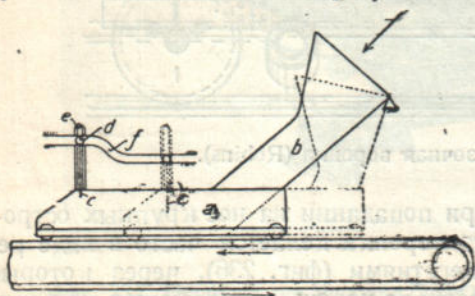


сразу большими количествами и перегружать ленту. Иногда, особенно при сравнительно однородном и легко сыпучем материале, подачу на ленту осуществляют через обыкновенные затворы непосредственно с регулированием струи заслонкой. Система регулирующего затвора для питания ленты, предложенная фирмой Pohlig, показана в идее на фиг. 238.¹ Боковые борты *a*, соединенные с воронкой *b*, установлены на роликах и образуют каретку. Выдвигая каретку в направлении движения ленты (влево), придают днищу воронки меньший наклон, благодаря чему скорость ссыпания материала уменьшается. Кроме того высоту насыпки регулирует шиберная заслонка *c*.

Для регулирования положения заслонки на ней укреплены ролики *d*, передвигающиеся в вертикальных направляющих *e*, сделанных заодно с бортами и одновременно в соответственно изогнутых неподвижных пазах *f*.

Основанное на гравитационном принципе питание через затвор ленты или другого какого-либо транспортного устройства непрерывного типа не обеспечивает равномерности струи, особенно при схватывающемся и неоднородном по составу материале. В последнем случае размеры выходного отверстия бункера приходится назначать сообразуясь с величиной наибольших кусков материала,



Фиг. 238. Регулирующая загрузочная воронка (Pohlig).

вследствие чего оно может, при заданной производительности, оказаться избыточно большим для заключающихся в материале кусков малой и средней крупности.

Между тем равномерность питания имеет весьма существенное значение для всякого транспортного устройства, так как если она недостаточно обеспечена, то производительность устройства приходится выбирать с запасом, возрастающим пропорционально степени неравномерности, что нередко приводит

к вынужденному утяжелению и удорожанию установки.

Поэтому, в целях избежания излишних непродуктивных затрат и обеспечения работы транспортного устройства с постоянной и полной загрузкой, что особенно существенно на мощных и длинных установках, применяются специальные устройства — *питатели* или *фидеры*, механически отделяющие равномерную струю насыпного материала от массива, в котором он расположен (в бункере или штабеле), и подающие его к несущим элементам транспортера (или к рабочим машинам, например дробилкам, грохотам, смесителям и пр.). Если подача выполняется из нижней точки бункера, воронки, рампы, то на питателе частично используется гравитационное действие груза и *механически регулируется* его поток, если из штабеля, то производится *механическое зачерпывание* или *нагребание*. Второго типа устройства рассмотрены в отделе о передвижных погрузочных машинах, здесь остановимся на питателях первого типа.

б) Питатели

Типов питателей весьма много. Выбор питателя определяется главным образом родом перемещаемого материала (кусковатость, влажность, спекаемость и пр.), потребной производительностью, а также местными условиями — способом хранения материала, имеющимся перепадом высоты между отверстием бункера и приемным агрегатом, возможностями укрепления на строительных конструкциях, требующейся степенью равномерности подачи и пр. Основные виды питателей:

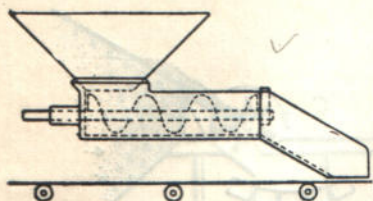
- 1) винтовые, 2) барабанные, 3) дисковые или тарелчатые, 4) качающиеся,
- 5) плунжерные, 6) пластинчатые, 7) ленточные и 8) цепные.

Кроме того рассмотрим специальный вид питателя, применяемого на бункерах со щелевидным отверстием.

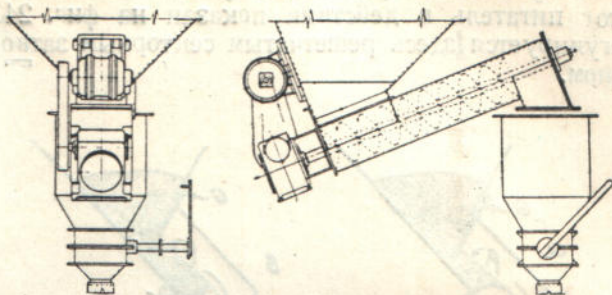
¹ «Glückauf» 1930, № 34, стр. 1154.

1. Схема винтового или шнекового питателя показана на фиг. 239. Он состоит из короткого шнека в закрытом трубчатом сечении жолобе и ничем принципиально не отличается от винтового транспортера.

Область применения шнековых питателей — преимущественно измельченные материалы, такие как пылевидный уголь, цемент, фосфаты, молотая руда.



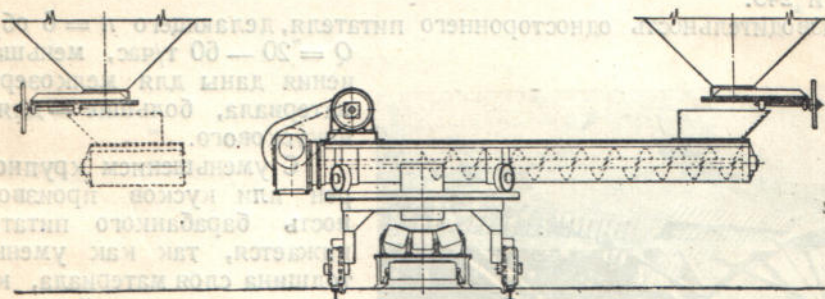
Фиг. 239. Винтовой питатель.



Фиг. 240. Наклонный винтовой питатель (Link-Belt).

и пр., а также зерновые продукты. Достоинство шнековых питателей — в их простоте, совершенно закрытой конструкции, исключающей пылеобразование, довольно равномерной подаче материала и удобстве укрепления под бункером. Установив на оси шнека счетчик оборотов, можно контролировать количество пропускаемого материала.

Шнековой питатель работает обычно с коэффициентом наполнения единица, поэтому для изменения его производительности приходится менять число оборотов, для чего служит зубчатый перебор или специальная фрикционная передача. Ни в коем случае не следует применять шнековой питатель для работы по

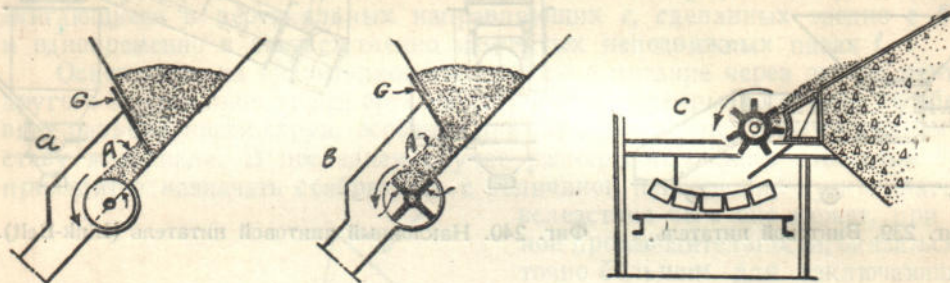


Фиг. 241. Передвижной винтовой питатель (Link-Belt).

влажным, спекающимся, а также сильно абразивным материалам. Установив шнековый питатель с подъемом, можно восстановить на нем потерянную под бункером высоту (фиг. 240). Пример винтового питателя на каретке и поворотном круге, разгружающего по очереди материал из отверстий бункеров, расположенных по обе стороны от него, дан на фиг. 241.

2. Весьма прост конструктивно также и следующий тип питателя в виде вращающегося барабана, показанный в разных видоизменениях на фиг. 242. По поз. а — это простой гладкий барабан, укрепленный под выпускным отверстием, в состоянии покоя удерживающий материал от самопроизвольного сыпания, а при вращении по стрелке — увлекающий его трением вниз. Положением переставной заслонки G величина отверстия регулируется так, чтобы линия естественного откоса материала А была не выше касательной к барабану. Изготавливаются такие барабаны из чугуна, с необработанной поверхностью и с боковыми фланцами для направления струи. Ось барабана должна быть не выше плоскости наклонного дна воронки для того, чтобы над стыком барабана и дна не образовывалось мертвое пространство. Для лучшего захватывания

материала барабаны часто делаются не гладкими, а рифлеными или же ребристыми (крыльчатыми), как показано на поз. *b*. В этом случае, при четырехкрыльчатом барабане, количество материала, подаваемого за четверть оборота, соответствует объему, заключенному между двумя соседними ребрами. Такого же типа семикрыльчатый барабан, изображенный на поз. *c*, служит для отгрузки кокса с наклонной рампы для тушения на ленту, несущую кокс на сортировку. Этот питатель в действии показан на фиг. 243. Производительность подачи регулируется здесь решетчатым секторным затвором, расположенным над барабаном.



Фиг. 242. Барабанный питатель (Robins).

Барабанные питатели находят применение для самых разнообразных грузов — от пылевидных до крупнокусковых. Одно из их достоинств — незначительный расход мощности на приведение в действие. Однако, по требуемым ими габаритным размерам в высоту, они уступают некоторым другим видам питателей.

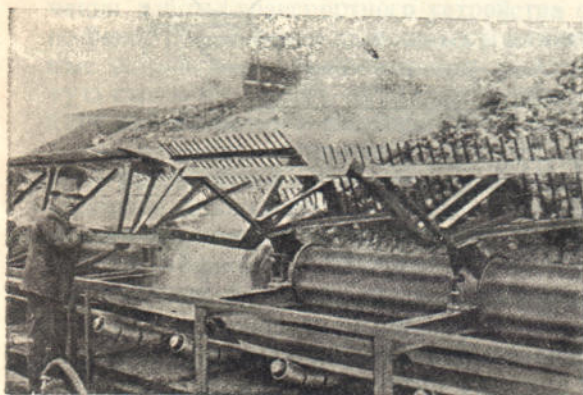
Конструкция типовых барабанных питателей, спроектированных Стальпроммеханизацией для одно- и двухсторонней погрузки материала, видна на фиг. 244 и 245.

Производительность одностороннего питателя, делающего $n = 6$ об/мин. —

$Q = 20 - 60$ т/час, меньшие значения даны для мелкозернистого материала, большие — для крупнокускового.

С уменьшением крупности зерен или кусков производительность барабанного питателя понижается, так как уменьшается толщина слоя материала, который может с достаточной равномерностью увлекаться трением о поверхность барабана.

