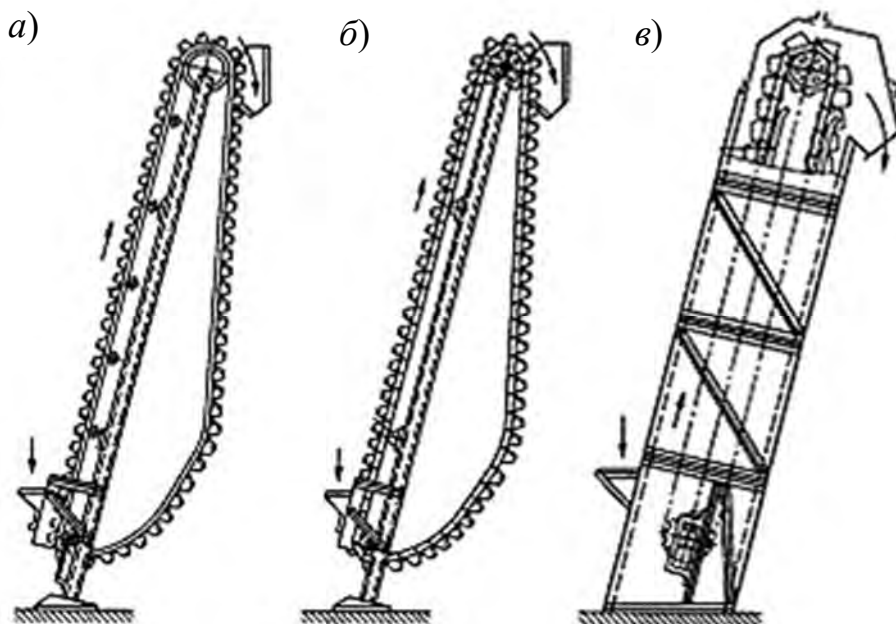


Рис. 9.1. Схемы крутонаклонного элеватора: а – ленточный; б – цепной со свободно свисающей обратной ветвью; в – двухцепной с поддерживаемой обратной ветвью

Ковшовые элеваторы имеют вертикально замкнутый тяговый элемент (ленту, цепь) с жестко прикрепленными к нему грузонесущими элементами (ковшами), тяговый элемент огибает верхний приводной и нижний натяжной барабаны (или звездочки) (рис. 9.2) [1, 2].

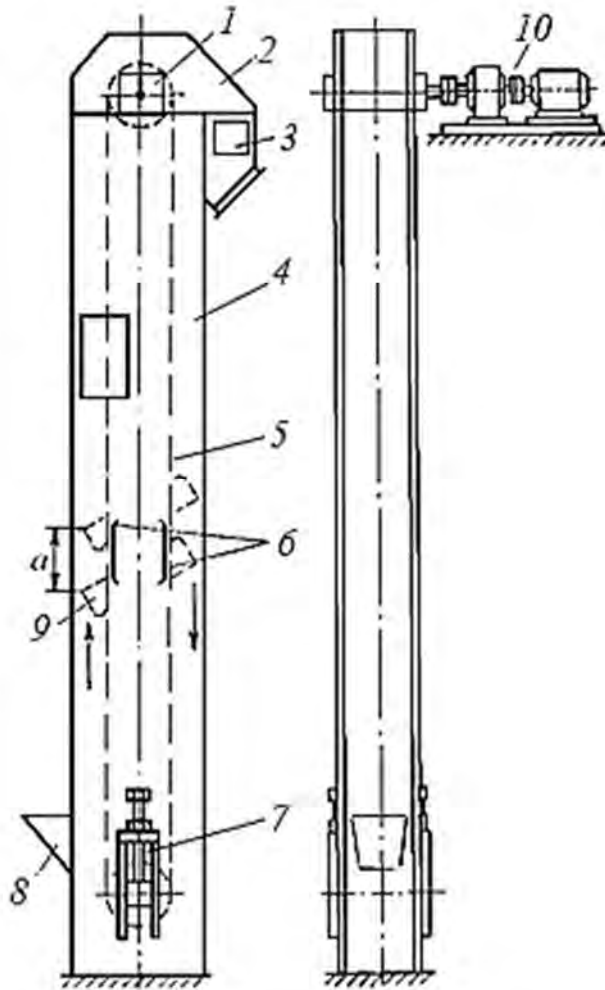


Рис. 9.2. Схема ковшового элеватора: 1 – приводной барабан; 2 – разгрузочный патрубков; 3 – смотровой люк; 4 – кожух; 5 – тяговый элемент; 6 – направляющие шины; 7 – натяжное устройство; 8 – загрузочный башмак; 9 – ковш; 10 – привод

Привод элеватора редукторный, размещается в верхней части элеватора. При малой мощности применяют мотор-редукторы. Привод снабжен остановом для предохранения от обратного движения ходовой части.

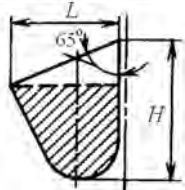
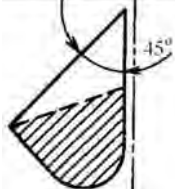
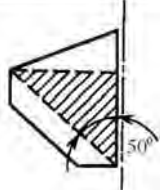
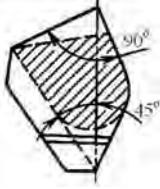
Натяжное устройство винтовое, пружинно-винтовое или грузовое в зависимости от типа тягового элемента, привода и высоты. НУ располагается на валу нижнего барабана (звездочки), ход натяжного устройства составляет 200...500 мм. Ходовая часть и поворотные устройства элеватора помещаются в закрытом металлическом кожухе, который является силовым каркасом, воспринимающим статические и динамические нагрузки. Кожух

состоит из верхней части (разгрузочный патрубок или головка элеватора), средних секций и нижней части (загрузочный носок). В боковых стенках кожуха располагаются люки с герметичными дверцами для обслуживания и ремонта. Секции кожуха соединяют между собой болтами, высота секций составляет 2...2,5 м [1, 2].

Насыпной груз подается в загрузочный патрубок (носок) нижней части элеватора, загружается в ковши, поднимается в них и разгружается на верхнем барабане (звездочке) в патрубок верхней части элеватора. Нижняя часть кожуха может быть с высоким и низким расположением загрузочного носка: высокий носок с днищем под углом  $60^\circ$  используют при транспортировании влажных плохосыпучих грузов, низкий носок (с днищем под углом  $45^\circ$ ) – для сухих хорошо сыпучих грузов.

Выбор способа расположения ковшей и их крепления на тяговом элементе зависит от характеристики груза и способа загрузки и разгрузки. По скорости движения ковшей элеваторы бывают быстроходные и тихоходные, по расположению ковшей – с сомкнутыми ковшами (для транспортирования крупнокусковых и абразивных грузов) и с расставленными ковшами (для перемещения мелкофракционных грузов). Конструкция ковша (табл. 9.1) зависит от свойств транспортируемого груза и способов загрузки и разгрузки.

Табл. 9.1 – Типы ковшей ковшовых элеваторов

Конструктивное исполнение ковша	Тип ковша
	Глубокий с цилиндрическим днищем (Г)
	Мелкий с цилиндрическим днищем (М)
	Остроугольный с бортовыми направляющими (О)
	С бортовыми направляющими и скругленным днищем (С)

Применяются четыре типа ковшей вертикальных элеваторов: глубокие и мелкие со скругленным (цилиндрическим) днищем и ковши с бортовыми направляющими с остроугольным и скругленным днищем [1, 2]. Основные параметры ковша: ширина  $B$ ; вылет  $L$ ; высота  $H$ ; объем  $v_0$ .

Глубокие и мелкие ковши используют только на элеваторах с расставленными ковшами для перемещения сухих легкосыпучих пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов (зерно, песок, земля, мелкий уголь). Мелкие ковши перемещают влажные и слеживающиеся плохосыпучие пылевидные, зернистые и мелкокусковые грузы (угольная пыль, мел, мокрая зола).

Ковши с бортовыми направляющими и остроугольным днищем устанавливают на тихоходных цепных элеваторах для перемещения пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов. Ковши с бортовыми направляющими имеют только сомкнутое расположение.

Глубокие и мелкие ковши изготавливают из листовой стали толщиной 1...6 мм сваркой или штамповкой, из чугуна, пластмассы или резины. Для предохранения от преждевременного износа переднюю стенку ковша укрепляют накладками из твердой стали. Ковши крепят к ленте болтами с применением резиновых прокладок (рис. 9.3), к цепям крепят с помощью уголков или фасонных звеньев на болтах либо заклепках.

При ширине ковшей до 320 мм используют одну цепь с центральным креплением к задней стенке ковша, при ширине ковшей 320 мм и выше – две цепи.

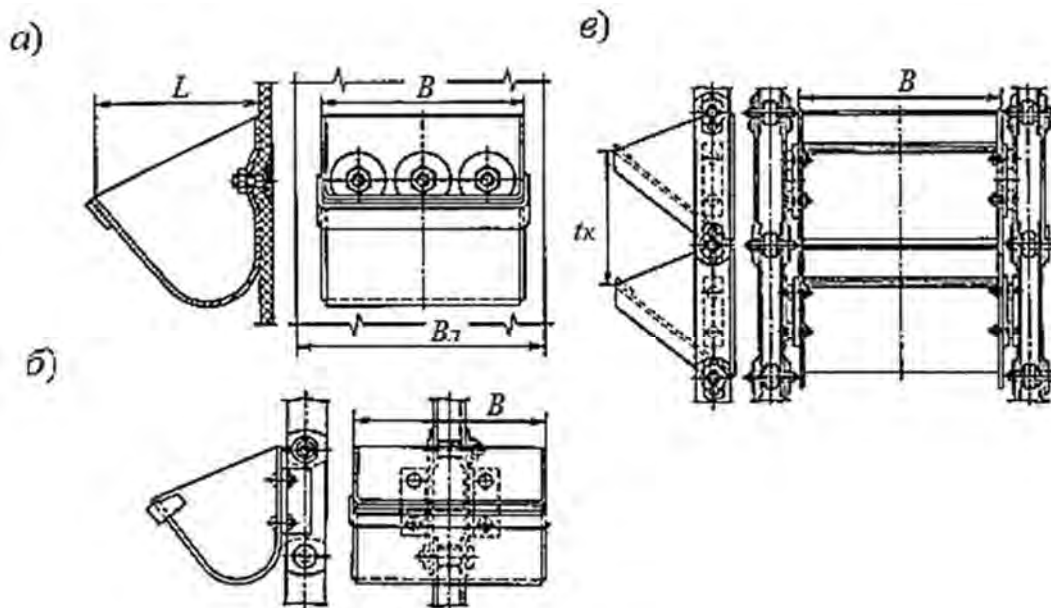


Рис. 9.3. Схемы крепления ковшей: а – к ленте; б – к одной цепи; в – к двум цепям

## 9.2. Способы загрузки и разгрузки

Ковшовые элеваторы классифицируют по способу наполнения и разгрузки ковшей, типу ковшей и их расположению на тяговом элементе. От особенностей процессов наполнения ковшей зависят их форма, расположение на тяговом органе и скорость движения.

Загрузка ковшей производится зачерпыванием груза из нижней части кожуха или засыпанием груза в ковши. Разгрузка в зависимости от скорости элеватора бывает центробежной, свободной и самотечной направленной (рис. 9.4). Наполнение ковшей зачерпыванием характерно для высокоскоростных ленточных и цепных элеваторов с расставленными ковшами и применяется для мелко- и среднекусковых малоабразивных материалов, при зачерпывании которых при повышенной скорости не возникает значительных сопротивлений.

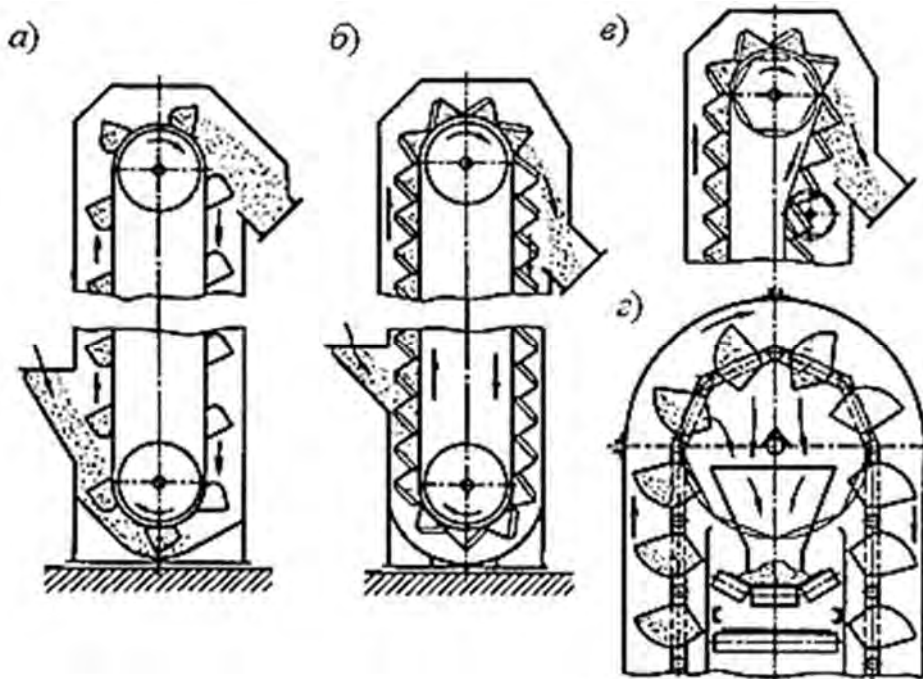


Рис. 9.4. Схемы загрузки и разгрузки ковшовых элеваторов: *а* – загрузка зачерпыванием, разгрузка под действием центробежной силы; *б* – загрузка засыпанием в ковши, разгрузка самотечная направленная; *в* – самотечная свободная разгрузка; *г* – центральная разгрузка

Непосредственное засыпание в ковши используется для крупнокусковых абразивных грузов из-за возможности отрыва ковшей и больших сопротивлений движению. Непосредственная загрузка из загрузочного носка в ковши характерна для среднескоростных и тихоходных элеваторов с сомкнутым расположением ковшей.

Центробежная разгрузка применяется для быстроходных элеваторов (1...5 м/с) с расставленными ковшами для транспортирования легкосыпучих грузов. Свободная самотечная (гравитационная) разгрузка используется для плохосыпучих или влажных грузов у тихоходных элеваторов при скорости движения ковшей 0,4...0,8 м/с. Свободная направленная (смешанная) разгрузка характерна для наклонных и вертикальных тихоходных элеваторов (ленточных и цепных) с сомкнутыми ковшами для транспортирования кусковых, абразивных или хрупких грузов [1, 2].

**Определение полюсного расстояния.** На насыпной груз, находящийся в ковше, при перемещении вокруг приводного барабана (звездочки) действуют сила тяжести  $G$  и центробежная сила  $F$  (рис. 9.5), а также реакции стенок ковша [1, 2].

На восходящей ветви элеватора ковш движется прямолинейно и равномерно, груз в ковше находится под действием силы тяжести  $G$ , при повороте ковша вокруг оси барабана начинает действовать центробежная сила  $F$ . Равнодействующая  $R$  сил  $G$  и  $F$  при вращении ковша изменяется по величине и направлению и пересекается с вертикалью, проведенной через центр барабана  $O$ , в точке  $P$  эта точка называется полюсом разгрузки, а расстояние  $l_n$  от нее до точки  $O$  – полюсным расстоянием.

Полюсное расстояние определяется по формуле

$$l_n = \frac{G r}{F}, \quad (9.1)$$

где  $r$  – расстояние от центра массы насыпного груза до центра барабана, м.

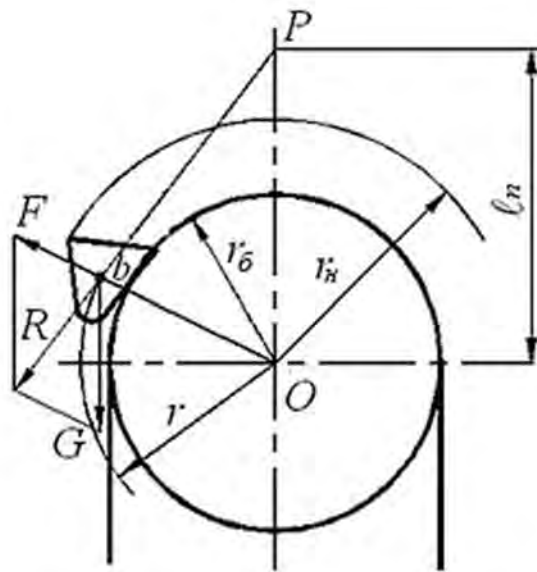


Рис. 9.5. Схема для определения полюсного расстояния ковшового элеватора

При  $G = mg$

$$F = \frac{mv^2}{r}, \quad (9.2)$$

где  $m$  – масса насыпного груза;  $g$  – ускорение свободного падения;  $v$  – окружная скорость точки  $b$ ,  $v = \omega r$ .

Для определения полюсного расстояния также используют формулу

$$l_n = \frac{895}{n^2}, \quad (9.3)$$

где  $n$  – число оборотов барабана (звездочки),  $\text{мин}^{-1}$ .

При равномерном вращении полюсное расстояние  $l_n$  – величина постоянная при любом положении ковша, она зависит только от частоты вращения барабана.

С увеличением частоты вращения барабана полюсное расстояние уменьшается, центробежная сила возрастает и становится больше силы тяжести. При  $l_n \leq r_0$  (когда полюс находится внутри окружности барабана) (рис. 9.6, в) происходит центробежная разгрузка.

При уменьшении частоты вращения барабана полюсное расстояние увеличивается. При  $l_n > r_0$  (когда полюс находится вне окружности) сила тяжести больше центробежной силы и происходит самотечная (гравитационная) разгрузка ковшей (рис. 9.6, а).

При  $r_0 < l_n \leq r_n$  происходит смешанная (центробежная и гравитационная) разгрузка ковшей (рис. 9.6, б).

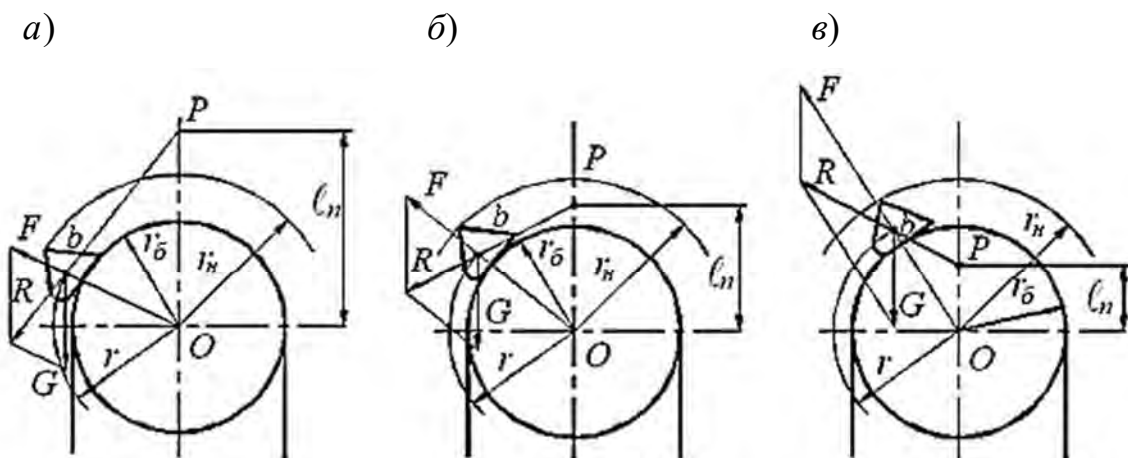


Рис. 9.6. Схема сил, действующих при самотечной (а), смешанной (б), центробежной (в) разгрузках

У тихоходных элеваторов полюсное расстояние  $l_n$  больше радиуса  $r_n$  наружных кромок ковшей, у быстроходных – меньше радиуса  $r_б$  барабана.

Характер разгрузки ковшей определяется не абсолютным значением скорости их движения, а соотношением между этой скоростью и диаметром барабана, т. е. соотношением между полюсным расстоянием и радиусом барабана:

$$B = \frac{l_n}{r_б}. \quad (9.4)$$

При небольшой скорости и малом диаметре барабана можно обеспечить центробежную разгрузку ковшей, и наоборот, при большой скорости и увеличенном диаметре барабана разгрузка будет самотечной [1, 2].

Для высокоскоростного элеватора с центробежной разгрузкой

$$B \leq 1; \quad D_б = \frac{2Bv^2}{g} \leq 0,204v^2. \quad (9.5)$$

Для быстроходного элеватора с центробежной и самотечной (смешанной) разгрузкой

$$B = 1 \dots 4; \quad D_б = (0,205 \dots 0,286)v^2. \quad (9.6)$$

Для среднескоростного элеватора с центробежной и самотечной (смешанной) разгрузкой

$$B = 1,5 \dots 3; \quad D_б = (0,306 \dots 0,126)v^2. \quad (9.7)$$

Для тихоходного элеватора с самотечной разгрузкой

$$B > 3; \quad D_б \geq 0,6v^2. \quad (9.8)$$

Геометрия движения потока груза на разгрузке позволяет конструктивно определить контуры головки кожуха и шаг ковшей на тяговом органе для обеспечения равномерного потока разгружаемого груза без ударов частиц о стенки кожуха, крошения и пыления.

*Нории* – специальные ковшовые элеваторы для вертикального транспортирования зерна и муки на мукомольных и комбикормовых предприятиях и зернохранилищах, которые имеют специфические конструктивные особенности, их основные параметры обусловлены ГОСТ 10190–70 [1, 2].



### 9.3. Особенности расчета ковшового элеватора

Производительность ковшового элеватора

$$Q = \frac{3,6v_0v\psi\rho}{t_k}, \quad (9.9)$$

где  $v_0$  – объем ковша, л;  $t_k$  – шаг ковшей, м.

Для глубоких и мелких расставленных ковшей  $t_k = (2,5...3,0)h$ , для сомкнутых ковшей с бортовыми направляющими  $t_k \approx h$ ,  $h$  – высота ковша, м [1, 2].

Тип элеватора и форму ковшей выбирают по каталогу в зависимости от транспортируемого груза. Выбранные ковши проверяют по условию кусковатости

$$A \geq x a_{\max}, \quad (9.10)$$

где  $A$  – высота ковша;  $x$  – коэффициент, зависящий от типа груза,  $x = 2...2,5$  для рядовых грузов,  $x = 4...4,5$  для сортированных [1, 2].

**Тяговый расчет.** Схема для проведения тягового расчета представлена на рис. 9.7.

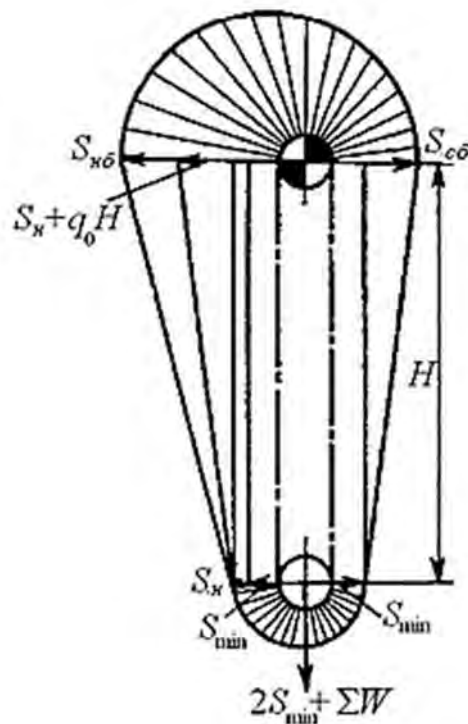


Рис. 9.7. Схема для выполнения тягового расчета вертикального ковшового элеватора

Тяговое усилие в набегающей на приводной барабан (звездочку) ветви

$$S_{H\bar{b}} = S_H + (q_0 + q_2)H. \quad (9.11)$$

Усилие в сбегающей с нижнего барабана (звездочки) ветви

$$S_H = S_{\min} + \sum W. \quad (9.12)$$

В ленточном элеваторе  $S_{\max} = S_{H\bar{b}}$ . В цепном элеваторе с учетом динамических нагрузок

$$S_{\max} = S_{H\bar{b}} + S_{\text{дин}} = S_H (q_0 + q_2)H + S_{\text{дин}}. \quad (9.13)$$

Для двухцепного элеватора усилие в одной цепи

$$S_{\max} = \frac{1,15(S_{H\bar{b}} + S_{\text{дин}})}{2}. \quad (9.14)$$

Минимальное натяжение цепи (ленты) предварительно принимают  $S_{\min} = 5 \dots 20$  кН [1, 2].

Динамическое усилие в цепи элеваторов

$$S_{\text{дин}} = \frac{3Sv^2}{z_2 t_{\text{ц}} g}, \quad (9.15)$$

где  $S$  – нагрузка от неравномерно движущейся ходовой части и груза, Н;

$$S = (2q_0 + q_2)H, \quad (9.16)$$

где  $z$  – число зубьев звездочки, шт.;  $t_{\text{ц}}$  – шаг цепи, м.

Сопротивление движению ходовой части

$$\sum W = W_H + W_{\text{зач}}. \quad (9.17)$$

Сопротивление на нижнем барабане (звездочке)

$$\sum W_H = S_{\min} \omega', \quad (9.18)$$

где  $\omega'$  – коэффициент сопротивления движению.

Сопротивление зачерпыванию

$$W_{зач} = k_3 q_2, \quad (9.19)$$

где  $k_3$  – коэффициент зачерпывания в зависимости от характеристики груза,  $k_3 = 1,25 \dots 4,0$ .

Натяжение тягового элемента в точке сбегания

$$S_{сб} = S_{\min} + q_0 H. \quad (9.20)$$

Тяговое усилие на приводном валу

$$P = (S_{\max} - S_{сб})(1 + \omega'). \quad (9.21)$$

По тяговому усилию определяется мощность электродвигателя и выбирается электродвигатель по каталогу.

По рассчитанной мощности привода выбирается редуктор и вычисляется фактическая скорость рабочего органа. По тормозному моменту выбирается тормоз.

Динамический расчет заключается в определении усилий при установившемся режиме и в период пуска.

