

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности 1-36 11 01
«Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2020

УДК 621,867
ББК 39.9
М74

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «23» сентября 2020 г., протокол № 1

Составитель канд. техн. наук, доц. В. И. Матвеевко

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Предназначены для выполнения лабораторных работ студентами специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Учебно-методическое издание

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

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, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

1	Определение физико-механических свойств транспортируемых грузов	4
2	Тяговые органы конвейеров	8
3	Исследование работы привода ленточного конвейера	12
4	Исследование работы ленточного конвейера	16
5	Изучение устройства и исследование работы пластинчатого конвейера	22
6	Изучение конструкции и исследование работы ковшового элеватора	26
7	Изучение конструкции и исследование работы подвесного конвейера	32
8	Исследование работы винтового конвейера	37
	Список литературы	41

1 Определение физико-механических свойств транспортируемых грузов

Цель работы:

- изучить основные физико-механические свойства транспортируемых грузов и их влияние на выбор транспортирующих машин;
- научиться определять насыпную плотность, угол естественного откоса, угол и коэффициент внутреннего трения заданного насыпного груза.

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. Так, 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 перекатываться из-за овальности и округлости формы, наличие опорной плоскости или опорных ребер, устойчивость в транспортном положении.

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.

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 сортированных грузов

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5;$$

– для рядовых грузов

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 2,5.$$

Насыпные грузы характеризуются еще и размером a' типичного куска, определяемым как:

– для сортированных грузов

$$a' = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}$$

– для рядовых грузов

$$a' = (0,8...1,0) \cdot a_{\max} .$$

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

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 ρ груза называется масса его частиц в 1 м^3 занимаемого объема и для различных грузов 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.

Различают плотность груза, свободно насыпанного и уплотненного. Плотность свободно насыпанного груза определяют с помощью мерного сосуда, представленного на рисунке 1.1 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 определяют его плотность

$$\rho = \frac{m}{V},$$

где m – масса груза в цилиндре, кг;
 V – объем цилиндра, м³.

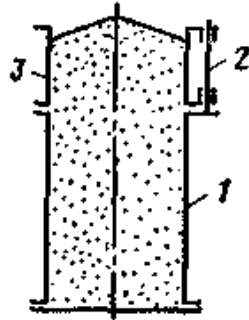


Рисунок 1.1 – Мерный сосуд

Для определения плотности динамически уплотненного груза мерный сосуд устанавливают на вибрационный стол 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 ρ_y . Отношение плотности динамически уплотненного груза к плотности свободно насыпанного груза называется коэффициентом уплотнения:

$$K_y = \frac{\rho_y}{\rho}.$$

Сыпучесть грузов характеризуется зависимостью предельных касательных напряжений τ' от нормального напряжения σ в толще груза, которую строят по результатам испытаний насыпных грузов на трибометре, представленном на рисунке 1.2. Желоб 5 трибометра и рамку 3 заполняют исследуемым грузом. Порцию материала в рамке 3 прижимают к материалу в желобе 5 прижимными пластинами 2. Рамка 3 опирается о направляющие 1 катками 6 и соединена шнуром с грузовой чашей 4. Под действием силы тяжести чаши 4 с гирями рамка движется, и происходит срез материала.

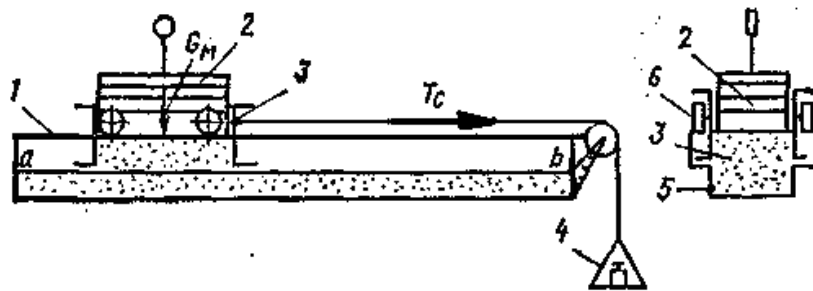


Рисунок 1.2 – Схема трибометра

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

$$\sigma = \frac{G_m}{F_c}; \quad \tau' = \frac{T_c - T_p}{F_c},$$

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;
 T_p – сопротивление передвижению порожней подвижной рамки.

По опытным значениям σ и τ' строят график зависимости предельных касательных напряжений, который имеет линейную зависимость. Угол φ 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 O , что характеризует связность частиц груза.

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. $f_\sigma = f$.

Для идеально сыпучих грузов угол внутреннего трения φ равен углу естественного откоса α_0 , который может быть определен способом, представленным на рисунке 1.3. Цилиндр ставят на плоскость и доверху заполняют грузом. Затем цилиндр медленно поднимают, и груз, находящийся в нем, располагается на плоскости в виде конуса с углом естественного откоса

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{h}{0,5D}.$$

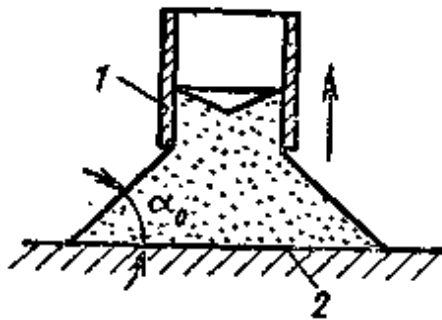


Рисунок 1.3 – Определение угла естественного откоса

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 α_n , а при обрушении – угол естественного откоса при обрушении $\alpha_{об}$.

Различают угол естественного откоса в покое α и в движении α_d . Прибли-

женно считают, что $\alpha_d \approx 0,7\alpha$. 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 *l*. Коэффициент внешнего трения определяют по формуле

$$f_g = \frac{T_c - T_p}{G_m}.$$

Так, коэффициент трения гравия по стали составляет 0,58...1,0, песка по резине – 0,46...0,56, песка по бетону – 0,58...0,84, торфа по стали – 0,45...0,75 и т. д. При относительном движении коэффициент внешнего трения на 10...30 % меньше, чем в покое.

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить основные физико-механические свойства транспортируемых грузов и способы их определения.
- 2 Используя мерный сосуд, определить плотность и угол естественного откоса заданного насыпного груза.
- 3 С помощью трибометра установить зависимость $\tau' = f(\sigma)$, построить график и определить коэффициент внутреннего трения заданного насыпного груза.
- 4 Сравнить полученные результаты со справочными.

2 Тяговые органы конвейеров

Цель работы: изучить тяговые органы конвейеров, требования, предъявляемые к ним, их разновидности, преимущества и недостатки.

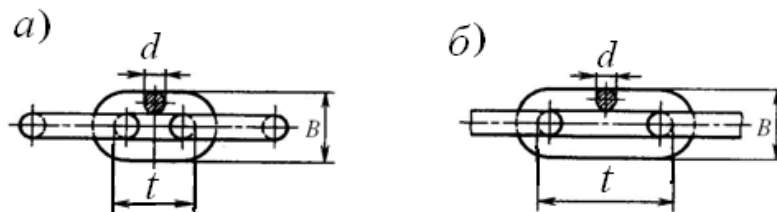
Конструкции большинства конвейеров определяются типом тягового элемента. Для обеспечения надежной и экономичной работы тяговый элемент должен обладать гибкостью, обеспечивающей свободное огибание барабанов, звездочек и блоков малого диаметра, высокой прочностью в сочетании с малым собственным весом, простотой и технологичностью массового производства, иметь малое удлинение при рабочей нагрузке, обеспечивать удобство крепления несущих и ходовых деталей.

В качестве тяговых элементов конвейеров используют ленты, цепи различных типов и в некоторых случаях стальные канаты.

Выбор того или иного тягового элемента обуславливается главным образом типом и конструкцией конвейера, условиями его работы и действующими нагрузками. В транспортирующих машинах наиболее широкое применение получили конвейерные ленты и цепи.

Тяговые цепи.

Основными параметрами тяговых цепей являются шаг цепи t (т. е. расстояние между осями шарниров), разрушающая нагрузка и масса 1 м цепи. Параметры большинства конструкций цепей стандартизированы. Круглозвенные сварные цепи (ГОСТ 2319–81) разделяют на короткозвенные (рисунок 2.1), в которых ширина звена B приблизительно равна шагу цепи, и длиннозвенные, в которых ширина меньше шага. Их изготавливают на специальных гибочных автоматах из круглой стали Ст 2, Ст 3, из стали 20 и из легированной стали 30ХГСА. По точности изготовления звеньев круглозвенные цепи разделяют на калиброванные (с отклонением шага от ± 1 до $\pm 2,5$ %) и некалиброванные (с отклонением шага до ± 4 %). Первые могут иметь привод с зацеплением на звездочке, вторые – только фрикционный на гладком блоке. В соответствии с ГОСТ 2319–81 устанавливаются два типа цепей (А – короткозвенные; В – длиннозвенные) и два исполнения (1 – калиброванные; 2 – некалиброванные). Пример условного обозначения цепи типа А, исполнения 1, калибра 10 мм, с шагом 28 мм – цепь А1–10×28 ГОСТ 2319–81.



а – короткозвенная; б – длиннозвенная

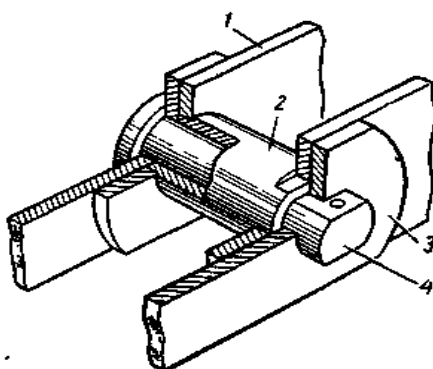
Рисунок 2.1 – Круглозвенные сварные цепи

К преимуществам круглозвенных цепей относятся простота конструкции, малая стоимость, пространственная гибкость, наличие открытых самоочищающихся шарниров. Недостатком цепей является малая площадь контакта между звеньями и интенсивный износ в зоне контакта.

Пластинчатые цепи по конструкции шарнира разделяют на безвтулочные – безроликовые или роликовые, втулочные – безроликовые, катковые – с гладкими катками и с ребрами на катках. Ролики устанавливают на валик или втулку цепи для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки. Катки выполняют функции роликов на звездочках и служат также ходовыми опорами при движении цепи с грузонесущими элементами по направляющим путям.

Безвтулочные цепи наиболее просты и дешевы, однако площадь трущихся поверхностей у них мала, и из-за высоких контактных напряжений они подвержены быстрому изнашиванию. По этой причине безвтулочные цепи применяются редко и только при малых скоростях и невысоких нагрузках.

В шарнирном соединении втулочной цепи, представленном на рисунке 2.2, внутренние пластины 1 запрессовываются на лысках втулки 2, наружные пластины 3 запрессовываются на лысках валика 4.



1 – внутренние пластины; 2 – втулка; 3 – наружные пластины; 4 – валик

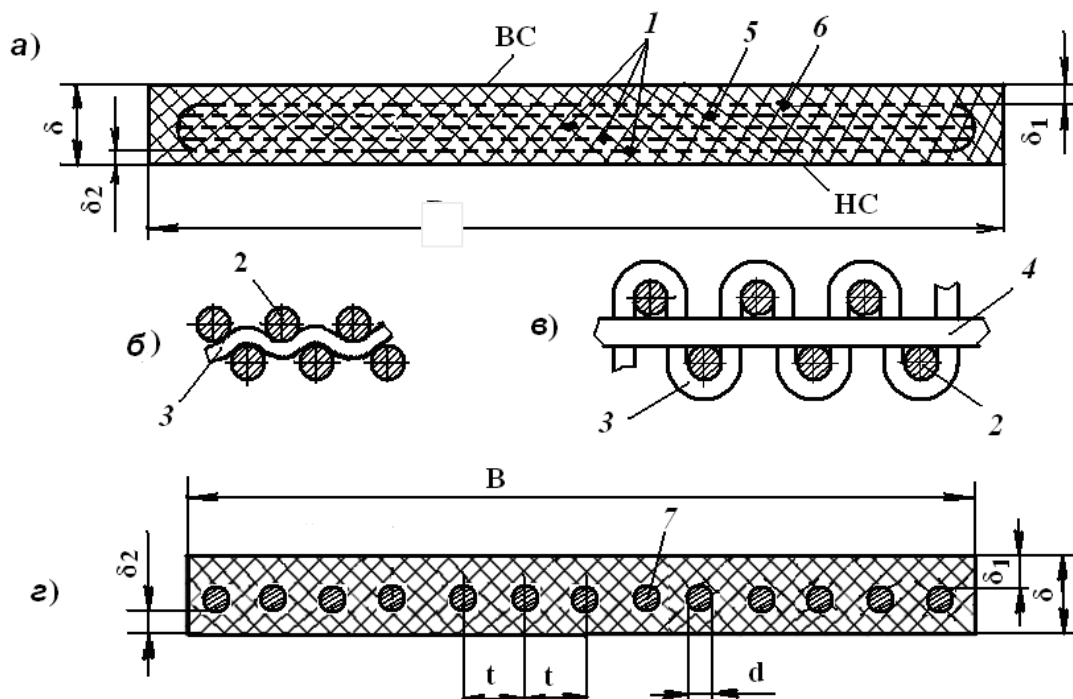
Рисунок 2.2 – Шарнирное соединение пластинчатой втулочной цепи

Катки катковой цепи устанавливают на подшипниках скольжения или на подшипниках качения.