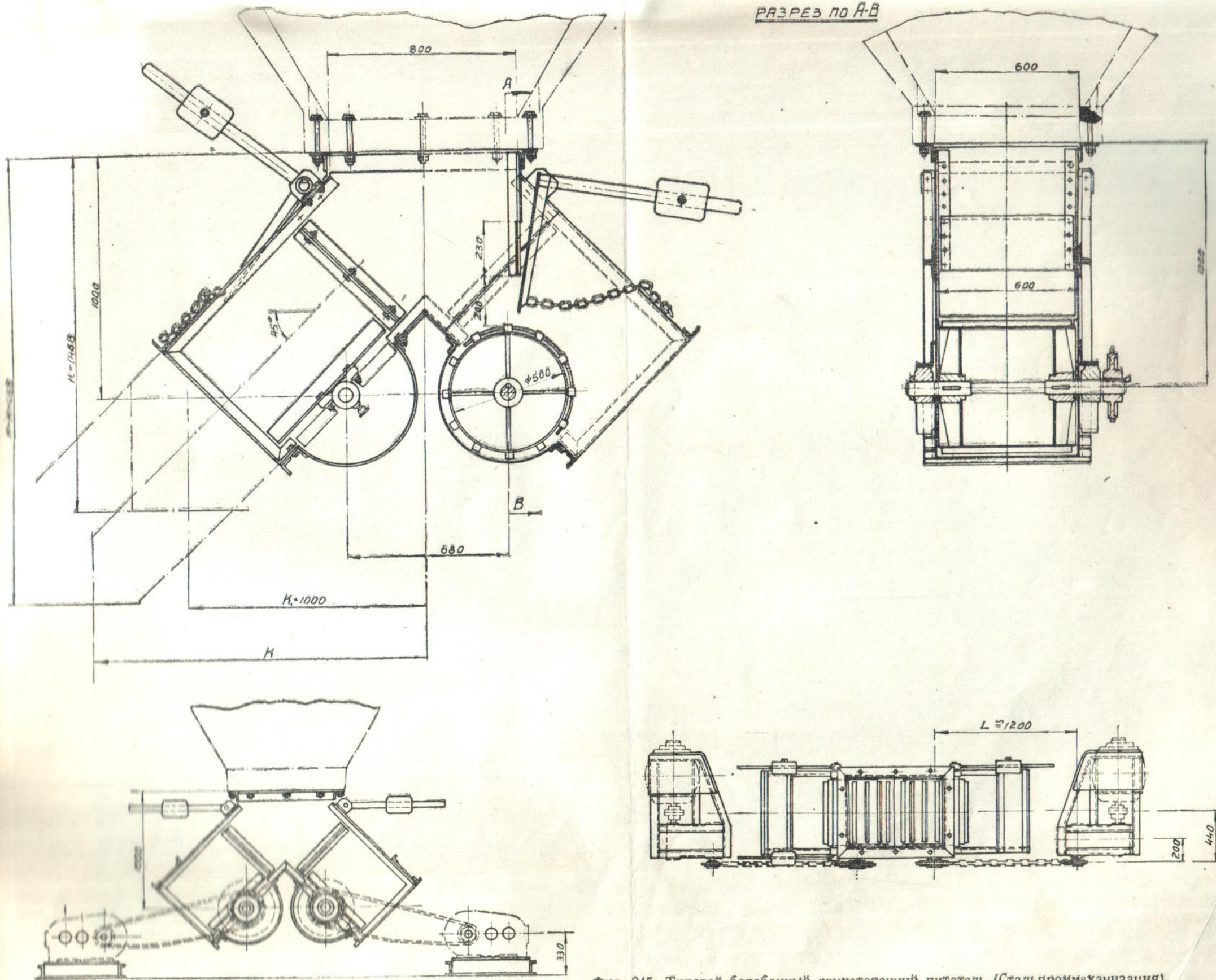
Наибольшие размеры кусков, на которые рассчитаны эти питатели, ограничиваются высотой отверстия и шириной барабана 180 мм (с одной стороны) в количестве кусков не больше 10% и 120 мм — не больше 40%. Барабан при-



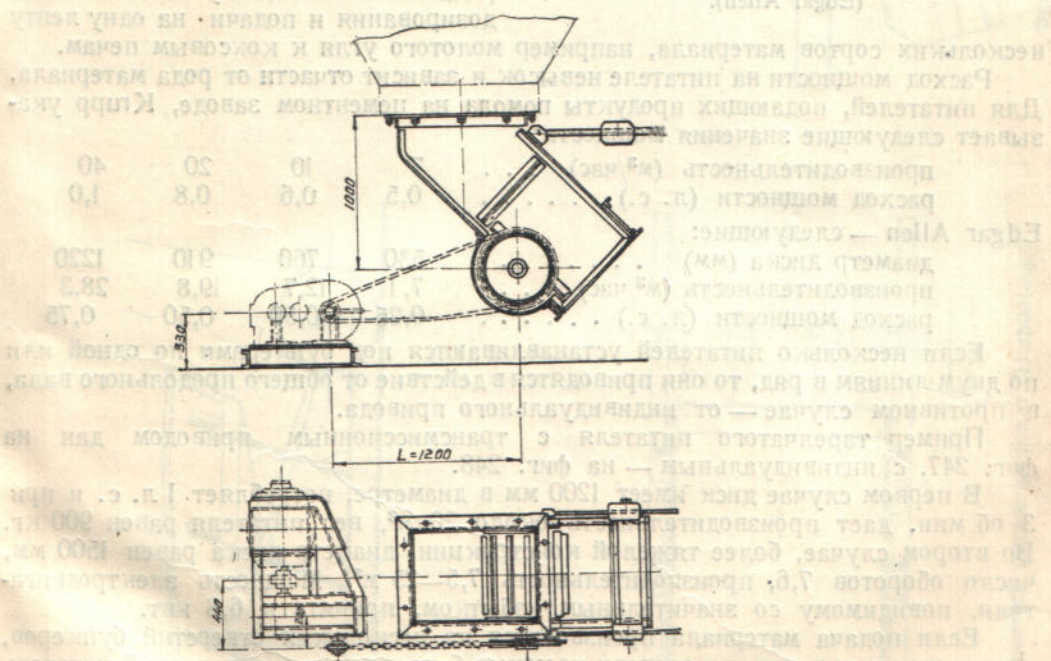
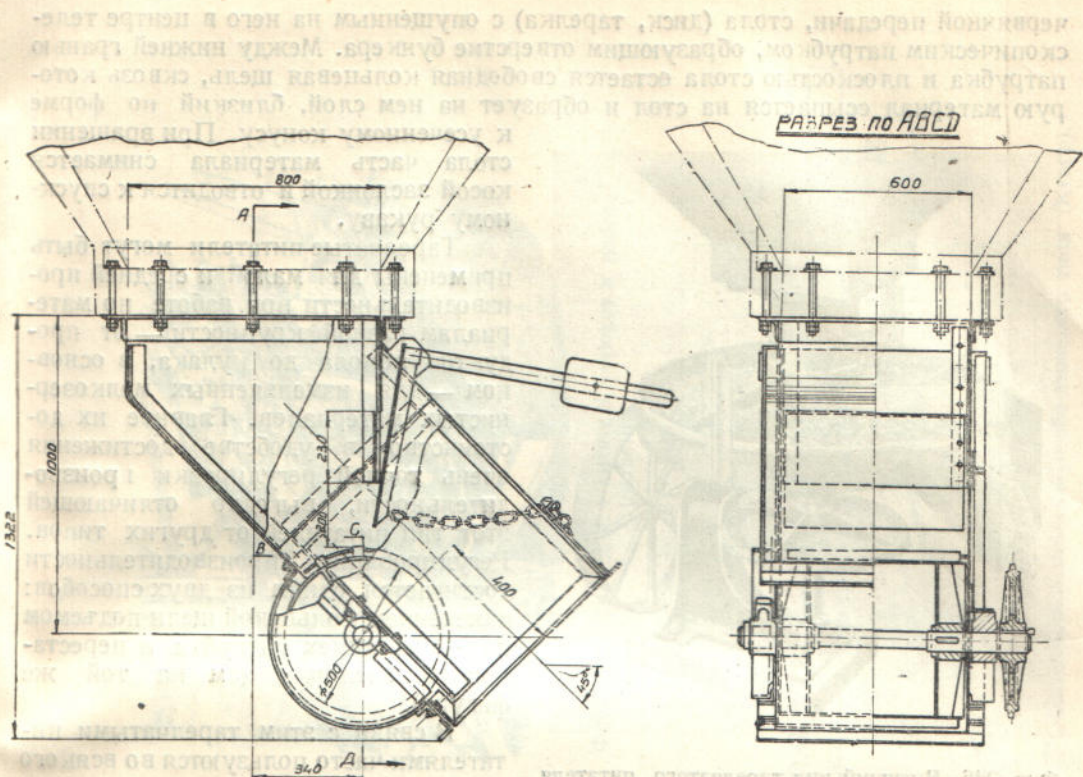
Фиг. 243. Подача кокса на ленту барабанным питателем.

водится во вращение мотором УТ 750/2,85, мощностью 3 л. с. через двухступенчатый редуктор и цепную передачу. Действительный расход мощности получается еще значительно меньше. Барабаны двухстороннего питателя делают 6 или 12 об/мин. Во втором случае производительность с каждой стороны удваивается (40—120 т/час). При диаметре барабана 500 мм скорость на его окружности равна 0,15—0,30 м/сек. Вес питателя без рамы, мотора и редуктора одностороннего — 650 кг и двухстороннего — 1000 кг.

3. Конструкция дискового или тарелчатого питателя видна на фиг. 246. Он состоит из гладкого круглого, вращающегося от конической зубчатой или

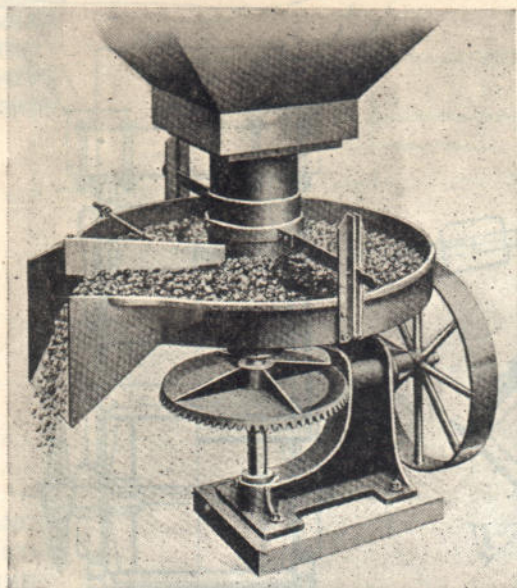


Фиг. 245. Типовой барабанный двухсторонний питатель (Стальпроммеханизация).



Фиг. 244. Типовой барабанный односторонний питатель (Стальпрсммехани апия).

червячной передачи, стола (диск, тарелка) с опущенным на него в центре телескопическим патрубком, образующим отверстие бункера. Между нижней гранью патрубка и плоскостью стола остается свободная кольцевая щель, сквозь которую материал сыпается на стол и образует на нем слой, близкий по форме к усеченному конусу. При вращении стола часть материала снимается косой заслонкой и отводится к спусковому рукаву.



Фиг. 246. Внешний вид тарелчатого питателя (Edgar Allen).

Тарелчатые питатели могут быть применены для малой и средней производительности при работе по материалам разной крупности — от продуктов помола до кулака, в основном — для измельченных мелкозернистых материалов. Главное их достоинство в удобстве достижения очень точной регулировки производительности, выгодно отличающей этот тип питателей от других типов. Регулирование производительности достигается одним из двух способов: изменением кольцевой щели подъемом или опусканием патрубка и перестановкой заслонки (см на той же фигуре).

В связи с этим тарелчатыми питателями часто пользуются во всякого рода смесительных установках для дозирования и подачи на одну ленту

нескольких сортов материала, например молотого угля к коксовым печам.

Расход мощности на питателе невелик и зависит отчасти от рода материала. Для питателей, подающих продукты помола на цементном заводе, Киррр указывает следующие значения мощности:

производительность (м ³ /час)	7	10	20	40
расход мощности (л. с.)	0,5	0,6	0,8	1,0

Edgar Allen — следующие:

диаметр диска (мм)	530	760	910	1220
производительность (м ³ /час)	7,1	12,7	19,8	28,3
расход мощности (л. с.)	0,25	0,50	0,50	0,75

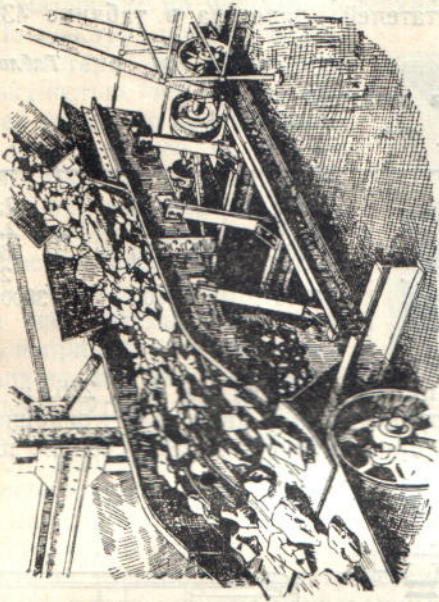
Если несколько питателей устанавливаются под бункерами по одной или по двум линиям в ряд, то они приводятся в действие от общего продольного вала, в противном случае — от индивидуального привода.