#### 9.4. Люлочные и полочные элеваторы

Люлочные (рис. 9.8) и полочные (рис. 9.9) элеваторы предназначены для перемещения штучных грузов, они выполняются вертикальными и наклонными.

Люлочные элеваторы изготавливаются двух- и одноцепными (с консольным расположением люлек).

Полочные элеваторы имеют жестко закрепленные консольные полки-захваты, которые выполняют в виде кронштейнов с изогнутой или плоской формой опорной поверхности. Загрузка и разгрузка полочных и люлочных элеваторов производится автоматически или вручную [1, 2].

**Назначение и устройство, особенности конструкции.** Тяговым элементом люлочных элеваторов являются пластинчатые втулочные и катковые цепи, которые перемещаются со скоростью  $0,2 \dots 0,3$  м/с. Люльки закреплены шарнирно и выполняются двухпальцевыми (в двухцепных конвейерах) и однопальцевыми (в одноцепных конвейерах). Для устранения раскачивания люлек в поперечном направлении цепи снабжены ходовыми роликами и направляющими шинами.

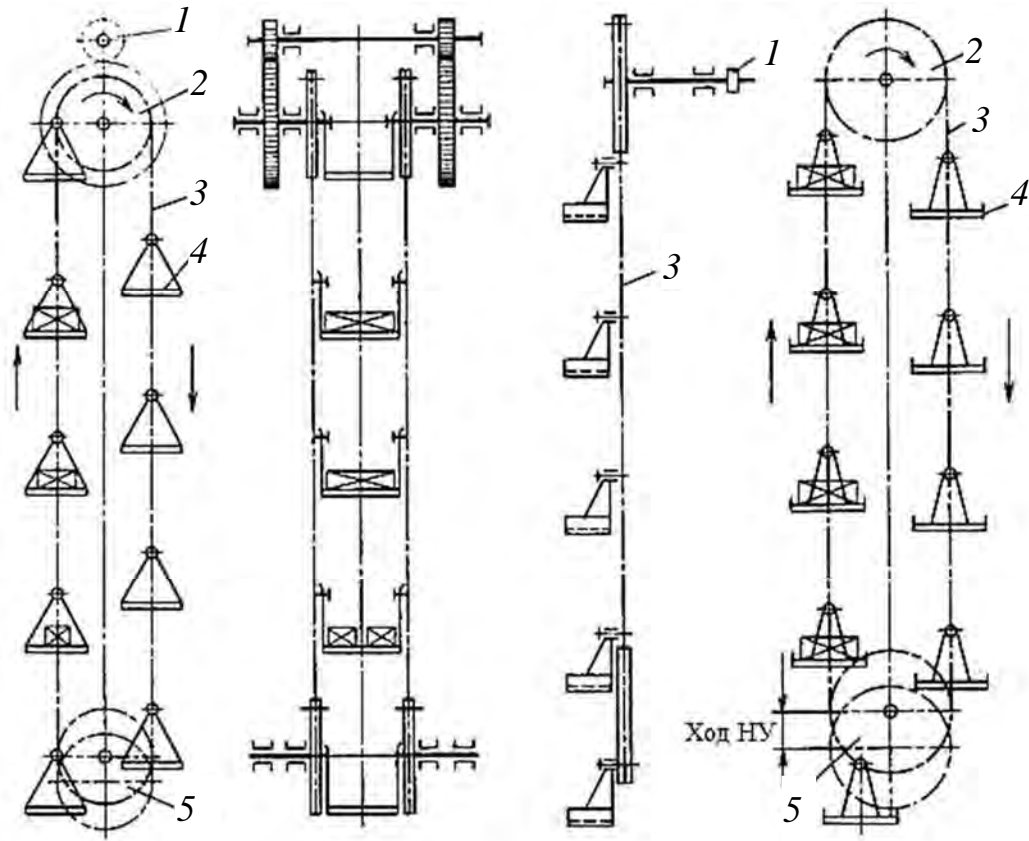


Рис. 9.8. Схема люлочного элеватора (одноцепного и двухцепного): 1 – привод; 2 – приводные звездочки; 3 – тяговые цепи; 4 – люльки; 5 – натяжные звездочки

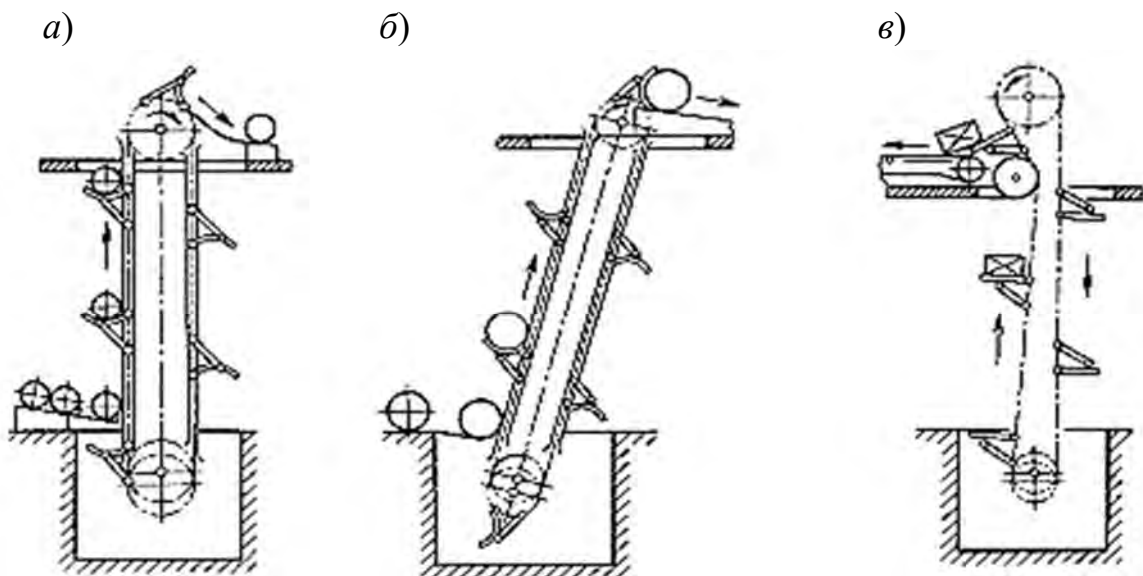


Рис. 9.9. Схемы и способы загрузки и разгрузки полочных элеваторов: а – вертикальный; б – наклонный; в – вертикальный с отклонением захвата на рабочей ветви

Полочный элеватор состоит из двух вертикально замкнутых цепей (пластинчатых втулочных или катковых), огибающих верхние и нижние звездочки. К цепям жестко прикреплены консольные захваты-полки, форма которых зависит от геометрической формы перемещаемых грузов (рис. 9.10). Полочные элеваторы имеют скорости движения  $0,2 \dots 0,3$  м/с [1, 2].

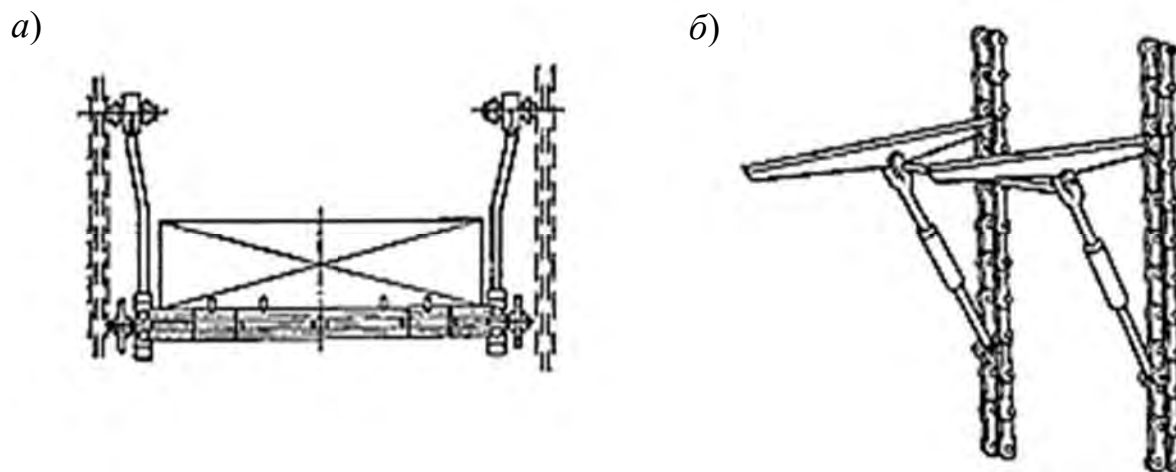


Рис. 9.10. Конструкция люльки (а) и полки (б)

**Способы загрузки и разгрузки.** Загрузка люлечных элеваторов производится на восходящей ветви, разгрузка – в любом месте нисходящей ветви. Ручная загрузка производится непосредственно установкой грузов на движущиеся люльки, разгрузка обеспечивается направляющими, стабилизирующими положение люльки в зоне загрузки.

Для автоматической загрузки и разгрузки люлек используются выдвижные и поворотные колосниковые и роликовые столы. Загрузка и разгрузка полочных элеваторов производится автоматически или вручную. Наиболее удобными для автоматизации загрузки и разгрузки являются грузы цилиндрической формы, т. к. их можно перекатывать по наклонному настилу или перегружать с колосникового стола на гребенчатую полку, а затем на стол [1, 2].

Разгрузка на восходящей ветви (см. рис. 9.9, в) производится путем отклонения полки с помощью дополнительных отклоняющих звездочек.

Захваты-полки могут снабжаться специальным поворотным приспособлением, позволяющим разгружать груз в любом месте на восходящей ветви элеватора и управляемым с помощью упоров или направляющих шин, выдвигаемых в месте разгрузки. Поворотные части захватов после разгрузки возвращаются в исходное положение с помощью пружин или направляющих шин.

**Особенности расчета люлечных и полочных элеваторов.** Производительность элеватора

$$Q = \frac{3600vz_e}{a}, \quad (9.22)$$

где  $z_e$  – число штучных грузов на одном несущем элементе;  $a$  – шаг несущих элементов.

Мощность привода

$$P = \frac{k_3 P_e}{\eta_0}, \quad (9.23)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности,  $k_3 = 1,05$ ;  $P_e$  – мощность на валу приводного элемента;  $\eta_0$  – КПД передаточного механизма.

Тяговое усилие

$$W_0 = \frac{P_e}{v}. \quad (9.24)$$

Максимальное натяжение цепи

$$S_{\max} = W_0 + S_{\min} + W_{н.в}, \quad (9.25)$$

где  $W_{н.в}$  – сила сопротивления нисходящей ветви.

$$W_{н.в} = q_0 H(\sin\beta - \omega \cos\beta), \quad (9.26)$$

где  $q_0$  – распределенная масса ходовой части.

Разрывное усилие цепи

$$P_p = \frac{S_{расч} n_k c_n}{z_k}, \quad (9.27)$$

где  $n_k$  – запас прочности цепи,  $n_k = 7 \dots 10$ ;  $c_n$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между параллельными ветвями цепи,  $c_n = 1,1 \dots 1,25$  [1, 2];  $z_k$  – число параллельных ветвей цепи.

По максимальному натяжению производятся выбор цепи, определение передаточного числа и выбор редуктора, расчет тормозного момента и выбор тормоза.

Тяговый расчет выполняется методом обхода по контуру трассы. Натяжение цепи в точке набегания цепи на натяжную звездочку принимают  $S_{\min} = 1000 \dots 2000$  Н. Максимальное натяжение цепей в точке набегания на приводные звездочки  $S_{\max} = S_{н\acute{o}}$  [1, 2].

### 9.5. Пример расчета ковшового элеватора

Требуется рассчитать вертикальный ковшовый элеватор (рис. 9.11), предназначенный для транспортирования песка.

Расчетная производительность элеватора  $Q = 30$  т/ч; высота подъема  $H = 22$  м; плотность песка  $\rho = 1,5$  т/м<sup>3</sup>.

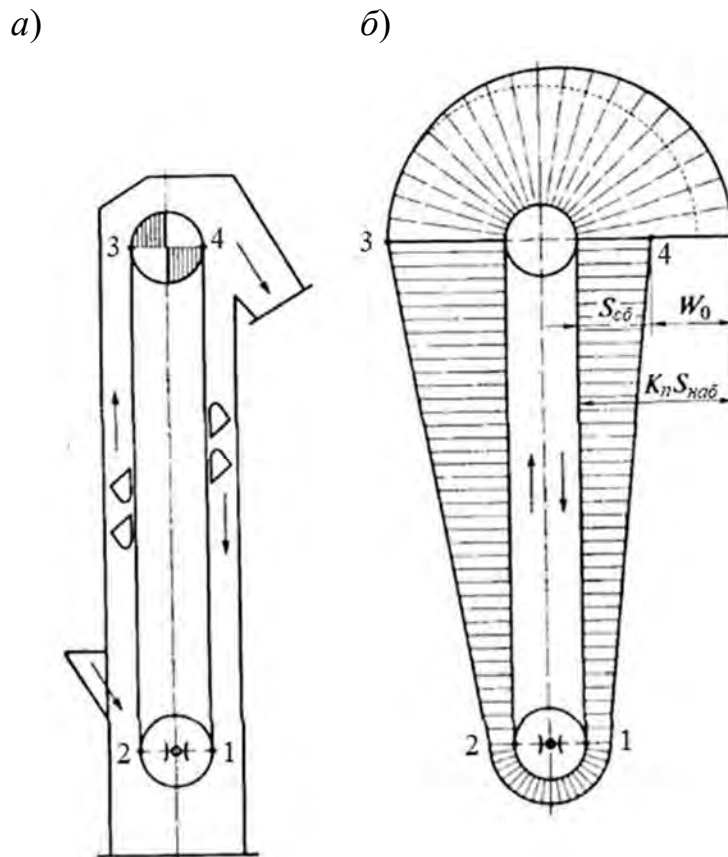


Рис. 9.11. Схема для расчета элеватора: *a* – схема элеватора; *б* – диаграмма натяжения тягового элемента

По табл. 9.2 для транспортирования песка принимают ленточный элеватор с расставленными глубокими ковшами с коэффициентом наполнения  $\psi = 0,8$  и скоростью движения ленты  $v = 1,6$  м/с [1, 2]. Выбирают ленту с четырьмя прокладками; тогда диаметр приводного барабана  $D_{\acute{o}} = 125 \cdot 4 = 500$  мм и радиус барабана  $r_{\acute{o}} = 0,25$  м. Частота вращения барабана при  $v = 1,6$  м/с

$$n = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,5} = 61 \text{ мин}^{-1}. \quad (9.28)$$

Полюсное расстояние согласно формуле (9.3)

$$l_n = \frac{895}{n^2} = \frac{895}{61^2} = 0,24 \text{ м.}$$

Так как  $l_n < r_0$ , то обеспечивается центробежная разгрузка ковшей.

Необходимая погонная вместимость ковшей

$$i_k = \frac{Q}{3,6v\psi\rho} = \frac{30}{3,6 \cdot 1,6 \cdot 1,5 \cdot 0,8} = 4,34 \text{ л/м.} \quad (9.29)$$

Табл. 9.2. Рекомендуемые значения скорости тягового элемента, коэффициента  $\psi$  заполнения ковша и вид разгрузки элеватора в зависимости от характеристики транспортируемых грузов

Груз	Типичный груз	Тип ковша	Скорость, м/с		$\psi$	Вид разгрузки
			ленты	цепи		
Пылевидный хорошо-сыпучий	Цемент, минеральный порошок	Г	1,25...1,80	–	0,8	Ц
Пылевидный и зернистый плохосыпучий	Земля, песок (влажный), химикаты (влажные)	М	1...2	0,8...2,0	0,6	Ц
Зернистый и мелко-кусовой: малоабразивный сильноабразивный	Опилки, глина сухая Гравий, шлак, щебень	Г	1,25...2,0	1,0...1,6	0,8	Ц
		О, С	0,4...0,8	0,40...0,63	0,8	СН
Средне- и крупно-кусовой: малоабразивный сильноабразивный	Каменный уголь Щебень, шлак	О, С	–	0,40...0,63	0,7	СН
		О, С	–	0,40...0,63	0,6...0,8	СН
Грузы, крошение которых недопустимо	Древесный уголь	О, С	0,40...0,63	0,40...0,63	0,6	СН

**Примечание.** Типы ковшей: Г – глубокий; М – мелкий; О – остроугольный с бортовыми направляющими; С – с бортовыми направляющими и полукруглым днищем. Виды разгрузки: Ц – центробежная; СН – самотечная направленная.



По табл. 9.3 для  $i_k = 5$  выбирается глубокий ковш шириной  $B = 250$  мм и объемом 2 л. Тогда ширина ленты  $B_d = 300$  мм и шаг ковшей  $a = 0,4$  м.

Табл. 9.3. Характеристики ковшей

Тип Г, М						
Ширина ковша $B_k$ , мм	Ковш					
	глубокий			мелкий		
	$a$ , м	$\frac{i_n}{a}$ , л/м	$A_k$ , мм	$a$ , м	$\frac{i_n}{a}$ , л/м	$A_k$ , мм
125	0,32	1,3	90	0,32	0,66	65
160	0,32	2,0	105	0,32	1,17	75
200	0,40	3,24	125	0,40	1,87	95
250	0,40	5,0	140	0,40	3,50	120
320	0,50	8,0	175	0,50	5,40	145
400	0,50	12,6	195	0,50	8,40	170
500	0,63	19,0	235	0,63	10,8	195
650	0,63	26,6	250	0,63	18,2	225

Продолжение табл. 9.3

Тип О, С						
Ширина ковша $B_k$ , мм	Ковш с бортовыми направляющими					
	остроугольный			с полукруглым днищем		
	$a$ , м	$\frac{i_n}{a}$ , л/м	$l_k$ , мм	$a$ , м	$\frac{i_n}{a}$ , л/м	$l_k$ , мм
160	0,16	4,06	105	—	—	—
200	0,20	6,50	125	—	—	—
250	0,20	10	140	—	—	—
320	0,25	16	165	—	—	—
400	0,32	24,40	225	—	—	—
500	—	—	—	0,40	70	270
650	—	—	—	0,50	120	340
800	—	—	—	0,63	187	435

Для принятых параметров ковшей и скорости движения ленты 1,6 м/с заданная производительность 30 т/ч обеспечивается при коэффициенте заполнения ковшей

$$\psi = \frac{Q}{3,6v\rho i_k} = \frac{30}{3,6 \cdot 1,6 \cdot 1,5 \cdot 5} = 0,7. \quad (9.30)$$

Распределенная масса ленты по ГОСТ 20–85 с четырьмя прокладками из ткани БКНЛ-65 составляет  $q_l = 2,55$  кг/м [1, 2].

Согласно табл. 9.4 масса глубокого ковша ( $B = 250$  мм)  $m_k = 3$  кг.

Табл. 9.4. Масса ковшей

Толщина стенки, мм	Ковш			
	глубокий	мелкий	остроугольный	с полукруглым днищем
2	0,9	0,7	1,2	–
–	–	–	–	–
3	3	2	3	–
–	5	5	5	–
4	11	11	12	–
5	–	–	–	36
–	–	–	–	63
6	–	–	–	116

Распределенная масса движущихся частей элеватора

$$q_0 = q_l + \frac{K_k m_k}{a} = 2,55 + \frac{1,14 \cdot 3}{0,4} = 11,1 \text{ кг/м}, \quad (9.31)$$

где  $q_l$  – распределенная масса тягового элемента, кг/м;  $K_k$  – коэффициент, учитывающий массу крепёжных деталей ковша,  $K_k = 1,14$ .

Распределенная масса груза

$$q_g = \frac{Q}{3,6v} = \frac{30}{3,6 \cdot 1,6} = 5,2 \text{ кг/м}. \quad (9.32)$$

В соответствии с расчетной схемой наименьшее натяжение ленты следует ожидать в точке 1, принимается  $S_1 = S_{\min}$ . Расчет ведется в общем виде, поскольку не известно натяжение  $S_4$  сбегавшей ветви с приводного барабана, необходимое для обеспечения потребного тягового усилия.

$$\begin{aligned} S_2 &= K_{1-2}S_1 + W_{зач} = 1,05S_0 + k_{зач}q_z g = \\ &= 1,05S_{\min} + 2 \cdot 5,2 \cdot 9,81 = 1,05S_1 + 102, \end{aligned} \quad (9.33)$$

где  $K_{1-2}$  – коэффициент сопротивления на барабане,  $K_{1-2} = 1,05$ ;  $k_{зач}$  – удельная работа зачерпывания,  $k_{зач} = 1,25 \dots 2,5$  Н·м/кг для мелкокусковых и  $k_{зач} = 17,5 \dots 4,0$  Н·м/кг для среднекусковых грузов при скорости ковшеи 1,0...1,25 м/с; меньшие значения принимают для двухцепных элеваторов, а бóльшие – для одноцепных и ленточных, в данном случае  $k_{зач} = 2$  Н·м/кг.

$$\begin{aligned} S_3 &= S_{наб} = S_2 + (q_z + q_0)gH = K_{1-2}S_1 + W_{зач} = \\ &= 1,05S_1 + 102 + (5,2 + 11,1)22 \cdot 9,81 = 1,05S_1 + 3616. \end{aligned} \quad (9.34)$$

При подсчете против движения ленты

$$S_4 = S_{сб} = S_1 + q_0gH = S_1 + 11,1 \cdot 22 \cdot 9,81 \leq S_1 + 2393. \quad (9.35)$$

Из условия непроскальзывания ленты на барабане

$$S_3 = S_4 \frac{e^{\mu\alpha}}{K_{тр}} = S_4 \frac{1,37}{1,25} = 1,5S_4, \quad (9.36)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата приводного барабана,  $\alpha = 180^\circ$ ;  $\mu$  – коэффициент трения ленты по барабану, при большой влажности  $\mu = 0,1$ ;  $e^{\mu\alpha} = 1,37$  (см. табл. 4.3);  $K_{тр}$  – коэффициент запаса по трению,  $K_{тр} = 1,25$ .

Откуда

$$1,05S_1 + 3616 = 1,05(S_1 + 2393), \quad S_1 = 2187 \text{ Н.}$$

Принимается  $S_1 = 1200$  Н. Тогда

$$S_3 = S_{наб} = 1,05S_1 + 3616 = 5912 \text{ Н;}$$

$$S_4 = S_{c6} = S_1 + 2393 = 4580 \text{ Н.}$$

Необходимое число прокладок ленты при  $k_p = 55 \text{ Н/мм}$ , запасе прочности  $C_n = 10$  и коэффициенте  $K_o = 0,9$ , учитывающем ослабление ленты отверстиями под болты крепления ковшей,

$$i_n = \frac{C_n S_{\max}}{B k_p K_o} = \frac{10 \cdot 5912}{300 \cdot 55 \cdot 0,9} = 3,98. \quad (9.37)$$

Принимается  $i_n = 4 [1, 2]$ .

Тяговое усилие на приводном барабане

$$W_0 = S_3 - S_4 = 5912 - 4580 = 1332 \text{ Н.} \quad (9.38)$$

Мощность приводного двигателя при КПД приводного механизма  $\eta = 0,95$  и коэффициенте запаса  $k_s = 1,2$  рассчитывается по формуле (3.55):

$$N = \frac{k_s W_0 v}{\eta} = \frac{1,2 \cdot 1332 \cdot 1,6}{0,95} = 2,7 \text{ кВт.}$$

Таким образом, принимают электродвигатель мощностью 3 кВт с частотой вращения  $980 \text{ мин}^{-1}$ .

### ***Контрольные вопросы***

1. Назначение и устройство ковшовых элеваторов.
2. Назовите типы ковшей, используемых в ковшовых элеваторах.
3. Перечислите преимущества и недостатки ковшовых элеваторов.
4. Назовите основные элементы и основные параметры ковшовых элеваторов.
5. Чем определяется выбор тягового элемента ковшовых элеваторов?
6. Какие существуют способы установки и крепления ковшей?
7. Что такое полюсное расстояние?
8. От чего зависит характер разгрузки ковшей?
9. Назначение и устройство полочных элеваторов.
10. Назначение и устройство люлечных элеваторов.

## **10. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ**

### **10.1. Общие сведения, классификация и области применения**

Винтовые конвейеры относятся к группе транспортирующих машин без тягового органа и используются в химической и мукомольной промышленности, при производстве строительных материалов для транспортирования пылевидных, порошкообразных и мелкокусковых грузов (реже) на небольшое расстояние в горизонтальном или вертикальном направлении.

Винтовыми конвейерами не рекомендуется перемещать липкие и влажные, сильно уплотняющиеся и высокоабразивные грузы, а также грузы, дробление которых снижает их качество. Транспортирование абразивных материалов винтовыми конвейерами приводит к быстрому изнашиванию винта и желоба; очень липкие грузы налипают на винт и вращаются вместе с ним, не перемещаясь вдоль желоба. Длина горизонтальных винтовых конвейеров достигает 60 м, высота наклонных и вертикальных конвейеров – до 30 м, производительность – до 100 т/ч [1, 2].

К достоинствам винтовых конвейеров относятся компактность, простота конструкции и обслуживания, надежность в эксплуатации, удобство промежуточной разгрузки, герметичность и пригодность для транспортирования горячих, пылящих и токсичных материалов. Недостатками являются повышенная энергоемкость, измельчение грузов в процессе транспортирования, повышенный износ винта и желоба, ограниченная длина, высокая чувствительность к перегрузкам, возможность образования заторов.

В зависимости от конфигурации трассы различают винтовые конвейеры: горизонтальные или пологонаклонные под углом  $20^\circ$  (основной тип); крутонаклонные и вертикальные. К группе винтовых конвейеров относятся винтовые транспортирующие трубы.

### **10.2. Устройство и элементы конвейеров**

Горизонтальный конвейер (рис. 10.1) состоит из неподвижного желоба в форме полуцилиндра, закрытого сверху крышкой, привода (включающего электродвигатель, редуктор и две муфты), приводного вала с прикрепленными к нему витками транспортирующего винта, концевых и промежуточной подшипниковых опор, загрузочного и разгрузочного устройств.

Насыпной груз подается в желоб через одно или несколько отверстий, перемещение груза по желобу обеспечивается витками вращающегося винта, при этом груз перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспор-

тирования, как гайка вдоль винта, а затем высыпается через одно или несколько разгрузочных отверстий с затворами, расположенных в днище желоба [1, 2].