Для обеспечения удобства крепления к пластинчатым цепям грузонесущих элементов ГОСТ 588 предусматривает специальные пластины с отверстиями и кронштейнами.

Конвейерные ленты/

В ленточных конвейерах в основном применяют резинотканевые и резино-тросовые ленты. Прорезиненная лента (рисунок 2.3) в общем виде имеет тяговый каркас А, покрытый со всех сторон эластичным защитным наполнителем Б.



а, б, в – резинотканевая с одноосновными (б) и двухосновными (в) прокладками; г – резино-тросовая; ВС – верхняя (грузонесущая); НС – нижняя (опорная) стороны ленты

Рисунок 2.3 – Конвейерные ленты

Тяговый каркас воспринимает продольные растягивающие усилия в ленте и обеспечивает ее необходимую поперечную жесткость. Заполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и объединяет его в единое целое, образуя верхнюю (грузонесущую) и нижнюю (опорную) наружные обкладки.

По типу тягового каркаса различают резинотканевые и резинотросовые ленты (см. рисунок 2.3).

У резинотканевых лент тяговым каркасом служат прокладки 1 из различных высокопрочных тканей, расположенные послойно. Тканевая прокладка состоит из продольных нитей основы 2 и поперечных нитей утка 3 и 4. Между тканевыми прокладками расположены резиновые прослойки 5. Сверху под первой прокладкой укладывают защитную (брекерную) ткань 6, предохраняющую прокладку от повреждений острыми кромками груза. Ленты повышенной теплостойкости перед первой прокладкой имеют теплоизолирующий слой из асбестовой ткани. Тканевые прокладки современных лент изготавливают из капрона, амида, нейлона, лавсана и других синтетических тканей, обладающих высокой прочностью – 600...800 Н и более на 1 мм ширины одной прокладки.

В качестве заполнителя применяют резиновые смеси с синтетическим каучуком или пластмассы – поливинилхлорид и др. Необходимые свойства ленте придает составом резиновой смеси заполнителя с использованием различных добавок. По рецептуре заполнителя изготавливают ленты общего назначения (для работы при температуре от -5 до $+60$ °С), теплостойкие (температура груза – до $+100$ °С), пищевые (для транспортирования пищевых продуктов без упаковки), негорючие (для конвейеров в пожаро- и взрывоопасном исполнении), маслостойкие и др.

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 роlikоопорами.

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 (см. рисунок 2.3). Диаметр стального троса составляет от 4,2 до 11,5 мм. Шаг между тросами – соответственно от 9 до 18 мм. Прочность резинотросовых лент составляет от 1,5 до 6 кН на 1 мм ширины ленты, а максимальное допустимое натяжение – от 180 до 700 Н на 1 мм ширины ленты. Относительное удлинение резинотросовых лент составляет 0,25 % при нагрузке, равной 0,1 номинальной прочности ленты.

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. Наиболее надежным и современным является соединение концов резинотканевой ленты при помощи вулканизации. При соединении концы ленты разделяют ступенчато по отдельным прокладкам под

углом $\theta = 18...26^\circ$ к продольной оси ленты. Концы резиновых тросов соединяют только методом вулканизации. Концы ленты для их стыковки разделяют: снимают верхнюю и нижнюю обкладки, разрезают резиновый каркас на отдельные тросы и обрезают концы тросов.

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить конструкции тяговых органов конвейеров и требования, предъявляемые к ним.
- 2 Определить основные параметры тяговых органов, имеющихся в лаборатории.

3 Исследование работы привода ленточного конвейера

Цель работы:

- изучить конструкции приводов ленточных конвейеров и расчет их основных параметров;
- научиться устанавливать зависимости тягового усилия от угла обхвата, первоначального натяжения и коэффициента трения.

Ленточные конвейеры снабжаются фрикционными приводными устройствами. Передача тягового усилия и движения ленте осуществляется за счет сил трения от приводных барабанов. Фрикционный привод обеспечивает высокие скорости движения ленты и независимость ее работы от упругого удлинения и неизбежного вытягивания. Обязательным условием действия такого привода без проскальзывания (пробуксовывания) приводного барабана является обязательное предварительное натяжение ленты, составляющее 40...200 % от полезного тягового усилия, что является существенным недостатком фрикционного привода.

Расчет фрикционного привода основан на решении, полученном еще Эйлером для неупругой гибкой нити. Впоследствии Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским теория передачи силы трения была уточнена с установлением соотношения между натяжением ленты при набегании и сбегании с приводного барабана. Это соотношение можно получить на основании рисунка 3.1, на котором представлена расчетная схема приводного барабана с углом обхвата α и натяжения в набегающей $S_{нб}$ и сбегавшей $S_{сб}$ ветвях ленты. Выделим элементарный угол $d\alpha$ с натяжением ленты в этом месте s . Радиальная составляющая, которая прижимает ленту к барабану,

$$R = 2S \sin \frac{d\alpha}{2}.$$

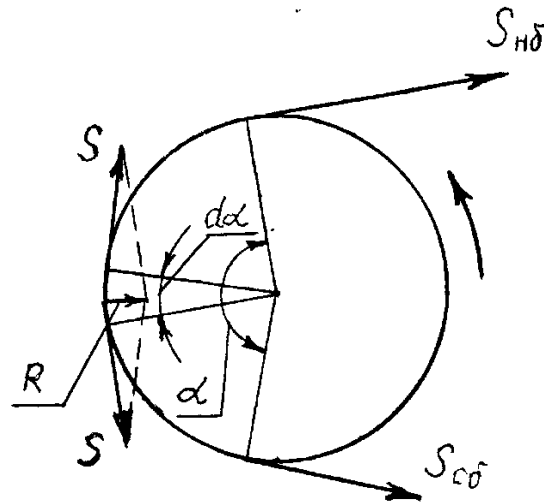


Рисунок 3.1 – Расчетная схема приводного барабана

Так как для малых углов $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, то можно записать

$$R = 2S \cdot \frac{d\alpha}{2} = S \cdot d\alpha.$$

Тогда приращение тягового усилия на дуге $d\alpha$ при коэффициенте трения μ между лентой и барабаном составит

$$ds = R \cdot \mu = \mu \cdot S \cdot d\alpha.$$

Таким образом,

$$d\alpha = \frac{dS}{\mu S}.$$

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

$$\int_0^{\alpha} d\alpha = \frac{1}{\mu} \int_{S_{нб}}^{S_{сб}} \frac{dS}{S}.$$

Исходя из этого

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \ln \int_{S_{нб}}^{S_{сб}} = \frac{1}{\mu} (\ln S_{нб} - \ln S_{сб}) = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S_{нб}}{S_{сб}};$$

$$\alpha \cdot \mu = \ln \frac{S_{нб}}{S_{сб}}.$$

Используя определение логарифма, получим

$$e^{\mu\alpha} = \frac{S_{нб}}{S_{сб}} \quad \text{или} \quad S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha}.$$

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

Тяговое (окружное) усилие, которое может передать приводной барабан без учета потерь из-за жесткости ленты, составит

$$N = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} - S_{сб} = S_{сб} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) .$$

Тяговое усилие, которое может быть передано на ленту от приводного барабана, возрастает с увеличением угла обхвата α , коэффициента трения μ и первоначального натяжения ленты $S_{сб}$.

При однобарабанном приводе угол обхвата лентой приводного барабана составляет до 240° , чем обуславливается пониженный коэффициент использования прочности ленты из-за необходимости увеличения $S_{сб}$. В двухбарабанных приводах общий угол обхвата лентой приводных барабанов составляет до 400° , чем и обуславливается возможность выбора менее прочной ленты.

Коэффициент трения μ зависит от рода поверхности барабана и состояния соприкасающихся поверхностей ленты и барабана. Для повышения коэффициента трения поверхность приводного барабана покрывают (футеруют) фрикционными материалами (например, резиной, деревом и др.) с канавками (насечками) глубиной 3...4 мм, образующими прямоугольные или ромбические клетки для сбора грязи и отвода влаги.

Повышение тягового усилия привода без увеличения предварительного натяжения ленты можно достичь путем применения отклоняющего ролика для увеличения угла обхвата или использования двух приводных барабанов, путем прижатия ленты к барабану в точке сбегания прижимным роликом или давлением воздуха с созданием между лентой и прижимным башмаком воздушной подушки, путем дополнительного прижатия ленты к приводному барабану прижимной лентой или атмосферным давлением при создании вакуума между барабаном и лентой, путем применения нескольких приводных конвейеров небольшой длины или пневмошинных приводов с промежуточным их расположением.

Для обеспечения необходимого запаса силы трения на приводном барабане расчетное натяжение сбегавшей ветви ленты принимают несколько увеличенным

$$S_{сб} = \frac{k_3 \cdot w}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

где k_3 – коэффициент запаса, $k_3 = 1,1 \dots 1,2$.

Тогда

$$S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha} = \frac{k_3 \cdot w \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Диаметр барабана определяется его назначением, действующим на барабане натяжением, шириной и типом тягового каркаса ленты. Для конвейеров с резиноканевыми лентами

$$D = k_a \cdot k_b \cdot i,$$

где k_a – коэффициент, зависящий от типа прокладок, составляет от 125 до 200 при прочности ткани прокладок от 55 до 400 Н/мм;

k_b – коэффициент, зависящий от назначения барабана: для барабана однобарабанного привода $k_b = 1,1$; для концевой, натяжной и оборотной барабана $k_b = 0,8 \dots 0,9$; для отклоняющего барабана $k_b = 0,5$;

i – число прокладок основы тягового каркаса ленты.

Для резиноканевой ленты

$$D = D_b \cdot k_b,$$

где D_b – рекомендуемый диаметр приводного барабана соответствующего типа резиноканевой ленты.

Полученный диаметр барабана округляют до ближайшего размера из нормального ряда размеров барабанов по ГОСТ 44644. Выбранный диаметр приводного барабана D_b , мм, проверяют по действующему давлению ленты на поверхность барабана P_l , которое не должно превышать допустимого

$$P_l = \frac{360}{\alpha \cdot \Pi \cdot B \cdot D_b} (S_{нб} + S_{сб}) = \frac{360 \cdot S_{нб}}{\alpha \cdot \Pi \cdot B \cdot D_b} \cdot \left(\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha}} \right).$$

Допустимое давление на поверхность барабана: для резиноканевой ленты $P_{л,рнк} = 0,2 \dots 0,3$ МПа; для резиноканевой ленты $P_{л,ртр} = 0,35 \dots 0,55$ МПа.

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить основные положения теории передачи силы трения.
- 2 Зарисовать схему лабораторной установки и установить зависимость тягового усилия от угла обхвата, первоначального натяжения, коэффициента трения, от усилия прижатия ленты к барабану прижимным роликом.

4 Исследование работы ленточного конвейера

Цель работы:

- изучить конструкцию ленточного конвейера и его составных частей;
- научиться определять производительности и мощности привода ленточного конвейера;
- научиться определять силу сопротивления движению ленты по роликоопоре.

Ленточными конвейерами называют машины непрерывного транспорта, несущим и тяговым элементом которых является гибкая лента. Они широко используются для перемещения сыпучих и штучных грузов на расстояние до 3...5 км в одном конвейере (в отдельных случаях до 14 км) и до 100 км в системе из нескольких конвейеров во всех областях промышленного и сельскохозяйственного производстве, при добыче полезных ископаемых, в качестве элементов погрузочно-разгрузочных и перегрузочных устройств, а также в машинах, выполняющих технологические функции.

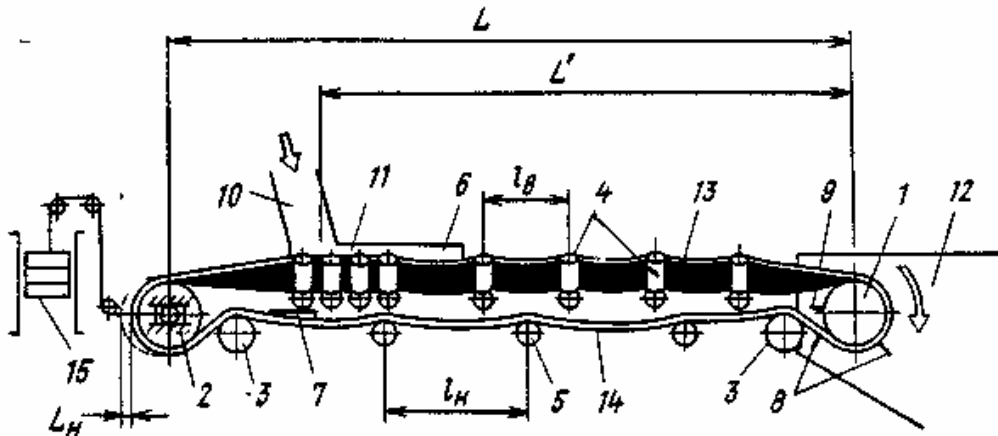
Существенным преимуществом ленточных конвейеров является значительная производительность, которая при больших скоростях движения (6...8 м/с) и ширине ленты (до 3000 мм) достигает до 30000 т/ч.