Пример тарелчатого питателя с трансмиссионным приводом дан на фиг. 247, с индивидуальным — на фиг. 248.

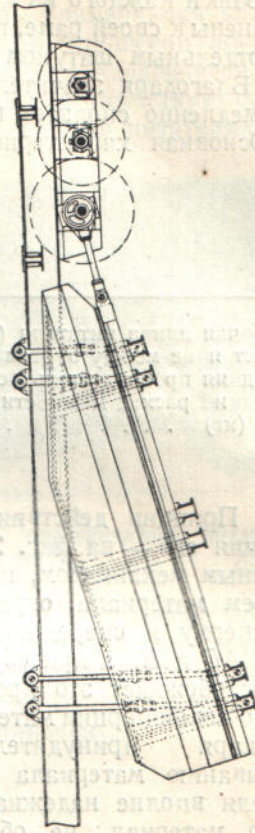
В первом случае диск имеет 1200 мм в диаметре, потребляет 1 л. с. и при 3 об/мин. дает производительность около 20 м³, вес питателя равен 900 кг. Во втором случае, более тяжелой конструкции, диаметр диска равен 1500 мм, число оборотов 7,6, производительность 7,5—25 м³. Мощность электродвигателя, повидимому со значительным избытком, принята в 6,8 квт.

Если подача материала производится из нескольких отверстий бункеров, расположенных в ряд, по очереди, то может быть применен тарелчатый питатель на тележке (фиг. 249).

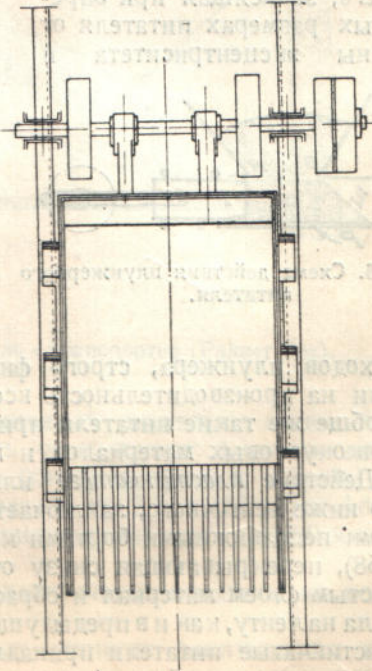
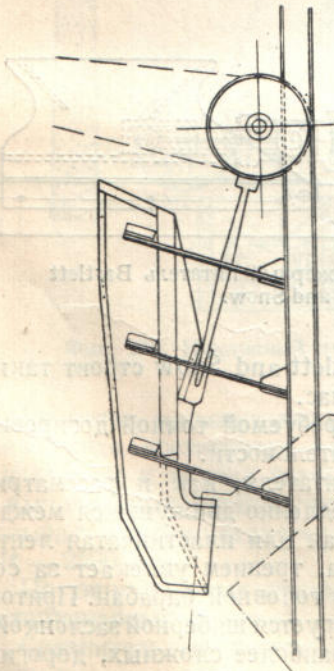
Как видно из рассмотренных конструкций, обычно стационарные тарелчатые питатели монтируются на полу помещения под бункерами на самостоятельных фундаментах, но имеются также типы тарелчатых питателей (например американской фирмы Joshua Hendy Iron Works, S. F.), подвешенные снизу к бункерам, а следовательно оставляющие все пространство под ними свободным.



Фиг. 254. Качающийся питатель - грохот (Humboldt).



Фиг. 255. Качающийся питатель_особо тяжелого типа (Кирр).



Фиг. 253. Качающийся питатель-грохот (Humboldt).

Балки каждого из комплектов расположены на питателе чередуясь и присоединены к своей раме, подвешенной на отдельных тягах и приводимой в движение отдельным шатуном со смещенным один относительно другого эксцентриком. Благодаря значительному наклону материал при взаимном движении балок медленно сползает вниз и создает равномерное питание дробилки.

Основная характеристика таких питателей приведена в таблице 43.

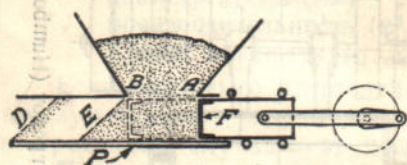
Таблица 43

Характеристика питателей

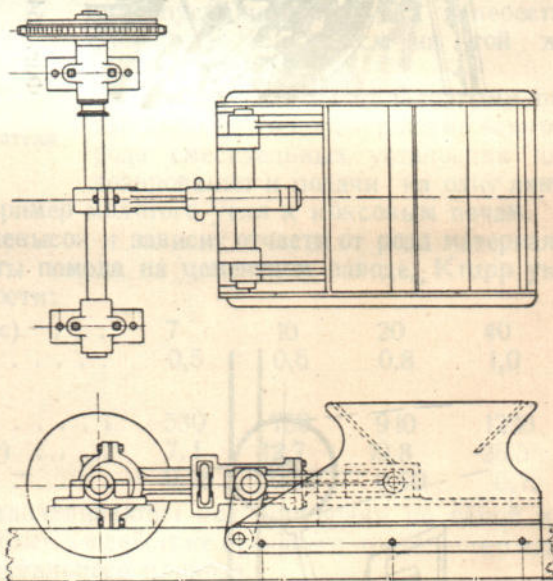
(по фиг. 255)

Рабочая длина питателя (м)	6,5	7,0	7,5
Расстояние между бортами (м)	1,25	1,7	2,0
Средняя производительность м ³ /час	165	250	365
Средний расход мощности (л. с.)	15	18	24
Вес (кг)	17700	27100	38000

5. Принцип действия плунжерного питателя виден на фиг. 256, а конструкция его — на фиг. 257. Плунжер, приводимый в движение кривошипно-шатунным механизмом, при прямом ходе проталкивает впереди себя по плите *P* объем материала, ограниченный сверху и спереди плоскостями *AB* и *E*, а при обратном ходе освобождает это пространство до новой порции материала. Благодаря принудительному сбрасыванию материала работа питателя вполне надежна, если только материал не обладает резко выраженным свойством зависания (образуемого над плоскостью *AB*), [и производительность его, зависящая при определенных размерах питателя от величины эксцентриситета и



Фиг. 256. Схема действия плунжерного питателя.



Фиг. 257. Плунжерный питатель Bartlett and Snow.

числа ходов плунжера, строго фиксируется. Bartlett and Snow строит такие питатели на производительность всего до 3,4 м³ в час.

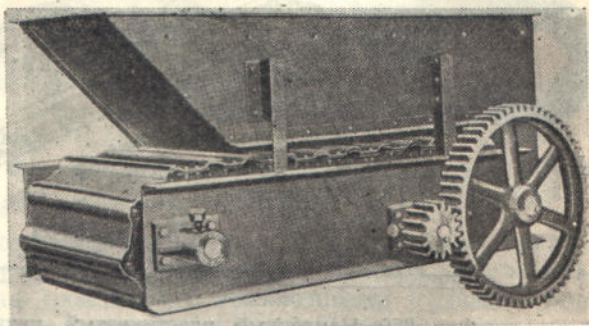
Вообще же такие питатели применяются при требуемой точной дозировке для мелкокусковых материалов и малой производительности.

6. Действие *пластинчатого* или *панцирного* питателя, как и рассматриваемого ниже ленточного, заключается в том, что медленно движущаяся между высокими неподвижными бортами короткая резиновая или пластинчатая лента (фиг. 258), перекрывающая снизу отверстие бункера, трением увлекает за собой толстым слоем материал и сбрасывает его через головной барабан. Приток материала на ленту, как и в предыдущем случае, регулируется шиберной заслонкой.

Пластинчатые питатели принадлежат к числу наиболее сложных, дорогих и тяжелых, но и наиболее надежно обеспечивающих равномерность питания.

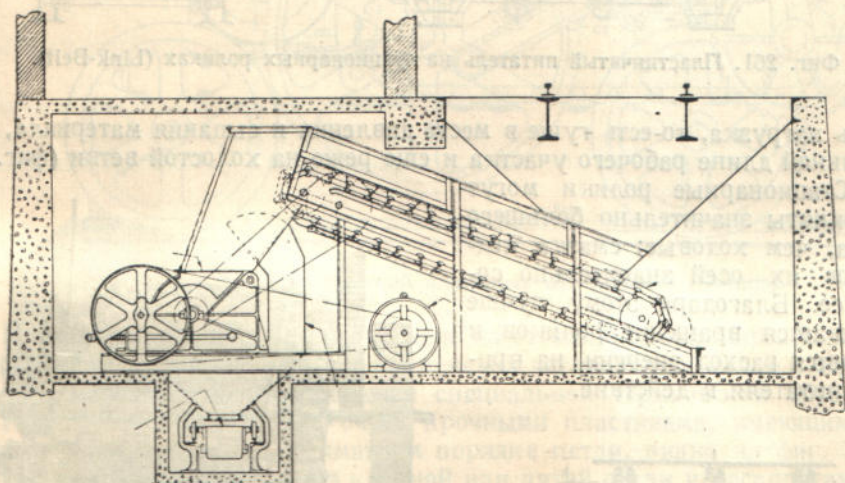
Вследствие высокой прочности они могут выдерживать значительное давление и удары и поэтому, наряду с качающимися питателями, применяются для работы по особо тяжелым и абразивным материалам. Хотя в отношении абразивного действия материала они несколько менее стойки, чем качающиеся, так как подвергаются износу в шарнирах, но вместе с тем на них отсутствует скольжение материала по несущей поверхности, как на качающихся питателях.

По конструкции пластинчатый питатель не отличается компактностью, но, будучи поставлен наклонно вверх и удлинен, он не только не требует потери высоты, но, напротив, служит для подъема на некоторую высоту материала. Это достоинство пластинчатого питателя часто имеет особенное значение на подземных сооружениях, например при подаче материала из ямы под железнодорожными путями на дробилку и ковшевый конвейер (фиг. 259 и 260). Качающийся питатель



Фиг. 258. Общий вид пластинчатого питателя (Jeffrey).

в данном случае потребовал бы значительно большего углубления подземной камеры. Возможность несколько удлинить пластинчатый питатель для того, чтобы подавать с его помощью материал к отстоящему на некотором расстоянии транспортному устройству или другому агрегату, оказывает часто крупные услуги при проектировании комплексных установок.



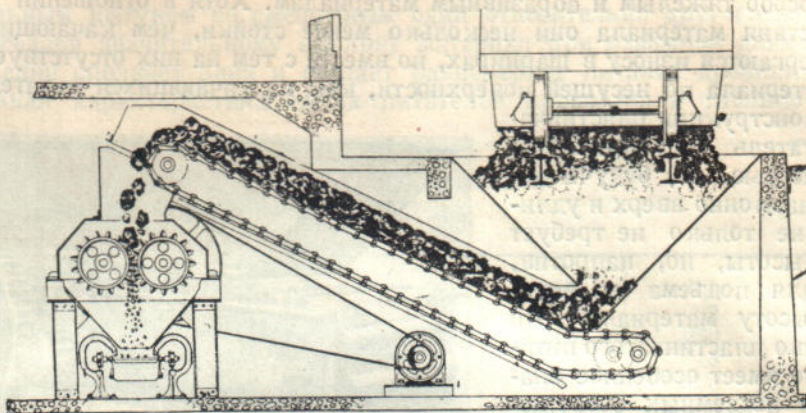
Фиг. 259. Наклонный пластинчатый питатель - транспортер (Palmer Bee).

Диапазон производительности на пластинчатых питателях очень широк. Наибольшая достигнутая производительность указывается фирмами до 1000 и 1500 т/час в случае очень крупных кусков (глыб) материала; ширина ленты на выполненных установках может быть доведена до 2,5 м (Stephens-Adamsон указывает в своем каталоге наибольшие значения ширины пластин 1830 мм, Link-Belt — 2590 мм).

По типу опорных роликов различают пластинчатые питатели на ходовых и стационарных роликах.