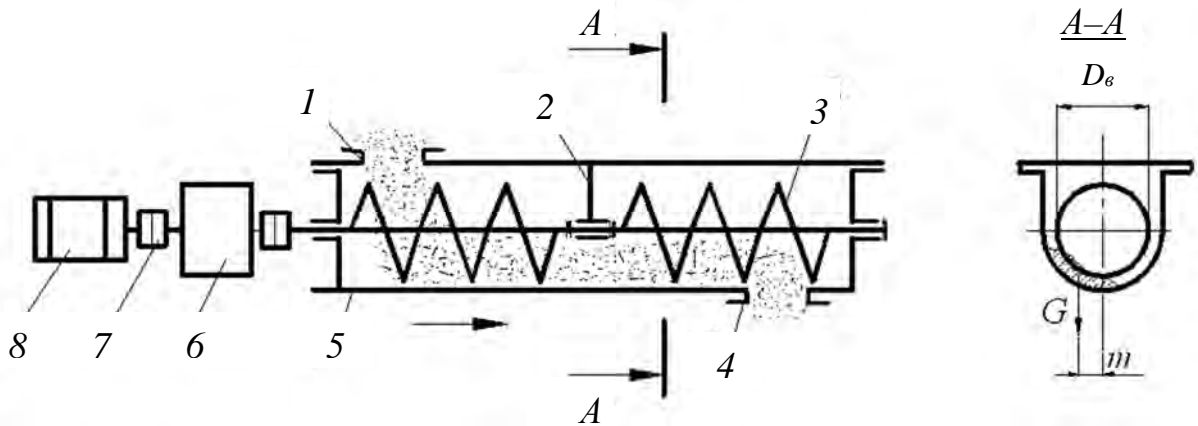


Рис. 10.1. Схема горизонтального винтового конвейера: 1 – загрузочное устройство; 2 – подвесная промежуточная опора; 3 – винт; 4 – разгрузочное отверстие; 5 – желоб; 6 – муфта; 7 – редуктор; 8 – электродвигатель

Винт конвейера представляет собой трубу с приваренными к ней лопастями, изготовленными из стального листа. Винты выполняются сплошными, ленточными и фасонными (рис. 10.2).

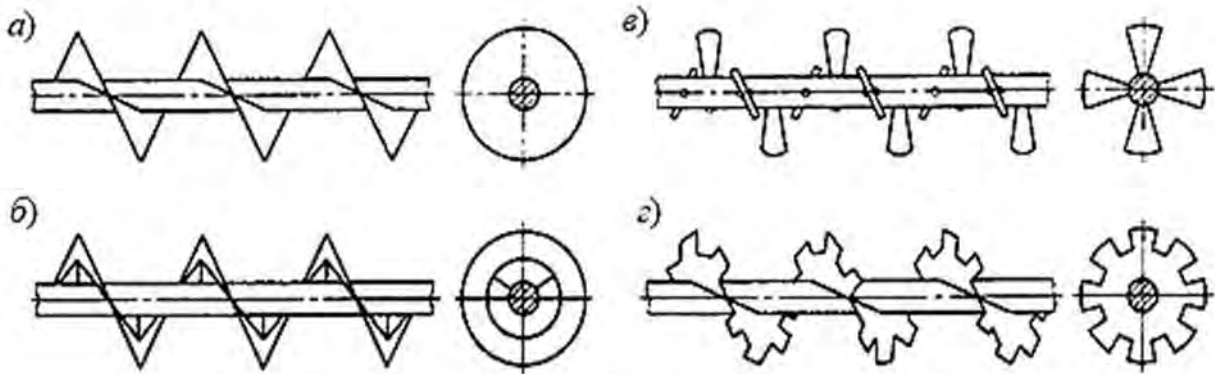


Рис. 10.2. Конструктивное исполнение винта: а – сплошной полнотенный; б – ленточный; в – лопастный; г – фасонный

Витки полнотенного и ленточного винта изготавливаются штамповкой из стального листа толщиной 4...8 мм и привариваются к валу.

Спираль ленточного и лопасти лопастного винта укрепляют на небольших стрежнях через отверстия в валу. Сплошной винт (шнек) используют для перемещения сухих, порошкообразных и мелкозернистых грузов, ленточный, лопастный и фасонный – для слеживающихся грузов или для совмещения транспортных и технологических операций (смешивания,

дробления и др.). Винт изготавливается с правым или левым направлением спирали, одно-, двух- или трехзаходным. В качестве опор винтов применяют подшипники скольжения и качения.

Длина секции винта составляет 2...4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют коротким валом. Одну из концевых опор винта снабжают упорным подшипником, который устанавливают на разгрузочном конце конвейера. Промежуточные подвесные подшипники располагают с шагом 1,5...3,5 м, в месте установки промежуточной опоры витки винта прерываются [1, 2].

Подвесные подшипники должны иметь надежное уплотнение для защиты от загрязнения, малые – длину и диаметр. Шаг винта для легкоперемещаемых грузов принимают  $t = D$ , для трудноперемещаемых грузов величину шага снижают до  $t = 0,8D$ . Частота вращения винта  $n$  зависит от характеристики перемещаемого груза, частота вращения уменьшается с увеличением диаметра винта, плотности и абразивности груза.

Диаметр винта выбирают ориентировочно, проверяют по формуле для расчета производительности и окончательно принимают в соответствии с нормальным рядом по ГОСТу: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 м [1]. Частота вращения винта  $n$ , об/мин, выбирается в зависимости от характеристики груза и диаметра винта, наибольшая допускаемая частота вращения винта

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D_B}}, \quad (10.1)$$

где  $A$  – эмпирический коэффициент;  $D_B$  – диаметр винта, м.

При перемещении кусковых грузов диаметр винта проверяют с учетом крупности кусков по условию кусковатости

$$D \geq (10 - 12)a, \quad D \geq (4 - 6) a_{\max}, \quad (10.2)$$

где  $a$  – размер кусков сортированного груза;  $a_{\max}$  – размер наибольших кусков рядового груза.

Желоб конвейера изготавливают из листовой стали толщиной 2...8 мм. Для транспортирования абразивных и горячих (до 200 °С) грузов применяют желоба из чугуна, а для легких неабразивных грузов – из дерева с внутренней футеровкой листовой сталью.

Привод винтовых конвейеров редукторный, у горизонтальных конвейеров он состоит из электродвигателя, редуктора и двух муфт, у наклонных

конвейеров привод выполняют с конической передачей для обеспечения горизонтального расположения редуктора.

Загрузочное устройство состоит из люка в крышке желоба конвейера и впускного патрубка, который обеспечивает герметичность при переходе сыпучего материала в желоб конвейера из бункеров или технологических машин. Разгрузочные устройства выполняют в виде одного или нескольких отверстий в днище желоба, перекрываемых шиберными задвижками для распределения транспортируемого груза в различные приемные пункты; одиночное выпускное отверстие затвором не перекрывается.

Вертикальные винтовые конвейеры (рис. 10.3) относятся к конвейерам специального типа и состоят из вала со сплошными винтовыми витками, вращающегося в цилиндрическом кожухе (трубе), горизонтального винта-питателя и одного или двух отдельных приводов.

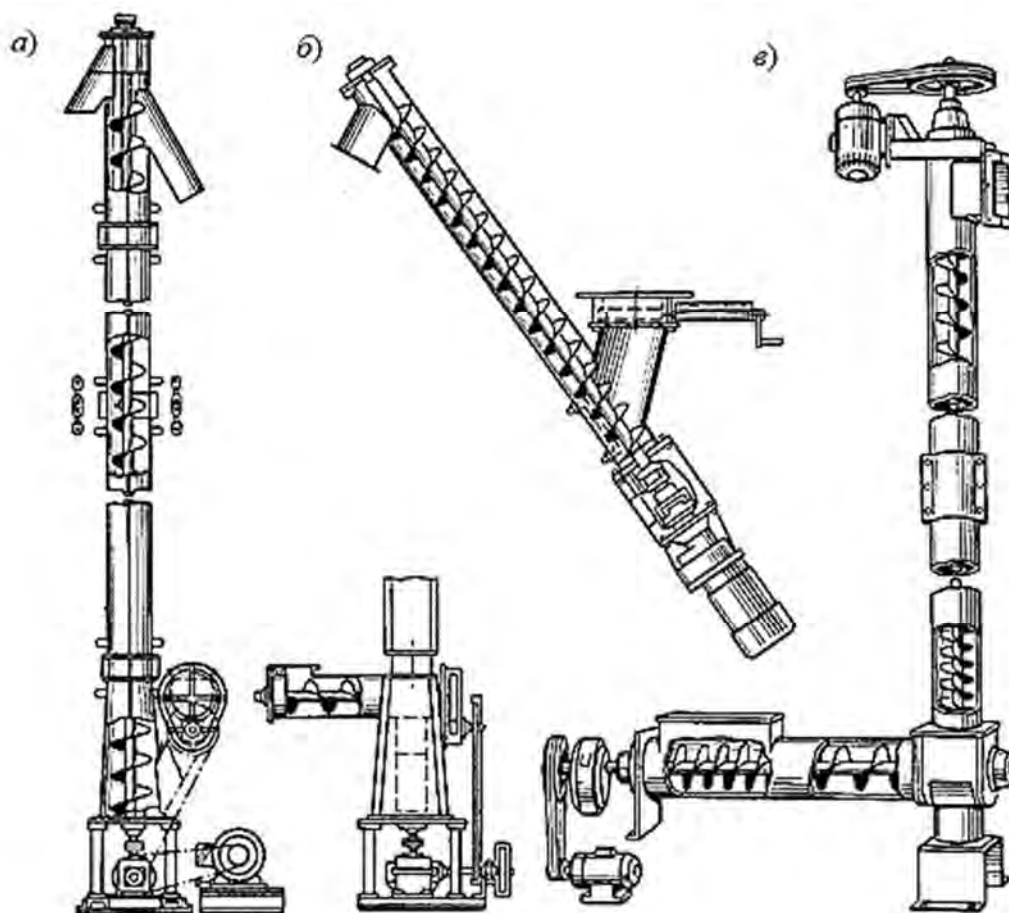


Рис. 10.3. Вертикальные винтовые конвейеры: а, в – вертикальные; б – крутонаклонный

Для создания необходимой центробежной силы винт вертикального винтового конвейера имеет бóльшую частоту вращения, чем винт горизонтального конвейера.



Конвейер снабжен одним или двумя отдельными приводами (для основного винта и для питателя), разгрузка производится через верхний патрубок в кожухе. Участок, в который подается груз, изготавливают с уменьшающимся кверху диаметром или с уменьшенным шагом. При большой высоте конвейера во избежание биения вала устанавливают промежуточные подшипники [1, 2].

Преимущества и недостатки вертикальных винтовых конвейеров те же, что у горизонтальных; по сравнению с ковшовыми элеваторами они имеют меньшие габаритные размеры и большее удобство разгрузки, но являются более энергоемкими.

Спиральные бесстержневые конвейеры относятся к конвейерам специального типа и предназначены для подачи сыпучих, пылеобразных пищевых и непищевых продуктов на различные расстояния и высоту. Спиральные бесстержневые конвейеры имеют разнообразные конфигурации трассы, просты при монтаже и обслуживании, легко адаптируются к существующим технологическим линиям и условиям производственных процессов.

### 10.3. Особенности расчета винтовых конвейеров

Производительность  $Q$ , т/ч, горизонтальных и пологонаклонных винтовых конвейеров

$$Q = V\rho = 60 \frac{\pi D^2}{4} \text{tn}\psi\rho C = 47D^2 \text{tn}\psi\rho C, \quad (10.3)$$

где  $V$  – объемная производительность конвейера, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $D$  – диаметр трубы, м;  $t$  – шаг винта, м;  $n$  – число оборотов винта, мин<sup>-1</sup>;  $\psi$  – коэффициент наполнения трубы (желоба); для конвейеров без подвесных подшипников  $\psi = 0,45$  для легкоподвижных грузов (муки, зерна),  $\psi = 0,3$  для грузов средней подвижности (песка, мелкокусковой соли и угля),  $\psi = 0,15$  для тяжелых абразивных грузов (руды, гравия, золы) [1, 2];  $C$  – поправочный коэффициент (для наклонных конвейеров), зависящий от угла наклона конвейера (табл. 10.1).

Диаметр вала винта

$$d_g \approx 35 + 0,1 D_g, \quad (10.4)$$

где  $D_g$  – диаметр винта, мм.

Табл. 10.1. Значения коэффициента  $C$ 

$\beta$ , град	0	5	10	15	20
$C$	1	0,9	0,8	0,7	0,6

## Скорость транспортирования

$$v = \frac{tn}{60}, \quad (10.5)$$

где  $t$  – шаг винта;  $n$  – частота вращения винта, зависящая от характеристики транспортируемого груза и диаметра винта; максимальная частота вращения винта  $n = 60/D_g$  для легких неабразивных материалов,  $n = 45/D_g$  для тяжелых неабразивных материалов,  $n = 30/D_g$  для тяжелых абразивных материалов [1, 2].

Наибольшая допустимая частота вращения винта

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D_g}}, \quad (10.6)$$

где  $A$  – эмпирический коэффициент (табл. 10.2);  $D_g$  – диаметр винта, м.

Табл. 10.2. Значения расчетных коэффициентов  $\psi$ ,  $A$ ,  $\omega$  в зависимости от типа транспортируемого груза

Тип груза	Расчетный коэффициент		
	$\psi$	$A$	$\omega$
Легкие и неабразивные (зерновые продукты, мука, древесные опилки)	0,4	65	1,2
Легкие и малоабразивные (мел, угольная пыль, асбест, торф, сода)	0,32	50	1,6
Тяжелые и малоабразивные (соль, кусковой уголь, глина сухая)	0,25	45	2,5
Тяжелые и абразивные (цемент, зола, песок, глина сырая, дробленая руда, шлак)	0,125	30	4,0

Общее сопротивление движению груза складывается из сил трения груза о желоб и о поверхность винта, сопротивления в промежуточных и концевых

подшипниках (включая упорный подшипник), сопротивления подъему при перемещении вверх по наклону.

На винтовом конвейере действуют трудноучитываемые сопротивления от скопления груза у промежуточных подшипников, трения на кромке винта о частицы, затягиваемые в зазор между винтом и желобом, и сопротивления, возникающие при перемешивании груза, – эти сопротивления учитываются коэффициентом  $\omega$  (см. табл. 10.2).

Мощность на приводном валу двигателя

$$N = \frac{Q}{360}(H + L\omega), \quad (10.7)$$

где  $H$ ,  $L$  – высота и длина транспортирования, м;  $\omega$  – общий коэффициент сопротивления движению

Крутящий момент на валу винта

$$M_0 = 1000 \frac{60N\eta}{2\pi n}, \quad (10.8)$$

где  $N$  – мощность двигателя, кВт;  $\eta$  – КПД привода;  $n$  – число оборотов двигателя, об/мин.

Наибольшая действующая на винт продольная сила

$$P = \frac{M_0}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{2M_0}{kD \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (10.9)$$

где  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии винта на радиусе  $r$ ;  $\varphi$  – угол трения груза о поверхность винта;  $r$  – радиус, на котором действует сила  $P$ , м,

$$r = \frac{kD}{2} = (0,7 - 0,8) \frac{D}{2}. \quad (10.10)$$

#### 10.4. Транспортирующие вращающиеся трубы

Транспортирующие вращающиеся трубы относятся к конвейерам специального типа.

Винтовая транспортирующая труба (рис. 10.4) вращается на установленных на некотором расстоянии друг от друга парных роликах, внутри трубы на стенке закреплены винтовые витки.

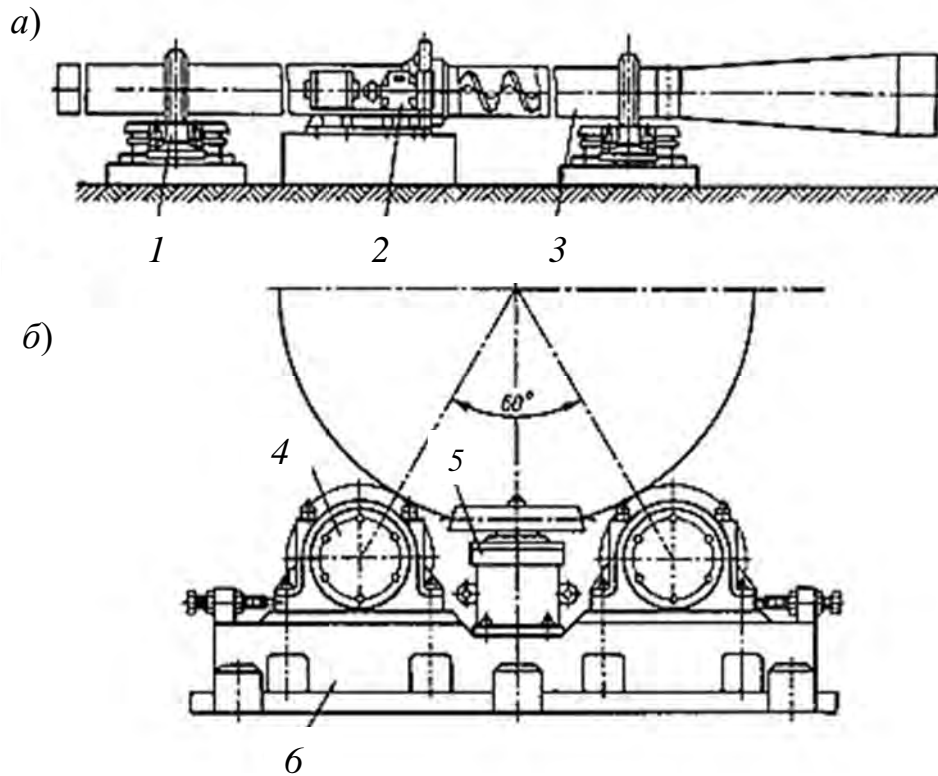


Рис. 10.4. Конструктивная схема винтовой транспортирующей трубы: *а* – общий вид; *б* – опорная рама с роликами; 1 – опорно-упорный узел; 2 – привод; 3 – труба; 4 – опорный ролик; 5 – упорный ролик; 6 – рама

При вращении трубы груз, поданный с одного конца трубы, пересыпаясь под действием силы тяжести по образуемому витками винтовому желобу, продвигается и высыпается с другого конца трубы.

В местах опирания на ролики на трубу насажены охватывающие стальные кольца (бандажи), с помощью которых труба перекачивается по роликам. Кроме опорных роликов, на тех же станинах укреплены по два упорных ролика, которые удерживают трубу от осевого смещения.

Для удобства подачи груза внутри трубы со стороны загрузки установлена коническая винтовая секция. Разгрузка транспортирующей трубы происходит ссыпанием через ее кромку.

Винтовые транспортирующие трубы устанавливают горизонтально или с небольшим наклоном, возможно исполнение транспортирующей трубы без винтовых витков с гладкой поверхностью. Перемещение груза по винтовым трубам, как правило, совмещается с технологическими производственными процессами. Длина труб составляет 200...250 м [1, 2].

К преимуществам транспортирующих труб относятся простота конструкции, надежность, изоляция от внешней среды, широкий диапазон производительности и длины.

Недостатками являются большая масса, большие габаритные размеры, высокий расход энергии (но меньший, чем на винтовых конвейерах).

### ***Контрольные вопросы***

1. Устройство винтовых конвейеров.
2. Назовите достоинства и недостатки винтовых конвейеров.
3. От чего зависит производительность винтового конвейера?
4. От чего зависит мощность на приводном валу двигателя?
5. Перечислите конструктивное исполнение и способы крепления винта.
6. Какие способы загрузки и разгрузки винтового конвейера Вы знаете?
7. Как определить наибольшую действующую на винт продольную силу?
8. Устройство и принцип действия транспортирующих труб.
9. Как определяется общее сопротивление движению груза в винтовом конвейере?
10. Для транспортирования грузов каких типов предназначены винтовые конвейеры?

## 11. КАЧАЮЩИЕСЯ, ИНЕРЦИОННЫЕ И ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 11.1. Качающиеся конвейеры

Качающийся (колебательный) конвейер представляет собой открытый или закрытый герметичный желоб или трубу, подвешенную на опорной конструкции. Желоб совершает возвратно-поступательные движения, в результате которых груз, находящийся внутри, совершает короткие перемещения вперед и постепенно передвигается по всей длине транспортирования.

Качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные, в которых груз скользит по желобу под действием силы инерции, и вибрационные, в которых груз отрывается от желоба и движется внутри него микробросками.

Качающиеся конвейеры имеют горизонтальную, пологонаклонную (с подъемом вверх или уклоном вниз под углом до  $15^\circ$ ) и вертикальную трассу с перемещением груза вверх по внутренней винтовой поверхности. Качающиеся конвейеры перемещают насыпные, штучные грузы (реже). Длина трассы горизонтальных качающихся конвейеров составляет не более 100 м, производительность – до  $400 \text{ м}^3/\text{ч}$  [1, 2].

Вертикальные качающиеся конвейеры имеют высоту до 12 м, производительность – до  $20 \text{ м}^3$ .

Качающиеся конвейеры используют на предприятиях химической и металлургической промышленности, при производстве строительных материалов (для обеспечения герметичного транспортирования пылящих, горячих, газифицирующих, ядовитых, химически агрессивных грузов).

Горизонтальные качающиеся конвейеры перемещают чугунную и литую стальную стружку (которая является очень неудобным для транспортирования грузом) в механических цехах, горячую выбитую землю, мелкое литье на машиностроительных предприятиях, горячие изделия в металлургическом производстве. Вертикальные качающиеся конвейеры используют в виде бункеров-накопителей при перемещении мелких деталей (винтов, заклепок и др.) на линиях механической обработки и сборки.

Преимуществами качающихся конвейеров являются простота конструкции, герметичность, возможность совмещения процесса транспортирования с технологическими операциями (грохочение, сушка, охлаждение), невысокий расход энергии, малый износ желоба вибрационных конвейеров.

К недостаткам относятся невозможность перемещения липких грузов, передача вибрационных нагрузок на опорные конструкции, невысокий срок службы упругих элементов и подшипников, интенсивное изнашивание

желоба, снижение скорости и производительности при перемещении мелкодисперсных грузов.

Рассмотрим процесс перемещения частицы груза, находящейся внутри трубы (желоба) качающегося конвейера, представлен ниже.

При колебательном движении наклонной плоскости (рис. 11.1) под углом  $\alpha$  с ускорением  $j_{жс}$ , направленном под углом  $\beta$ , частица груза, лежащая на этой плоскости, будет перемещаться вдоль данной плоскости.

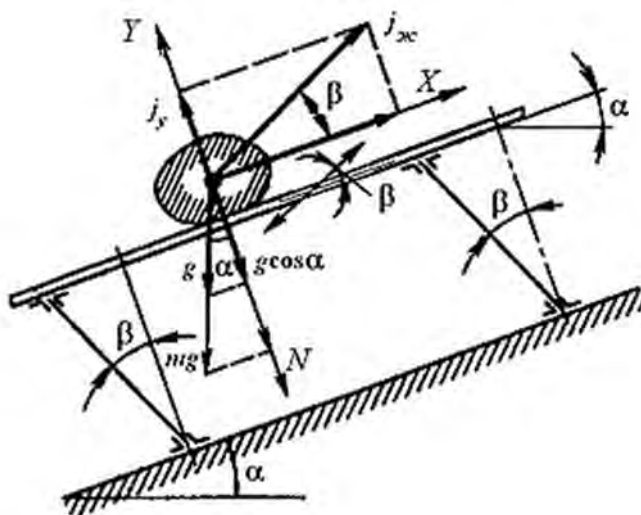


Рис. 11.1. Схема к расчету силы давления груза на желоб

При этом нормальное давление  $N$  частицы груза на плоскость (дно трубы или желоба)

$$N = mg \cos \alpha + m j_y, \quad (11.1)$$

где  $m$  – масса частицы груза;  $j_y$  – составляющая ускорения  $j_{жс}$  по оси  $Y$ ,

$$j_y = -j_{жс} \sin \beta = -a \omega^2 \sin \varphi \sin \beta. \quad (11.2)$$

Сила давления груза на плоскость

$$N = m(g \cos \alpha - a \omega^2 \sin \varphi \sin \beta), \quad (11.3)$$

где  $a$  – амплитуда колебаний плоскости;  $\omega$  – угловая скорость возбудителя колебаний;  $\varphi$  – фазовый угол колебаний,  $\varphi = \omega t$  ( $t$  – время).

При  $g \cos \alpha > a \omega^2 \sin \varphi \sin \beta$  сила давления груза на плоскость направлена вниз и является положительной (груз находится на дне желоба).

При  $g \cos \alpha < a \omega^2 \sin \phi \sin \beta$  сила давления направлена вверх и груз стремится оторваться от плоскости. Угол  $\phi$  изменяется от  $0^\circ$  до  $360^\circ$ , тогда  $\sin \phi = 1$  при  $\phi = \pi/2 = 90^\circ$ .

Коэффициент режима работы качающегося (колебательного) конвейера

$$\Gamma = \frac{a \omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}. \quad (11.4)$$

Для горизонтального конвейера  $\cos \alpha = \cos 0^\circ = 1$ , поэтому

$$\Gamma = \frac{a \omega^2 \sin \beta}{g}. \quad (11.5)$$

Коэффициент  $\Gamma$  характеризует динамический режим работы качающегося конвейера и характер движения частиц груза:

- при  $\Gamma < 1$  груз лежит на колеблющейся плоскости и перемещается, не отрываясь от нее (режим инерционных конвейеров);
- при  $\Gamma > 1$  груз отрывается от колеблющейся плоскости и перемещается микробросками (режим вибрационных конвейеров) (рис. 11.2);
- при  $\Gamma = 1$  имеют место граничные условия (рис. 11.3).