К недостаткам ленточных конвейеров можно отнести высокую стоимость ленты и роликоопор, составляющих около 50 и 30 % соответственно от общей стоимости конвейера. Следует отметить, что использование этих конвейеров затруднительно при транспортировании пылевидных, горячих и тяжелых сыпучих грузов, а также при углах наклона трассы, превышающих 18...20°.

Затраты на перемещение грузов ленточными конвейерами на расстояние 5...30 км существенно меньше, чем затраты на перемещение грузов автомобильным транспортом.

Несущим и тяговым элементом ленточного конвейера общего назначения (рисунок 4.1) является бесконечная гибкая лента, опирающаяся верхней (рабочей) 13 и нижней (холостой) 14 ветвями на роликоопоры 4 и 5 и огибающая на концах конвейера приводной 1 и натяжной 2 барабаны. У коротких конвейеров, часто используемых для перемещения штучных грузов, а также в местах разгрузки ленты плужковыми разгрузочными рабочая ветвь может скользить по деревянному или металлическому настилу. Движение ленте передается фрикционным способом (трением) от приводного барабана 1. Необходимое первоначальное натяжение на сбегавшей ветви ленты создается натяжным барабаном при помощи грузового натяжного устройства 15. Для конвейеров небольшой длины (до 60 м) используют натяжное устройство винтового типа. Для увеличения угла обхвата приводного барабана и уменьшения габарита конвейера по высоте около концевых барабанов 1 и 2 установлены отклоняющие барабаны 3. Транспортируемый сыпучий груз 10 подается в загрузочное устройство 11, оборудованное направляющими 6 и лентой, транспортируется к концевому барабану 1. Под действием собственной силы тяжести и силы инерции груз поступает в разгрузочное устройство (приемную воронку) 12. Для очистки

рабочей и нерабочей поверхности ленты, наружной цилиндрической поверхности приводного барабана от остатков прилипшего или просыпавшегося груза предусмотрены очистители 7, 8 и 9. В месте загрузки конвейера устанавливают с меньшим шагом амортизирующие роlikоопоры. Для опоры ленты на участке между концевыми барабанами устанавливают роlikоопоры или сплошной настил (из дерева, стали, пластмассы) либо комбинированный (чередование настила и роlikоопор). Настил используют очень редко – обычно на конвейерах малой длины при транспортировании легких штучных грузов и в случаях применения плужковых разгрузателей при транспортировании насыпных грузов. Наибольшее распространение имеют цилиндрические роlikоопоры различных типов и конструкций.



L – длина конвейера; L' – длина транспортирования; L_n – ход натяжного устройства; l_b , l_n – расстояние между роlikоопорами соответственно верхней и нижней ветви

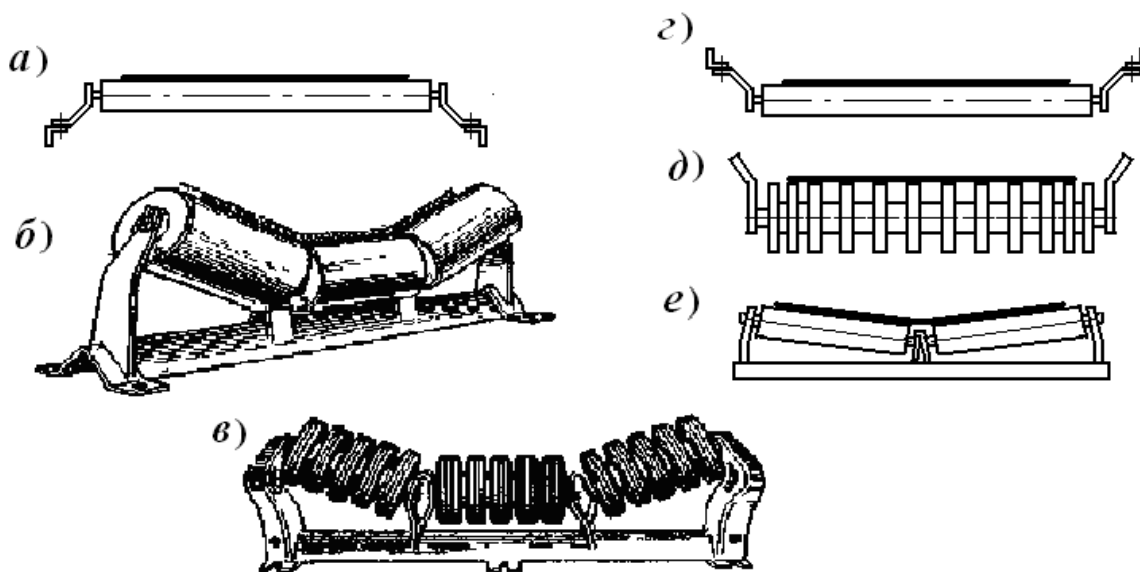
Рисунок 4.1 – Схема ленточного конвейера

По расположению на конвейере роlikоопоры разделяют на верхние (для опоры грузонесущей ветви ленты) и нижние (для опоры обратной ветви). Верхние роlikоопоры бывают прямыми (рисунок 4.2, а) – для плоской формы ленты – и желобчатыми (для желобчатой формы ленты) на двух, трех (рисунок 4.2, б, в) и пяти (для лент шириной 2...2,5 м) роliках. В зоне загрузки ленты устанавливают амортизирующие роlikоопоры (см. рисунок 4.2, в), у которых на корпус роliка надеты упругие резиновые шайбы, амортизирующие удары падающих кусков груза.

Нижние роlikоопоры разделяют на прямые однороlikовые сплошные цилиндрические (рисунок 4.2, з) и дисковые (рисунок 4.2, д), применяемые при транспортировании налипающих грузов, и двухроlikовые желобчатые (рисунок 4.2, е) для лучшего центрирования ленты шириной более 1000 мм.

При работе ленточного конвейера по различным причинам (несимметричная загрузка ленты, налипание груза на барабаны и роliки, неравномерная вытяжка ленты по ширине и др.) возможен поперечный сдвиг ленты с роliков. Для автоматического выравнивания хода ленты используют центрирующие роlikоопоры различных конструкций. Один из вариантов центрирующей роli-

коопоры представлен на рисунке 4.3. Роликоопора смонтирована на балке 1, имеющей возможность поворота вокруг вертикальной оси 2. По краям роликоопоры шарнирно установлены Г-образные рычаги 3, на верхних плечах которых установлены ролики 4. На нижних плечах этих рычагов закреплены тормозные обкладки 5. При поперечном смещении ленты она своим бортом нажимает на ролик 4, рычаг 3 поворачивается и своим нижним плечом притормаживает боковой ролик центрирующей роликоопоры, вынуждая последнюю повернуться вокруг вертикальной оси 2. Этот поворот приводит к обратному поперечному смещению ленты.



a – прямая для верхней ветви; *б* – желобчатая трехроликовая для верхней ветви; *в* – желобчатая амортизирующая (в месте загрузки); *г* – прямая для обратной ветви; *д* – дисковая очистная для обратной ветви; *е* – желобчатая для обратной ветви

Рисунок 4.2 – Роликоопоры

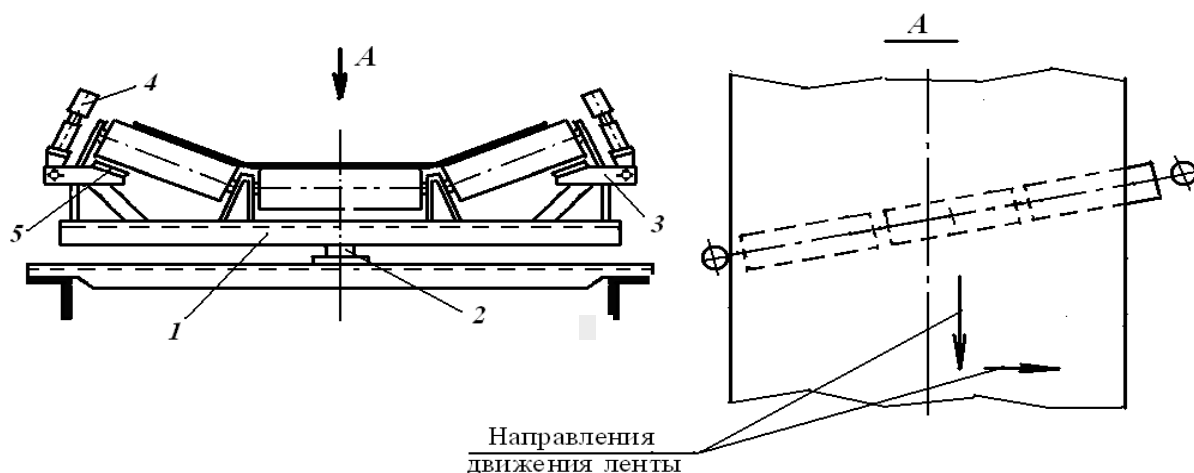


Рисунок 4.3 – Центрирующая роликоопора

Разгрузка ленточного конвейера может осуществляться через концевой барабан в приемную воронку или в промежуточных точках (например, при распределении сыпучего груза по бункерам и силосам) с помощью барабанного (рисунок 4.4) или плужковых (рисунок 4.5) разгрузателей. Барабанный разгрузатель (см. рисунок 4.4) содержит два оборотных барабана (верхний 1 и нижний 2), смонтированных на тележке 3 с направляющими лотками 4. Транспортируемый груз с верхнего барабана попадает в направляющие лотки и отводится ими в разные стороны от порожней ленты.

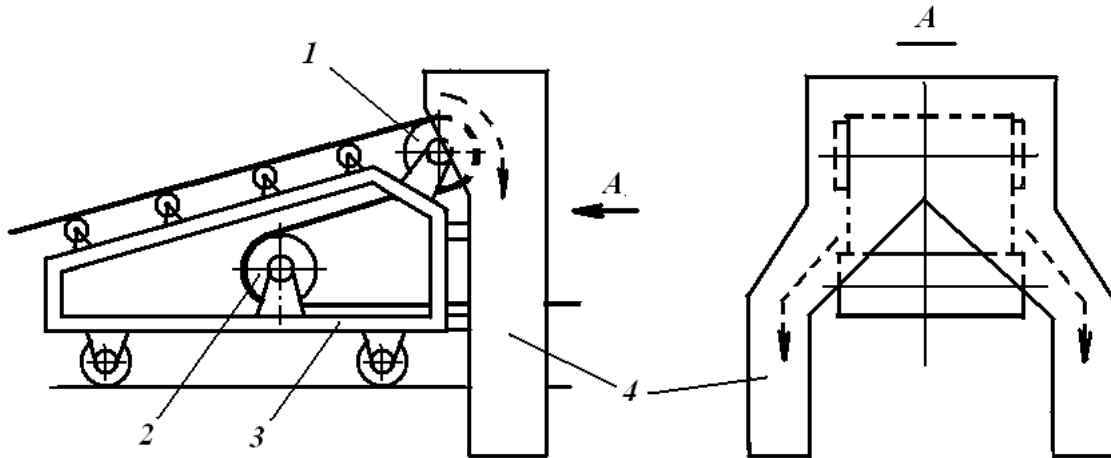
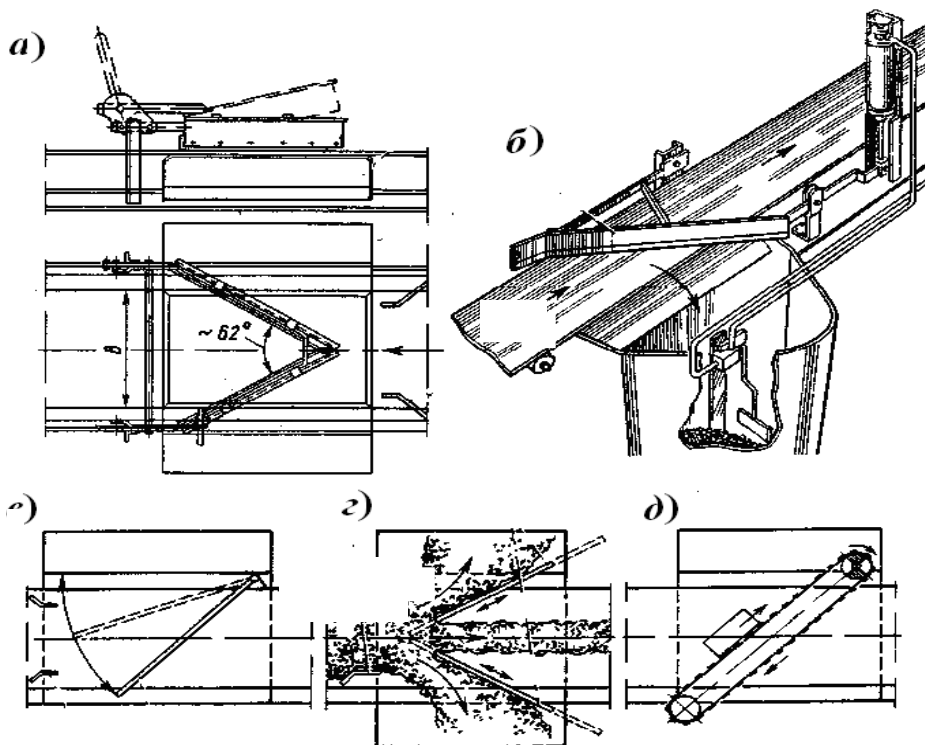


Рисунок 4.4 – Барабанный разгрузатель



a, б – с полной разгрузкой ленты односторонний и двухсторонний соответственно;
в, г – с частичной разгрузкой ленты поворотный и раздвижной соответственно;
д – с подвижной лентой

Рисунок 4.5 – Схемы плужковых разгрузателей

В конвейерах длиной 60...500 м используют грузовые натяжные устройства – тележечное и рамное, на конвейерах большой протяженности (500 м и более) и при сложной трассе используют грузолебедочные и лебедочные натяжные устройства, обеспечивающие натяжные усилия в несколько сот килоньютонеров при тяговом усилии 100...150 кН.