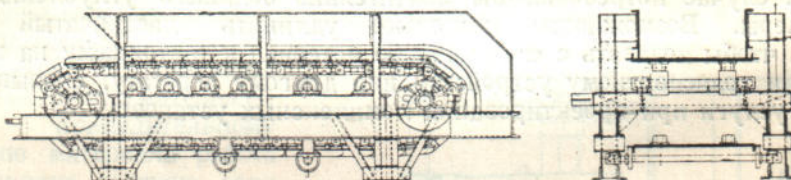
Сравнительные достоинства стационарных роликов заключаются в следующем:

1) Конструктивно легче выполнить стационарные ролики на восприятие больших нагрузок как статического, так и ударного характера.



Фиг. 260. Наклонный пластинчатый питатель-транспортёр (Link-Belt).

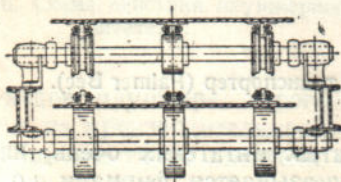
2) Стационарные ролики могут быть расположены на неравном расстоянии по длине — по любому закону, чтобы на них более или менее одинаково распре-



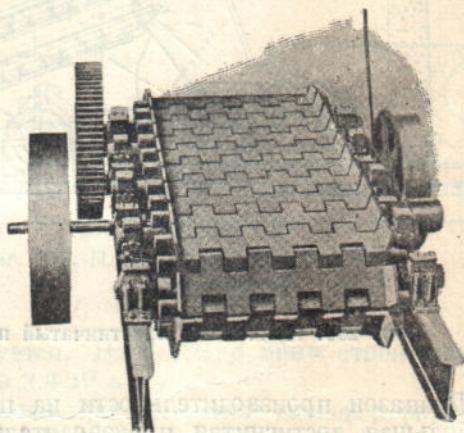
Фиг. 261. Пластинчатый питатель на стационарных роликах (Link-Belt).

делялась нагрузка, то-есть гуще в месте давления и сыпания материала, реже на остальной длине рабочего участка и еще реже на холостой ветви (фиг. 261).

3) Стационарные ролики могут быть приняты значительно большего диаметра, чем ходовые; смазка подшипников их осей значительно совершеннее. Благодаря этому лучше обеспечивается вращение роликов и уменьшается расход энергии на приведение питателя в действие.



Фиг. 262. Поперечное сечение пластинчатого питателя на стационарных роликах.



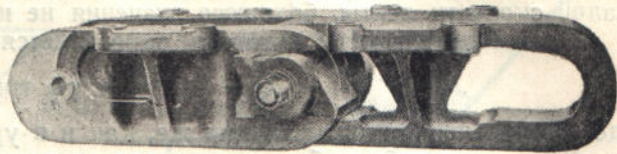
Фиг. 263. Питатель с петлевыми пластинами для особо тяжелой работы (Traylor).

4) Стационарные ролики располагаются под пластинами на некотором расстоянии от их краев, благодаря чему момент усилий, изгибающих пластины, уменьшается и они получают большую устойчивость. В случае широких пластин по ширине их можно расположить три и больше опорных роликов (фиг. 262).

Сравнительные недостатки стационарных роликов следующие:

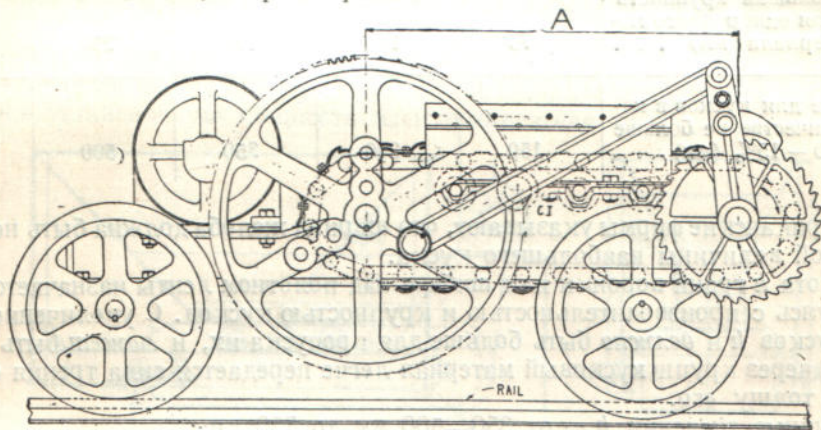
- а) увеличение общего веса питателей и
- б) трудности поддерживания обратной ветви, особенно если пластины имеют волнистый профиль.

Если питатель имеет небольшую длину и обратную ветвь можно оставить свободно провисающей, то последний недостаток отпадает и преимущества стационарных роликов усиливаются. Если в качестве типа роликов, выбраны ходовые, то диаметр их не следует назначать меньше 75 мм, так как, как показала практика, в противном случае ролики вследствие загрязнения и плохой смазки быстро перестают вращаться на осях и работают как ползуны.



Фиг. 264. Цепь для питателя с изгибом в одну сторону (Link-Belt).

По форме пластин различают питатели с гладкой и волнистой поверхностью. Один из распространенных типов пластин — с высаженными краями — виден на фиг. 258. Достоинство негладких пластин — в большей их жесткости на изгиб, лучшем перекрытии зазоров на стыках и в большем сцеплении с материалом, поэтому их часто применяют в тех случаях, когда не требуется поддерживать обратную ветвь на стационарных роликах.



Фиг. 265. Передвижной пластинчатый питатель (Robins).

Пластины особенно прочного типа изготавливаются из марганцевой стали. Иностранные фирмы сообщают о применении легированной стали с содержанием 11—13% марганца, подвергающейся специальной термической обработке.

Конструкция питателя с очень прочными пластинами, имеющими во всю ширину чередующиеся в шахматном порядке петли, видна на фиг. 263.

Цепи питателей делают из кованой или литой стали и располагают обычно, как и ролики, под пластинами. Некоторые фирмы, для избежания провеса лент между роликами, выпускают цепи стального литья специальной конструкции — с заплечиками, опирающимися на выступы соседнего звена и допускающими изгиб только в одну сторону (фиг. 264).

Рама питателей изготовляют обычно железной клепаной или сварной из двутаврового железа или листов. В особо тяжелых типах питателей применяется иногда стальная литая рама.

Приводной механизм питателя, имеющий вследствие малой скорости большое передаточное число, на питателях средней и малой производительностей делается иногда с храповым механизмом.

Храповой механизм имеет преимущество в тех случаях, когда особенно важно выиграть в весе, например на передвижных питателях (фиг. 265), и когда требуется регулировать производительность питателя путем изменения его рабочей

скорости. Для этого, как видно на предыдущей фигуре, достаточно сделать в корпусе приводного колеса, от которого получает движение храповичный механизм, несколько (в данном случае пять) отверстий для кривошипного пальца на разных радиусах от оси. При изменении положения кривошипного пальца собачка храповика захватывает зубья храпового колеса, пропуская их от одного до пяти. Получающаяся некоторая степень неравномерности хода, вследствие малой скорости ленты, большого значения не имеет.

Производительность питателя определяется по известному выражению

$$Q = 3600 B h v \gamma \phi \text{ т/час,} \quad (157)$$

где обозначения приняты такими же, как и в уравнении (156)

Ширина жолоба выбирается исходя не только из производительности, но и из крупности кусков a' . Предельные, принимаемые Шахтостроем, значения a' даны в таблице 44.

Таблица 44

Предельные размеры кусков в зависимости от ширины жолоба

	Ширина жолоба (мм)				
	400	600	800	1000	1200
Наибольшая крупность для однородного материала (мм) . . .	75	100	175	250	300
То же для кусков в количестве не больше 10—15% (мм) . . .	150	200	350	500	600

Американские фирмы указывают, что ширина жолоба должна быть не меньше удвоенной величины наибольшего куска.

Высота h грани воронки или шибера над полотном ленты назначается также сообразуясь с производительностью и крупностью кусков. С увеличением крупности кусков h и *должно* быть больше для пропуска их, и *может* быть больше, так как через крупнукусковый материал легче передается сила трения от ленты на всю толщу его.

Обычные значения h = от 350—500 мм до 750 мм.

Коэффициент наполнения жолоба ϕ принимается равным от 0,75 до 0,80.

Величина его определяется тем, что вытекающая из отверстия высотой h струя материала всегда имеет в жолобе меньшую высоту.

Обычные значения скорости:

$$v = 0,20 \text{ — } 0,25 \text{ м/сек.}$$

В случае крупнукускового материала и малой требуемой производительности величину скорости приходится понижать. Поэтому встречаются на практике нижние значения v до 0,05 м/сек.

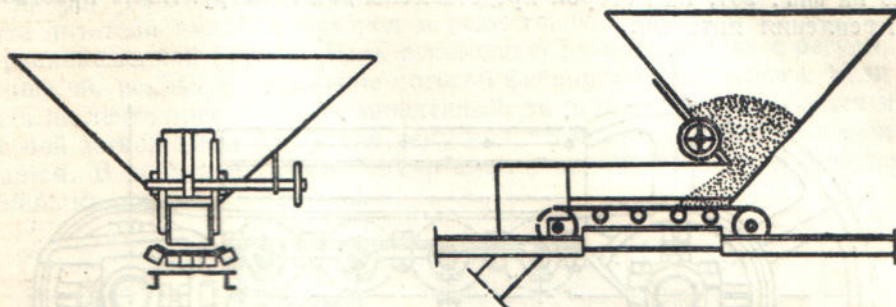
Нормальная длина пластинчатых питателей 1—3 м, но, как уже указывалось, их делают и длиннее. На коротких питателях, особенно со свободно провисающей нижней ветвью, нередко ставится натяжное устройство.

Определение расхода мощности производится аналогично пластинчатому транспортеру с неподвижными бортами. К величине сопротивлений на транспортере надо прибавить два специфические для питателя сопротивления:

- 1) от увеличения трения на части опорных роликов, вследствие давления на них веса находящегося в бункере материала, и
- 2) от трения извлекаемого из бункера, располагающегося в жолобе струей, материала.

Давление материала на ленту определяют иногда приближенно, как вес призмы с основанием, равным отверстию воронки, и высотой в 2 м. Численно

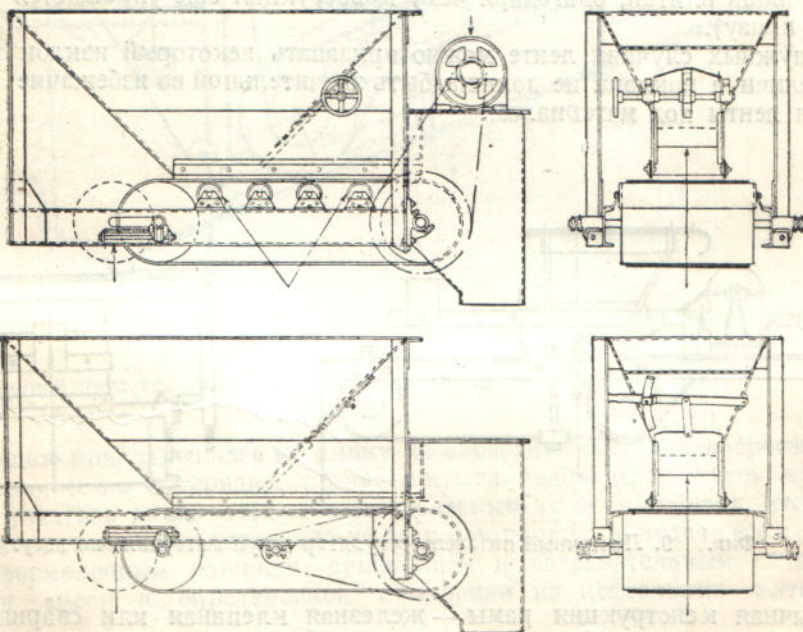
эта добавочная величина сопротивления получается относительно небольшой. Для расчета второго добавочного сопротивления, за отсутствием, повидимому, соответствующих опытов в литературе не встречается даже приближенных указаний. Принимая во внимание, что соответственно направленная по ходу ленты



Фиг. 266. Схема ленточного питателя.