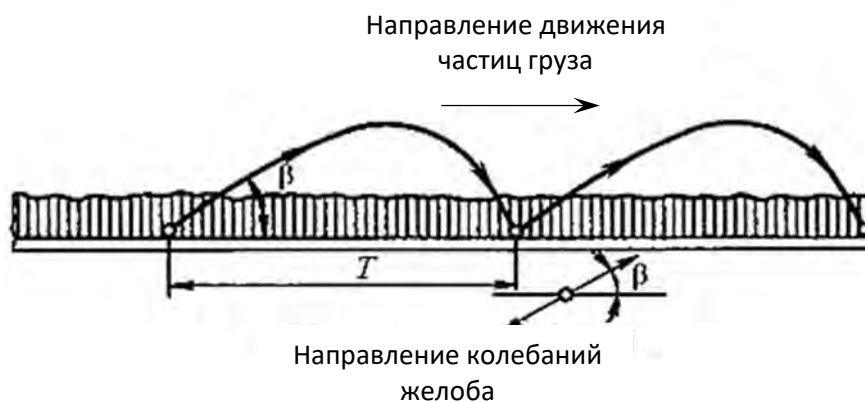


Рис. 11.2. Схема движения частиц груза на вибрационном конвейере

При выполнении условия  $1 < \Gamma \leq 3,3$  движение частицы груза является оптимальным и состоит из нескольких этапов, выполняемых в различные промежутки времени одного периода колебаний плоскости [1, 2].

Наиболее эффективным является движение частиц груза без скольжения, перемешивания, обратного движения, препятствующих рациональному перемещению.



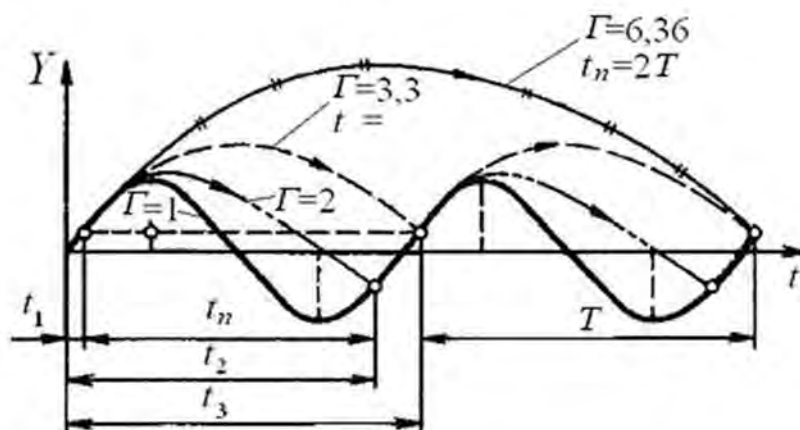


Рис. 11.3. Диаграмма движения частиц груза на вибрационном конвейере

Наиболее рациональными режимами работы конвейера считаются такие, при которых движение частиц происходит при непрерывном подбрасывании, а время их микрополета  $t_n$  составляет  $t_n = \rho T$  ( $\rho$  – любое целое число).

Движение с непрерывным подбрасыванием частиц груза происходит при значении коэффициента  $\Gamma$ , определяемом по формуле

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 \rho + 1}. \quad (11.6)$$

При  $\rho = 1$  время  $t_n$  равно одному полному периоду колебания конвейера, а коэффициент режима  $\Gamma = 3,3$ ; при  $\rho = 2$  время  $t_n = 2T$ , а коэффициент  $\Gamma = 6,36$  (см. рис. 11.3).

В результате исследований динамических режимов работы качающихся конвейеров установлено, что при  $\rho > 1$  и  $\Gamma > 3,3$  имеются определенные зоны снижения скорости перемещения груза (не происходит пропорционального увеличения скорости). При этом конвейер работает со значительными ускорениями, обуславливающими большие динамические нагрузки на привод, подшипники и другие элементы. Следовательно, для вибрационного конвейера коэффициент режима работы должен находиться в теоретических пределах  $1 < \Gamma \leq 3,3$  [1, 2].

## 11.2. Инерционные и вибрационные конвейеры

Существует два основных типа качающихся инерционных конвейеров: с постоянным (система Маркуса) и переменным (система Крейса) давлением груза на дно желоба. Конвейер Маркуса состоит из желоба, который опирается на стационарные катки, и двухкривошипного привода.

Желоб совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости: в период прямого хода скорость желоба плавно возрастает, затем резко снижается до нуля и далее меняет направление; в период обратного хода скорость желоба резко возрастает, затем плавно снижается. Во время прямого хода желоба груз движется вместе с ним без скольжения, накапливая кинетическую энергию; при резком изменении скорости груз продолжает перемещаться вперед по инерции с замедлением, скользя вперед и при обратном ходе желоба (желоб как бы выскальзывает из-под груза). При обратном ходе скольжение груза прекращается, и он вместе с желобом движется вперед.

Режим работы конвейера выбирают таким, чтобы обратный ход груза был минимальным. Сила давления груза на дно желоба в каждый цикл колебаний будет одинаковой и равной силе тяжести груза; сила трения груза по дну желоба будет тоже постоянной.

Основными параметрами конвейеров Маркуса являются амплитуда колебаний желоба 50...150 мм, частота колебаний 40...85 мин<sup>-1</sup>, ширина желоба 200...1200 мм, длина до 50 м, скорость перемещения груза до 0,2 м/с [1, 2].

Конвейер Крейса имеет желоб, который опирается на жестко прикрепленные упругие стойки-рессоры, установленные под углом 20°...30° к вертикали. Колебательное движение желоб получает от кривошипного привода, который сообщает желобу возвратно-поступательное движение одинакового характера как для прямого, так и для обратного ходов в направлении, перпендикулярном опорным стойкам.

При движении вперед желоб немного приподнимается вверх, а при движении вниз опускается. Для движения частицы груза вперед при прямом ходе желоба необходимо, чтобы сила трения груза о дно желоба была больше, чем горизонтальная составляющая силы инерции груза.

При обратном ходе, когда желоб движется назад, опускаясь, вертикальная составляющая силы инерции груза направлена вверх, а сила тяжести – вниз. Сила давления груза на дно желоба и сила трения груза уменьшаются. Для движения груза вперед при движении желоба назад необходимо, чтобы горизонтальная составляющая силы инерции была больше силы трения.

Таким образом, силы давления груза на дно желоба при прямом и обратном ходах получаются различными по значению – это обеспечивает возможность непрерывного перемещения груза по желобу.

Для конвейеров Крейса с переменным давлением груза на желоб принимают  $\Gamma < 1$ . При этом груз никогда не отрывается от желоба и скользит с переменной скоростью, а ускорение желоба

$$j_{жс} = \frac{n^2 a}{90} > \frac{fg}{\cos\beta - \sin\beta}, \quad (11.7)$$

где  $n$  – частота вращения вала кривошипа,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $a$  – амплитуда колебания;  $f$  – коэффициент трения груза о дно желоба;  $\beta$  – угол наклона опорных стоек к вертикали.

Основными параметрами конвейеров Крейса являются амплитуда колебаний 10...20 мм, частота колебаний 300...400  $\text{мин}^{-1}$ , ширина желоба 200...1000 мм, скорость движения груза на горизонтальном конвейере 0,15...0,2 м/с, угол наклона  $10^\circ \dots 15^\circ$  [1, 2].

Вибрационные конвейеры имеют много различных конструктивных исполнений и классифицируются по различным признакам:

- по направлению перемещения груза: горизонтальные; пологонаклонные; вертикальные;
- по числу одновременно колеблющихся масс: одномассные; двухмассные; многомассные;
- по характеру динамической уравновешенности: уравновешенные; неуравновешенные;
- по числу грузонесущих элементов: одноэлементные (с одинарным или сдвоенным грузонесущим элементом); двухэлементные;
- по способу крепления грузонесущего элемента: подвесная свободноколеблющаяся конструкция; опорная конструкция с наклонными направляющими упругими элементами;
- по назначению: виброконвейеры; питатели и дозаторы; грохоты;
- по характеристике и настройке упругих опорных элементов: с резонансной настройкой; с дорезонансной настройкой; с зарезонансной настройкой.

При резонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя  $\omega$  и основная частота собственных колебаний упругой системы конвейера  $\omega_0$  одинаковы или близки (для устойчивой работы конвейера  $0,85 < \omega/\omega_0 < 1,1$ ). При дорезонансной настройке  $\omega$  значительно меньше  $\omega_0$ , при зарезонансной настройке  $\omega \gg \omega_0$ .

Резонансная настройка упругой системы имеет наибольшее распространение, обеспечивает высокую производительность при малом расходе энергии при установившейся работе конвейера, но требует больших пусковых усилий.

Зарезонансная настройка обеспечивает длительную устойчивую работу машины при различных изменениях нагрузки. При зарезонансной настройке пусковые усилия снижаются, но увеличивается расход энергии при установившейся работе конвейера. Зарезонансная настройка используется для

подвесных и опорных конвейеров легкого типа. Дорезонансная настройка имеет малое применение.

Грузонесущий элемент вибрационного конвейера совершает прямолинейные (иногда круговые или эллиптические) симметричные гармонические колебательные движения.

Вертикальные вибрационные конвейеры совершают двойное движение: прямолинейное вдоль вертикальной оси и вращательное вокруг вертикальной оси. Вибрационные конвейеры должны обеспечивать минимальную передачу динамических нагрузок на опорные конструкции, полную герметичность транспортирования, автоматические (в том числе и промежуточные) загрузку и разгрузку, минимальную массу, малые габариты по высоте, высокую надежность.

Наиболее эффективным является использование вибрационных конвейеров для перемещения сухих однородных порошкообразных, зернистых и мелкокусковых грузов.

### 11.3. Горизонтальные и пологонаклонные вибрационные конвейеры

**Подвесные виброконвейеры.** Желоб (или труба) вибрационного конвейера подвесной конструкции (рис. 11.4) свободно подвешен на амортизаторах к опорным стойкам.

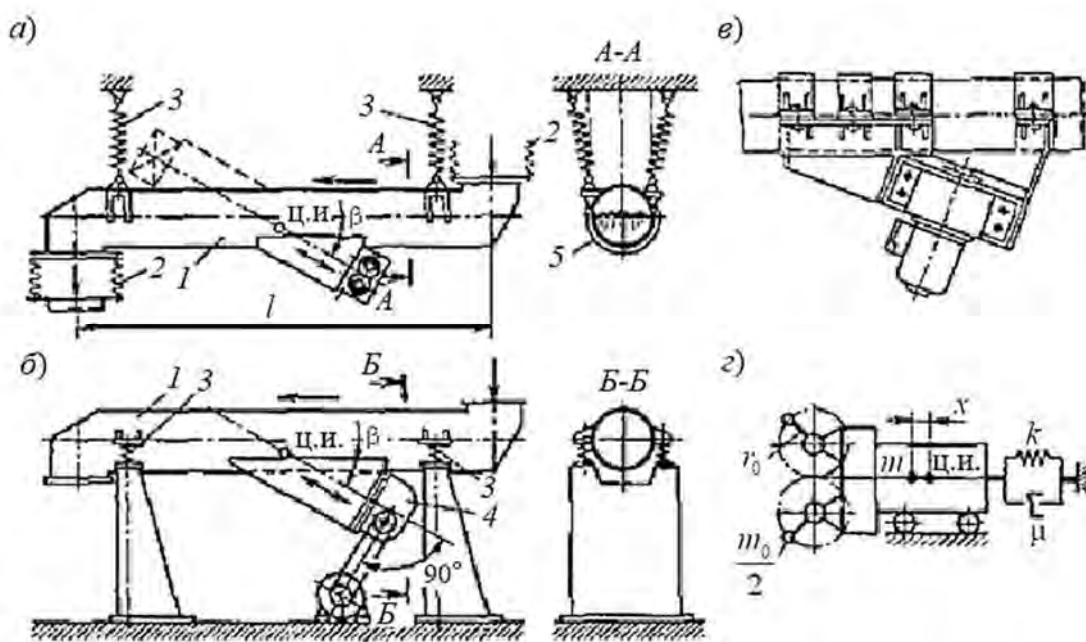


Рис. 11.4. Схемы одномассных свободно колеблющихся вибрационных конвейеров: *a–в* – конструктивные; *г* – расчетная; *1* – желоб (труба); *2* – гофрированный патрубок; *3* – амортизатор; *4* – привод; *5* – предохранительный пояс

Желоб получает направленные колебания от центробежного привода, имеющего нижнее или верхнее расположение. Для обеспечения перемещения груза в заданном направлении привод устанавливают под углом  $\beta = 20^\circ \dots 30^\circ$  к продольной оси конвейера.

Линия действия возмущающей силы, вызывающей колебания системы, должна проходить через центр инерции (тяжести) системы для исключения дополнительных крутильных колебаний, неблагоприятно действующих на процесс перемещения груза.

Высокая жесткость узла крепления привода к желобу обеспечивает стабильность распространения колебаний и предотвращает возможное разрушение трубы. Увеличение габаритов грузонесущего элемента повышает его массу и уменьшает амплитуду колебаний, поэтому длина вибрационных конвейеров подвесной конструкции не более 6...8 м [1, 2].

Преимуществами вибрационных конвейеров подвесной конструкции являются простота, малая масса, возможность промежуточной загрузки и разгрузки, малые динамические нагрузки на опоры. К недостаткам относятся малая длина перемещения и амплитуда колебаний, снижение амплитуды при увеличении загрузки.

Основные параметры конвейеров подвесной конструкции: диаметр трубы 160, 200, 320, 400 мм; производительность 6...50 м<sup>3</sup>/ч [1, 2].

**Опорные виброконвейеры.** Вибрационный конвейер опорной конструкции (рис. 11.5) состоит из грузонесущего элемента, установленного на опорных упругих элементах под углом  $\beta$  к вертикальной оси опорной рамы, расположенной непосредственно на фундаменте или на упругих амортизаторах.

Возмущающая сила привода должна быть направлена под углом направления колебаний  $\beta$ , ее линия воздействия должна проходить через центр инерции колебательной системы.

Основными недостатками таких конвейеров являются их неуравновешенность и передача вибронгрузок на опорные конструкции и, как следствие, необходимость использования фундаментов. Для уменьшения нагрузок служит тяжелая рама, установленная на амортизаторы (что значительно утяжеляет конвейер).

Опорные конвейеры с центробежными приводами имеют резонансную, а с электромагнитным и эксцентриковым приводом резонансную настройку упругой системы.

Основные параметры вибрационных конвейеров опорной конструкции: амплитуда колебаний желоба 6 мм; частота 680 мин<sup>-1</sup>; угол направления колебаний 22°; температура транспортируемого груза не более 100 °С [1, 2].

**Двухтрубный вибрационный конвейер** (рис. 11.6) представляет собой уравновешенную двухмассную колебательную систему с нижней и верхней

грузонесущими трубами, которые движутся возвратно-поступательно, параллельно друг другу со сдвигом фаз на  $180^\circ$ , т. е. при движении одной трубы вперед другая труба отклоняется назад на ту же величину – этим обеспечивается уравнивание движущихся масс.

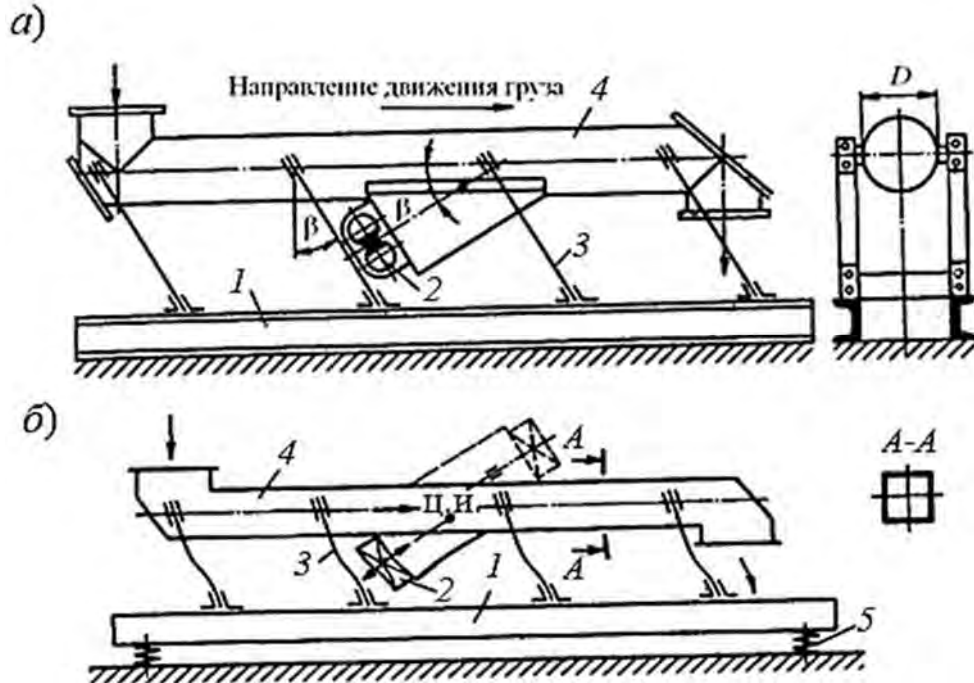


Рис 11.5. Схемы опорных вибрационных конвейеров: *a* – одномассный; *б* – двухмассный; 1 – опорная рама; 2 – вибропривод; 3 – опорные упругие элементы; 4 – желоб (труба); 5 – амортизаторы

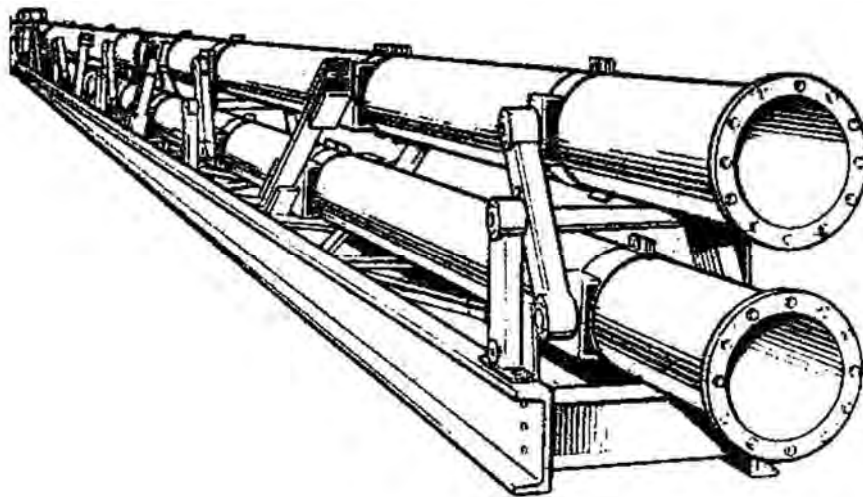


Рис. 11.6. Двухтрубный вибрационный конвейер

Транспортируемый груз перемещается по верхней и нижней трубам в одном направлении.

Основные параметры двухтрубных вибрационных конвейеров: диаметр трубы 104, 154, 220, 310, 390, 470 мм; длина 10...30 м; производительность 15...150 м<sup>3</sup>/ч [1, 2].

Преимуществами двухтрубных вибрационных конвейеров являются уравновешенность колеблющихся масс, удвоенная производительность, постоянство амплитуды колебаний, малый расход энергии из-за резонансной настройки упругой системы. К недостаткам относятся сложность конструкции и узлов промежуточной загрузки и разгрузки, большие габаритные размеры.

### 11.4. Вертикальные вибрационные конвейеры

Вертикальный вибрационный конвейер-элеватор (рис. 11.7) имеет жесткий каркас, с наружной стороны которого прикреплен открытый желоб (труба), по которому снизу вверх перемещается груз.

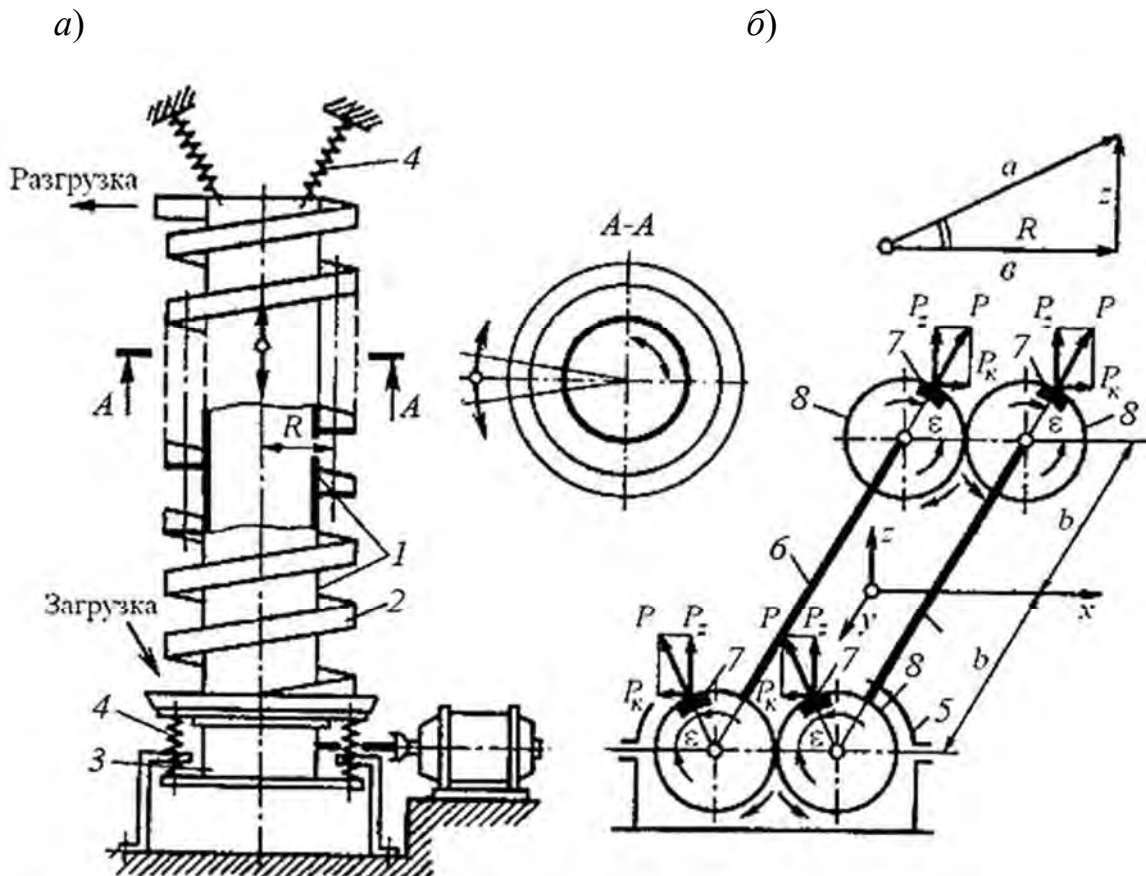


Рис. 11.7. Схема вертикального вибрационного конвейера: *a* – конструктивная схема; *б* – двухвальный центробежный вибровозбудитель; *в* – составляющие амплитуды колебания; 1 – цилиндрический каркас; 2 – труба; 3 – привод-вибровозбудитель; 4 – амортизаторы; 5 – каркас; 6 – параллельные валы; 7 – диски; 8 – зубчатые передачи

Вверху или внизу каркаса устанавливается привод-вибровозбудитель, сообщаящий каркасу направленные продольные и крутильные колебания, обеспечивающие движение груза вверх по спирали. Каркас прикрепляют амортизаторами к опорным частям здания или фундамента.

Вертикальные составляющие  $P_z$  центробежных сил  $P$  (см. рис. 11.7) вызывают колебания конвейера вдоль его вертикальной оси, горизонтальные составляющие  $P_x$  центробежных сил, направленные в разные стороны, образуют момент, вызывающий крутильные колебания конвейера. Сочетание этих колебаний при определенной частоте и амплитуде обеспечивает транспортирование груза вверх по спирали.

Вертикальные виброконвейеры имеют частоту колебаний  $1000 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$ , суммарные амплитуды колебаний  $a = 0,5 \dots 8 \text{ мм}$  [1, 2].

К основным параметрам виброконвейеров относятся диаметр желоба (трубы)  $D_\kappa = 300 \dots 900 \text{ мм}$ , ширина желоба  $100 \dots 400 \text{ мм}$ , производительность до  $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ , высота подъема  $6 \dots 12 \text{ м}$  [1, 2].

Производительность конвейера

$$Q = 3600 F_0 \nu \psi, \quad (11.8)$$

где  $F_0$  – сечение трубы (желоба),  $\text{м}^2$ ;  $\psi$  – коэффициент наполнения желоба.

Скорость транспортирования

$$v = (K_1 \pm K_2 \sin \alpha) a \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (11.9)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств груза;  $\alpha$  – угол наклона конвейера (угол подъема спирали);  $a$  – амплитуда колебаний;  $\Gamma$  – коэффициент режима работы виброконвейера.

Наружный диаметр каркаса конвейера

$$D_\kappa \geq 0,1H, \quad (11.10)$$

где  $H$  – высота подъема, м.

## 11.5. Пример расчета вибрационного конвейера

Требуется рассчитать горизонтальный двухтрубный (двухэлементный) динамически уравновешенный виброконвейер (рис. 11.8) для транспортирования крупного щебня с насыпной массой  $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$ .



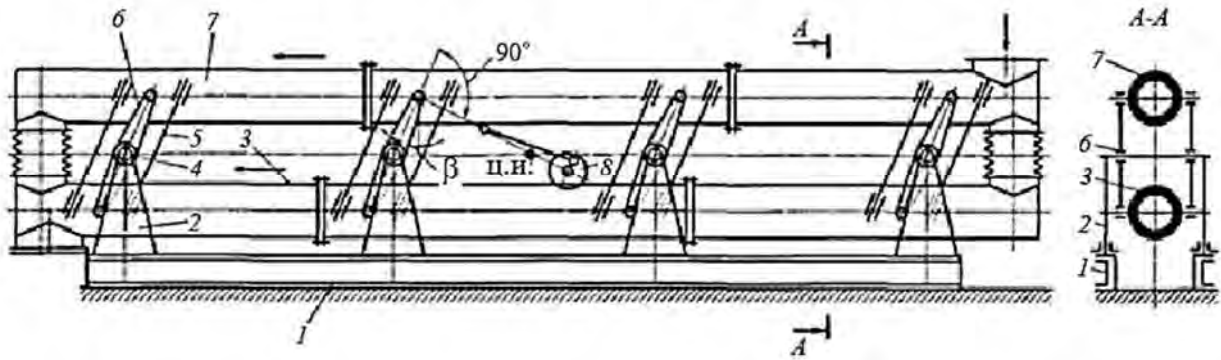


Рис. 11.8. Двухтрубный уравновешенный вибрационный конвейер: 1 – неподвижная рама; 2 – стойки; 3, 7 – грузонесущие элементы; 4 – опорная ось; 5 – пластинчатая рессора; 6 – коромысло; 8 – эксцентриковый привод; Ц.И. – центр инерции;  $\beta$  – угол направления колебаний

Производительность конвейера  $Q = 150$  т/ч; длина конвейера  $L = 30$  м; крупность куска груза  $a' = 100$  мм.