Барабанный привод состоит из барабана, передаточного механизма (муфт и редуктора) и двигателя. В приводах наклонных конвейеров устанавливают остановы (храповые или роликовые) или тормоз, препятствующие самопроизвольному движению ленты под действием продольной составляющей силы тяжести груза.

Различают однобарабанные приводы (рисунок 4.6), двух- и трехбарабанные приводы с близко расположенными друг от друга приводными барабанами, с отдельным расположением приводных барабанов на переднем и заднем концах конвейера. Для очистки ленты от налипшего или просыпавшегося груза применяют очистительные устройства.

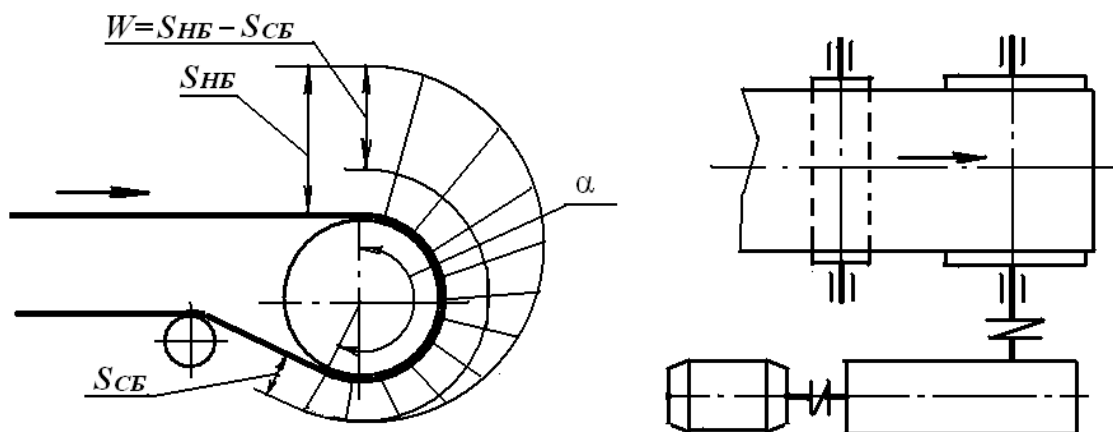


Рисунок 4.6 – Схема однобарабанного привода

Производительность ленточного конвейера при транспортировании насыпных или штучных грузов зависит от скорости движения ленты V , м/с, площади поперечного сечения насыпного груза на ленте F , м², плотности насыпного груза ρ , т/м³, шага расположения штучных грузов на ленте a , м, средней массы штучного груза m , кг, и определяется по формулам:

- при транспортировании насыпных грузов:
 - а) объемная производительность $Q_v = 3600V \cdot F$;
 - б) массовая производительность $Q_m = 3600V \cdot F \cdot \rho$;
- при транспортировании штучных грузов:
 - а) поштучная производительность $Q_{um} = 3,6 \frac{V}{a}$;
 - б) массовая производительность $Q_m = 3,6 \frac{V}{a} \cdot m$.

Общее сопротивление при установившемся движении ленты по всей трассе загруженного конвейера, равное тяговому усилию, может быть определено по обобщенной формуле

$$W \approx K_{\delta} \cdot L_{\Sigma} [(g_{\Sigma} + g_{p.v.} + g_l) \omega_{\Sigma} + (g_l + g_{p.n.}) \omega_n \pm g_{\Sigma} \cdot H],$$

где L_{Σ} – длина горизонтальной проекции расстояния между осями концевых барабанов конвейера, м;

g_{Σ} , g_l , $g_{p.v.}$, $g_{p.n.}$ – линейные силы тяжести груза, ленты и вращающихся частей роlikоопор верхней и нижней ветвей соответственно, Н/м;

ω_{Σ} , ω_n – коэффициенты сопротивления движению верхней и нижней ветвей ленты соответственно, $\omega_{\Sigma} \approx \omega_n = 0,018 \dots 0,045$ в зависимости от условий эксплуатации;

H – высота подъема (+) или опускания (–) перемещаемого груза, м;

K_{δ} – обобщенный коэффициент местных сопротивлений на оборотных барабанах отклоняющих устройствах, местах загрузки и разгрузки, зависящий от длины конвейера. Численные значения коэффициента представлены в таблице 1.

Таблица 4.1 – Численные значения коэффициента местных сопротивлений

L_{Σ} , м	10	20	30	40	50	100	200	300	500	1000 и более
K_{δ}	4,5	3,2	2,8	2,6	2,4	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1

Мощность приводного двигателя с учетом коэффициента запаса $K_3 = 1,15$ и общего КПД ($\eta = 0,8 \dots 0,9$) механизма привода

$$N = \frac{K_3 \cdot W \cdot V}{1000 \eta}.$$

Сопротивление движению ленты по роlikоопоре состоит из следующих составляющих:

$$W_p = W_1 + W_2 + W_3 + W_4,$$

где W_1 – сопротивление от деформации груза, $W_1 = 40 \dots 50$ %;

W_2 – сопротивление вращению роликoв, $W_2 = 20 \dots 25$ %;

W_3 – сопротивление от вдавливания роликoв в ленту, $W_3 = 10 \dots 15$ %;

W_4 – сопротивление от изгиба ленты, $W_4 = 10 \dots 20$ %.

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкцию ленточного конвейера и основы его расчета.

2 Измерить ширину ленты, скорость ее движения и длину конвейера, находящегося в лаборатории.

3 Определить производительность конвейера при транспортировании заданного груза.

4 Определить сопротивление движению ленты и мощность привода.

5 Изучение устройства и исследование работы пластинчатого конвейера

Цель работы:

- изучить конструкцию пластинчатого конвейера и его составных частей;
- научиться определять силу сопротивления движению настила и мощность привода.
- научиться определять дополнительные динамические усилия при работе конвейера.

Пластинчатые конвейеры служат для непрерывного транспортирования насыпных и штучных грузов по трассе, расположенной в вертикальной плоскости. При специальном исполнении трасса конвейера может быть пространственной. Тяговым элементом конвейера является одна или две цепи, грузонесущим – жесткий, металлический или, реже, деревянный, пластмассовый, резиноканевый настил, состоящий из отдельных пластин. Действие динамических нагрузок на тяговые цепи ограничивает скорость их движения до 1...1,25 м/с, обычно скорость движения не превышает 0,35 м/с. Однако благодаря желобчатой форме и большой ширине настила их производительность достигает до 2000 т/ч и более. Дальность безперегрузочного транспортирования многоприводными конвейерами достигает 2 км. Угол наклона пластинчатых конвейеров может быть 35...60°, а в отдельных случаях при применении коробчатого настила с перегородками – до 70°.

Преимуществом пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными является их большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих и других подобных грузов, вызывающих повреждение конвейерных лент.

К недостаткам пластинчатых конвейеров относятся: большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части (пластинчатый настил с цепями); меньшая скорость движения по сравнению со скоростью движения ленточных конвейеров; сложность промежуточной разгрузки конвейера с бортовым настилом; усложнение эксплуатации из-за большого числа шарнирных соединений; значительно большее сопротивление движению по сравнению с ленточными конвейерами в связи с большой собственной массой несущего полотна.

Пластинчатый конвейер (рисунок 5.1) имеет ходовую часть с одной или двумя тяговыми цепями 3, снабженными в каждом шарнире опорными катками.

Цепи приводятся в движение приводными звездочками 7 от электродвигателя 11 через редуктор 12 и открытую зубчатую передачу 9. На противополож-

ном конце конвейера установлены натяжные звездочки с натяжным устройством 1. Катки тяговых цепей катятся по направляющим путям 6, прикрепленным к станине 5. Настил 4 конвейера образован из бортовых (лотковых) пластин. Конвейер загружают в любом месте по длине рабочей ветви через одну или несколько рядом расположенных загрузочных воронок 2, а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 8.

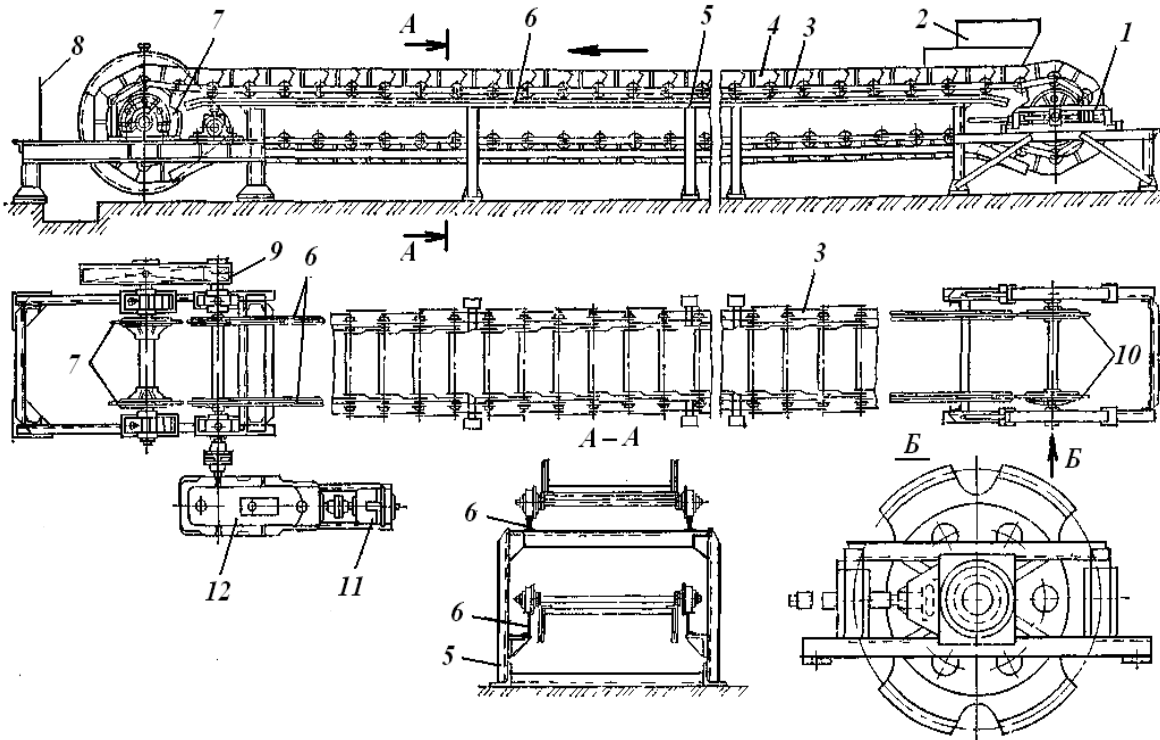
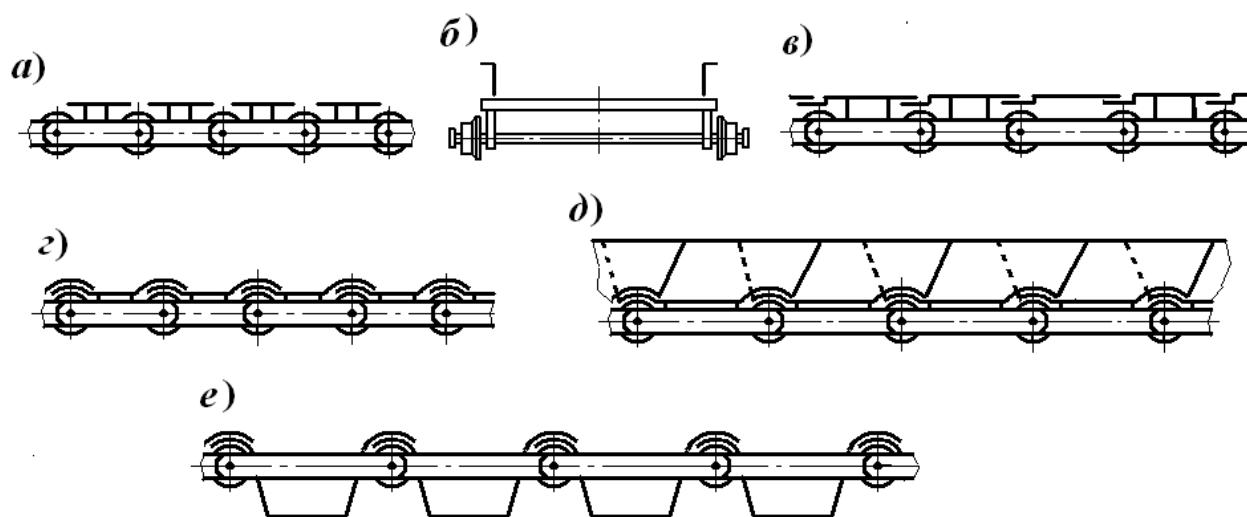


Рисунок 5.1 – Пластинчатый конвейер общего назначения

В пластинчатых конвейерах применяют настилы различных типов, некоторые из них представлены на рисунке 5.2.