составляющая давления материала помогает высыпанию его на полотно транспортера и что вся эта сила сопротивления не может быть больше трения материала о ленту, можно предположить, что величина этого сопротивления также относительно невелика, а потому считаем возможным учитывать ее с надбавкой в 1—3 л. с.

Шахтострой для своих питателей длиной $L = 3,5—16$ м и шириной $B = 600—1600$ мм, при скорости $v = 0,06—0,15$ м/сек, при работе по углю принимает установочную мощность электродвигателя от 4 до 20 л. с.

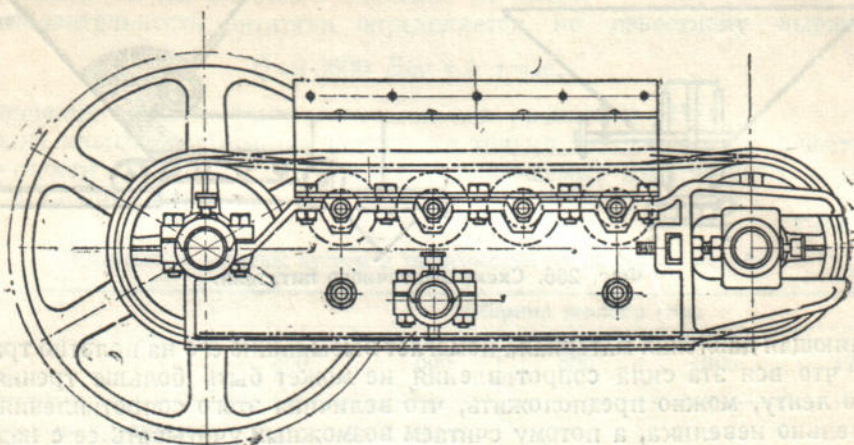


Фиг. 267. Ленточный питатель на роликах и на опорной плите (Link-Belt).

7. Ленточные питатели по конструкции аналогичны пластинчатым, с той основной разницей, что стальная пластинчатая лента заменена резиновой и зубчатые звездочки — цилиндрическими барабанами. Поддерживающие ролики, устанавливаемые близко один к другому, делают плоскими или слегка приподнимающими края ленты, как на фиг. 266, нижняя ветвь остается не опертой. Натяжное устройство, для создания силы трения на приводном барабане, необходимо.

Ленточные питатели имеют существенные преимущества перед пластинчатыми при подаче мелких неабразивных материалов.

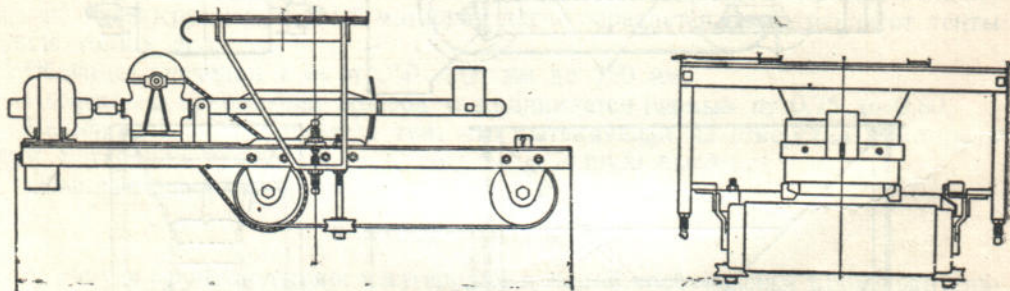
Благодаря сравнительно малому весу и плавной работе их можно подвешивать к бункеру, чем избегается устройство специальных фундаментов, как показано на фиг. 267, на которой представлены два конструктивно простых способа крепления питателя.



Фиг. 268. Ленточный питатель на литой раме.

В случае неабразивных материалов поддерживающие ролики можно заменить опорной плитой, благодаря чему конструкция еще упрощается (на той же фигуре внизу).

В нужных случаях ленте можно придавать некоторый наклон вверх, однако величина наклона не должна быть значительной во избежание проскальзывания ленты под материалом.



Фиг. 9. Ленточный питатель-регулятор струи материала по весу.

Обычная конструкция рамы — железная клепаная или сварная. Значительно реже применяется литая рама по типу, показанному на фиг. 268.

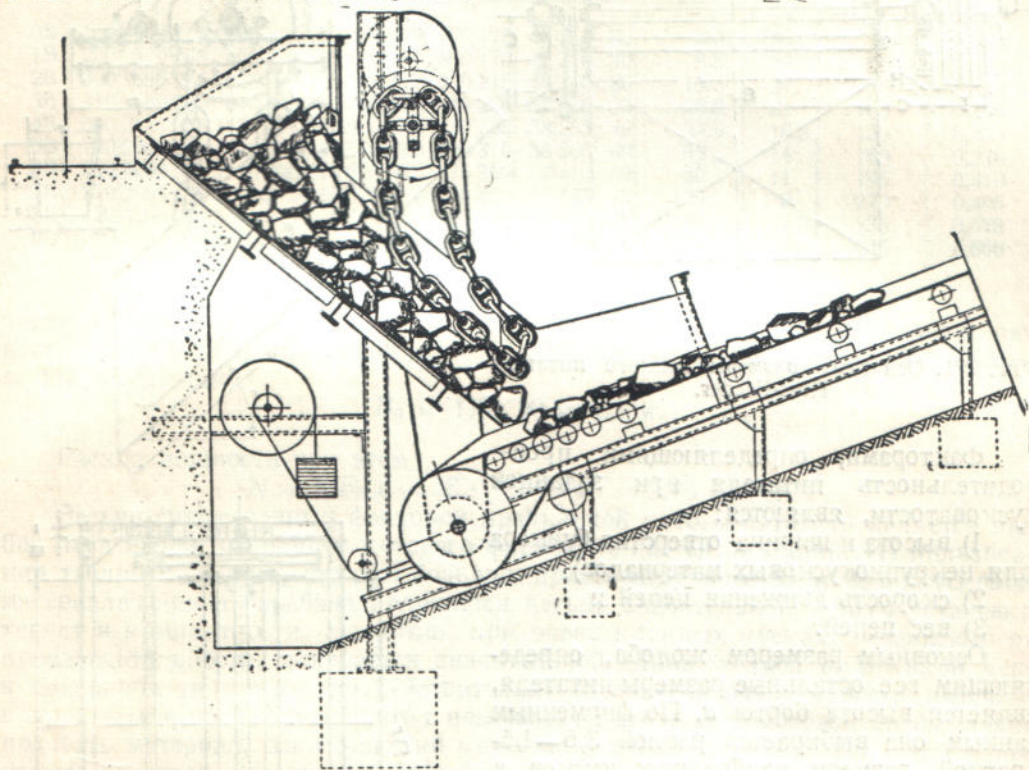
Область применения ленточных питателей по производительности — средний и большой часовой расход материала. Stephens-Adamson для типовых питателей указывает производительность по углю от 70 до 275 т в час, при ширине ленты соответственно от 610 до 1070 мм и скорости 0,1 м/сек. Применение их фирма рекомендует для материалов с крупностью кусков до 60—70 мм. Скорость ленты принимается обычно в среднем около 0,20—0,25 м/сек.

Вследствие меньших веса и стоимости и большей конструктивной простоты ленточных питателей по сравнению с пластинчатыми их следует предпочесть последним во многих случаях практики.

Если головной барабан питателя сделать электромагнитным, то на нем можно отделять вкрапленные в материал металлические частицы.

На специальных типах ленточных питателей можно производить также взвешивание и регулирование потока материала по весу. Такой конструкции питатель (Hardinge's, фирмы Mining & Industrial Equipment Ltd, London) представлен на фиг. 269.

Лента питателя вместе с мотором и редуктором подвешена на шарнирной раме, уравновешенной грузом. Рама с помощью рычага связана с регулирующей заслонкой, исходное положение которой фиксируется на рычаге. Если вес материала на ленте превышает установленный, то рама слегка опускается и тянет за собой затвор вниз, благодаря чему количество поступающего материала уменьшается. В обратном случае затвор слегка приподнимается и пропускает повышенное количество материала.



Фиг. 270. Цепной питатель Ross-Feeder при подаче крупнокускового материала на ленту.

С помощью приключенного к одному из барабанов счетчика оборотов определяется количество материала, подаваемого за любой промежуток времени.

Такой питатель оказывается весьма полезным во всех случаях, когда требуется точное дозирование материала на весу, например при подаче его к автоматическим формовочным машинам, сушильным и нагревательным гечам, при составлении смеси в определенной пропорции из нескольких материалов и прочее.¹

8. Свообразны по действию, довольно просты конструктивно и почти универсальны по производительности и кусковатости цепные питатели, известные под именем «Ross-Feeder» (фиг. 270), состоящие из ряда коротких бесконечных якорных цепей, свисающих по жолобу с четырехгранного барабана и образующих сплошную гибкую завесу, закрывающую отверстие бункера.

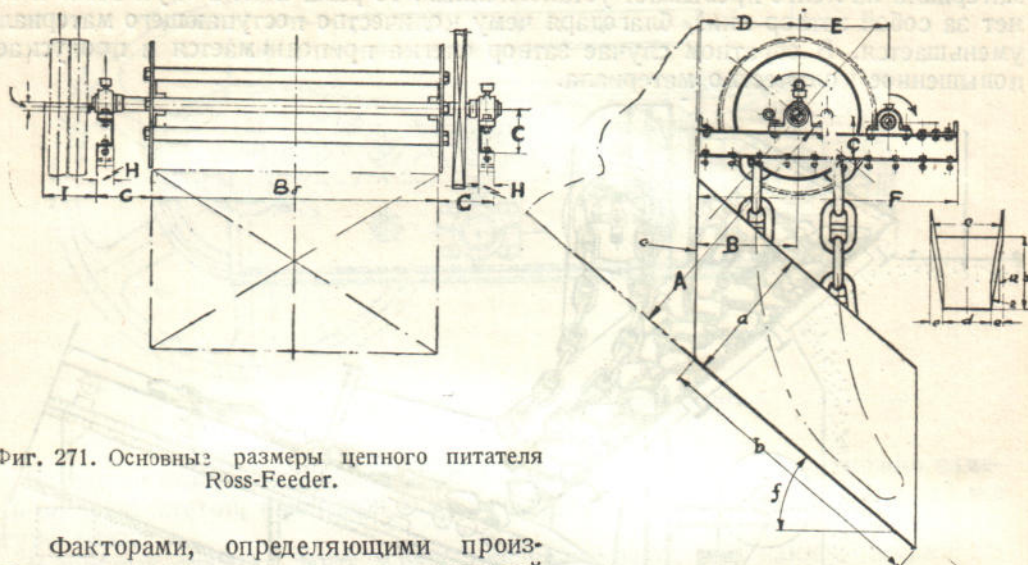
Собственным весом и трением, возникающим между цепями, материалом и жолобом, завеса удерживает материал от самопроизвольного ссыпания, а при

¹ См. ниже фиг. 361—365.

вращении барабана от привода в такую сторону, когда прилегающая к жолобу ветвь движется вниз, производит равномерную подачу материала.

Чтобы при прохождении крупных кусков цепи не расходились и не обнажили отверстие бункера, звенья соседних цепей свариваются между собой через одно в шахматном порядке.

Конструкция питателя представлена отдельно на фиг. 271. Барабан, состоящий из четырех квадратных стержней, укрепленных в круглых фланцах, поддерживается небольшой рамой из швеллерного железа.



Фиг. 271. Основные размеры цепного питателя Ross-Feeder.

Факторами, определяющими производительность питателя при заданной кусковатости, являются:

- 1) высота и ширина отверстия бункера (для некрупнокусовых материалов),
- 2) скорость движения цепей и
- 3) вес цепей.