Из табл. 11.1 для двухтрубного конвейера тяжелого типа с эксцентриковым приводом  $Q > 50$  т/ч и  $L = 30$  м рекомендуемый коэффициент режима работы  $\Gamma = 1,3 \dots 2,5$ ; принимают  $\Gamma = 2$ . Из табл. 11.2 рекомендуемая амплитуда колебаний трубы при эксцентриковом приводе  $a = r = 4 \dots 8$  мм; принимают  $a = 4$  мм.

Табл. 11.1. Рекомендуемые значения коэффициента режима работы  $\Gamma$  вибрационных конвейеров

Конструкция конвейера	Тип вибрационного привода	Коэффициент $\Gamma$ для транспортирования грузов	
		пылевидных и кусковых	кусовых
Однотрубные (одножелобные) легкого и среднего типов (при $Q \leq 50$ т/ч) подвесной и опорной конструкции	Центробежный или электромагнитный	3,0...3,3	2,8...3,0
То же тяжелого типа (при $Q > 50$ т/ч)	То же	2,0...2,5	1,8...2,3
Двухтрубные и однотрубные уравновешенные, легкого и среднего типов (при $Q \leq 50$ т/ч и $L \leq 30$ м)	Эксцентриковый	1,6...2,8	1,5...2,5
То же тяжелого типа (при $Q > 50$ т/ч и $L > 30$ м)	–	1,3...2,5	1,2...2,0

Табл. 11.2. Рекомендуемые значения амплитуды  $a$  и частоты колебаний  $\omega$  вибрационных конвейеров

Тип привода	$\omega, \text{с}^{-1}$	$a, \text{мм, для грузов}$	
		пылевидных и порошкообразных	кусковых
Электромагнитный	300	1,2...2,0	0,75...1,0
Центробежный одинарный	280...150	1,2...3,0	0,8...2,5
Центробежный сдвоенный	150...100	2...4	2...3
Эксцентриковый	80...45	5...15	4...8

Угловая скорость возбудителя колебаний при  $a = 0$  и среднем угле направления колебаний  $\beta = 30^\circ$ .

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g}{a \sin \beta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{0,004 \sin 30^\circ}} = 99,04 \text{ рад/с.} \quad (11.11)$$

Критическая частота вращения эксцентрикового вала

$$n_{кр} = \frac{30\omega_0}{\pi} = \frac{30 \cdot 99,4}{3,14} = 946 \text{ мин}^{-1}. \quad (11.12)$$

Скорость транспортирования

$$\begin{aligned} v &= K_1 a \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}} = \\ &= 1,0 \cdot 0,004 \cdot 99,04 \cos 30^\circ \sqrt{1 - \frac{1}{2^2}} = 0,297 \text{ м/с,} \end{aligned} \quad (11.13)$$

где  $K_1$  – эмпирический коэффициент для кускового груза с размерами частиц 5...200 мм (в данном случае максимальный размер куска  $a' = 100$  мм),  $K_1 = 1$  (табл. 11.3).

Диаметр трубы при числе труб  $z = 2$  и коэффициенте наполнения  $\psi = 0,5$

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2826 z \psi \rho v}} = \sqrt{\frac{150}{2826 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 1,8 \cdot 0,297}} = 0,315 \text{ м.} \quad (11.14)$$

Табл. 11.3. Средние обобщенные значения опытных коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$ 

Транспортируемый груз	Размер характерных частиц, мм	Влажность, %	$K_1$	$K_2$
Кусковой	5...200	–	0,9...1,1	1,5...2,0
Зернистый	0,5...5,0	0,5...0	0,8...1,0	1,6...2,5
Порошкообразный	0,1...0,5	0,5...5,0	0,4...0,5	1,8...3,0
Пылевидный	Менее 0,1	0,5...5,0	0,2...0,5	2...5

Проверка по условию размещения кусков груза:  $D \geq 3a' = 100 \cdot 3 = 300$  мм.

Общая масса колеблющейся части конвейера (одной трубы) вместе с грузом и прикрепленными к трубе частями

$$m = m_m + m_n + m_z \lambda = 900 + 50 + 2103 \cdot 0,15 = 1315 \text{ кг.} \quad (11.15)$$

Масса трубы  $m'_m$  при ее толщине  $\delta_m = 3$  и плотности стали  $\rho = 7,8$  т/м<sup>3</sup>

$$m'_m = q_m L = 22,16 \cdot 30 = 694,8 \text{ кг,} \quad (11.16)$$

где  $q_m$  – масса 1 м трубы,

$$q_m = \rho \pi D \delta_m = 7,8 \cdot 1000 \cdot 3,14 \cdot 0,315 \cdot 0,003 = 23,16 \text{ кг/м.} \quad (11.17)$$

Масса трубы вместе с прикрепленными к ней деталями

$$m_m = 1,3m'_m = 1,3 \cdot 694,8 \approx 900 \text{ кг,} \quad (11.18)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий массу прикрепленных к трубе деталей.

Масса части привода, связанная с трубой,  $m_n \approx 50$  кг.

Масса груза, находящегося в одной трубе,

$$m_z = q_z L = 70,1 \cdot 30 = 2103 \text{ кг,} \quad (11.19)$$

где  $q_z$  – масса 1 м груза, находящегося в одной трубе,

$$q_z = \frac{Q}{3,6z\nu} = \frac{150}{3,6 \cdot 2 \cdot 0,297} = 70,1 \text{ кг/м.} \quad (11.20)$$

Коэффициент  $\lambda = 0,15$  принят по рис. 11.9 при коэффициенте режима работы  $\Gamma = 2$  [1, 2].

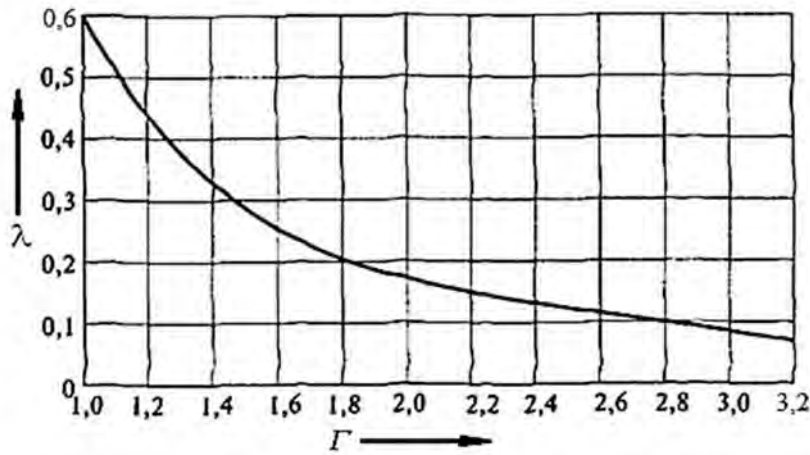


Рис. 11.9. Экспериментальная зависимость коэффициента  $\lambda$  от коэффициента режима работы конвейера  $\Gamma$

Требуемая жесткость упругой системы

$$k = \omega_0^2 m = 99,04^2 \cdot 1315 = 129 \cdot 10^5 \text{ Н/м.} \quad (11.21)$$

Суммарную жесткость упругой системы можно представить как сумму жесткостей рессор  $k_1$ , больших  $k_2$  и малых  $k_3$  резинометаллических шарниров:  $k = k_1 + k_2 + k_3$ , отсюда жесткость рессор

$$k_1 = k - k_2 - k_3 = 129 \cdot 10^5 - 16 \cdot 10^5 - 8 \cdot 10^5 = 105 \cdot 10^5 \text{ Н/м.} \quad (11.22)$$

Для ориентировочных расчетов принимается число стоек в конвейере 10 (по пять с каждой стороны); число больших резинометаллических шарниров в одной стойке – 4, всего больших шарниров  $z_2 = 10 \cdot 4$ , число малых резинометаллических шарниров  $z_3 = 80$  (по восемь в каждой стойке); приведенная жесткость одного большого шарнира  $k'_2 = 4 \cdot 10^4$  Н/м, всех больших шарниров  $k_2 = k'_2 z_2 = 4 \cdot 10^4 \cdot 40 = 16 \cdot 10^5$  Н/м, одного малого шарнира  $k'_3 = 10^4$  Н/м, всех малых шарниров  $k_3 = k'_3 z_3 = 310^4 \cdot 80 = 8 \cdot 10^5$  Н/м; число рессор  $z_1 = 320$ .

Жесткость одной рессоры

$$k'_1 = \frac{k_1}{z_1} = \frac{105 \cdot 10^5}{320} = 3,28 \cdot 10^4 \text{ Н/м.} \quad (11.23)$$

Приняв ширину рессоры  $b = 0,1$  м, длину рабочей (свободной) части рессоры  $l = 0,4$  м, определяют ее толщину

$$\delta = \alpha l \sqrt[3]{\frac{k'_1}{bE}} = 1,05 \cdot 0,4 \sqrt[3]{\frac{3,28 \cdot 10^4}{0,1 \cdot 2,15 \cdot 10^{11}}} = 0,0048 \text{ м}, \quad (11.24)$$

где  $E$  – модуль упругости рессорной стали,  $E = 2,15 \cdot 10^{11}$  МПа;  $\alpha$  – коэффициент увеличения рабочей длины рессоры,  $\alpha = 1,05$ .

Принимается  $\delta = 5$  мм.

Рассчитывается напряжение изгиба в месте заделки рессоры:

$$\sigma_u = \frac{6E\delta a c_3}{l^2} < [\sigma_u], \quad (11.25)$$

где  $[\sigma_u]$  – допускаемые напряжения изгиба, для рессор из сталей 55С2, 60С2, 60С2Н2Л  $[\sigma_u] = 100 \dots 120$  МПа [1, 2];  $a$  – амплитуда колебаний, мм;  $c_3$  – коэффициент заделки рессоры,  $c_3 = 0,5 \dots 0,7$  при  $\delta = 4 \dots 6$  мм,  $c_3 = 0,8 \dots 0,9$  при  $\delta = 2 \dots 3$  мм [1, 2].

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot 2,15 \cdot 10^{11} \cdot 0,005 \cdot 0,004 \cdot 0,68}{0,4^2} = 109,65 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа}.$$

Здесь принято  $a = 0,004$  мм, коэффициент  $c_3 = 0,68$  (при резиновых прокладках между рессорами).

Усилие в шатуне при установившемся движении при  $\mu_0 = 0,2$

$$F_{uu} = rk \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) + \mu_0^2} = 0,004 \cdot 129 \cdot 10^5 \sqrt{\left(1 - \frac{99,04^2}{99,04^2}\right) + 0,2^2} = 10320 \text{ Н}. \quad (11.26)$$

Усилие в шатуне в начале пуска, когда  $\omega = 0$ ,

$$F_{uu} = rk \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) + \mu_0^2} = 0,004 \cdot 129 \cdot 10^5 \sqrt{\left(1 - \frac{0}{99,04^2}\right) + 0,2^2} = 55810 \text{ Н}.$$

По этому усилию рассчитывают на прочность и жесткость элементы кривошипно-шатунного механизма.

Мощность привода конвейера длиной более 10 м

$$P_{\text{дв}} \approx \frac{C_{\text{г}} Q}{10^3 \eta_0} \left[ 10K_3 + (L-10)K_4 + \frac{H}{0,367} \right], \quad (11.27)$$

где  $C_{\text{г}}$  – коэффициент транспортабельности груза,  $C_{\text{г}} = 1$  для зернистых и кусковых грузов, обладающих хорошей транспортабельностью (песок, шлак),  $C_{\text{г}} = 1,5...2$  для порошкообразных и пылевидных насыпных грузов, обладающих пониженной транспортабельностью [1, 2];  $Q$  – расчетная производительность конвейера, т/ч;  $\eta_0$  – КПД механизмов привода;  $K_3$  и  $K_4$  – коэффициенты удельной затраты мощности (табл. 11.4);  $L$  – горизонтальная проекция длины транспортирования груза, м;  $H$  – высота подъема груза (при наклонном транспортировании), м.

$$P_{\text{дв}} \approx \frac{1 \cdot 150}{10^3 \cdot 0,95} \left[ 10 \cdot 4,5 + (30 - 10)3,5 + \frac{0}{0,367} \right] = 18,16 \text{ кВт.}$$

Коэффициент транспортабельности груза  $C_{\text{г}} = 1$  (для кусковых грузов);  $K_3 = 4,5$ ;  $K_4 = 3,5$  (см. табл. 11.4).

Табл. 11.4. Средние значения коэффициентов  $K_3$  и  $K_4$

Вибрационный конвейер	Расчетная производительность конвейера, т/ч	$K_3$	$K_4$
Подвесной одномассный с центробежным приводом	5...50	6...7	–
	Св. 50	5,0...5,5	–
Опорный одномассный с направляющими наклонными стойками-рессорами с центробежным приводом	5...50	7...10	5...6
	Св. 50	5...6	3,5...4,0
Двухтрубный и однострубный двухмассный, уравновешенный с эксцентриковым приводом	5...50	С жесткими шатунами	
		10...12	8... 10
		С упругими шатунами	
		4,5...5,0	3,5...4,0
	Св. 50	4... 5	3,0...3,5

Таким образом, выбирают электродвигатель с повышенным пусковым моментом типоразмера 4AP1800M6УЗ мощностью 18,5 кВт при частоте вращения  $975 \text{ мин}^{-1}$ . Передаточный механизм не требуется, т. к. частота вращения кривошипного вала ( $n_{кр} = 946 \text{ мин}^{-1}$ ) и частота вращения двигателя отличаются незначительно.

### ***Контрольные вопросы***

1. Назначение, область применения и устройство винтовых конвейеров.
2. Устройство и принцип действия качающихся конвейеров.
3. Какие существуют динамические режимы работы качающихся конвейеров?
4. Классификация вибрационных конвейеров.
5. Устройство и принцип работы инерционных конвейеров с постоянным давлением груза на дно желоба.
6. Устройство и принцип работы инерционных конвейеров с переменным давлением груза на дно желоба.
7. В чем различия принципа работы вибрационного конвейера и инерционного?
8. Устройство подвесных вибрационных конвейеров.
9. Устройство опорных вибрационных конвейеров.
10. Как определяется производительность вертикального вибрационного конвейера?

## 12. РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### 12.1. Назначение и классификация роликовых конвейеров

Роликовые конвейеры (рольганги) – это машины непрерывного транспорта без тягового органа, которые перемещают штучные грузы (слитки, плиты, профильный прокат, контейнеры, ящики и т. д.) по горизонтали или под небольшим углом наклона. При этом грузы могут перекачиваться по роликам и должны иметь плоскую опорную поверхность. Грузы транспортируются по роликам, оси которых укреплены на жесткой раме, а сами ролики имеют возможность проворачиваться вокруг оси.

Роликовые конвейеры выполняют приводными и не приводными, стационарными и переносными или передвижными. Также известны телескопические роликовые конвейеры, длина которых может изменяться в зависимости от технологических требований без изменения конструкции. Ролики приводных конвейеров приводятся во вращение двигателем и сообщают движение лежащим на них грузам; в не приводных конвейерах грузы перемещаются под действием движущей силы и приводят во вращение ролики.

По форме ролики приводных и не приводных конвейеров бывают цилиндрическими и дисковыми. Как правило, ролики имеют цилиндрическую форму и конструктивное исполнение, как у роликоопор ленточных конвейеров. Ролики изготавливают из стальной трубы, а при легких и средних условиях работы используют ролики, выполненные из синтетических полимерных материалов, поскольку они имеют меньшую массу, более долговечны, эластичны и бесшумны при работе.

Цилиндрические и дисковые конвейерные ролики устанавливаются на шарикоподшипниках на неподвижных осях.

Длина цилиндрических роликов принимается из нормального ряда 160; 200; 250; 320; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200 мм. Шаг роликов принимается из нормального ряда 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 мм [1, 2, 7].

Дисковые ролики имеют разнообразные конструкции (с наружными или внутренними кольцами из пластмассы, с однорядным или двухрядным подшипником и др.), основным их преимуществом является то, что при грузах небольших размеров оси дисковых роликов, расположенных в шахматном порядке, могут устанавливаться ближе друг к другу, обеспечивая спокойный ход грузов.

Роликовые конвейеры состоят из модульных секций длиной 2...3 м, смонтированных из группы роликов, установленных в опоры и закрепленных



на раме. Для регулирования угла наклона конвейера стойки рамы выполняют выдвижными [1, 2, 7].

Роликовые конвейеры входят в состав сложных транспортно-технологических систем и комплексов и отличаются простотой конструкции, возможностью создания трассы почти любой конфигурации и длины с многочисленными разветвлениями и пересечениями. Они используются в сочетании с другими подъемно-транспортными и транспортирующими машинами и технологическим оборудованием.

## 12.2. Неприводные роликовые конвейеры

Неприводные роликовые конвейеры (рольганги) выполняют стационарными, переносными и передвижными. Конвейеры устанавливаются с наклоном в сторону движения, и грузы перемещаются под действием собственной силы тяжести. Расстояние между осями роликов выбирают таким, чтобы груз всегда лежал не менее чем на двух роликах, т. е. не больше  $1/3$  длины груза.

Основными параметрами неприводных роликовых конвейеров общего назначения являются длина ролика 160...1200 мм и диаметр ролика 40...155 мм. Шаг роликов составляет 50...630 мм, радиусы поворотных секций – 400...4000 мм. Неприводные роликовые конвейеры (рис. 12.1) просты в эксплуатации, экономичны и отличаются удобством укладки и съема грузов; ширина ходовой части 160, 250, 400 и 650 мм, диаметры дисков 40 и 60 мм, шаг установки 40, 80 и 160 мм [1, 2, 7].

Неприводные роликовые конвейеры имеют пересечения и разветвления трассы. На криволинейных участках (повороты трассы) устанавливают по два отдельных цилиндрических или конических ролика. На неприводных роликовых конвейерах, кроме цилиндрических, используют дисковые ролики, самоустанавливающиеся по ходу грузов, шаровые опоры, обеспечивающие движение грузов в любую сторону [1, 2, 7].

К недостаткам рольгангов относятся невысокая производительность, нестабильность скорости движения, возможность остановки и самопроизвольного сбрасывания грузов, необходимость восстановления потерянной на наклонной трассе высоты.

Неприводные роликовые конвейеры имеют прямолинейные, криволинейные секции в одно- и двухрядном исполнении, а на местах пересечения трасс – вращающиеся роликовые и невращающиеся шариковые поворотные столы. Криволинейные участки характеризуются повышенным сопротивлением движению, что приводит к увеличению их угла наклона.

Использование элементов роликовых конвейеров в различных комбинациях позволяет объединить в единую транспортную систему

неодинаковые по ритму участки технологической линии. Эти элементы имеют автоматическое управление и обеспечивают регулирование очередности поступления грузов на основной конвейер.

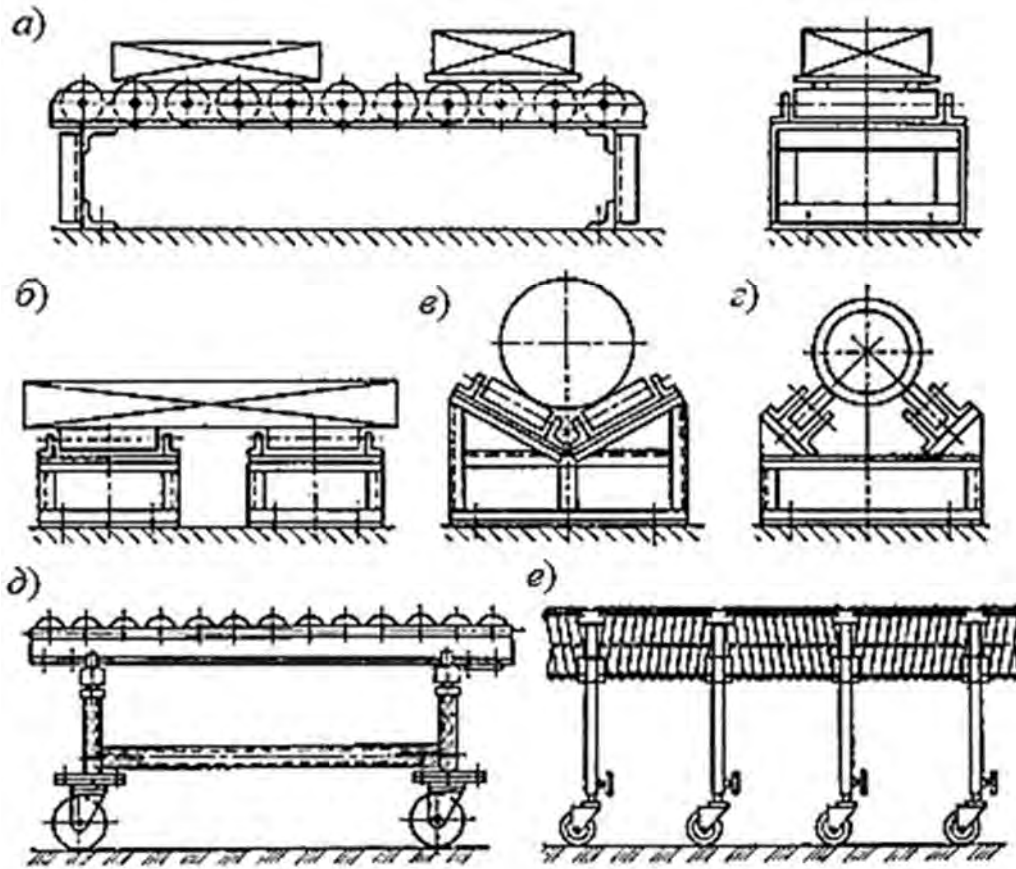


Рис. 12.1. Неприводные роликовые конвейеры: а – стационарный однорядный; б – стационарный раздельный сдвоенный; в – сдвоенный с наклонными роликами для цилиндрических грузов; г – с наклонными роликами (дисками) для труб; д – передвижной; е – передвижной раздвигающийся

При свободном движении груза под уклон возможен его разгон до большой скорости, для ограничения или регулирования скорости на роликовом настиле устанавливают тормозные устройства разнообразных конструкций. На сходящихся под острым углом конвейерах для предотвращения столкновения грузов располагают блокирующие устройства.

При выборе шага роликов необходимо учитывать, что чем меньше шаг, тем спокойнее ход груза, меньше среднее давление его на ролик, выше металлоемкость и стоимость конвейера, больше сопротивление движению и угол наклона настила.

Принимают длину ролика  $l_p < (0,45 \dots 0,2)l_{гп}$  ( $l_{гп}$  – длина опорной поверхности груза), обычно  $l_p = 1/3 l_{гп}$ . Для коротких высоких грузов или

грузов со смещенным по длине центром масс выполняют проверку на устойчивость.

### 12.3. Расчет неприводных роликовых конвейеров

Из-за неопределенности распределения веса  $G_{zp}$  груза на ролики ограничиваются определением средней нагрузки  $P$  на ролик в целом.

При  $2l_p < l_{zp} < 3l_p$   $P = 0,5G_{zp}$ , при  $3l_p < l_{zp} < 4l_p$   $P = 0,33G_{zp}$ , при  $4l_p < l_{zp} < 5l_p$   $P = 0,25G_{zp}$ .

Работа груза в период вращения ролика с ускорением складывается из работы трения и кинетической энергии ролика:

$$A = \frac{KPv^2}{2g}, \quad (12.1)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий распределение вращающейся части ролика,  $K = 0,8 \dots 0,9$ .

Полная сила сопротивлению движения груза

$$W = W_1 + W_2 + W_3. \quad (12.2)$$

Сопротивление качению груза по роликам

$$W_1 = \frac{2Gk}{D}, \quad (12.3)$$

где  $k$  – коэффициент трения качения груза по роликам;  $D$  – диаметр ролика.

Сопротивление трению в цапфах ролика

$$W_2 = \frac{(G + Pz')\mu d}{D}, \quad (12.4)$$

где  $z'$  – количество роликов, на которых лежит груз;  $\mu$  – коэффициент трения в шейке ролика;  $d$  – диаметр шейки ролика.

Для одного ролика работа равна  $2A$ , для всех  $z$  роликов на конвейере  $2Az$ , тогда сопротивление скольжению груза по роликам

$$W_3 = \frac{2Az}{L} = \frac{kPzv^2}{gL}, \quad (12.5)$$

где  $L$  – длина конвейера (путь перемещения груза).

Коэффициент сопротивления движению груза  $\omega'$  и равный ему тангенс угла  $\beta$  наклона конвейера

$$\omega' = \operatorname{tg}\beta = \frac{W}{G}. \quad (12.6)$$

Угол наклона роликового конвейера зависит от силы тяжести вращающихся частей роликов и массы перемещаемого груза, коэффициента трения качения, который изменяется в зависимости от состояния опорной поверхности груза, диаметра роликов и типа подшипников (на криволинейных участках трассы наклон увеличивается на 0,5 %...1 %) [1, 2, 7]. С уменьшением массы грузов необходимо увеличивать угол наклона конвейера.

Ось и обечайку ролика проверяют на прочность и жесткость.

#### **12.4. Приводные роликовые конвейеры, типы и общее устройство**

Приводные роликовые конвейеры получили широкое применение в металлургической и деревообрабатывающей промышленности, в прокатных цехах, на заводах, производящих резку и раскрой листового и профильного металла, а также на складах готовой продукции. На отдельных участках прокатного производства такие конвейеры являются незаменимым транспортным средством.

В приводных роликовых конвейерах вращение на все рабочие ролики передается от двигателя, поэтому классификация таких конвейеров производится по способу передачи на ролики движущей силы. Приводные роликовые конвейеры бывают с групповым и индивидуальным приводом. По назначению их классифицируют как транспортные с групповым приводом и рабочие реверсивные с индивидуальным приводом для каждого ролика [1, 2, 7].