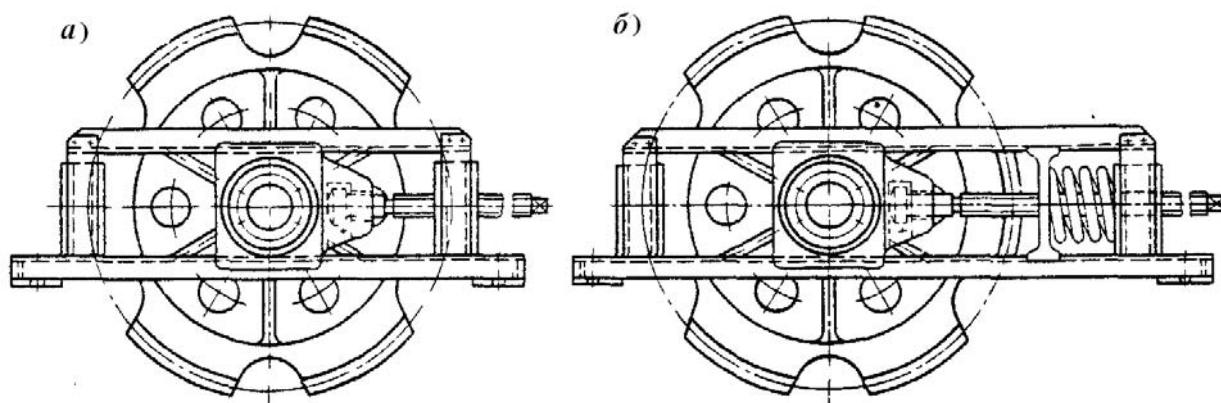
К специальным пластинчатым конвейерам относятся разливные машины для транспортирования и охлаждения жидкого металла, эскалаторы, пассажирские конвейеры и конвейеры с настилом сложного профиля.

Приводные звездочки пластинчатых конвейеров обычно имеют 5...8 зубьев, их изготавливают литыми из стали или составными – с литым корпусом из чугуна и венцом из листовой стали. Профиль зуба звездочек регламентирован ГОСТ 592. Для обеспечения равномерной передачи тягового усилия и ликвидации возможности переноса цепей приводные звездочки закрепляют на приводном валу со строго одинаковым взаимным расположением зубьев в обеих звездочках. Натяжное устройство конвейера – винтовое или пружинно-винтовое (рисунок 5.3) – устанавливается на концевых звездочках. Ход натяжного устройства 320...1000 мм принимается в зависимости от шага тяговой цепи, обычно не менее 1...2 шага. Натяжное усилие – 1...3 кН.



a – плоский разомкнутый настил; *б* – настил с неподвижными бортовыми направляющими; *в* – сомкнутый плоский настил; *г* – безбортовый волнистый настил; *д* – бортовой волнистый настил; *е* – коробчатый настил

Рисунок 5.2 – Настилы пластинчатых конвейеров



a – винтовое; *б* – пружинно-винтовое

Рисунок 5.3 – Натяжные устройства пластинчатых конвейеров

Для обеспечения возможности бесперегрузочного транспортирования грузов по сложной пространственной трассе (например, полезного ископаемого в криволинейных подземных выработках, штучных грузов в машиностроении) применяют изгибающиеся пластинчатые конвейеры с пространственной трассой.

Максимальное статическое натяжение цепей S_{\max} пластинчатого конвейера с подвижным бортовым и безбортовым настилом и силу сопротивления движению W для проектного расчета и предварительного выбора типоразмера цепи цепи можно определить по приближенной обобщенной формуле

$$S_{\max}^{cm} \approx 1,05(S_{\min} + W) = 1,05 \{ S_{\min} + \omega[(g_2 + g_0)L_2 + g_0L_x] \pm g_2H \} ,$$

где $1,05$ – обобщенный коэффициент местных сопротивлений;
 S_{\min} – наименьшее натяжение цепей, $S_{\min} = 2000 \dots 3000$ Н;
 g_0, g_z – линейные силы тяжести, Н/м;
 L_z, L_x – длина горизонтальной проекции загруженной и незагруженной ветвей конвейера;
 ω – коэффициент сопротивления движению ходовой части пластинчатого конвейера в зависимости от условий работы; для катков на подшипниках скольжения $\omega = 0,06 \dots 0,13$, для катков на подшипниках качения $\omega = 0,02 \dots 0,045$;
 H – высота подъема (+) или опускания (–) груза, м;
 Мощность привода

$$N = \frac{W \cdot V}{1000\eta}.$$

При постоянной угловой скорости приводной звездочки скорость движения цепи не остается постоянной; она периодически изменяется (пульсирует) по определенному кинематическому закону. Длительность периодов неравномерности движения цепи равна времени поворота приводной звездочки на центральный угол, соответствующий одному звену цепи.

Неравномерность движения тягового элемента вызывает дополнительные динамические усилия, тем большие по величине, чем больше ускорения при пульсирующем движении самого конвейера и расположенного на нем груза. Эти дополнительные динамические силы не только увеличивают общую продольную силу, действующую на тяговый элемент, но и вследствие многократности действия вызывают в цепях усталостные явления.

При входе зуба приводной звездочки в зацепление с шарниром цепи происходит удар, что вызывает поперечные колебания цепи. В расчетах поперечные колебания не принимают во внимание, т. к. они распространяются на небольшой участок цепи и в них участвует незначительная часть конвейера и груза.

Максимальная продольная дополнительная динамическая сила, действующая на цепь с учетом ударного воздействия зуба на шарнир цепи,

$$S_{\max}^{\partial} = K_u \left(\frac{2\Pi \cdot V}{z} \right)^2 \frac{c_1 \cdot m_z + c_2 \cdot m_x}{t_u},$$

где K_u – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн, $K_u = 0,75 \dots 1,5$;

c_1 и c_2 – коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза и ходовой части конвейера ($c_1 = 0,7 \dots 0,8$ для крутонаклонных конвейеров при $\beta > 20^\circ$ и $c_1 = 0,5 \dots 0,7$ для прочих конвейеров; $c_2 = 1$ при длине тягового элемента $L < 50$ м; $c_2 = 0,75$ при $L = 50 \dots 120$ м; $c_2 = 0,5$ при $L > 120$ м);
 m_z, m_x – массы груза, находящегося на конвейере и ходовой части конвейера, кг.

Максимальное натяжение цепей с учетом дополнительной динамической нагрузки

$$S_{\max} = S_{\max}^{cm} + S_{\max}^{\partial}.$$

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкции пластинчатых конвейеров и основы их расчета.

2 Определить основные параметры пластинчатого конвейера, установленного в лаборатории, определить статическое и динамическое натяжение цепи с учетом коэффициента их неравномерного натяжения $K_n = 1,1$.

6 Изучение конструкции и исследование работы ковшового элеватора

Цель работы:

- изучить типы, области применения, общее устройство и разновидности элеваторов;
- определить производительности, натяжения тягового элемента и мощности привода;
- изучить критерии характера разгрузки ковшей.

Элеваторы служат для транспортирования насыпных или штучных грузов по вертикальному или крутонаклонному (под углом $60...82^\circ$ к горизонтали) направлению – вертикальные и наклонные. По роду грузонесущего элемента элеваторы бывают ковшовые, полочные и люлечные, а по типу тягового элемента – ленточные, цепные, канатные.

Ковшовые элеваторы применяют для перемещения насыпных грузов (пылевидных, зернистых, кусковых – зерна, муки, торфа, угля и т. п.) на предприятиях химической, металлургической и машиностроительной промышленности.

Люлечные и полочные элеваторы служат для транспортирования штучных грузов (мешков, ящиков, отдельных деталей) на складах и предприятиях различных отраслей промышленности.

Ковшовый элеватор (рисунок 6.1) имеет вертикально замкнутый тяговый элемент 1 с прикрепленными к нему ковшами 2. Тяговый элемент огибает верхний приводной 5 и нижний натяжной 9 барабаны (или звездочки). Ходовая часть и поворотные устройства элеватора размещаются в закрытом кожухе, состоящем из верхней части – оголовка 6, средней секции 4 и нижней части – башмака 10. Тяговый элемент с ковшами приводится в движение от привода 12, а натяжение создается натяжным устройством 8. Насыпной груз подается в загрузочный патрубок (носик) в нижней части элеватора, загружается в ковши, поднимается вверх и разгружается на верхнем барабане или звездочке в патрубок верхней части элеватора. Привод элеватора снабжен остановом 11 (роликовый, храповый или нормальный закрытый автоматический тормоз) для предотвращения обратного движения ходовой части под действием силы тяжести транспортируемого груза. Кожух элеватора имеет специальные направляющие устройства (шины) для гашения горизонтальных колебаний тягового элемента с ковшами.

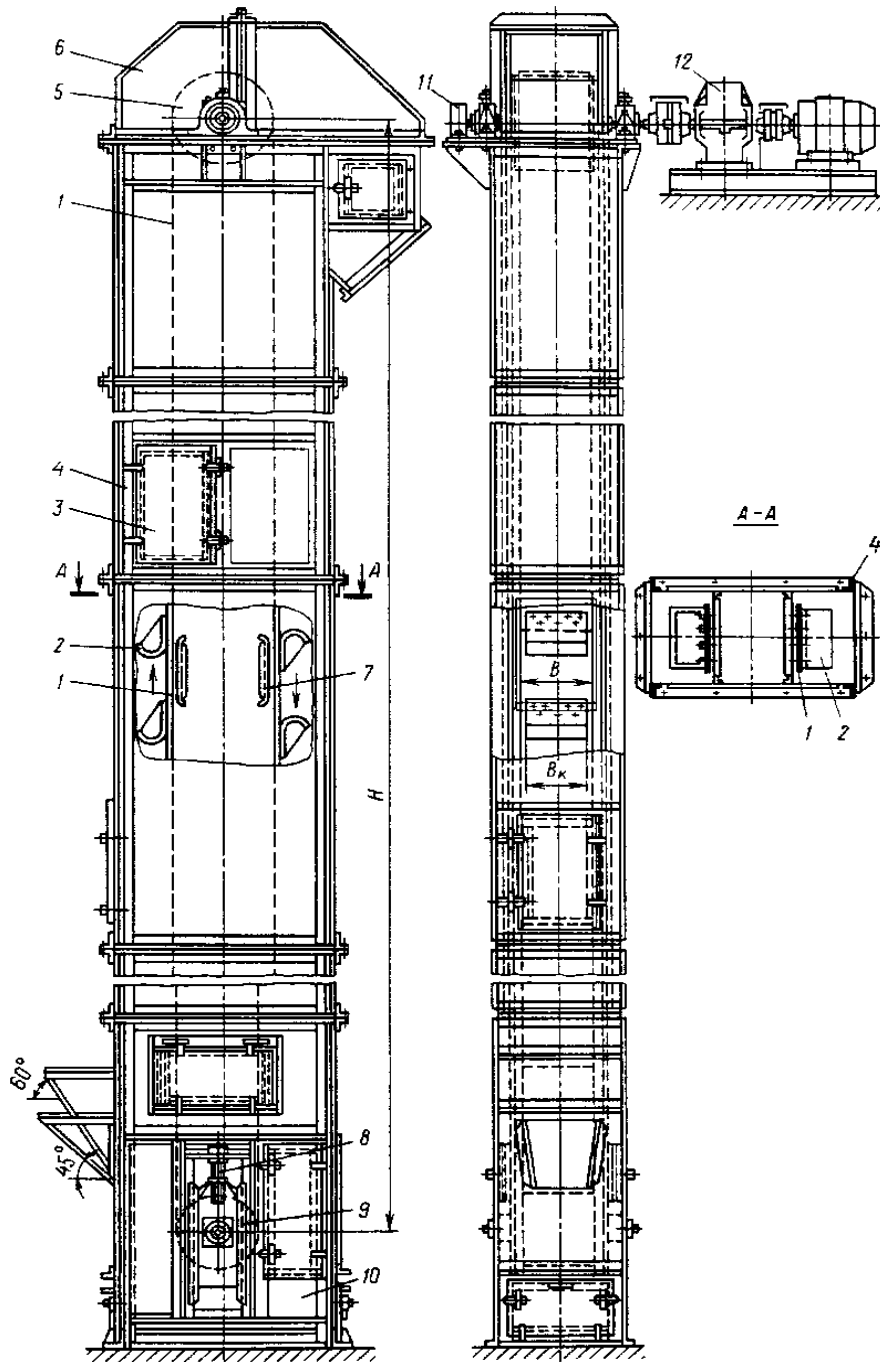
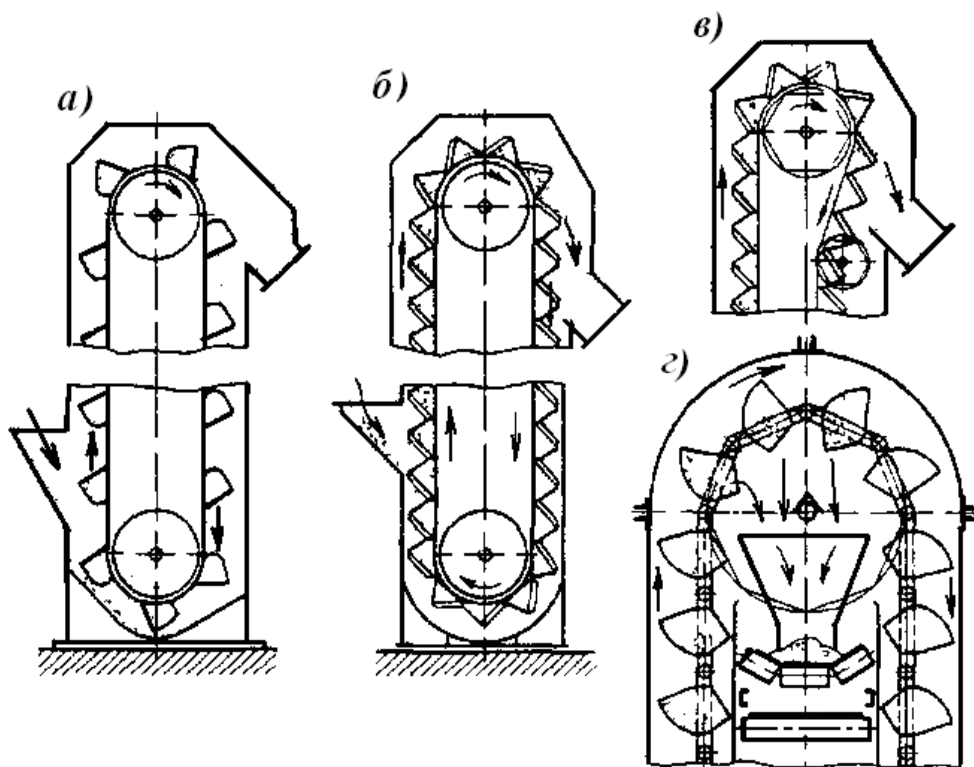


Рисунок 6.1 – Вертикальный ковшовый элеватор

Преимуществами ковшовых элеваторов являются малые габаритные размеры, возможность подачи груза на высоту до 60...75 м и большой диапазон производительности – 5...500 м³/ч и более.