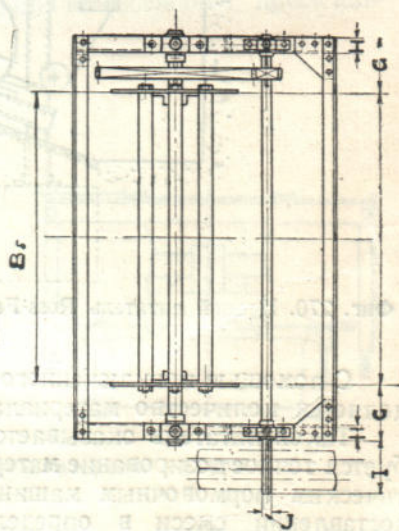
Основным размером жолоба, определяющим все остальные размеры питателя, является высота бортов a . По фирменным данным она выбирается равной 3,5—1,5-кратной размеру наибольших кусков, в зависимости от градаций, которые приближенно можно характеризовать так:

- 3,5 — при однородном сортированном материале,
- 3,0 — если наряду с крупными имеется некоторое количество меньших кусков,
- 2,5 — если крупные куски составляют 60—65% всего количества материала,
- 2,0 — то же около 30%,
- 1,5 — если отдельные крупные куски вкраплены в мелочь.

Умножив, в зависимости от случая, на соответственный коэффициент размер наибольших кусков, находят значение a , а затем по таблице 45 (см. стр. 197) и все остальные размеры питателя, показанные на фиг. 271.

Приведем пример пользования таблицей. Требуется подавать 100 т/час угля, содержащего наибольшие куски $a' = 150$ мм в количестве около 60%, $\gamma = 0,85$ т/м³.

Размер a должен быть равен $2,5 a' = 2,5 \cdot 150 = 375$ мм. Ближайший больший размер a равен 410 мм, номер питателя — 3 В. В горизонтальной строчке таблицы 45 находим все размеры, кроме ширины барабана B_0 . Наибольшее



Размеры и характеристика питателей

(по фиг. 271)

Фирменный номер питателя	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>I</i>	<i>J</i>	Объем в литр., пропускаемый при одном обороте барабана	Рекоменд. максим. число об/мин. барабана n_{\max}	Объемн. производит. м ³ /час при n_{\max} на 1 м ширины барабана B_0	Расход мощности в л. с., равный nB_0x , где x
0B	100	690	115	280	265	120	265	226	760	170	40	210	30	3,0	50	30	0,066
1B	200	990	165	460	330	120	330	284	860	170	40	210	30	8,5	36	60	0,099
2B	300	1300	215	635	395	165	395	339	1070	215	44	240	36	15,5	27	85	0,132
3B	410	1680	280	840	445	185	445	396	1140	220	52	235	36	25,5	21	105	0,165
4B	560	2140	355	1120	510	230	510	454	1320	265	58	265	49	39,5	16,5	130	0,250
5B	760	2590	430	1400	560	241	560	523	1450	310	58	300	49	65	14	180	0,330
6B	960	3050	510	1730	620	310	620	567	1675	350	67	410	62	89	11	195	0,410
7B	1220	3660	610	2080	675	340	675	623	1830	450	67	465	75	125	9	220	0,495
8B	1420	4200	700	2440	740	405	740	679	1980	500	81	490	75	160	7,5	235	0,575
9B	1680	4800	800	2840	790	480	790	735	2130	585	87	480	100	200	6	245	0,660

число оборотов $n_{\max} = 21$; принимаем $n = 18$ об/мин. Тогда производительность на 1 м ширины равна $105 \cdot 18 : 21 = 90$ м³, требуется — $100 : 0,85 = 118$ м³, поэтому

$$B_0 = 118 : 90 \cong 1,3 \text{ м.}$$

Расход мощности при этом

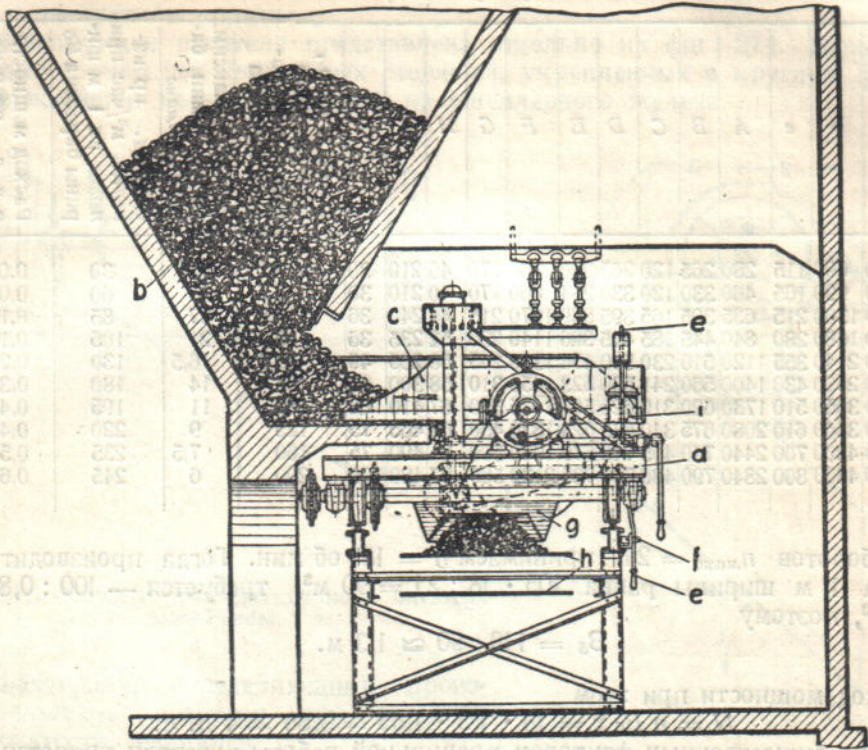
$$N = n B_0 x = 18 \cdot 1,3 \cdot 1,65 = 3,86 = 4 \text{ л. с.}$$

Весьма существенным фактором правильной работы питателя является выбор веса цепей, по поводу которого фирмой не дается указаний. Из пользования таблицей следует, что при больших производительностях и мелкокусковом материале ширина барабана получается весьма значительной, отчего установка теряет в компактности. Напротив, при очень крупных кусках, независимо от производительности, получается значительной длина жолоба *b*. В какой мере в описанном типе питателя действительно обеспечена равномерность подачи — вопрос опыта, но несомненно, что с помощью такого питателя можно очень плавно подавать материал, заключающий крупные и тяжелые куски. При этом износ частей питателя получается небольшим.

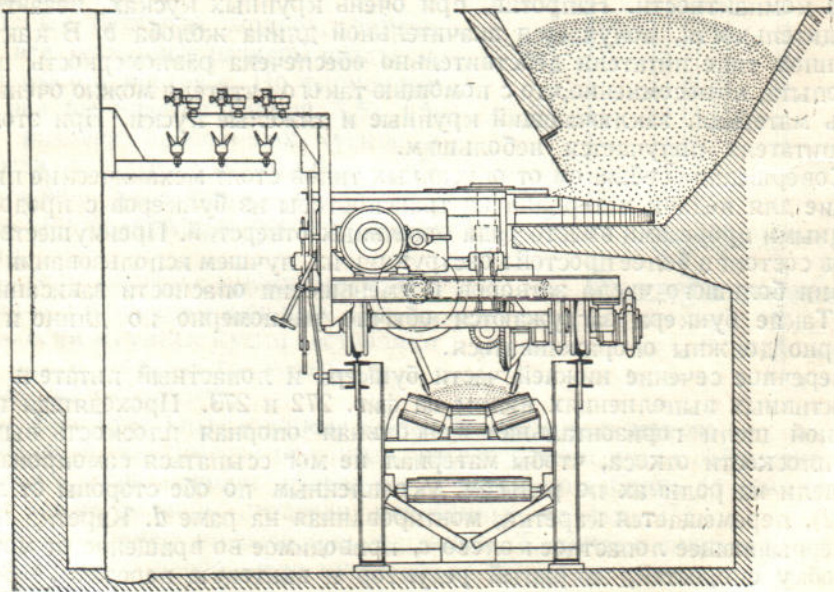
9. Совершенно особняком от описанных типов стоят механические питатели, служащие для подачи материала на транспортеры из бункеров с продольными щелевидными прорезами вместо ряда отдельных отверстий. Преимущество таких бункеров состоит в более простой конструкции их, лучшем использовании объема, отсутствии большого числа затворов и уменьшении опасности зависания материала. Такие бункера загружаются обычно равномерно по длине и так же равномерно должны опоражниваться.

Поперечное сечение нижней части бункера и лопастный питатель в двух конструктивных выполнениях видны на фиг. 272 и 273. Проходящая по низу продольной щели горизонтальная консольная опорная плоскость выдвинута дальше плоскости откоса, чтобы материал не мог ссыпаться самопроизвольно. Вдоль щели на роликах по рельсам, укрепленным по обе стороны от ленты *h* (фиг. 272), перемещается каретка, смонтированная на раме *d*. Каретка несет на себе зачерпывающее лопастное колесо *c*, приводимое во вращение от мотора через коробку скоростей, закрытый редуктор и винтовую передачу. ¹ Зачерпываемый лопастями материал ссыпается через воронку *g* на ленту. Каретка снабжена самоходным механизмом, автоматически (рычаг *e* и упор *f*) или вруч-

¹ Эскизный чертеж каретки см. «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1931, № 11, стр. 178, и № 8, стр. 115.



Фиг. 272. Разрез по бункеру с лопастным питателем Wolf.

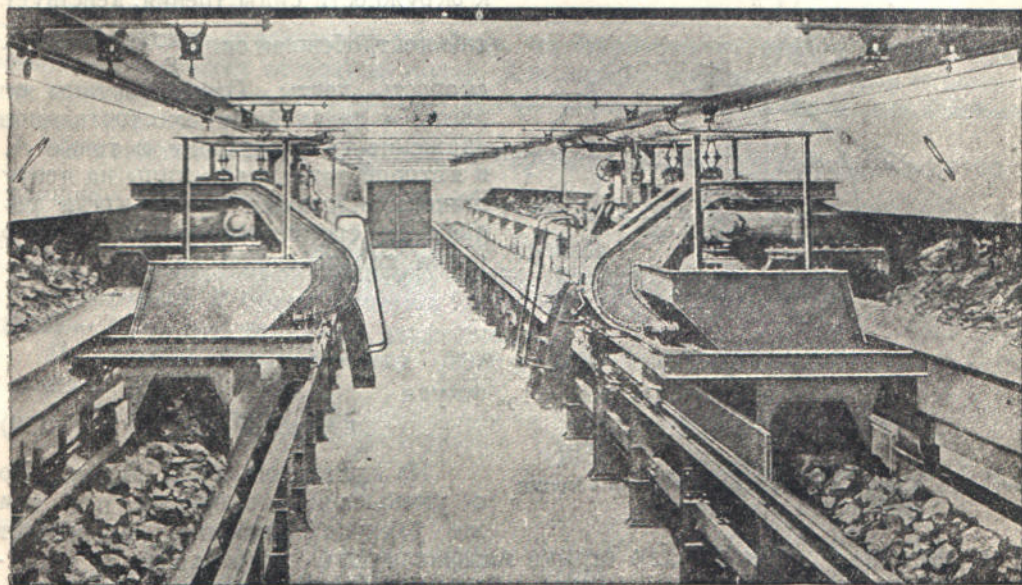


Фиг. 273. Разрез по бункеру с лопастным питателем (Koppers).

ную переключающимся на обратный ход на концах обслуживаемого участка бункера. Тяжелые типы каретки снабжаются кроме того выравнивающим плугом и мерным аппаратом, измеряющим и записывающим расход материала. Смазка ко всем частям механизма подводится от центрального смазочного аппарата *i*.

Точное регулирование производительности питателя достигается здесь изменением в фрикционной коробке скорости числа оборотов лопастного колеса.

Внешний вид тоннеля под бункерами, лент и питателей типа Wolf показан на фиг. 274. Нетрудно видеть, что лопастный питатель представляет довольно сложную и громоздкую машину, поэтому он может быть рентабелен только в том случае, если заменяет собой достаточно большое количество отдельных затворов и питателей, устанавливаемых под каждым отверстием бункера, то-есть на крупных перегрузочных установках.