При групповом приводе движение роликам передается продольным трансмиссионным валом (рис. 12.2), приводными цепями (рис. 12.3), клиновыми ремнями или лентой.

Конвейеры такой конструкции используются для тяжелых условий работы, они выполняются реверсивными и служат в металлургическом производстве для подачи металла к прокатным станам, плавильным и охлаждающим камерам.

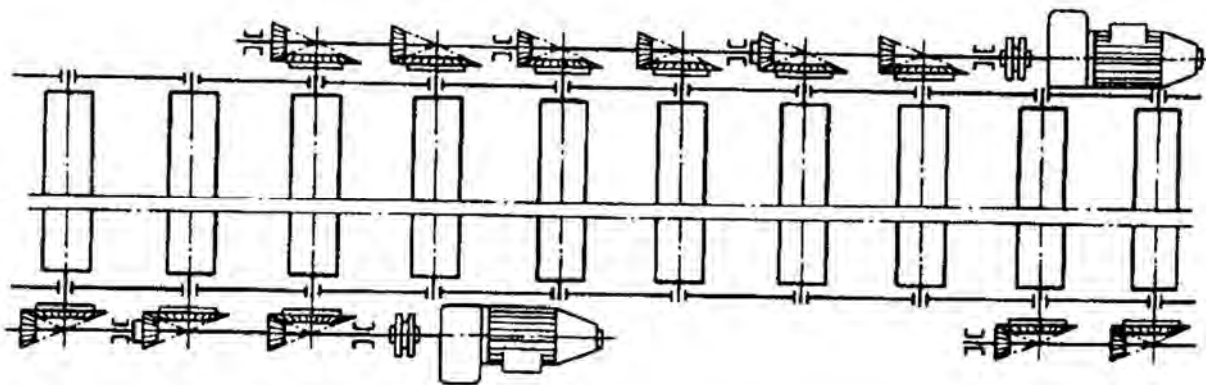


Рис. 12.2. Схема привода роликового конвейера с продольным валом и коническими зубчатыми передачами

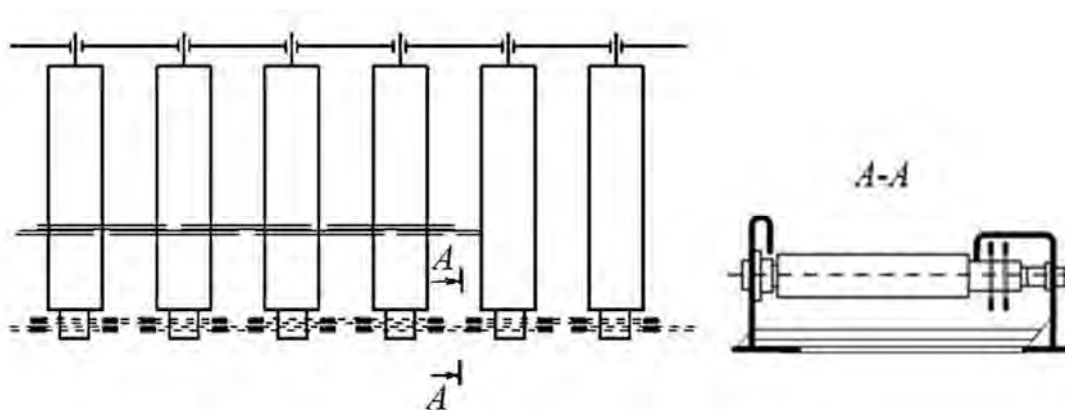


Рис. 12.3. Схема группового привода роликового конвейера, осуществляемого с помощью приводных цепей от ролика к ролику

Тихоходный групповой привод устанавливают на конвейерах общего назначения для транспортирования легких, средних и тяжелых (реже) грузов.

## 12.5. Расчет приводных роликовых конвейеров

Необходимая мощность двигателя

$$N = \left( \frac{QH}{360} + \frac{QL_r \omega'}{360} + \frac{zP\omega'_1 v}{1000} \right) \frac{1}{\eta}, \quad (12.7)$$

где  $Q$  – расчетная производительность, т/ч;  $H$  – высота подъема, м;  $L_r$  – длина горизонтальной проекции, м;  $\omega'$  – коэффициент сопротивления движению грузов;  $\omega'_1$  – коэффициент сопротивления вращению роликов;  $\eta$  – КПД механизма,  $\eta = 0,8 \dots 0,85$ ;  $P$  – расчетная нагрузка на ролик, кг.

Для горизонтального конвейера  $H = 0$ ,  $L_r = L$ , тогда мощность группового привода приводного роликового конвейера

$$N = \left( \frac{QL\omega'}{360} + \frac{zP\omega'_1 v}{1000} \right) \frac{1}{\eta}. \quad (12.8)$$

С увеличением производительности конвейера и количества роликов мощность двигателя возрастает.

Интервал времени между прохождением грузов при равномерном поступлении их на конвейер при количестве грузов в час  $z$

$$t = \frac{3600}{z}. \quad (12.9)$$

Продолжительность движения грузов по конвейеру

$$T = \frac{L}{v}. \quad (12.10)$$

Количество грузов, одновременно находящихся на конвейере,

$$z_0 = \frac{T}{t} = \frac{zL}{3600v}. \quad (12.11)$$

Наибольший крутящий момент

$$T_{\max} = \left( \frac{K_1 G \omega'}{i} + P \omega'_1 \right) \frac{D}{2}, \quad (12.12)$$

где  $K$  – коэффициент неравномерности распределения груза на роликах,  $K > 1$ ;  $i$  – количество роликов, на которых лежит груз;  $\omega'$  – коэффициент сопротивления движению груза;  $\omega'_1$  – коэффициент сопротивления движению ролика;  $D$  – диаметр ролика.

Если груз удерживается стопором, а ролики продолжают вращаться, то крутящий момент

$$T_1 = \left[ \frac{K_1 G f}{i} + \left( \frac{K_1 G}{i} + P \right) \omega'_1 \right] \frac{D}{2}, \quad (12.13)$$

где  $f$  – коэффициент трения груза о поверхность ролика.

Для рабочих (маневровых) конвейеров у прокатных станков для подачи и отвода металла характерны частые и быстрые изменения направления движения, поэтому при расчете учитывают силы, действующие в периоды ускоренного движения в следующих случаях.

1. Груз катится по роликам без скольжения.

Сила трения груза массой  $m$

$$mgf_0 \geq mj_0 \quad \text{или} \quad j_0 \leq gf_0, \quad (12.14)$$

где  $f_0$  – коэффициент трения покоя груза относительно поверхности роликов;  
 $j_0$  – ускорение груза.

2. Груз катится и одновременно скользит по роликам, но между грузом и роликами действует сила трения  $Gf$ .

Сила трения груза о ролики меньше силы инерции груза:

$$j = gf, \quad (12.15)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения груза о поверхность роликов.

Момент в период ускорения на валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = (T_{\text{ст}} + T_{\text{дин}}) \frac{1}{\kappa_n \eta} + J_{\text{дв}} \varepsilon_{\text{дв}} C, \quad (12.16)$$

где  $T_{\text{ст}}$  – статический момент на валу роликов в период ускорения;  
 $T_{\text{дин}}$  – динамический момент на валу роликов;  $\kappa_n$  – передаточное отношение между валом двигателя и валом роликов;  $\eta$  – КПД передаточного механизма;  
 $J_{\text{дв}}$  – момент инерции двигателя;  $\varepsilon_{\text{дв}}$  – угловое ускорение вала двигателя;  
 $C$  – коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся масс передаточного механизма,  $C = 1,1 \dots 1,2$  [1, 2, 7].

Пусковой момент двигателя определяется по условию обеспечения разгона груза до скорости  $v$  с максимально возможным постоянным ускорением  $j_{\text{max}}$  из условия непроскальзывания груза по роликам и, как правило, в 1,8–2 раза больше номинального при установившемся движении. Для привода лучше выбрать двигатели с повышенным пусковым моментом [1, 2, 7].

## 12.6. Пример расчета неприводного роликового конвейера

Требуется рассчитать гравитационный роликовый конвейер (см. рис. 12.1, *a*) с прямолинейной трассой для транспортирования металлических контейнеров массой  $m = 200$  кг со скоростью  $v = 0,5$  м/с.

Длина контейнера  $l_2 = 1,8$  м, ширина  $b_{zp} = 0,55$  м; производительность конвейера  $Z = 250$  шт./ч, длина конвейера  $L = 30$  м. Расстояние между грузами

$$t_2 = \frac{3600v}{Z} = \frac{3600 \cdot 0,5}{250} = 7,2 \text{ м.} \quad (12.17)$$

Из табл. 12.1 выбирают угол наклона конвейера  $\beta = 2^\circ$ .

Табл. 12.1. Рекомендуемый угол наклона гравитационных роликовых конвейеров

Груз	Масса единицы груза, кг	Угол наклона конвейера, град
Контейнеры из листового металла	Менее 30	2...3
	30...150	2,0...2,5
	150...500	1,5...2,0
	500...1000	1,0...1,5
Деревянные поддоны, ящики из строганных досок	Менее 25	2,0...2,5
	25...125	1,5...2,0
	500...1200	0,5...1,5
	100...600	0,5...1,5
Брусья деревянные, доски	Менее 15	2,0...2,5
Сталь листовая:		
	рихтованная	Менее 30
нерихтованная	Менее 30	2...3
Бетонные изделия	Менее 100	2...3
Картонные коробки	Менее 30	4...7

Шаг роликов определяется из условия  $t_p < 0,45l_2$ ,  $t_p < 810$  мм. Принимают шаг роликов  $t_p = 630$  мм.



Ширина конвейера (длина ролика)

$$B = k_{з.ш} b_{рп} = (1,1 \dots 1,2) 550 = 605 \dots 660 \text{ мм}, \quad (12.18)$$

где  $k_{з.ш}$  – коэффициент запаса ширины,  $k_{з.ш} = 1,1 \dots 1,2$ .

Принимают ширину конвейера 650 мм.

Число роликов под грузом

$$z' = \frac{l_z}{t_p} = \frac{1,8}{0,63} = 2,86, \quad (12.19)$$

принимают  $z' = 3$ .

Средняя расчетная нагрузка на один ролик

$$F_p = 0,5mg = 0,5 \cdot 200 \cdot 9,81 = 981 \text{ Н}. \quad (12.20)$$

Из номограммы (рис. 12.4, б) при нагрузке, приходящейся на один ролик, 981 Н и длине ролика 650 мм выбирается диаметр ролика  $D = 60$  мм.

Из табл. 12.2 масса одного ролика  $m_p = 4,8$  кг. Диаметр цапфы ролика  $d = (0,2 \dots 0,25)D = (0,2 \dots 0,25)60 = 12 \dots 15$  мм, принимают  $d = 12$  мм.

Табл. 12.2. Характеристики роликов

Параметры	Диаметр ролика, мм				
	40/42*	57/60	73/76	105/108	155/159
Диаметр конца оси, мм	10	12	5	22	42
Допустимая нагрузка на ролик при минимальной длине, кН	1	3	5	10	20
Длина ролика, мм	160...650	200...800	200...1000	250...1200	320...1200
Масса одного ролика, кг, не более	1,1...3,5	2,1...5,3	3,2...11	8...30	19,2...46

**Примечание.** \* – в числителе условной дроби указан диаметр обработанного ролика, в знаменателе – необработанного.

Общее число роликов в конвейере

$$z = \frac{L}{t_p} = \frac{30}{0,63} = 48. \quad (12.21)$$

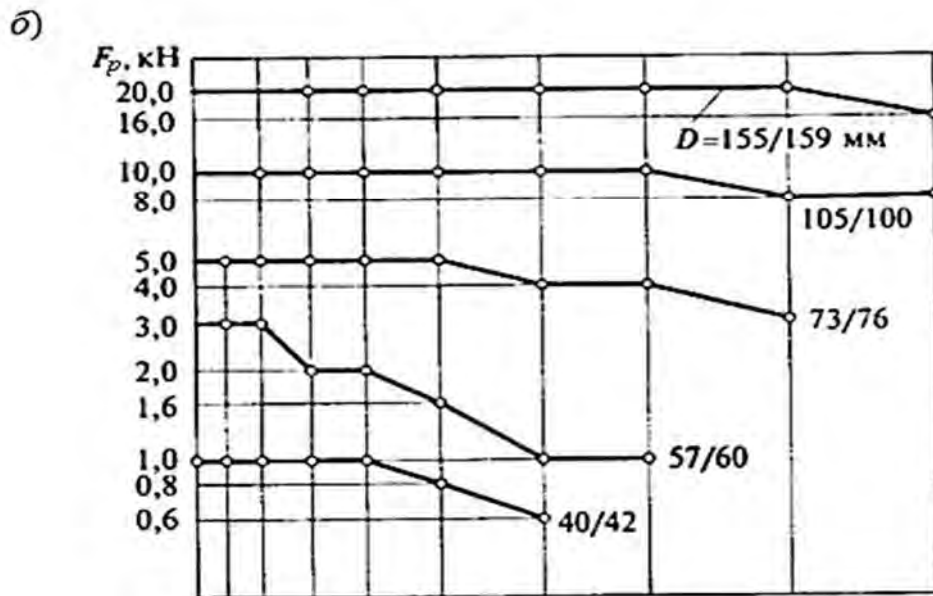
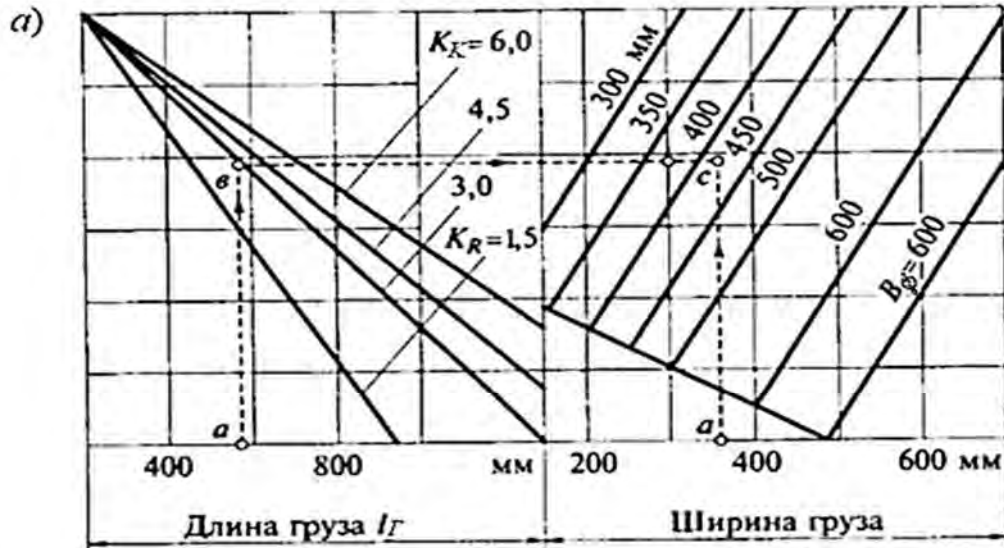


Рис. 12.4. Номограммы для определения параметров неприводных роликовых конвейеров:  $a$  – ширина  $B_p$ ;  $b$  – диаметр  $D$  в зависимости от расчетной нагрузки  $F_p$  и ширина конвейера (длина ролика)  $B$ ;  $K_K$ ,  $K_R$  – эмпирические коэффициенты

Принимают коэффициент трения качения груза по роликам  $\mu = 5 \cdot 10^{-4}$  м, коэффициент трения в цапфах роликов для средних условий работы  $f = 0,04$ .  
Соппротивление движению одного груза

$$W = \left[ m \frac{2\mu}{D} + (m + m_p z') f \frac{d}{D} \right] g + k_u \frac{m_p v^2}{t_p}, \quad (12.22)$$

$$W = \left[ 200 \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,06} + (200 + 4,8 \cdot 3) \frac{0,04 \cdot 0,012}{0,06} \right] 9,81 + 0,85 \frac{4,8 \cdot 0,5^2}{0,63} = 51 \text{ Н.}$$

Коэффициент сопротивления движению груза на конвейере определяется по формуле (12.6):

$$\omega = \frac{W}{m_{gp} g} = \frac{51}{200 \cdot 9,81} = 0,026. \quad (12.23)$$

При принятом угле наклона гравитационного конвейера  $\beta = 2^\circ$  проверяется условие движения груза:

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}2^\circ = 0,034 \quad 8 > \omega = 0,026. \quad (12.24)$$

Данное условие обеспечивает транспортирование контейнеров по неприводному роликовому конвейеру с выбранным углом наклона  $2^\circ$ .

### ***Контрольные вопросы***

1. Назначение и область применения роликовых конвейеров.
2. Устройство неприводных роликовых конвейеров.
3. Из каких сопротивлений складывается общее сопротивление движению груза по роликам неприводного конвейера?
4. Какие параметры являются основными для неприводных роликовых конвейеров?
5. Каково устройство приводных роликовых конвейеров?
6. Какими достоинствами и недостатками обладают рольганги?
7. От чего зависит шаг установки роликов?
8. От чего зависит угол наклона рольганга?
9. Как классифицируются приводные роликовые конвейеры?
10. Исходя из каких соображений принимается приводной двигатель роликового конвейера?

## 13. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

### 13.1. Назначение и общее устройство установок гидравлического транспорта

Установки гидравлического транспорта (рис. 13.1) служат для перемещения насыпного груза по трубам и желобам в струе жидкости (воды). Смесь груза с водой называется гидросмесью или пульпой. Принцип действия гидравлических транспортных установок заключается в том, что частицы насыпного груза захватываются потоком воды и перемещаются на необходимое расстояние с большой скоростью. После доставки груза в определенное место он отделяется от воды.

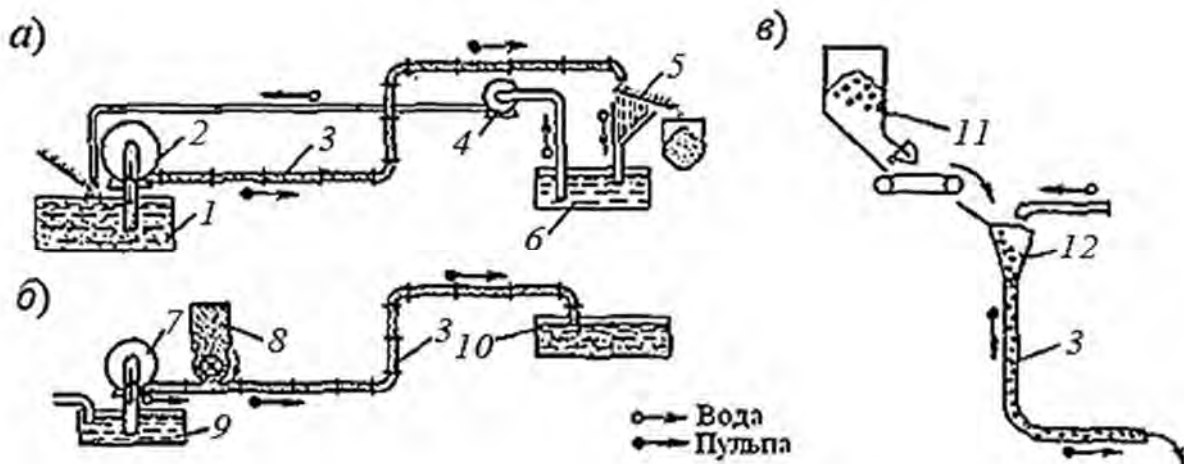


Рис. 13.1. Схемы гидротранспортных установок: *а* – с пульпонасосом; *б* – с водяным насосом и питателем; *в* – самотечная; 1 – водопровод; 2 – пульпонасос; 3 – пульпопровод; 4 – насос для чистой воды; 5 – водоотделительный грохот; 6 – резервуар для пульпы; 7 – водяной насос; 8 – бункер с питателем; 9 – резервуар для воды; 10 – резервуар для пульпы; 11 – бункер для породы; 12 – смесительная воронка

Гидротранспортные установки классифицируются как напорные и безнапорные. В безнапорных установках пульпа перемещается самотеком по специальным желобам (каналам), имеющим уклон в сторону разгрузки. Также гидросмесь может транспортироваться по трубопроводам, при безнапорном течении – самотеком по трубопроводу с уклоном в сторону разгрузки, а под напором, создаваемым насосом, может транспортироваться в горизонтальном направлении, вниз или вверх [1, 2, 8].

К преимуществам гидротранспортных установок относятся компактность трубопроводов, герметичность, высокая производительность, большая

длина транспортирования по сложной трассе, простота технического обслуживания, возможность создавать любую по очертаниям трассу, автоматизация процесса транспортирования, обеспечение загрузки и разгрузки в любой точке трассы [1, 2, 8].

Недостатками установок являются ограничение ассортимента транспортируемых грузов (по гранулометрическому составу), повышенный износ трубопровода, увеличенный расход энергии, необходимость в больших количествах воды и опасность ее замерзания в зимних условиях, повышенная влажность в закрытых помещениях.

### **13.2. Механическое оборудование установок гидравлического транспорта**

Загрузочные устройства (питатели) предназначены для подачи сыпучего груза в трубопровод, находящийся под высоким давлением. Загрузочные устройства не должны пропускать воду из трубопровода. По принципу действия выполняются камерными (наибольшее применение) и бескамерными.

Камерные питатели обеспечивают циклическую подачу груза, бескамерные – непрерывную. Цикл работы камерных питателей состоит из времени наполнения камеры, ее освобождения и маневрирования поочередно закрывающимися и открывающимися затворами. Управление затворами двух рядом стоящих секций камерных питателей выполняется поочередно, т. е. в период, когда выпускная камера одной секции заполняется грузом, вторая разгружается в трубопровод.

Пульпонасосы подразделяются на центробежные и поршневые (при перемещении неабразивных грузов). Преимуществом поршневых насосов является создание высоких давлений, недостатками – быстрый износ, большие габаритные размеры, пульсирующее действие, способствующее выпадению частиц твердых фракций в трубопровод. По конструкции и принципу действия центробежные насосы почти не отличаются от насосов для воды [1, 2, 8].

Как правило, используются одноступенчатые (основной тип), двух- и многоступенчатые насосы (достаточно редкое применение).

Основные требования, предъявляемые к насосам для прокачки пульпы: каналы должны быть рассчитаны на пропуск крупнообломочных включений (до 100 мм), поэтому насосы обычно имеют три лопасти; насосы должны быть защищены бронедисками и бронелистами от быстрого износа в абразивной среде, также применяют специальные стали и материалы, армирование навулканизированной резиной; для защиты уплотнений в их зону подается из

специальных сопел чистая вода; конструкция насосов должна предусматривать удобство обслуживания и ремонтов [1, 2, 8].

### 13.3. Назначение и общее устройство установок пневматического транспорта

Установки пневматического транспорта предназначены для перемещения насыпных и штучных грузов по трубам или желобам в струе сжатого или разреженного воздуха. Установки для насыпных грузов транспортируют пылевидные, порошкообразные, зернистые и кусковые материалы, а установки для штучных грузов используются для транспортирования по трубам производственной документации и мелких грузов, уложенных в патроны, например, почтовых отправлений (пневмопочта). Движение воздуха в трубопроводе создается нагнетательными или вакуумными насосами.

Установки, транспортирующие насыпной груз во взвешенном состоянии в потоке воздуха, разделяют на всасывающие (вакуумные), нагнетательные (напорные) и комбинированные (рис. 13.2).

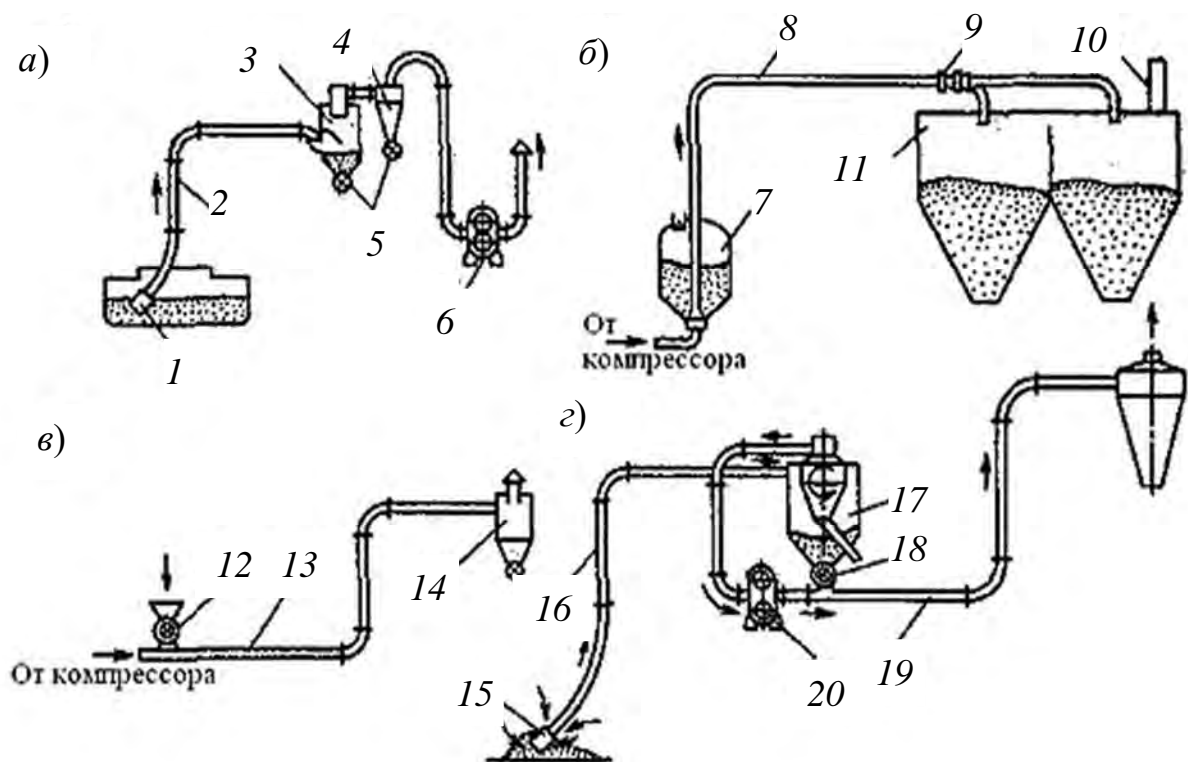


Рис. 13.2. Схемы пневмотранспортных установок: *а* – всасывающая; *б, в* – нагнетательные высокого давления; *г* – всасывающе-нагнетательная; 1, 15 – сопло; 2, 8, 13, 16, 19 – трубопровод; 3 – приемный резервуар-отделитель; 4 – пылеуловительный циклон; 5, 18 – шлюзовые затворы; 6, 20 – воздуходувная машина; 7 – камерный питатель; 9 – переключатель; 10 – фильтр; 11 – бункер; 12 – питатель; 14, 17 – отделитель

Всасывающие установки используются там, где требуется забирать насыпной груз из нескольких пунктов и передавать его в один приемный пункт, например, при выгрузке зерна из трюмов судов или барж в приемный склад (несколько сопел засасывают зерно сразу из многих отсеков трюма). Во всасывающих установках грузы перемещаются под действием разреженного воздуха, груз поступает в трубопровод через всасывающее сопло, а в конечном пункте перемещается из камеры с разреженным воздухом во внешнее пространство. Машинная часть всасывающих установок (воздушный насос и отделительное устройство) располагается с той стороны трубопровода, в которую происходит транспортирование груза [1, 2, 8].