У наклонных ленточных элеваторов рабочая ветвь движется по опорным роликам, у цепных элеваторов – по направляющим путям.

По расположению ковшей на тяговом элементе различают элеваторы с расставленными ковшами, т. е. расположенными на некотором расстоянии друг от друга (рисунок 6.2, а), и с сомкнутыми ковшами (рисунок 6.2, б).



a – загрузка зачерпыванием, разгрузка под действием центробежной силы; *б* – загрузка насыпанием в ковши, разгрузка самотечная направленная; *в* – самотечная свободная разгрузка; *z* – центральная разгрузка

Рисунок 6.2 – Схемы загрузки, разгрузки и расположения ковшей элеватора

Основные параметры ковшовых элеваторов общего назначения установлены ГОСТ 2036, наклонных – ГОСТ 12864 с диапазоном скоростей движения ковшей 0,4...2,5 м/с. Объем ковшей составляет от 0,1 до 148 л.

Специальные ковшовые элеваторы (нории) для вертикального транспортирования зерна и муки на мукомольных и комбикормовых предприятиях и зернохранилищах изготавливаются по ГОСТ 10190 и имеют максимальную скорость до 4 м/с, высоту подъема до 60 м и производительность от 5 до 500 т/ч зерна.

Наполнение (загрузка) ковшей элеватора производится либо зачерпыванием груза, либо насыпанием груза в ковши. Практически ковши наполняются тем и другим способом одновременно при преимущественном преобладании одного из них. Наполнение ковшей зачерпыванием применяется в элеваторах с расставленными ковшами при транспортировании хорошо сыпучих, пылевидных, зернистых и мелкокусковых насыпных грузов (угольной пыли, фрезерного торфа, зерна, песка опилок).

Крупнокусковые и абразивные грузы (гравий, руда, уголь и т. п.) черпать ковшем со дна кожуха затруднительно, т. к. из-за больших сопротивлений возможен отрыв ковшей и даже обрыв тягового элемента. Наполнение ковшей такими грузами производится непосредственно насыпанием их в ковши. Применение этого способа возможно только при сомкнутом расположении ковшей,

что не позволяет грузу просыпаться между ковшами, и при пониженной скорости движения (не более 1 м/с), т. к. при большой скорости ковши плохо заполняются и отбрасывают груз.

По способу разгрузки ковшей элеваторы разделяют на быстроходные с разгрузкой, главным образом, под действием центробежной силы и тихоходные с разгрузкой ковшей, в основном под действием силы тяжести груза. Разгрузочный патрубок элеватора может иметь боковое (см. рисунки 6.2, а–в) и центральное (рисунок 6.2, г) расположение.

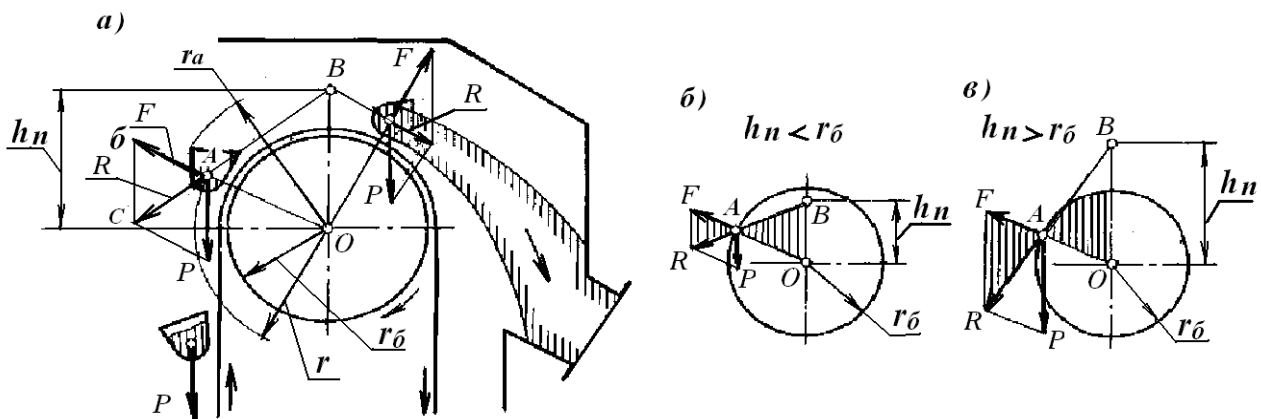
При подходе ковша с грузом к верхнему барабану (звездочке) он начинает поворачиваться вокруг его оси. При этом на груз начинает действовать помимо его силы тяжести $P = mg$ (рисунок 6.3, а) и центробежная сила

$$F = \frac{mV^2}{r},$$

где m – масса груза в ковше, кг;

V – скорость движения груза, м/с;

r – радиус вращения центра тяжести груза, м.



а – схема для определения полюсного расстояния; б – соотношение полюсного расстояния и диаметра барабана при центробежной разгрузке ковшей; в – соотношение полюсного расстояния и диаметра барабана при самотечной разгрузке ковшей

Рисунок 6.3 – Схемы для определения характера разгрузки ковшей

Равнодействующая R сил P и F при вращении ковша изменяется по величине и направлению. Однако если продлить вектор равнодействующей до пересечения с вертикальной осью барабана, то при любом положении ковша вектор R будет пересекать эту ось в одной и той же точке B , называемой полюсом. Расстояние h_n от точки B до оси вращения барабана O называют полюсным расстоянием.

Из подобия треугольников ABO и ABC имеем

$$\frac{h_n}{r_0} = \frac{P}{F} = \frac{m \cdot g \cdot r_0}{m \cdot V^2},$$

откуда полюсное расстояние

$$h_n = \frac{g \cdot r_0^2}{V^2}.$$

Подставив значение $V = \frac{\pi \cdot r_0 \cdot n}{30}$, получим

$$h_n = \frac{g \cdot r_0^2 \cdot 30^2}{\pi^2 \cdot r_0^2 \cdot n^2} = \frac{895}{n^2},$$

где n – частота вращения барабана, об/мин.

Следовательно, полюсное расстояние h_n зависит только от частоты вращения барабана. С увеличением n полюсное расстояние уменьшается, и центробежная сила возрастает и наоборот. При $h_n < r_0$, т. е., когда полюс находится внутри окружности барабана (рисунок 6.3, б), центробежная сила больше силы тяжести, частицы груза стремятся к наружной стенке ковша и происходит центробежная разгрузка. При $h_n > r_0$, когда полюс располагается вне окружности, проходящей через наружные кромки ковшей (рисунок 6.3, в), сила тяжести велика по сравнению с центробежной силой, и происходит самотечная (гравитационная) разгрузка ковшей через заднюю (ближнюю к барабану) кромку. Следовательно, характер разгрузки ковшей определяется соотношением между полюсным расстоянием и радиусом барабана:

$$\bar{A} = \frac{h_n}{r_0} = \frac{g \cdot r_0^2}{V^2 \cdot r_0} = \frac{g \cdot r_0}{V^2},$$

где V – окружная скорость барабана элеватора, м/с.

Таким образом, характер разгрузки ковшей определяется соотношением между скоростью их движения и диаметром барабана.

Натяжное устройство ковшовых элеваторов размещают на валу нижнего барабана или звездочки и крепят к боковым стенкам башмака элеватора. Ход натяжного устройства составляет 200...500 мм. Применяют винтовое, пружинно-винтовое или грузовое натяжное устройство.

Полочные элеваторы предназначены для подъема различных штучных грузов. Загрузка и разгрузка полок производится автоматически или вручную. Захваты-полки выполняют в виде кронштейнов с изогнутой или плоской формой опорной части в зависимости от конфигурации груза. Скорость полочных элеваторов не более 0,2...0,3 м/с.

Люлочные элеваторы, в отличие от полочных, в качестве грузонесущего элемента имеют шарнирно подвешенные к цепям люльки. Они обеспечивают загрузку и разгрузку люлек в любом месте по высоте и могут работать в реверсивном режиме. Такая особенность конструкции люлочных элеваторов позволяет использовать их в качестве оперативных складов. Для увеличения вместимости такие элеваторы имеют вертикальные и горизонтальные участки Г-, П-, Ш-образной конфигурации.

Производительность в тоннах в час элеваторов определяется по следующим формулам:

– ковшовых

$$Q_k = 3,6 \frac{i_o \cdot V \cdot \rho \cdot \psi}{t},$$

– полочных

$$Q_k = 3,6 \frac{m_z \cdot V}{t},$$

где i_o – объем ковша, л;

V – скорость движения ленты или цепи, м/с;

ρ – плотность груза, т/м³;

ψ – коэффициент заполнения ковшей, $\psi = 0,6 \dots 0,85$;

t – шаг расположения ковшей, полок или люлек, м;

m_z – масса транспортируемого штучного груза, кг.

Натяжение тягового элемента в точке набегания на приводной барабан или звездочку:

– для ковшовых элеваторов

$$S_{\max} = S_{нб} = S_{\min} + (g_z + g_o)H + K_3 \cdot g_z,$$

– для люлечных элеваторов

$$S_{\max} = S_{нб} = S_{\min} + (g_z + g_o)H,$$

– для полочных элеваторов

$$S_{\max} = S_{нб} = S_{\min} + \left(g_z + g_o + \frac{N_d}{t} \right) H,$$

где S_{\min} – минимальное натяжение тягового элемента при набегании и сбегании с натяжного барабана или звездочки; для цепных элеваторов $S_{\min} = 1 \dots 3$ кН, для ленточных элеваторов S_{\min} определяется по условию обеспечения тяговой способности барабана;

g_o, g_z – линейная сила тяжести ходовой части элеватора и груза соответственно, Н/м;

K_3 – коэффициент зачерпывания, выражающий удельную работу, затрачиваемую на зачерпывание груза; для среднекусовых грузов $K_3 = 2 \dots 4$ Н·м/Н, для порошкообразных и мелкокусовых грузов $K_3 = 1,25 \dots 2,5$ Н·м/Н;

H – высота подъема груза, м;

N_d – дополнительное сопротивление от консольного расположения груза.

Окружное усилие на приводном барабане или звездочке

$$W = S_{нб} - S_{сб}.$$

Мощность приводного двигателя

$$N = \frac{K_3 \cdot W \cdot V}{1000\eta}.$$

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструктивные особенности, принцип действия, разновидности и основы расчета элеваторов.

2 Измерить основные параметры лабораторного ковшового элеватора – i_0, B, L, H, t, V, D .

3 Определить объемную производительность элеватора, характер разгрузки ковшей, мощность привода.

7 Изучение конструкции и исследование работы подвешенного конвейера

Цель работы:

- изучить конструктивные особенности и принцип действия подвесных (грузонесущего, толкающего и грузоведущего) конвейеров и основы их расчета;
- научиться определять параметры, сопротивление движению и мощность привода подвешенного грузонесущего конвейера.