Фиг. 274. Вид на питатели Wolf и ленты.

Наибольшее распространение описанные бункера со щелевидным отверстием и передвижными питателями имеют на крупных установках по перегрузке таких материалов как торф и бурый уголь.

Совершенно на другом принципе основан спроектированный у нас питатель П. И. Шевьева, представляющий собой каретку с смонтированными на ней четырьмя шарнирными крыльчатыми плужками, входящими при движении каретки попарно в щели двух симметрично расположенных бункеров и сгребающими материал на установленную посередине под путем каретки ленту.¹ Вследствие весьма большого сопротивления движению, каретка приводится в действие стационарной лебедкой. Производительность питателя такой системы может регулироваться изменением поступательной скорости каретки.

§ 8. Разгрузочные устройства

Разгрузка транспортера в конечном пункте происходит при огибании лентой головного шкива. Если же требуется промежуточная разгрузка, то для этого служит, как упоминалось, специальное стационарное или передвижное разгрузочное устройство одного из двух типов: либо двухбарабанный сбрасыватель, либо поперечная косая заслонка, устанавливаемая непосредственно над лентой и снимающая с нее материал на сторону. Рассмотрим способ действия и конструкцию обоих типов устройств.

¹ См. «Внутризаводский транспорт», 1934, № 2, стр. 38.

а) Исследование процесса сбрасывания материала с ленты на барабане

На наклонном транспортере и на двух барабанных разгрузочных устройствах (фиг. 137—138) лента набегаёт на верхний барабан с подъёмом. При этом отделение от ленты материала может произойти, когда частицы материала обогнули уже верхнюю точку барабана и, по схеме фиг. 275, находятся в первом квадранте окружности барабана, или когда они не достигли еще верхней точки, то-есть находятся в четвертом квадранте.

Во втором случае на каждую частицу материала, переходящую вместе с лентой с прямолинейного участка на окружность барабана радиуса R , кроме вертикальной силы веса p и касательной к окружности силы трения, действует еще центробежная сила $\frac{p}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, где v — скорость ленты. Отрыв частицы от ленты и дальнейшее самостоятельное движение ее происходит в точке A , в которой давление частицы на ленту становится равным нулю, когда радиальная составляющая силы веса p равна центробежной силе:

$$p \cos \alpha' = \frac{p}{g} \cdot \frac{v^2}{R}, \quad (158)$$

откуда

$$v = \sqrt{gR \cos \alpha'}. \quad (159)$$

Фиг. 275. Схема разгрузки материала с конца наклонного транспортера.

Из выражения (159) видно, что с уменьшением скорости, при том же радиусе барабана, возрастает угол отрыва α' , так что для отрыва материала при наибольшем α' требуется наименьшая скорость.

Отсюда следует, что отрыв частицы, если он вообще имеет место в четвертом квадранте, происходит при наибольшем значении угла α' , равном β , то-есть в точке B набегающей ленты на барабан. Наименьшая величина скорости, необходимая для этого,

$$v_0 = \sqrt{gR \cos \beta}, \quad (160)$$

где β —угол наклона ленты к горизонту.

Оторвавшаяся в точке B частица может, в зависимости от величины начальной скорости v , либо совершить в дальнейшем свободный полет до падения на стенку спускного жолоба (кривая I), либо снова упасть на барабан в какой-либо другой его точке (кривая II). Так, при скорости ленты v_0 частица, отделившаяся в B , пересекла бы горизонталь BX в точке C , на расстоянии

$$BC = \frac{v^2}{g} \sin 2\beta = \frac{gR \cos \beta}{g} 2 \sin \beta \cdot \cos \beta = 2R \sin \beta \cdot \cos^2 \beta. \quad (161)$$

А так как длина хорды

$$BD = 2R \sin \beta, \quad (162)$$

то BC всегда меньше BD , и частица должна непременно снова упасть на барабан.

Наименьшая скорость ленты, при которой повторного соприкосновения частицы с поверхностью ленты на барабане не происходит, найдется из двух

¹ Дальность полета тела, брошенного под углом α_0' к горизонту.

уравнений: 1) уравнение траектории частицы, парабола

$$y = x \operatorname{tg} \beta - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \beta}. \quad (163)$$

и 2) уравнение поверхности барабана, круг радиуса R в той же координатной системе:

$$(x - R \sin \beta)^2 + (y + R \cos \beta)^2 = R^2, \quad (164)$$

причем значения y из первого уравнения должны быть больше, чем из второго для тех же величин x от 0 до $R(1 + \sin \beta) = BE$.

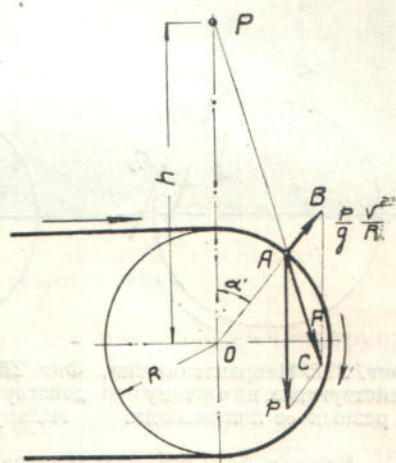
При сравнительно небольшой скорости ленты или при горизонтальном направлении набегающей на барабан ветви материал отделяется не в четвертом, а в первом квадранте.

При малой скорости отделение материала происходит следующим образом. Сначала частицы скользят по барабану, не отрываясь от него, а затем *отрываются* и совершают свободный полет. Для определения точек начала скольжения и отрыва удобно пользоваться вспомогательным построением, показанным на фиг. 276.

На движущуюся по окружности барабана частицу A действуют, по предыдущему, сила тяжести p и центробежная сила $\frac{p}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$. Продолжим их равнодействующую F до пересечения с продолжением вертикального диаметра круга. Точку пересечения P будем называть полюсом, а отрезок $OP = h$ — полюсным расстоянием.

Из подобия треугольников AOP и ABC находим

$$\frac{h}{p} = \frac{R}{\frac{p}{g} \cdot \frac{v^2}{R}}, \quad (165)$$



Фиг. 276. Силы, действующие на частицу в первом квадранте.

откуда

$$h = g \frac{R^2}{v^2} = \frac{g}{\omega^2} = g \left(\frac{30}{\pi n} \right)^2 = \frac{895}{n^2}. \quad (166)$$

Таким образом величина h не зависит ни от диаметра барабана, ни от скорости ленты, а только от числа оборотов барабана.

Положение частицы A на барабане было выбрано произвольно. Это значит, что для всех частиц A_1, A_2, A_3 равнодействующая F сил тяжести и центробежной проходит через тот же полюс P (фиг. 277).

Разложив F на две составляющих — направленную к центру силу N и касательную T (фиг. 278), находим точку начала скольжения из

$$Nf = T, \quad (167)$$

где $f = \operatorname{tg} \mu$ — коэффициент трения материала о ленту. Отсюда]

$$\begin{aligned} F \cos \beta' \cdot f &= F \sin \beta', \\ \operatorname{tg} \beta' &= f, \\ \beta' &= \alpha' + \gamma = \mu. \end{aligned} \quad (168)$$

Отделение частиц материала происходит в точке, в которой давление ее на барабан или сила N обращается в нуль. Расстояние ее от горизонтального диаметра h' находится по фиг. 279 из

$$h' = R \cos \alpha' = \frac{R \cdot R}{h} = \frac{R^2 v^2}{g R^2} = \frac{v^2}{g}. \quad (169)$$

Тот же результат может быть получен, если в уравнение

$$h' = R \cos \alpha'$$

подставить значение $\cos \alpha'$ из уравнения (158).

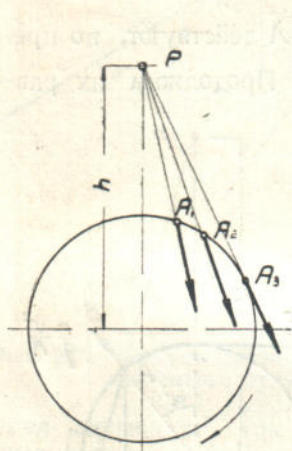
Все предыдущие выражения составлены в предположении, что полюс P расположен вне окружности барабана. Как следует из выражения (166), h уменьшается с возрастанием n . При этом направление равнодействующей F приближается к горизонтальному. При

$$n = \sqrt{\frac{895}{R}} \quad (170)$$

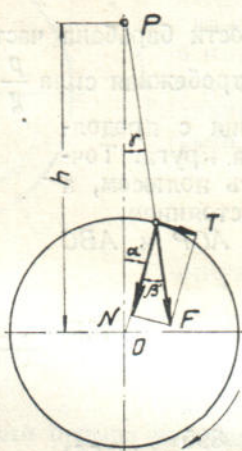
$h = R$, полюс располагается на окружности барабана (точка P'). Это значит, что отделение материала происходит в той же верхней точке барабана P' . Подставив в уравнение (166) вместо h равную ему величину R , находим, что

$$g = \frac{v^2}{R} \text{ или } v = \sqrt{gR}, \quad (171)$$

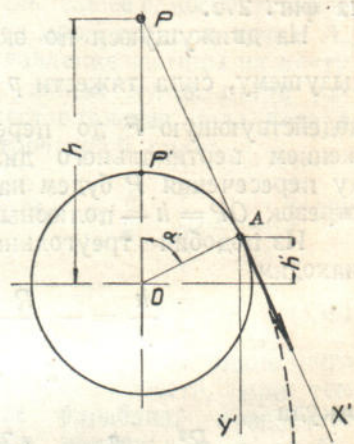
т. е. центробежное ускорение равно ускорению силы тяжести или, что то же, центробежная сила равна силе тяжести. Поэтому свободный полет частицы начинается под действием ее горизонтальной силы инерции.



Фиг. 277. Направление сил, действующих на частицу при разных ее положениях.



Фиг. 278. Разложение равнодействующей силы на нормальную и касательную.



Фиг. 279. Построение для определения точки начала сыпания материала.

Если n больше, чем по уравнению (170), то h получается численно меньше R , центробежная сила больше силы тяжести, равнодействующая их направлена вверх, а следовательно отделение частиц должно и подавно происходить в точке P' , непосредственно после входа горизонтальной ленты на кривую.

Из изложенного следует также, что если отрыв частиц происходит в точке P' или не дальше от нее, чем на дуге α' , то предшествующего отрыву скольжения по барабану не происходит.