Нагнетательные установки удобны в тех случаях, когда груз, получаемый из одного пункта, необходимо распределить по нескольким приемным точкам. В нагнетательных установках груз поступает в трубопровод с помощью питателей в находящийся под давлением трубопровод, где перемещается в струе сжатого воздуха, при этом «переносная» способность струи выше, чем во всасывающих установках из-за возможности создания большего перепада давления и большей скорости струи. Нагнетательные установки применяются для трудноперемещаемых грузов, при транспортировании на большие расстояния или на подъем. В таких установках машинная часть располагается с той стороны трубопровода, с которой происходит транспортирование груза [1, 2, 8].

Пневмоустановка комбинированного типа забирает груз из нескольких загрузочных мест и подает одновременно в несколько приемных пунктов. В установке данного типа грузы за один цикл перемещения транспортируются и под действием разреженного воздуха, и в струе сжатого воздуха. Машинная часть располагается в промежуточной точке трубопровода. Данные пневмоустановки наиболее удобны для разветвления трубопроводов с обеих сторон.

Пневмотранспортные установки для насыпных грузов по принципу действия разделяют на транспортирующие груз в потоке воздуха во взвешенном состоянии и транспортирующие груз методом аэрации. При транспортировке груза во взвешенном состоянии струя воздуха, двигаясь по трубопроводу с большой скоростью, захватывает мелкофракционный груз, образует с ним достаточно однородную аэросмесь, заполняющую сечение трубопровода, при этом частицы груза перемещаются скачкообразно во взвешенном состоянии, а также скользят по нижней стенке трубы.

При транспортировке груза методом аэрации груз насыщается воздухом до такого состояния, при котором он приобретает свойства жидкости и перетекает по наклонному желобу под действием силы тяжести. В качестве воздухоудного оборудования в нагнетательных системах используют компрессоры, воздуходувки и вентиляторы, в вакуумных (всасывающих) – вакуум-насосы и вентиляторы. Пневмотранспорт широко

применяют в строительстве, сельском хозяйстве, различных отраслях промышленности, при проведении перегрузочных операций на железнодорожном транспорте, в морских и речных портах, на транспортных перегрузочных узлах-комплексах.

Установки пневматического транспорта предназначены для перемещения таких материалов, как цемент, мелко- и среднекусовой уголь, измельченная порода, зерно, соли, и других видов сухих порошкообразных и мелкокусовых грузов. Основными параметрами пневмотранспортных установок являются производительность до 100 т/ч и длина транспортирования от 100 м до нескольких километров [1, 2, 8].

К преимуществам относятся компактность и герметичность системы, отсутствие потерь груза, сложная конфигурация трассы, высокая надежность, удобство и простота технического обслуживания из-за сосредоточения основного оборудования в одном месте, обеспечение разветвленных грузопотоков, возможность сопряжения с технологическим процессом, к недостаткам – высокая энергоемкость, интенсивное изнашивание трубопроводов (особенно на участках поворотов), ограничение ассортимента транспортируемых грузов.

#### **13.4. Механическое оборудование установок пневматического транспорта**

Загрузочные устройства (питатели) предназначены для подачи насыпных грузов в нагнетательный трубопровод. Используются камерные и бескамерные питатели. Камерные питатели выполняются одно- и двухкамерными. У однокамерного питателя, работающего с подачей воздуха вверх, транспортный трубопровод установлен вертикально по оси камеры. В нижней конической части камеры расположены пористые плитки, через которые проходит сжатый воздух, насыщая собой нижние слои лежащего в камере груза. Насыщенный воздухом материал под давлением поступает в трубопровод и движется по нему вверх. Камерные питатели не имеют вращающихся в сыпучей среде деталей и поэтому могут использоваться при транспортировании абразивных материалов.

Отделители служат для отделения насыпного груза от воздушной смеси и располагаются в конечном пункте, а в комбинированных системах – и в промежуточных пунктах установки.

Отделители представляют собой резервуар, в котором скорость струи воздуха резко уменьшается, груз под действием силы тяжести выпадает из струи, оседает на дне резервуара и выпускается через затвор. Для более эффективного отделения частиц груза внутри резервуара устанавливают



направляющие поверхности из листовой стали, ударяясь о которые струя воздушной смеси изменяет направление движения, способствуя выпадению частиц груза [1, 2, 8]. Воздуходувные машины выполняют центробежными или поршневыми в зависимости от давления и условий работы.

Центробежные машины подразделяют на вентиляторы и турбомашины. Действие центробежных машин основано на центробежном принципе, когда кинетическая энергия струи воздуха превращается в потенциальную энергию давления. Поршневые машины представляют собой устройства с вращательным движением рабочего органа (ротационные) и с возвратно-поступательным движением поршня.

### 13.5. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок

Исходными данными для расчета являются объемная или массовая производительность, характеристика груза, длина и конфигурация трубопровода.

По заданным исходным данным определяют основные параметры, обеспечивающие устойчивый режим транспортирования груза: скорость движения несущей среды (воды, воздуха); необходимое количество воды или воздуха; диаметр трубопровода; сопротивления движению смеси на различных участках трубопровода и напор или давление для их преодоления; мощность двигателя насосного или воздуходувного агрегата.

При определении скорости, напора или давления несущей среды основными параметрами являются крупность частиц и плотность груза. Группы крупности насыпных грузов:

- кусковые ( $a > 40$  мм);
- крупнозернистые ( $a = 6 \dots 40$  мм);
- мелкозернистые ( $a = 2 \dots 6$  мм);
- грубодисперсные ( $a = 0,15 \dots 2$  мм);
- тонкодисперсные ( $a < 0,15$  мм).

Расчет для тонкодисперсных, грубодисперсных и кусковых грузов имеет существенные отличия.

**Расчет установок напорного гидротранспорта.** При расчете гидроустановок для тонкодисперсных грузов критическая скорость

$$v_{кр} = n\sqrt{agD}, \quad (13.1)$$

где  $n$  – эмпирический коэффициент, учитывающий влияние степени перемешивания смеси,  $n = 1 \dots 1,5$  [8];  $D$  – диаметр трубы, м;  $a$  – отношение плотностей частиц груза и несущей среды,  $a = (\rho_s - \rho_g)/\rho_g$ .

$$D = \sqrt{\frac{4\Pi}{3600[v]\pi}}, \quad (13.2)$$

где  $\Pi$  – производительность установки;  $[v]$  – допускаемая скорость движения материала по трубопроводу.

Концентрация тонкодисперсных грузов составляет  $s = 0,2 \dots 0,5$  [8].  
Выбранный диаметр трубы проверяют по условию

$$v = \frac{4V_2}{3600\pi D^2} \geq v_{кр}, \quad (13.3)$$

где  $V_2$  – расход гидросмеси, м<sup>3</sup>/ч;  $v$  – скорость транспортирования, м/с.

Удельные потери напора при движении смеси

$$H' = k_1 H_0 (1 + as), \quad (13.4)$$

где  $k_1$  – коэффициент, учитывающий степень перемешивания смеси,  $k_1 = 1,1 \dots 1,5$ ;  $H_0$  – удельные потери напора при движении чистой воды со скоростью, равной скорости гидросмеси, м/м;

$$H_0 = \frac{\xi u^2}{Dg}, \quad (13.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент гидравлических сопротивлений.

Если трубопровод имеет вертикальные участки высотой  $L_n$ , то потребный напор для него больше на величину статического напора при подъеме  $H_n$ . При движении смеси вниз он на столько же меньше, поэтому  $H_n = \pm L_n$ . Дополнительные потери в трубопроводе составляют около 5%. При расчете гидроустановок для транспортирования кусковых грузов критическая скорость

$$u = C_1 \sqrt{fagsD}, \quad (13.6)$$

где  $C_1$  – эмпирический коэффициент,  $C_1 = 8,5 \dots 9,5$  [8];  $f$  – обобщенный коэффициент трения груза о нижнюю стенку трубы.

Удельные потери напора при движении гидросмеси

$$H' = H_0 + fas. \quad (13.7)$$

Для предотвращения скопления груза в трубопроводе максимальный размер кусков груза должен быть не более  $1/3$  диаметра трубы, концентрация должна составлять  $s = 0,2 \dots 0,25$  [8]. При расчете гидроустановок для транспортирования грубодисперсных грузов по полному расчетному напору  $H_p$ , м, и производительности  $V$ , м<sup>3</sup>/ч, выбирают насосный агрегат и определяют необходимую мощность двигателя:

$$N = \frac{k_3 H_p V \rho_2}{367 \eta}, \quad (13.8)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса,  $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ ;  $\eta$  – КПД насосного агрегата,  $\eta = 0,7 \dots 0,9$ .

$$H_p = H_n + H_m, \quad (13.9)$$

где  $H_n$  – статический напор при подъеме;  $H_m$  – дополнительные местные потери.

**Расчет установок самотечного гидротранспорта.** При расчете самотечных установок гидротранспорта и трубопроводного транспорта определяют параметры потока, необходимый уклон и поперечные размеры желоба (трубы). Основная формула для расчета (формула Шези)

$$v = C \sqrt{Ri} \quad \text{или} \quad i = \frac{v^2}{C^2 R}, \quad (13.10)$$

где  $C$  – коэффициент Шези, зависящий от шероховатости поверхности и гидравлического радиуса  $R$ ;

$$R = 0,25D, \quad (13.11)$$

где  $D$  – диаметр желоба.

Для открытого желоба прямоугольного сечения шириной  $B$  при глубине потока  $h$  гидравлический радиус

$$R = \frac{Bh}{B + 2h}. \quad (13.12)$$

Значения минимальных уклонов  $i$  пульпопровода зависят от вида и кусковатости транспортируемых грузов и внутренних поверхностей каналов и находятся в пределах  $0,015 \dots 0,0625$  [1, 2, 8].

При расчете по заданному объему перемещаемого груза  $V'$ , м<sup>3</sup>/ч, и коэффициенту разрыхления  $k_p > 1$  определяют расчетный объем  $V = \frac{V'}{k_p}$ ,

затем выбирают скорость гидросмеси  $v$ , геометрические размеры сечения желоба и его гидравлический радиус  $R$ . В зависимости от относительной шероховатости пульпопровода находят коэффициент  $C$  и необходимый уклон  $i$  желоба, который обычно зависит от рельефа местности. При большом уклоне рекомендуется использовать желоба с повышенной шероховатостью.

**Расчет установок пневмотранспорта.** Исходные данные: производительность  $Q$ , т/ч, или  $V$ , м<sup>3</sup>/ч; длина и конфигурация трубопровода; физико-механические свойства транспортируемого груза.

В системах пневмотранспорта массовая концентрация аэросмеси в зависимости от характеристики транспортируемого груза и конфигурации трассы трубопровода достигает  $\mu = 8...25$ , при транспортировании аэрированными потоками  $\mu = 60...150$  [1, 2, 8].

Для предупреждения завалов должна учитываться крупность частиц груза и выполняться условие

$$D \geq 3a, \quad (13.13)$$

где  $a$  – размер типичных частиц груза.

Скорость воздуха в трубопроводе как в системе всасывания, так и в системе нагнетания возрастает от начального пункта к конечному, поэтому расчет проводится по начальному участку трубопровода.

Критическая скорость

$$v_{кр} = C_2 \sqrt{\mu a g D}, \quad (13.14)$$

где  $C_2$  – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств груза,  $C_2 = 0,1...0,35$  [1, 2, 8].

При этом необходимо выполнение условия  $v \geq v_{кр}$ .

Потери давления в трубопроводе возникают из-за сопротивления движению аэросмеси по горизонтальным участкам, на закруглениях поворотных участков, инерционные потери  $p_o$  – при подъеме на вертикальных или наклонных участках  $p_n$ , в загрузочном устройстве  $p_m$ .

Полное давление в транспортной системе

$$p = p_n + p_o + p_n + p_m. \quad (13.15)$$

Расход воздуха (для одной установки)

$$V'_e = k_2 V_0, \quad (13.16)$$

где  $k_2$  – коэффициент, учитывающий потери воздуха в воздухопроводе,  $k_2 = 1,1 \dots 1,15$  [1, 2, 8];  $V_0$  – необходимый расход воздуха, м<sup>3</sup>/с.

Необходимая мощность двигателя

$$N_{.м} = \frac{k_2 L_{.м} V_B}{1000 \eta}, \quad (13.17)$$

где  $L_{.м}$  – теоретическая работа воздуходувной машины;  $\eta$  – КПД воздуходувной машины,  $\eta = 0,65 \dots 0,85$ .

### ***Контрольные вопросы***

1. Назначение и классификация установок гидравлического транспорта.
2. Назовите достоинства и недостатки установок гидротранспорта.
3. Какое оборудование включают в себя установки гидротранспорта?
4. Назначение и классификация установок пневматического транспорта.
5. Назовите достоинства и недостатки установок пневмотранспорта.
6. Какое оборудование включают в себя установки пневмотранспорта?
7. От чего зависит мощность двигателя насосного агрегата установки напорного гидротранспорта?
8. От чего зависит гидравлический радиус желоба установки самотечного гидротранспорта?
9. От чего зависит полное давление в установке пневмотранспорта?
10. Как определяется мощность двигателя насосного агрегата установки пневмотранспорта?

## 14. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

### 14.1. Общее устройство, типы и классификация вспомогательных устройств

К вспомогательным устройствам машин непрерывного транспорта относятся гравитационные устройства (желоба и трубы, ступенчатые и спиральные спуски), бункеры, бункерные затворы, питатели, дозаторы, метательные машины, конвейерные весы. Указанные устройства имеют свои конструктивные особенности и разновидности. Выбор вспомогательных устройств производится индивидуально для каждого типа транспортирующей установки и зависит от вида транспортируемого груза, условий и трассы перемещения, взаимосвязи транспортирующей машины с общим технологическим процессом.

### 14.2. Гравитационные (самотечные) устройства

В гравитационных самотечных насыпные и штучные грузы перемещаются вниз по наклонной или вертикальной плоскости под действием собственной силы тяжести (рис. 14.1).

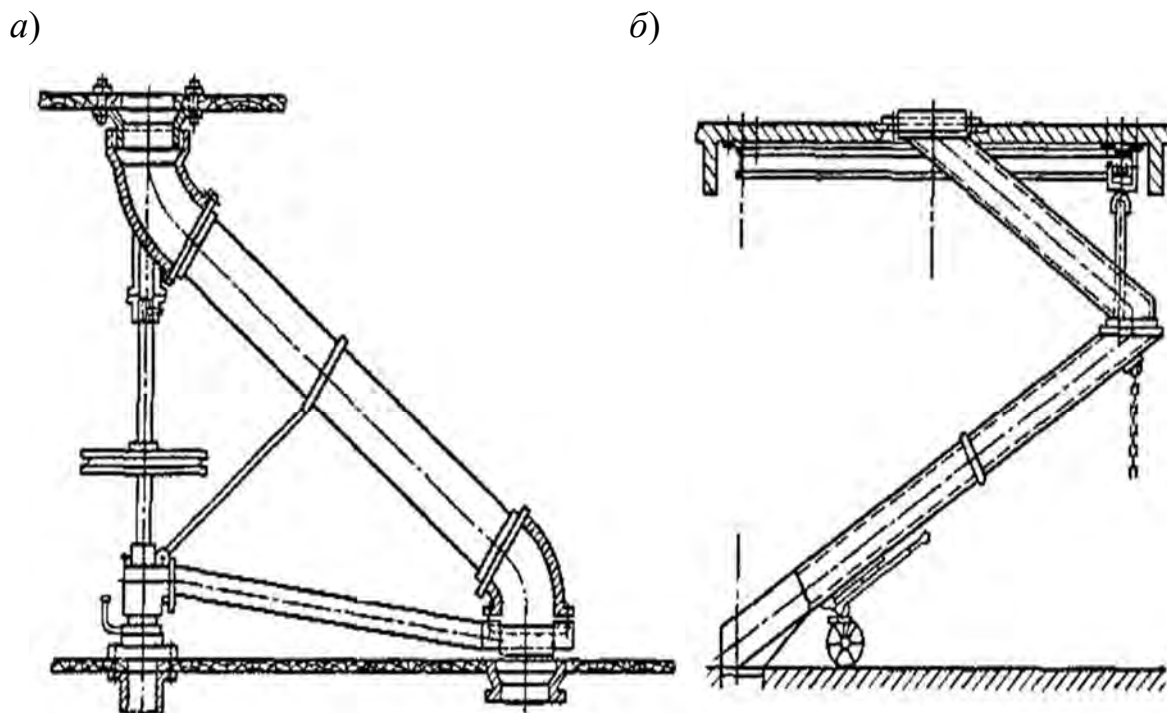
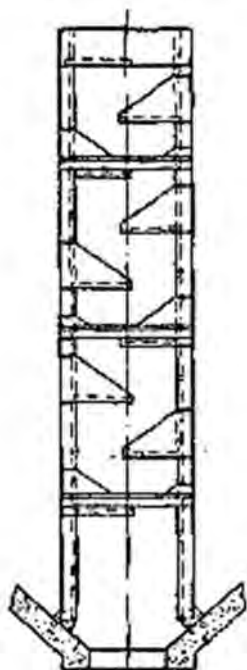


Рис. 14.1. Поворотные спуски (трубы) для подачи сыпучего груза: *а* – по окружности; *б* – по кольцевой площадке

Данный тип устройств применяют для снижения скорости падения насыпных грузов, они выполняются разветвленными или поворотными. Для объединения или разделения грузопотока и направления его в заданном направлении используют желоба, собранные из нескольких фасонных элементов. Для снижения износа желобов с целью продления их срока службы при транспортировании абразивных грузов их внутренние поверхности изготавливают из износостойких материалов или футеруют ими [1, 2, 9].

Ступенчатые (каскадные) или спиральные спуски (рис. 14.2) используют для снижения скорости падения насыпных грузов.

а)



б)

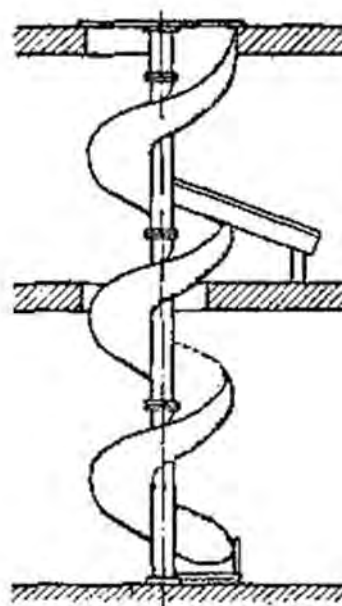


Рис. 14.2. Ступенчатый (а) и спиральный (б) спуски

На ступенчатом спуске внутри трубы прямоугольного сечения с обеих сторон в шахматном порядке установлены полки, по которым груз пересыпается с полки на полку, при этом его скорость замедляется, а остающийся на полках слой груза предохраняет их от быстрого изнашивания. Для насыпных грузов, теряющих качество при крошении, а также для штучных грузов в твердой (в ящиках) и мягкой (в мешках, биг-бэгах) упаковках применяют спуски со спиральным желобом, по которому груз скользит.

Для предупреждения и ликвидации заторов по всей длине спиральных спусков устанавливают смотровые люки.

Преимуществами спиральных спусков являются простота конструкции, возможность достижения высокой производительности, отсутствие движущихся частей.

К недостаткам относятся истирание груза и желоба, возможность образования заторов при резко изменившихся условиях транспортирования (например, при повышении влажности груза) [1, 2, 9].

Скорость движения груза составляет 2,5...3,0 м/с. Спиральный спуск может служить промежуточным накопительным устройством при закрытом внизу выпускном отверстии. Для предотвращения преждевременного износа и увеличения срока эксплуатации секции спирали армируют износостойкими покрытиями [1, 2, 9].

### 14.3. Бункеры, бункерные затворы

**Назначение и классификация бункеров.** Бункеры представляют собой сосуды большого объема с загрузочными и разгрузочными отверстиями, перекрываемыми задвижками. Назначение бункеров – прием, временное накопление, хранение и подача на транспортные средства насыпных грузов для их дальнейшего использования в технологическом цикле. В табл. 14.1 представлена классификация бункеров.

Табл. 14.1. Классификация бункеров

Бункер		Геометрическая форма		Схема
Тип	Группа	корпуса	днища	
1	2	3	4	5
Прямо- угольные	Пирамидальные, обелисковые	Пирамида, обелиск		
	Комбинированные призмопирамидальные, призмообелисковые	Призма	Пирамида, обелиск	
Круглые	Конические	Конус		
	Цилиндроконические	Цилиндр	Конус	
Корыто- образные	Однокатные треугольные	Треугольная призма		
	Однокатные трапециевидальные	Четырех- угольная призма	Треугольная призма	



Окончание табл. 14.1

1	2	3	4	5
	Двускатные	Четырех- угольная призма	Две треугольные призмы	
	Трапецидальные	Трапецидальное корыто		
	Параболические	Параболическое корыто		
	Комбинированные Трапецидальные	Призма	Трапецидальное корыто	
	У-образные	Трапецидальное корыто с плоским дном и боковой щелью		

Загрузка бункеров осуществляется через открытый верх или специальные загрузочные отверстия, а разгрузка – через отверстия в днище или в нижней части боковых стенок. Перемещение груза по бункеру и его разгрузка происходят под действием силы тяжести [1, 2, 9].

Бункеры используют в установках следующих типов:

- **аккумулирующих** – для хранения насыпных грузов, как правило снабженных устройствами для загрузки и разгрузки емкостей, устройствами для измерения массы и др.;
- **уравнительных** – в промежуточных емкостях для насыпных грузов;
- **технологических** – для временного хранения промежуточных продуктов переработки.

Применение бункеров необходимо, если в одном производственном процессе транспортные и технологические машины работают в разных режимах по времени: одни периодически, другие непрерывно.

Объем бункеров для накопления и хранения грузов зависит от режима времени работы и производительности комплекса объединенных транспортно-технологических машин.

Форма бункера, помимо строительных требований, должна удовлетворять условиям возможно полного заполнения и полной разгрузки, без образования «мертвых зон», в которых при опорожнении бункера груз задерживается и не сходит под действием силы тяжести к разгрузочным отверстиям. Последнее имеет место главным образом при недостаточном наклоне стенок, направляющих груз к разгрузочным отверстиям.

Процессы сводообразования и скорость истечения груза зависят от физико-механических свойств груза, диаметра разгрузочного отверстия и формы бункера.

Чтобы у стенок воронки не образовывалась пассивная зона, в пределах которой груз остается неподвижным, угол наклона стенок бункера должен быть на  $10^\circ \dots 15^\circ$  больше угла естественного откоса [1, 2, 9].

Бункеры изготавливают деревянными, металлическими, бетонными, железобетонными. Наибольшее распространение имеют бункеры со стенками из листовой стали и каркасом из профильной стали. Для облегчения движения грузов стенки бункеров внутри выполняют гладкими, при перемещении абразивных грузов стенки бункеров армируют съемными стальными плитами.

Разгрузочные отверстия бункера располагают по центру днища или сбоку с одной или с обеих сторон. Корпус бункера закрепляется сверху за края несущей конструкции.

**Процессы истечения и сводообразования в бункерах.** При истечении насыпного груза из бункера через разгрузочное отверстие образуется свод из подвижных частиц, воспринимающий давления вышележащих слоев. В первой зоне, лежащей над сводом, частицы движутся в замкнутом слое и соприкасаются друг с другом. Из этого слоя частицы непрерывно переходят в область самого свода. Под поверхностью свода начинается зона свободного падения частиц под действием собственной силы тяжести. В этой второй зоне уже нет связанных друг с другом слоев частиц, они не соприкасаются, при падении расстояния между ними увеличиваются.

Экспериментально установлено, что наибольшее количество груза в единицу времени разгружается из бункера с разгрузочным отверстием, характеризующимся наибольшим гидравлическим радиусом, т. е. из бункера с круглым отверстием. Затем следуют бункеры с квадратным и прямоугольным отверстиями. Щелевое и эллиптическое разгрузочные отверстия примерно равноценны по количеству разгружаемого материала, по скорости потока оба эти отверстия значительно уступают отверстию с круглым сечением.

В несимметричных бункерах сопротивление истечению в 2–3 раза больше, чем в симметричных [1, 2, 9].

**Расчет пропускной способности бункеров.** Пропускная способность бункера зависит от скорости истечения сыпучих материалов. Для бункеров непрерывного действия

$$Q_m = 3600v\rho\omega', \quad (14.1)$$

где  $v$  – скорость истечения насыпного груза из отверстия бункера, м/с;  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $\omega'$  – площадь отверстия истечения с

учетом кусковатости груза, м<sup>2</sup>; для круглого отверстия  $\omega' = \pi(D - a')^2/4$  ( $D$  – диаметр отверстия, м); для прямоугольного отверстия  $\omega' = (A_u - a')(B_u - a')$  ( $A_u$  и  $B_u$  – размеры сторон отверстия, м).