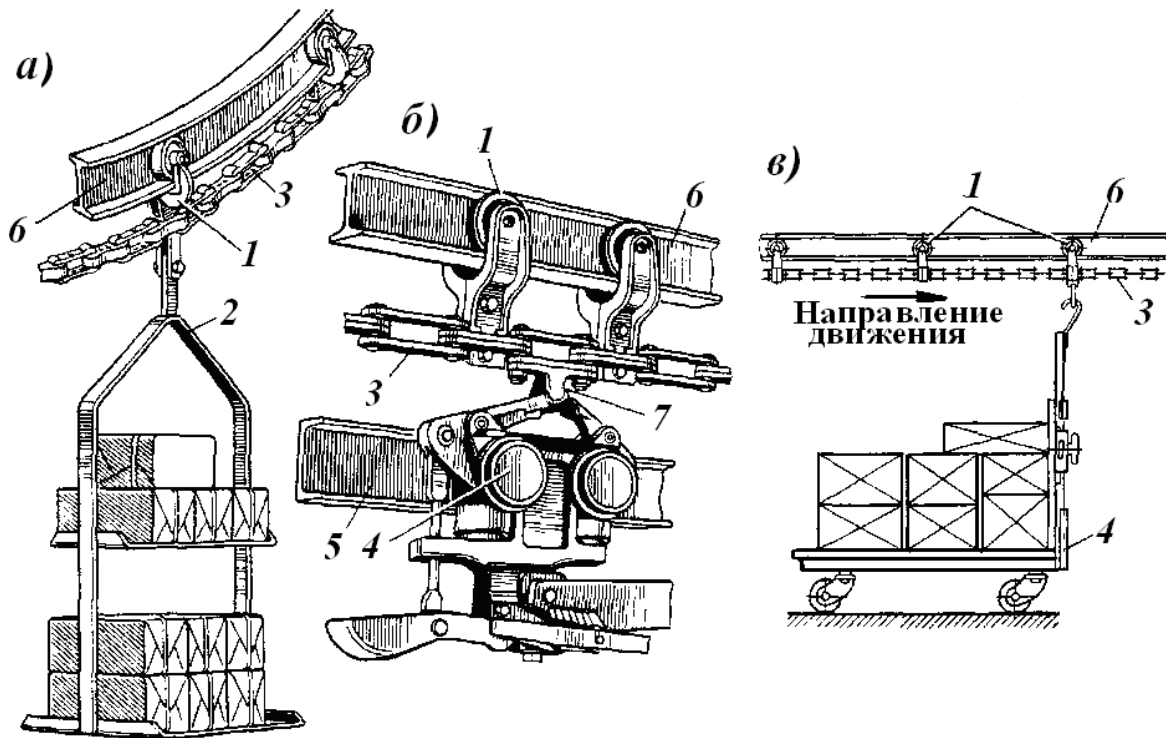
Подвесные конвейеры разделяют на грузонесущие, толкающие, грузоведущие и комбинированные (несущие-толкающие, несущие-грузоведущие), они служат для непрерывного (редко для периодического) транспортирования различных штучных грузов по замкнутому контуру сложной пространственной трассы. Основные типы подвесных конвейеров представлены на рисунке 7.1.

Несмотря на значительные различия в характере перемещения грузов и способе соединения тяговой цепи с подвеской, конструкции отдельных элементов подвесных конвейеров всех типов имеют много общего. Тяговые цепи, приводы, поворотные и натяжные устройства для конвейеров всех типов имеют одинаковые конструкции. Различные конструктивные исполнения характерны для ходовых путей, кареток, тележек.

На подвесных конвейерах можно транспортировать штучные грузы, разнообразие по форме, размерам и массе (от нескольких миллиметров до 12 м, от доли килограмма до 8 т) – заготовки, полуфабрикаты, готовые детали и сборочные единицы. Подвески загружаются и разгружаются на ходу конвейера автоматически или вручную – непосредственно или с применением подъемных устройств. Скорость подвесных конвейеров составляет 0,1...30 м/мин, а грузоведущих до 45 м/мин.

Подвесные конвейеры имеют следующие особенности и преимущества: пространственная трасса протяженностью до 500 м в одноприводных конвейере-

рах; легкая приспособляемость трассы конвейера к изменениям технологического процесса производства; возможность создания на конвейере подвижного запаса изделий; малый расход энергии на транспортирование; возможность автоматизации многих процессов – управления работой конвейера, распределения грузов, погрузочно-разгрузочных операций. Благодаря этим преимуществам подвесные конвейеры нашли широкое применение в различных отраслях промышленности – машиностроительной, резинотехнических изделий, металлургической, текстильной и др.



a – грузонесущий; *б* – толкающий; *в* – грузоведущий; 1 – каретка; 2 – подвеска; 3 – цепь; 4 – тележка; 5 – грузовой путь (второй швеллер условно не показан); 6 – тяговый путь; 7 – толкатель

Рисунок 7.1 – Схемы подвесных конвейеров

Подвесной грузонесущий конвейер (рисунок 7.1, *a*) имеет тяговую цепь 3 с прикрепленными к ней каретками 1, к которым шарнирно присоединены подвески 2. На подвески укладывают или подвешивают грузы. Каретки цепью перемещаются по замкнутому подвесному пути 6, прикрепленному к частям здания или к специальным опорным элементам. Тяговая цепь приводится в движение приводом. В горизонтальной плоскости цепь поворачивается на поворотных устройствах, а в вертикальной – при помощи вертикальных перегибов ходового пути. Первоначальное натяжение цепи создается при помощи натяжного устройства.

В подвесных конвейерах, расположенных в горизонтальной плоскости, используют пластинчатые роликовые цепи с шагом 65...200 мм. Для пространственных конвейеров используют цепи с двухсторонней гибкостью – двухшар-

нирные цепи с сомкнутыми и разомкнутыми шарнирами. Применение двухшарнирной цепи с подвеской в виде жесткого треугольника или консольного стержня позволяет иметь на конвейере вертикальные и наклонные подъемы и спуски.

Каретка подвешенного конвейера (рисунок 7.2) состоит из двух катков 2 с консольными осями, кронштейнов 3 и прокладки 4. Кронштейны соединяются друг с другом болтами 1 после установки во внутреннее звено 5 разборной цепи. Выступы 8 кронштейнов жестко фиксируют положение звена цепи. Болт 6 с втулкой 7 служит для шарнирного крепления грузовой подвески.

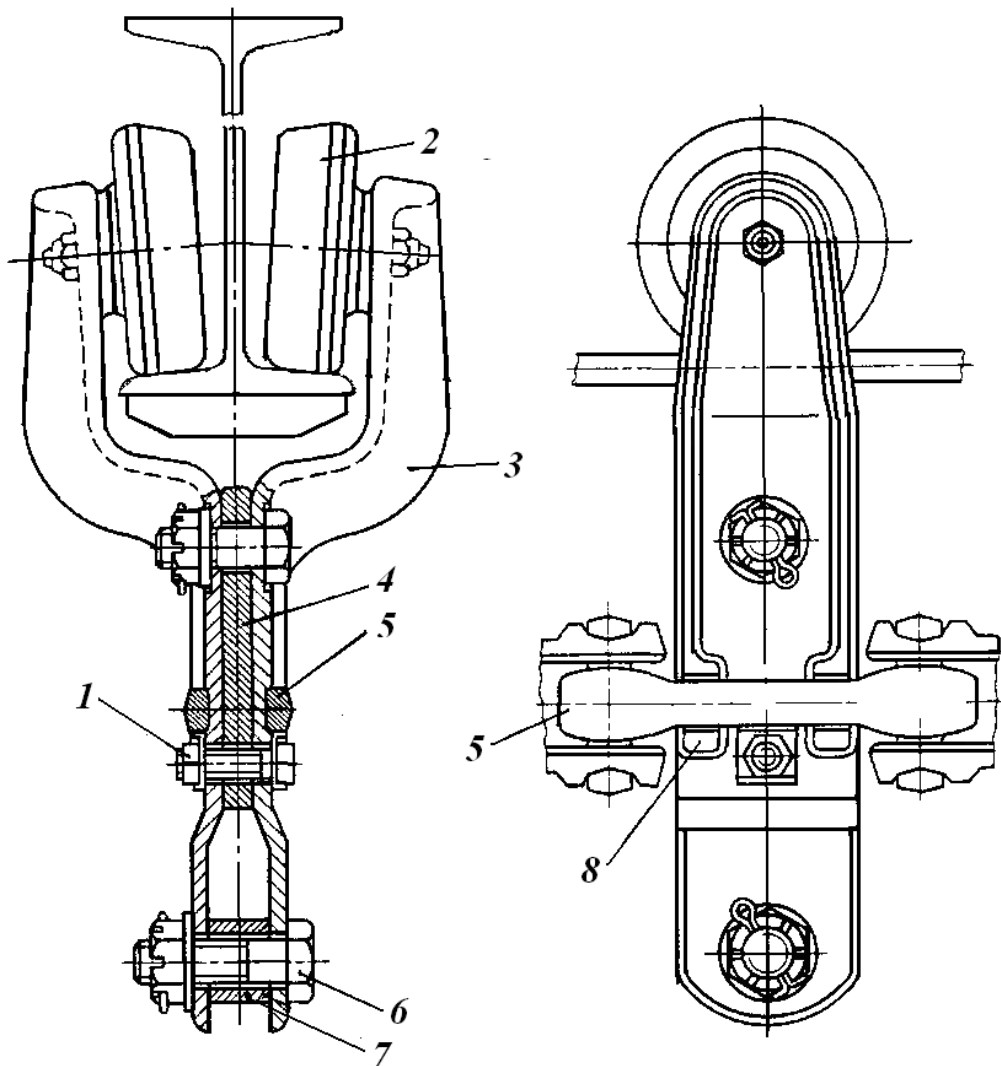


Рисунок 7.2 – Каретка подвешенного грузонесущего конвейера

На горизонтальном участке трассы нагрузка на каретку P_2 складывается из силы тяжести наиболее тяжелого транспортируемого груза, подвески и отрезка цепи между каретками.

$$P_2 = q(m_{2\max} + m_n) + q_{ц} \cdot t_k.$$

На конвейере с пространственной трассой, имеющей вертикальные перегибы, на каретку кроме собственной силы тяжести и силы тяжести груза дополнительно действует нагрузка от натяжения цепи, направленная по радиусу дуги перегиба. При этом необходимо различать вертикальные перегибы выпуклостью вверх и выпуклостью вниз.

Дополнительная нагрузка на каретку на вертикальном перегибе выпуклостью вниз

$$P_a = \frac{-2S_A \sin \alpha_\kappa}{2},$$

где S_A – натяжение цепи в конце закругления, Н;
 α_κ – угол поворота кареток на длине одного шага, град.
 Так как

$$\frac{\sin \alpha_\kappa}{2} \approx \frac{t_\kappa}{2R_A},$$

где t_κ – шаг кареток;
 R_A – радиус перегиба,
 то

$$P_a \approx \frac{-S_A t_\kappa}{R_A}.$$

Дополнительная нагрузка на дуге вертикального перегиба выпуклостью вверх

$$P_B \approx \frac{S_B t_\kappa}{R_B}.$$

Максимальная нагрузка на каретку будет на выходе из дуги вертикального перегиба выпуклостью вверх

$$P_{\max} = P_2 \cdot \cos \alpha_\kappa + \frac{S_B \cdot t_\kappa}{R_B}.$$

Шаг кареток в конвейерах с вертикальными перегибами обычно принимают равными 4...10 шагам цепи, но не более 800...960 мм.

Радиус поворотного устройства выбирают из условия свободного прохождения подвесок с грузами на повороте. При этом минимальный зазор между выступающими частями грузов и подвески должен быть не менее 100...150 мм.

Подвесной путь, по которому движутся каретки, называют направляющим, или ходовым. Его выполняют из прокатных или гнутых профилей из сталей Ст 3, Ст 5 или 45, 09Г2С, 14Г2. В подвесных конвейерах применяют угловой привод с углом поворота 90° или 180° и прямолинейный гусеничный привод.

Производительность подвешного конвейера:

– штучная

$$Z = \frac{3600 Z \cdot V}{a_n};$$

– массовая

$$Q = \frac{3,6 m \cdot Z \cdot V}{a_n},$$

где V – скорость движения конвейера, м/с;

Z – количество штучных грузов на подвеске;

m – масса штучного груза, кг;

a_n – шаг расположения подвесок, м.

Наибольшее расчетное натяжение тягового элемента можно определить по обобщенной формуле

$$S_{\max} = S_0 \cdot K_m + \omega \cdot (q \cdot L_z + q_0 \cdot L_x) \cdot (1 + B \cdot K_m) \pm q \cdot H,$$

где S_0 – первоначальное натяжение цепи, $S_0 = 500 \dots 1000$ кН;

ω – коэффициент сопротивления на прямолинейном участке;

L_z, L_x – горизонтальная проекция загруженной и холостой ветвей конвейера соответственно, м;

B – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов, $B = 0,5 \dots 0,3$ (меньшее значение для конвейеров, имеющих более пяти поворотов и перегибов);

H – наибольшая высота подъема (+) или опускания (–) груза на трассе конвейера, м;

q, q_0 – линейные нагрузки (Н/м) на загруженной и незагруженной (холостой) ветви конвейера соответственно;

K_m – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток,

$$K_m = \varphi^x \cdot \gamma^y \cdot \lambda^z,$$

где φ, γ, λ – коэффициенты сопротивлений на вертикальном перегибе, горизонтальном повороте на звездочке и на роликовой батарее соответственно;

x, y, z – число вертикальных перегибов, горизонтальных поворотов на звездочках и на роликовых батареях соответственно на трассе конвейера.

Порядок выполнения работы

1 Изучить общее устройство и составные части подвешных конвейеров, их основные типы и основы расчета.

2 Представить схему подвешного грузонесущего конвейера, находящегося в лаборатории и определить его основные параметры.