Гидравлический радиус определяется по формуле

$$R_2 = \frac{D - a'}{4}, \quad (14.2)$$

где  $D$  – диаметр выпускного отверстия бункера, мм;  $a'$  – размеры максимальных кусков, мм.

Критический радиус рассчитывают как

$$R_{кр} = \frac{a'}{2}. \quad (14.3)$$

Скорость истечения  $v$  груза из бункера:

– при  $R_{кр} > R_{кр}$ ,

$$v = \lambda_u \sqrt{3,2gR_2},$$

– при  $R_{кр} < R_{кр}$ ,

$$v = \lambda_u \sqrt{4,2gR_2},$$

где  $\lambda_u$  – коэффициент истечения,  $\lambda_u = 0,2 \dots 0,65$ .

Площадь отверстия истечения

$$\omega' = \frac{\pi(D - a')^2}{4}. \quad (14.4)$$

**Бункерные затворы.** Бункерные затворы служат для закрывания и открывания выпускных отверстий бункеров и регулирования выходящего потока насыпного груза. Точность регулирования потока открыванием выпускного отверстия возможна только при хорошо сыпучих материалах.

Бункерные затворы должны иметь простую и прочную конструкцию, малые габариты, обеспечивать удобство маневрирования и быстроту действия, плотность закрывания и возможность регулирования потока груза.

По типу привода затворы бывают ручные и механические (электрические, пневматические и гидравлические) и с дистанционным управлением. По способу действия затворы разделяют на отсекающие поток груза (в виде плоской задвижки или секторные) и создающие подпор (лотковые). Конструктивные исполнения затворов представлены на рис. 14.3.

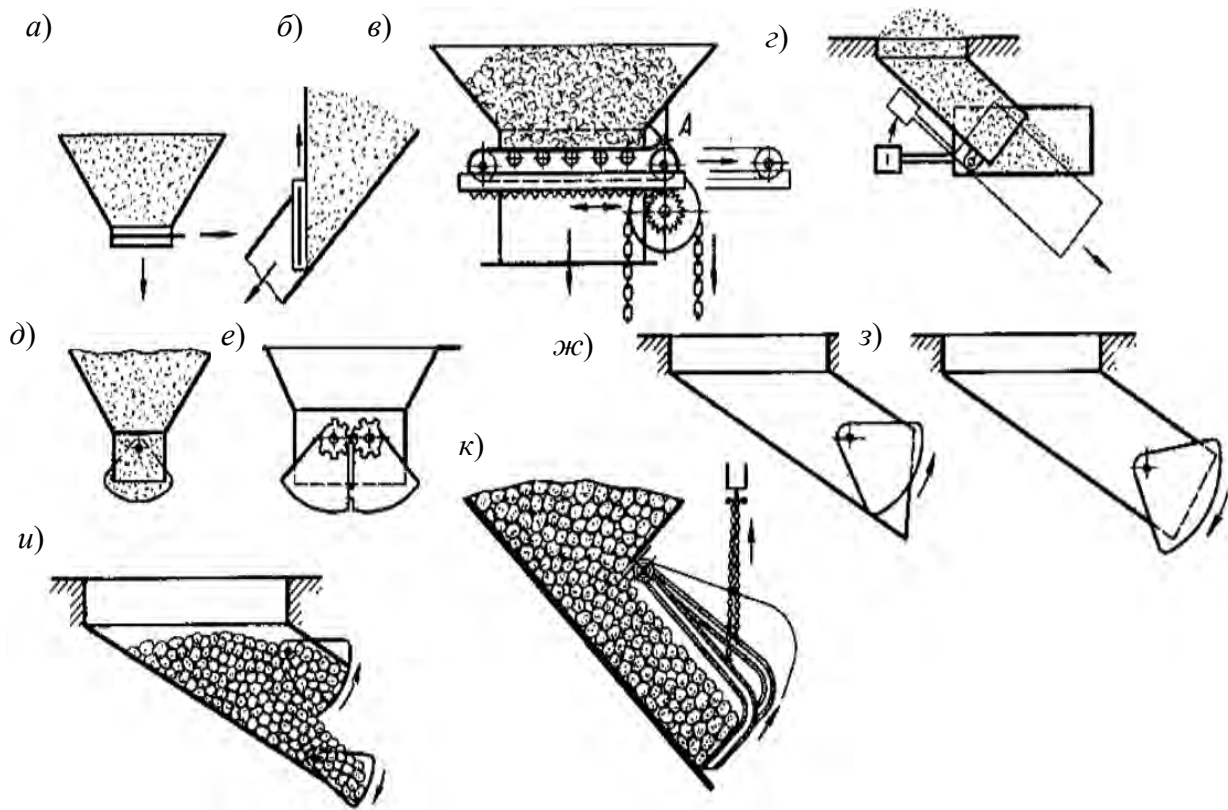


Рис. 14.3. Конструктивные схемы затворов: *а, б* – задвижки; *в* – ленточный гусеничный затвор; *г* – лотковый затвор; *д* – односекторный затвор; *е* – двухсекторный (челюстной); *ж, з* – наклонный секторный (челюстной); *и* – сдвоенный секторный; *к* – пальцевый

#### Классификация затворов:

- в виде плоской задвижки (см. рис. 14.3, *а, б*), устанавливающиеся в днище или боковой стенке бункера;
- ленточные гусеничные (см. рис. 14.3, *в*), открывающие или закрывающие отверстие передвиганием рамы с закрепленной на ней подвижной конвейерной лентой;
- секторные (см. рис. 14.3, *д–и*), имеющие цилиндрическую поверхность и при закрывании или открывании поворачивающиеся вокруг горизонтальной оси;
- челюстные (см. рис. 14.3, *ж, з*) с движением сектора вверх или вниз;

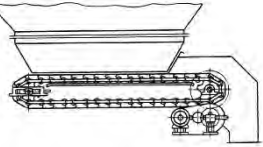
- пальцевые (см. рис. 14.3, *к*), состоящие из поднимающихся и опускающихся рычагов (пальцев), подвешенных на цепях;
- лотковые (см. рис. 14.3, *з*), регулирующие поток груза изменением угла наклона лотка.

#### 14.4. Питатели и дозаторы

Для обеспечения стабильного регулируемого грузопотока из бункера или воронки на конвейеры и средства периодического транспорта используют механические устройства, называемые питателями.

В настоящее время конструктивные исполнения питателей очень разнообразны. Каждый тип питателя имеет преимущества при определенных условиях эксплуатации и организации загрузки, при этом универсального функционального решения не существует [1, 2, 9]. Тип питателя выбирается в каждом отдельном случае в зависимости от характеристики транспортируемого груза, производительности и производственных условий (табл. 14.2).

Табл. 14.2. Типы и разновидности питателей

Тип питателя	Назначение
Ленточный 	Для равномерной подачи насыпных материалов на технологические машины и транспортирующие устройства. Обеспечивает регулируемую производительность изменением высоты слоя груза на ленте с помощью шиберных устройств загрузочных бункеров
Пластинчатый 	Для равномерной подачи тяжелых, крупнокусковых, абразивных грузов
Качающийся 	Для непрерывной подачи из бункеров кусковых и сыпучих материалов с насыпной плотностью до 2,6 т/м <sup>3</sup> . Имеет простую конструкцию, высокую надежность, производительность регулируется за счет хода лотка

Окончание табл. 14.2

Тип питателя	Назначение
<p>Вибрационный</p> 	<p>Для дозированной подачи кусковых и зернистых сыпучих материалов из бункеров, воронок и других загрузочных устройств.</p> <p>Питатели вибрационные с активатором предназначены для выгрузки из бункеров сыпучих материалов, склонных к сводообразованию и зависанию</p>
<p>Дисковый</p> 	<p>Для равномерной выдачи из бункеров кусковых, сыпучих и плохосыпучих материалов с насыпной плотностью до 2,5 т/м<sup>3</sup>. Работает под давлением материала из бункера, производительность регулируется за счет изменения положения съемного ножа и числа оборотов двигателя</p>
<p>Винтовой</p> 	<p>Для равномерной подачи пылевидных, зернистых, мелкокусковых насыпных грузов</p>
<p>Барабанный</p> 	<p>Для равномерной подачи хорошо сыпучих зернистых и мелкокусковых грузов и с ребристой поверхностью барабана для крупнокусковых грузов</p>
<p>Цепной</p> 	<p>Для равномерной подачи крупнокусковых однородных грузов</p>
<p>Лопастный</p> 	<p>Для равномерной подачи мелкофракционного материала из бункера с высокой точностью подачи</p>

Питатели предназначены для непрерывной равномерной подачи сухих материалов с заданными (или регулируемыми) характеристиками потока в технологические машины и транспортирующие устройства, а также как самостоятельное оборудование для наполнения тары сыпучими продуктами.

Питатели используются на предприятиях пищевой, горной, металлургической промышленности, на линиях по выпуску сухих строительных смесей, для подачи сыпучих материалов в различных технологических процессах измельчения, смешивания, транспортирования, обжига, фасовки.

Дозаторы – механические устройства циклического действия, производящие при каждом цикле выдачу из бункера определённой порции (дозы) насыпного груза. Дозирование может производиться по объёму или по массе. Дозирование по объёму осуществляется с помощью мерного сосуда (рис. 14.4), плунжера или ячеечного барабана. Поворот мерного сосуда обеспечивается пневмоцилиндром.

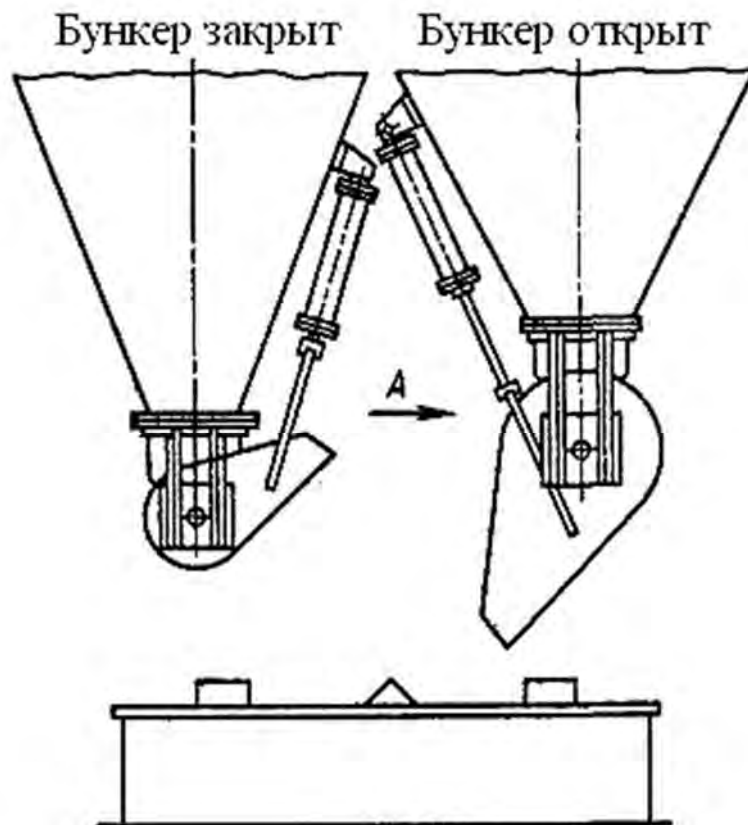


Рис. 14.4. Схема дозатора с дозированием по объёму

Некоторые типы дозаторов используются не только как самостоятельные агрегаты, но и в комплексе с другими дозирующими устройствами, обеспечивающими сложное многокомпонентное дозирование, и имеют широкие возможности по встраиванию в технологические линии [1, 2].

## 14.5. Метательные машины

Метательные машины представляют собой устройства, которые сообщают насыпному грузу кинетическую энергию, необходимую для направленного полета на определенное расстояние (около 20...30 м). Использование метательных машин особенно эффективно при подаче груза в труднодоступные места.

Метательные машины применяют в шахтах для закладки породой выработанных пространств (закладочные машины) и на открытых работах для отсыпки отвалов, в металлургии для загрузки шихты в печи, на дорожно-строительных и земляных работах при сооружении земляного полотна дороги, насыпке дамб и прочего (грунтометатели), на железнодорожном и водном транспорте для заполнения трюмов судов (штивующие машины) и т. д. [1, 2].

По принципу действия различают метательные машины, сообщаящие струе груза скорость вылета трением о рабочий орган, захватом-толканием и двумя этими способами одновременно.

По типу рабочего элемента метательные машины подразделяются на (рис. 14.5):

### – ленточные:

а) с прямой лентой (наклонный конвейер с лентой, движущейся с высокой скоростью);

б) с изогнутой лентой (ленточно-барабанные), в которых груз засыпается между барабаном и лентой;

в) в зависимости от места вылета груза подразделяются на машины с нижним и верхним вылетом;

### – лопастные:

а) с расположением лопастного барабана на горизонтальном валу (струя груза подводится по периферии барабана и имеет высокую скорость), изменение направления струи обеспечивается выдвиганием щитка;

б) с расположением лопастного барабана на горизонтальной или вертикальной оси (груз подводится через центральное отверстие в кожухе с небольшой скоростью), изменение направления струи обеспечивается поворотом корпуса кожуха;

– **дисковые** в отличие от лопастных вместо неподвижного круглого днища имеют плоский или конусный вращающийся диск с гладкой поверхностью или с радиальными лопастями, захватывающими и выбрасывающими груз радиально во все стороны.



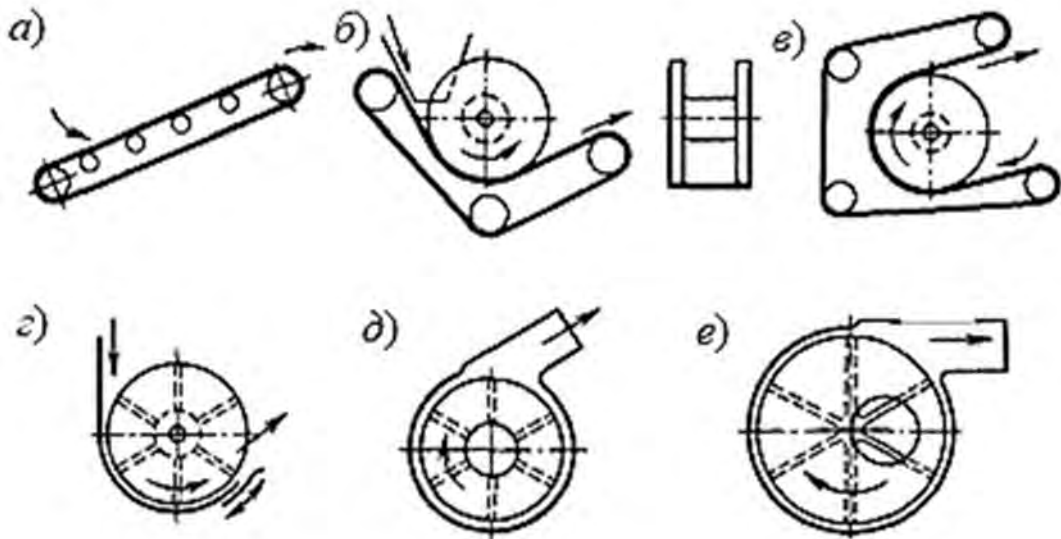


Рис. 14.5. Схемы метательных машин: *a* – ленточная с прямой лентой; *б, в* – ленточно-барабанные; *з, д* – лопастные (роторные); *е* – дисковая

Недостатком метательных машин является быстрое изнашивание соприкасающихся с грузом частей (особенно с кусковым и абразивным). Для увеличения срока службы лент число прокладок должно быть не более 2–3 [1, 2, 9].

Для уменьшения износа и тем самым продления срока службы лопастей и кожухов их поверхности футеруются износостойкими материалами.

Следует отметить, что поскольку ленточные метательные машины обеспечивают меньшее разрушение груза, то они являются более предпочтительными, чем лопастные.

## 14.6. Автоматические конвейерные весы

Конвейерные весы предназначены для непрерывного взвешивания сыпучих материалов, транспортируемых горизонтальными и наклонными конвейерами, для технического контроля, нормирования и учета весовых показателей, а также коммерческих расчетов [1, 2].

Весы должны быть устойчивыми (возвращаться в исходное положение после небольшого количества колебаний), надежными в работе при высокой скорости конвейерной ленты и неравномерной загрузке, иметь небольшую погрешность (не более 1 %), взрывобезопасный, влаго-, пыленепроницаемый корпус, небольшие габариты, возможность установки на передвижной конвейер и др.

Конвейерные весы делятся на весы периодического взвешивания (суммирующие) и непрерывного взвешивания (интегрирующие). Первый тип

конвейерных весов (весовой конвейер) представляет собой участок конвейерной ленты для взвешивания материала, находящегося в данное время на специальной весовой платформе, установленной на раме конвейера.

После прохождения конвейерной ленты весовой платформы производится новое взвешивание, и через специальный счетчик полученные результаты суммируются с предыдущими. Весовая платформа конвейерных весов устанавливается на электрическом датчике веса, который преобразует вес груза, находящегося в весовой секции, в электрический сигнал, передаваемый на счетное устройство, суммирующее показания через определенные промежутки времени в зависимости от скорости движения конвейерной ленты на конвейерных весах [1, 2, 9].

Принцип действия интегрирующих конвейерных весов (непрерывного действия) основан на непрерывном взвешивании груза.

Кроме того, используется множество конструкций суммирующих и интегрирующих конвейерных весов с механическими рычажными устройствами и механическими сумматорами и интеграторами, однако такие конвейерные весы постепенно уходят в историю, т. к. все они характеризуются большой длиной взвешивающей платформы, зависящей от скорости конвейерной ленты, большими погрешностями взвешивания при переменных нагрузках, сравнительно большой металлоемкостью и громоздкостью конструкции, сложностью и большой стоимостью монтажа.

### ***Контрольные вопросы***

1. Что относится к вспомогательным устройствам?
2. Для чего применяются гравитационные устройства?
3. Что используется для снижения скорости падения насыпных грузов?
4. Для чего предназначены и как классифицируются бункеры?
5. Что характеризует гидравлический радиус бункера?
6. Как можно предотвратить образование сводов в бункере?
7. Назначение и устройство затворов.
8. Назначение и устройство питателей.
9. Назначение и устройство метательных машин.
10. Назначение и принцип действия автоматических конвейерных весов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ромакин, Н. Е.** Машины непрерывного транспорта: учебное пособие для студентов высш. учеб. заведений / Н. Е. Ромакин. – Москва: Академия, 2008. – 432 с.
2. **Спиваковский, А. О.** Транспортирующие машины: учебное пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – 3-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1983. – 487 с.
3. **Катрюк, И. С.** Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация : учебное пособие / И. С. Катрюк, Е. В. Мусяиченко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.
4. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко [и др.]. – Киев: Вища школа, 1978. – 576 с.
5. **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины: учебник / М. П. Александров. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана; Высшая школа, 2000. – 522 с.
6. **Дьячков, В. К.** Подвесные конвейеры / В. К. Дьячков. – Москва: Машиностроение, 1976. – 320 с.
7. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1987. – 432 с.
8. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства / К. Е. Ивановский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1973. – 216 с.
9. **Кузьмин, А. В.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
10. **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины: учебник для машиностроительных спец. вузов / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. – Москва: Высшая школа, 1985. – 520 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>3</b>
<b>1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА .....</b>	<b>4</b>
1.1. Роль и значение машин непрерывного транспорта.....	4
1.2. Классификация и основные виды транспортирующих машин.....	5
1.3. Основные вопросы автоматизации транспортирующих машин .....	9
1.4. Основные направления дальнейшего развития транспортирующих машин.....	11
1.5. Режимы работы и классы использования конвейеров.....	12
1.6. Характеристика производственных, температурных и климатических условий окружающей среды.....	15
1.7. Характеристика транспортируемых грузов .....	16
Контрольные вопросы.....	22
<b>2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ КОНВЕЙЕРА С ГИБКИМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ .....</b>	<b>23</b>
2.1. Перечень и назначение составных частей.....	23
2.2. Тяговые элементы.....	23
2.3. Ходовые опорные устройства .....	46
2.4. Натяжные устройства.....	47
2.5. Приводы конвейеров .....	50
Контрольные вопросы .....	56
<b>3. ОБЩАЯ ТЕОРИЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН .....</b>	<b>57</b>
3.1. Производительность транспортирующих машин непрерывного действия .....	57
3.2. Мощность двигателя и коэффициент сопротивления движению ....	60
3.3. Сопротивления, тяговая сила и мощность двигателя конвейеров с гибким тяговым элементом.....	62
3.4. Многоприводные конвейеры.....	79
3.5. Динамические силы, действующие на тяговый элемент цепных конвейеров .....	82
3.6. Пуск и остановка конвейера .....	87
Контрольные вопросы.....	93
<b>4. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ .....</b>	<b>95</b>
4.1. Общие сведения и устройство.....	95
4.2. Конвейерные ленты .....	97
4.3. Роликовые опоры, ролики и барабаны .....	101
4.4. Приводные и натяжные устройства.....	107

4.5. Загрузочные и разгрузочные устройства .....	114
4.6. Опорные конструкции, очистные и предохранительные устройства.....	128
4.7. Расчет конвейеров.....	136
4.8. Пример расчета ленточного конвейера .....	151
4.9. Конвейеры с бесконтактной опорой ленты.....	161
4.10. Крутонаклонные конвейеры со специальными лентами.....	163
4.11. Двухленточные конвейеры .....	166
4.12. Ленточно-канатные конвейеры .....	168
4.13. Телескопические конвейеры.....	173
Контрольные вопросы.....	180
<b>5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ</b> .....	181
5.1. Общие сведения и устройство.....	181
5.2. Расчет конвейеров.....	188
5.3. Пример расчета пластинчатого конвейера.....	197
5.4. Изгибающиеся пластинчатые конвейеры .....	202
5.5. Эскалаторы .....	205
Контрольные вопросы.....	210
<b>6. СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ</b> .....	211
6.1. Общие сведения и устройство.....	211
6.2. Конвейеры со сплошными высокими скребками.....	212
6.3. Расчет скребковых конвейеров .....	214
6.4. Конвейеры со сплошными низкими скребками .....	219
6.5. Конвейеры с контурными скребками .....	220
6.6. Трубочатые скребковые конвейеры.....	223
6.7. Пример расчета скребкового конвейера порционного волочения.....	226
Контрольные вопросы.....	230
<b>7. СКРЕБКОВО-КОВШОВЫЕ, КОВШОВЫЕ И ЛЮЛЕЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ</b> .....	231
7.1. Основные типы, устройство, назначение и применение .....	231
7.2. Скребково-ковшовые конвейеры .....	231
7.3. Ковшовые конвейеры .....	233
7.4. Люлечные конвейеры.....	240
7.5. Пример расчета ковшового конвейера .....	243
Контрольные вопросы.....	248

<b>8. ПОДВЕСНЫЕ, ТЕЛЕЖЕЧНЫЕ, ГРУЗОВЕДУЩИЕ, ШТАНГОВЫЕ И ШАГАЮЩИЕ КОНВЕЙЕРЫ .....</b>	<b>249</b>
8.1. Подвесные конвейеры. Основные типы и конструктивные особенности, классификация, принцип действия.....	249
8.2. Тележечные грузонесущие конвейеры.....	264
8.3. Грузоведущие и шагающие (шаговые) конвейеры .....	268
8.4. Пример расчета подвесного грузонесущего конвейера.....	274
Контрольные вопросы.....	280
<b>9. КОВШОВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ.....</b>	<b>281</b>
9.1. Устройство, назначение, особенности конструкции .....	281
9.2. Способы загрузки и разгрузки.....	285
9.3. Особенности расчета ковшового элеватора.....	289
9.4. Люлечные и полочные элеваторы.....	291
9.5. Пример расчета ковшового элеватора .....	295
Контрольные вопросы.....	300
<b>10. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ.....</b>	<b>301</b>
10.1. Общие сведения, классификация и области применения.....	301
10.2. Устройство и элементы конвейеров .....	301
10.3. Особенности расчета винтовых конвейеров.....	305
10.4. Транспортирующие вращающиеся трубы .....	307
Контрольные вопросы.....	309
<b>11. КАЧАЮЩИЕСЯ, ИНЕРЦИОННЫЕ И ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ .....</b>	<b>310</b>
11.1. Качающиеся конвейеры .....	310
11.2. Инерционные и вибрационные конвейеры .....	313
11.3. Горизонтальные и пологонаклонные вибрационные конвейеры .....	316
11.4. Вертикальные вибрационные конвейеры .....	319
11.5. Пример расчета вибрационного конвейера .....	320
Контрольные вопросы.....	327
<b>12. РОЛИКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ.....</b>	<b>328</b>
12.1. Назначение и классификация роликовых конвейеров.....	328
12.2. Неприводные роликовые конвейеры .....	329
12.3. Расчет неприводных роликовых конвейеров.....	331
12.4. Приводные роликовые конвейеры, типы и общее устройство .....	332
12.5. Расчет приводных роликовых конвейеров.....	333
12.6. Пример расчета неприводного роликового конвейера .....	336
Контрольные вопросы.....	339

<b>13. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ</b> .....	340
13.1. Назначение и общее устройство установок гидравлического транспорта.....	340
13.2. Механическое оборудование установок гидравлического транспорта.....	341
13.3. Назначение и общее устройство установок пневматического транспорта.....	342
13.4. Механическое оборудование установок пневматического транспорта.....	344
13.5. Расчет гидро- и пневмотранспортных установок.....	345
Контрольные вопросы.....	349
<b>14. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА</b> .....	350
14.1. Общее устройство, типы и классификация вспомогательных устройств.....	350
14.2. Гравитационные (самотечные) устройства.....	350
14.3. Бункеры, бункерные затворы .....	352
14.4. Питатели и дозаторы .....	357
14.5. Метательные машины .....	360
14.6. Автоматические конвейерные весы.....	361
Контрольные вопросы.....	362
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	363

Учебное издание

**Матвеевко Владимир Иванович**  
**Смоляр Алла Петровна**

# **МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА**

*Учебно-методическое пособие*

Редакторы *Т. А. Рыжикова, А. Т. Червинская*

Художественное оформление обложки *В. П. Бабичева*

Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 12.10.2021. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 21,39. Уч.-изд. л. 23,00. Тираж 100 экз. Заказ № 710.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.