3 Произвести демонтаж и монтаж ходовой каретки.

8 Исследование работы винтового конвейера

Цель работы:

- изучить принцип действия, конструктивные особенности горизонтальных и вертикальных винтовых конвейеров и основы их расчета;
- научиться экспериментально устанавливать поправочные коэффициенты снижения производительности винтового конвейера с увеличением угла наклона и сравнивать их с рекомендуемыми.

Винтовые конвейеры используются для транспортирования пылевидных, порошкообразных и мелкокусковых насыпных грузов на расстояние до 40 м по горизонтали и до 30 м по вертикали при производительности до 100 т/ч на химических и мукомольных предприятиях, на предприятиях строительных материалов, на машиностроительных предприятиях для уборки металлической отгрузки от металлорежущих станков.

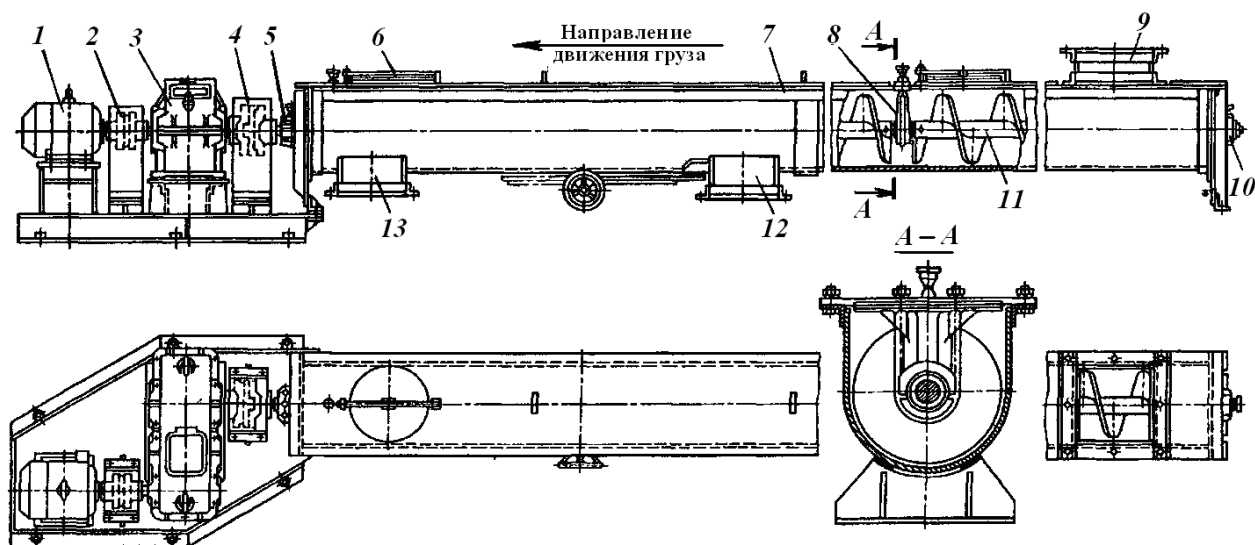
Винтовые конвейеры выполняют горизонтальными или пологонаклонными под углом до 20° и вертикальными или крутонаклонными. Винтовыми конвейерами нецелесообразно транспортировать липкие, сильно уплотняющиеся и высокоабразивные грузы.

Преимущества винтовых конвейеров: простота устройства и несложность технического обслуживания; небольшие габаритные размеры; удобство промежуточной загрузки и разгрузки; герметичность, что особо важно при транспортировании пылящих, горячих грузов.

Недостатки винтовых конвейеров: высокий удельный расход энергии; значительное истирание и измельчение груза; повышенный износ винта и желоба; чувствительность к перегрузкам, ведущая к образованию внутри желоба (особенно у промежуточных подшипниковых опор) скопления груза.

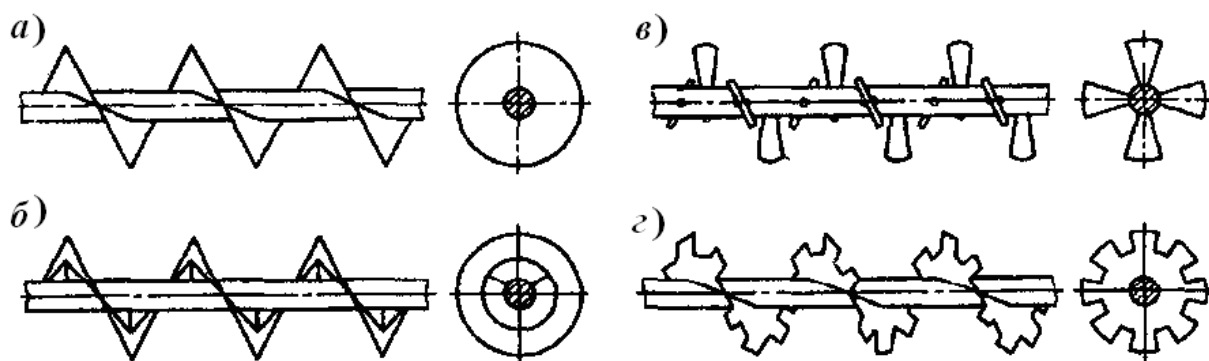
Горизонтальный или пологонаклонный винтовой конвейер представлен на рисунке 8.1 и состоит из винта, в виде расположенного в подшипниках продольного вала с укрепленными на нем винтовыми витками. Винт располагается в желобе с полуцилиндрическим днищем. С одного из торцов конвейера расположен привод для вращения винта. Насыпной груз подается в желоб через одно или несколько отверстий в его крышке и вращающимся винтом перемещается вдоль желоба. Движение груза под действием вращающегося винта образно можно сравнить с движением по винту гайки, удерживаемой от совместного с ним вращения. Совместному вращению груза с винтом препятствуют силы тяжести груза и силы трения его о желоб. Разгрузка желоба производится через одно или несколько отверстий в днище, оборудованных затворами.

Винт конвейера может быть выполнен с правым или левым направлением спирали, одно-, двух- или трехзаходным. Поверхность винта может быть сплошной, ленточной, фасонной или прерывистой в виде отдельных лопастей (рисунок 8.2). Винты со сплошной поверхностью применяют при перемещении сухого мелкозернистого и порошкообразного насыпного груза, не склонного к слеживанию.



1 – электродвигатель; 2, 4 – соединительные муфты; 3 – редуктор; 5 – головной подшипник; 6 – смотровой люк; 7 – желоб; 8 – промежуточная подшипниковая опора; 9 – загрузочный патрубок; 10 – задний подшипник; 11 – вал с винтом; 12 – промежуточный разгрузочный патрубок; 13 – передний разгрузочный патрубок

Рисунок 8.1 – Горизонтальный (пологонаклонный) конвейер



a – со сплошной винтовой поверхностью; *б* – ленточный; *в* – лопастной; *г* – фасонный

Рисунок 8.2 – Винты конвейеров

Ленточные, фасонные и лопастные винты применяют для перемещения слеживающихся грузов или при необходимости перемещения груза и его интенсивного перемешивания. Вал винта для удобства сборки состоит из отдельных секций и может быть сплошным или трубчатым. Вал винта опирается о концевые и промежуточные опоры. Промежуточные подшипниковые опоры подвешиваются сверху с помощью поперечных планок, укрепленных на желобе. Они должны иметь малый диаметр и длину, т. к. витки на этом участке отсутствуют и груз должен проталкиваться. Это способствует скоплению груза у промежуточных опор. Концевые подшипниковые опоры крепят в торцовых стенках желоба, в одной из которых предусматривается упорный подшипник

для восприятия действующей вдоль вала осевой нагрузки. Упорный подшипник обычно устанавливают со стороны, в которую перемещается груз с целью, чтобы вал работал не на сжатие, а на растяжение.

Производительность в тоннах в час горизонтальных и пологонаклонных винтовых конвейеров зависит от диаметра D , м, шага t , м, частоты вращения n , об/мин, винта и коэффициента наполнения поперечного сечения винта ψ :

$$Q = 60 \frac{\pi \cdot D^2}{4} t \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot c,$$

где ρ – плотность груза, т/м³;

c – поправочный коэффициент, зависящий от угла β наклона конвейера.

Скорость транспортирования

$$V = \frac{t \cdot n}{60}.$$

Коэффициент наполнения ψ в целях избежания скопления груза у промежуточных подшипниковых опор принимают небольшим (0,125...0,4) в зависимости от свойств насыпных грузов. Шаг винта для легкоперемещаемых грузов принимают $t = D$.

Частоту вращения винта определяют в зависимости от рода груза и диаметра винта из условия обеспечения спокойного, без пересыпания через вал продвижения груза. Наибольшую допустимую частоту вращения винта определяют по эмпирической формуле

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}},$$

где A – коэффициент, принимаемый в зависимости от свойств груза от 30 до 65.

Диаметр винта принимают ориентировочно по условию обеспечения заданной производительности. Принятый диаметр винта необходимо проверить на кусковатость груза:

$$D \geq (10 \dots 12) \cdot a; \quad D \geq (4 \dots 6) \cdot a_{\max},$$

где a – размер типичного куска для сортированного груза;

a_{\max} – размер наибольших кусков для несортированного груза.

Общее сопротивление движению груза в винтовом конвейере складывается из сил трения груза о желоб и поверхность винта, сопротивления в подшипниковых опорах винта, сопротивления подъему при перемещении вверх. Кроме того, в винтовом конвейере действуют дополнительные, трудноучитываемые сопротивления, возникающие из-за скопления груза у промежуточных опор, трения на кромке винта о частицы груза, затягиваемые в зазор между винтом и желобом, и перемешивания груза. В зависимости от свойств груза общий коэф-

коэффициент сопротивления перемещению ω составляет от 1,2 до 4,0. Необходимая мощность на перемещение груза

$$N = \frac{Q}{3600} (H + L \cdot \omega).$$

Крутящий момент на валу винта

$$M_{\epsilon} = \frac{60000N \cdot \eta}{2\pi \cdot n},$$

где η – КПД механизма привода;

n – частота вращения винта, мин.

Наибольшая действующая на винт продольная сила

$$P = \frac{M_{\epsilon}}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

где φ – угол трения груза о поверхность винта;

r – радиус, на котором действует сила P , м (ориентировочно принимают

$$r = (0,7 \dots 0,8) \cdot \frac{D}{2};$$

α – угол подъема винтовой линии на радиусе r .

Вал винта рассматривают как многоопорный разрезной и рассчитывают на сопротивление скручиванию, продольное сжатие или растяжение и изгиб. Вал проверяют на деформацию изгиба, причем прогиб не должен существенно изменять зазор между кромкой винта и желобом. В вертикальных и крутонаклонных конвейерах движение насыпного груза вверх вдоль винта происходит следующим образом. Под действием вращающегося вертикального винта груз увлекается во вращательное движение. При этом груз под действием центробежной силы прижимается к поверхности цилиндрического кожуха и под действием сил трения о нее и силы тяжести несколько отстает в движении от винтовой поверхности, т. е. вращается с меньшей угловой скоростью, чем угловая скорость винта. Следовательно, подобно гайке, которая притормаживается на вращающемся винте, груз получает относительное движение вдоль оси винта, совершая абсолютное движение по винтовой траектории, но с меньшей скоростью, чем скорость перемещаемой по этому винту невращающейся гайки.

Для создания необходимой центробежной силы винт должен иметь достаточную большую частоту вращения, т. е. в противоположность горизонтальным винтовым конвейерам, для которых ограничивается максимальная частота вращения, в вертикальных конвейерах ограничивается минимально допустимая (критическая) частота вращения винта

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot g}{D \cdot f_{\kappa}} \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{\epsilon})},$$

где D – диаметр желоба;

f_k – коэффициент трения груза о кожух;

α – угол подъема винтовой поверхности по наружной кромке;

ρ_v – угол трения груза о поверхность винта.

При частоте вращения $n > n_{кр}$ частица груза движется вверх по винтовой поверхности.

Порядок выполнения работы

1 Изучить принцип действия, конструктивные особенности и основы расчета винтовых конвейеров.

2 Измерить и определить основные параметры (D, t, n) винтового конвейера находящегося в лаборатории.

3 Теоретически определить производительность винтового конвейера при транспортировании песка и углах наклона 0, 10 и 20 град.

4 Экспериментально определить производительность конвейера.

5 Сравнить полученные теоретические и экспериментальные результаты.

Список литературы

1 **Ромакин, Н. Е.** Машины непрерывного транспорта / Н. Е. Ромакин. – Москва : Академия, 2008. – 432 с. : ил.

2 **Спиваковский, А. О.** Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – Москва : Машиностроение, 1983. – 487 с. : ил.

3 **Зенков, Р. Л.** Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – Москва : Машиностроение, 1987. – 432 с. : ил.

4 **Иванченко, Ф. К.** Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко [и др.]. – Киев : Вища школа, 1978. – 570 с. : ил.

5 Транспортирующие машины. Атлас конструкций / А. О. Спиваковский [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1971. – 115 с. : ил.

6 **Вайнсон, А. А.** Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – Москва : Машиностроение, 1989. – 536 с.

7 **Иванченко, Ф. К.** Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин / Ф. К. Иванченко. – Киев : Вища школа, 1983. – 351 с. : ил.

8 **Кузьмин, А. В.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с. : ил.