Для построения траектории свободного движения частиц после отделения их от барабана, начиная от точки A , описываемую частицами параболу наиболее удобно строить в координатах $X'A'Y'$, полагая с достаточной точностью начальную скорость равной v (т. е. без учета приращения скорости от скольжения, если оно есть):

$$\left. \begin{aligned} x' &= vt, \\ y' &= \frac{gt^2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (172)$$

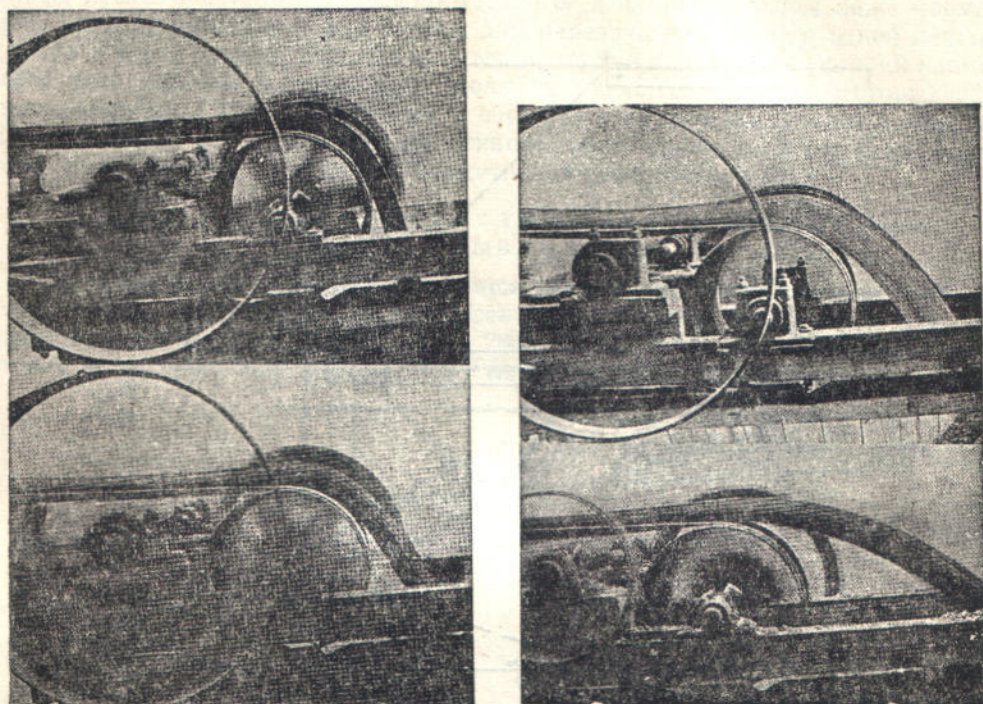
откуда

$$y' = \frac{g}{2v^2} x'^2. \quad (173)$$

В зависимости от скорости, струя сбрасываемого с барабана материала имеет тот или иной вид. На фиг. 280¹ показаны фотографии разгрузки через

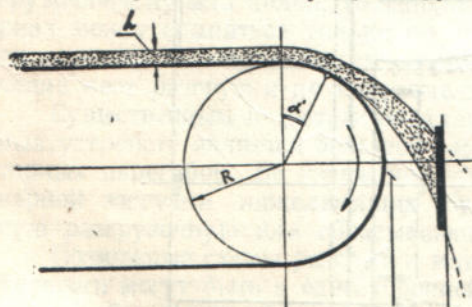
¹ *Hetzel Belt conveyors* ..., стр. 157.

головной барабан при различных рабочих скоростях ленты, — последовательно для $v = 0,7, 1,4, 1,8$ и $3,9$ м/сек.

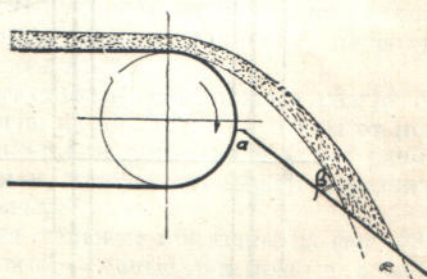


Фиг. 280. Направление струи материала при сбрасывании с головного барабана для различных величин скорости ленты.

Знание траектории струи материала нужно для правильного конструирования приемной воронки. Так например, в случае острогранных и твердых крупнокусковых материалов, для предохранения стенок приемной воронки от истирания и для уменьшения шума при сбрасывании на лобовой стенке воронки укрепляется иногда защитная чугунная, деревянная или резиновая пластина воспринимающая удары струи (фиг. 281). Построив две ограничивающие

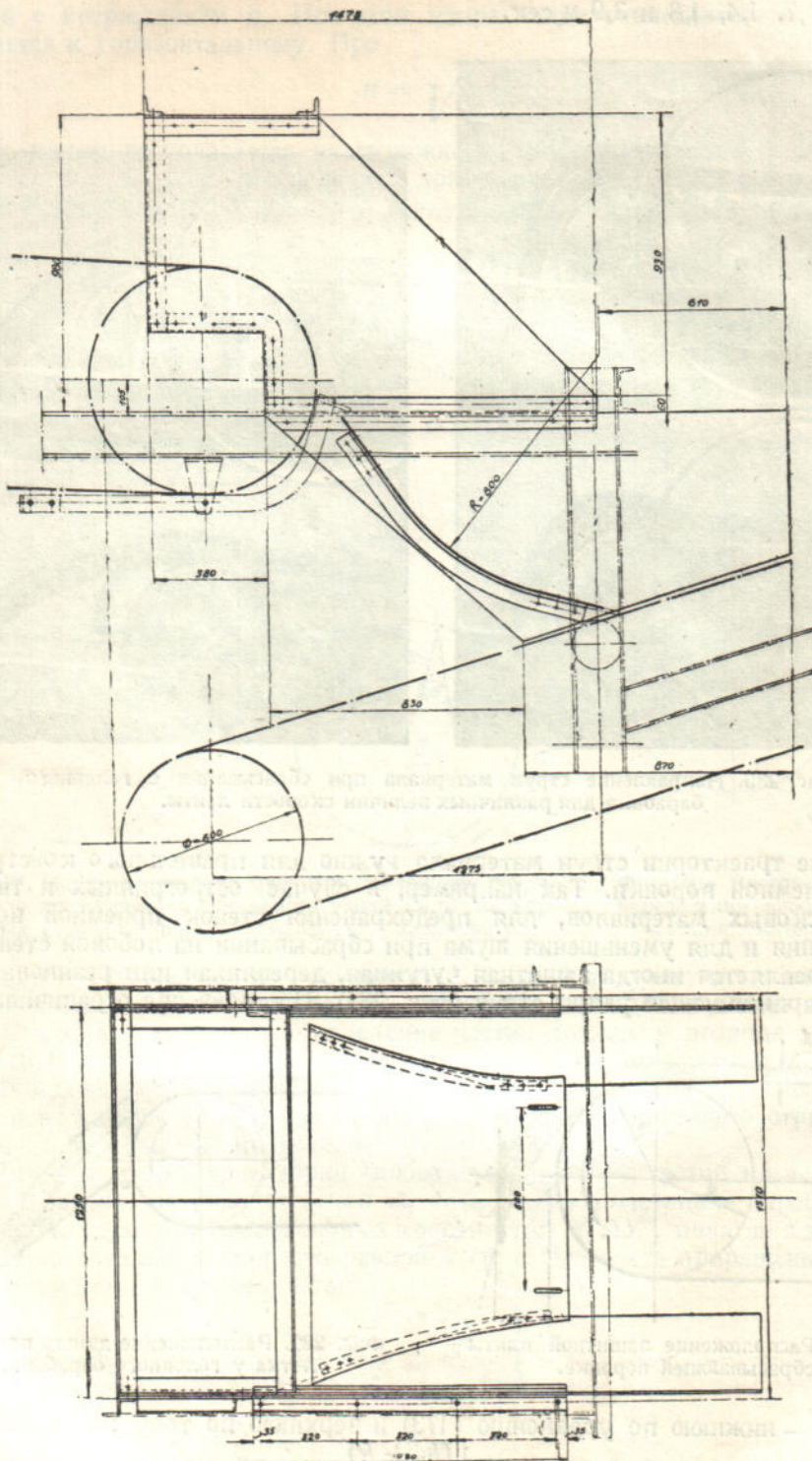


Фиг. 281. Расположение защитной пластины на сбрасывающей воронке.



Фиг. 282. Расположение дна приемного лотка у головного барабана.

параболы — нижнюю по уравнению (173) и верхнюю по тому же уравнению, но с заменой значения v величиной $\frac{v(h_m + R)}{R}$, равной скорости частиц верхнего слоя на барабане, толщиной h_m , определяем размеры и место укрепления защитной пластины. Еще существеннее при хрупком и бьющемся материале, например — коксе, спроектировать спускной лоток так, чтобы материал падал на него почти без удара. Для этого днище лотка в месте падения струи материала устанавли-

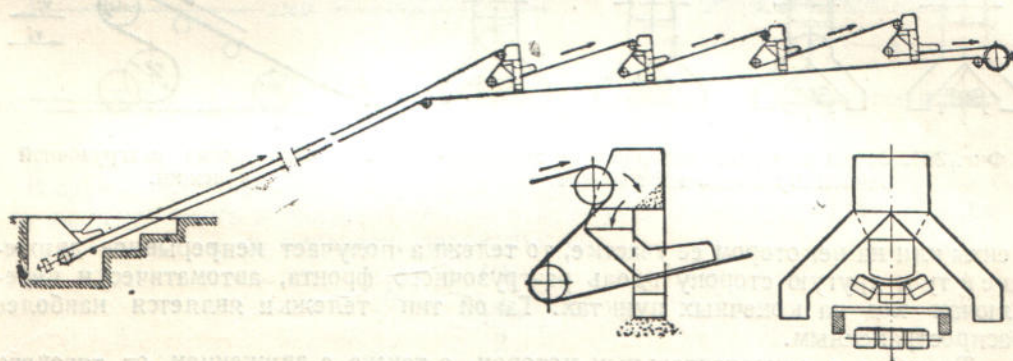


Фиг. 283. Промежуточная перегрузка кокса (Стальпрмеханизация, Днепропетрвск).

вается под возможно острым углом β (фиг. 282) к траектории материала.¹ При этом верхняя кромка a лотка всегда должна проходить несколько ниже горизонтального диаметра барабана, чтобы лоток принимал материал также в периоды пуска и остановки транспортера, когда скорость ленты ниже нормальной. Если приемная воронка служит для передачи материала с одной ленты на другую в месте промежуточной перегрузки, то, для соблюдения условий наименьшего угла падения материала на жолоб и уменьшения угла, который струя спускающегося с воронки материала образует с плоскостью второй ленты, приходится иногда делать дно жолоба криволинейной формы, как показано на чертеже (фиг. 283) воронки для промежуточной перегрузки кокса.

б) Типы и характеристика двухбарабанных сбрасывателей

Если разгрузку материала требуется производить в нескольких местах по длине ленты, то разгрузочные устройства могут быть установлены в этих пунктах в последовательном порядке (фиг. 284). Переставляя распределительную заслонку в разгрузочной воронке (см. последующие конструкции), можно либо



Фиг. 284. Лента с рядом последовательных неподвижных разгрузочных устройств.

сгружать материал в боковые рукава, либо снова направлять его по среднему лотку на ленту для движения к следующему разгрузочному пункту. Еще проще переключение разгрузки от одного пункта к последующему может выполняться, по мере заполнения бункеров, автоматически (без перестановки заслонок) по способу, показанному на фиг. 284 внизу: если бункер у первого разгрузочного пункта полон, то заполняются и оба боковых рукава, так что материал может сыпаться только по среднему лотку снова на ленту, по которой он передается дальше. Таким же порядком происходит и дальнейшее переключение мест разгрузки по направлению хода ленты.

Существенным недостатком установки нескольких неподвижных разгрузочных устройств является большой расход энергии на них и порча ленты от повторных перегибов. Во избежание этого, а также для достижения более равномерной загрузки нижележащих бункеров или эстакад применяют передвижную разгрузочную или сбрасывающую тележку.

Возможные схемы разгрузки материала на тележке показаны на фиг. 285. Тележки могут быть с односторонней разгрузкой — левые или правые, с односторонней разгрузкой или сбрасывателем материала снова на ленту, с двухсторонней разгрузкой в обе стороны сразу или в ту или другую сторону поочередно (два наиболее распространенных типа) с разгрузкой в обе стороны или на ленту, с разгрузкой в одну (любую) сторону или на ленту.

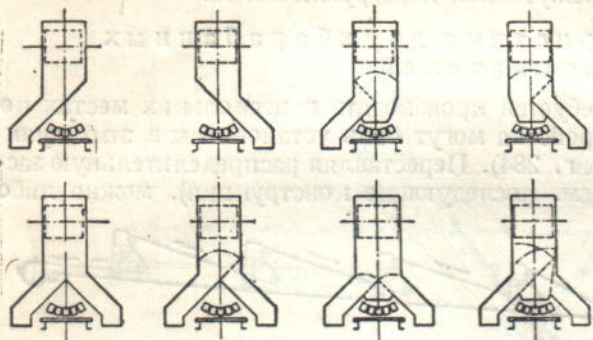
Для движения разгрузочной тележки одна или даже две оси ее делаются приводными. Приведение в движение тележки выполняется одним из следующих четырех способов:

¹ Известен случай, когда путем переустройства на одной из коксовых установок по указанному здесь способу ранее построенных неправильно приемных лотков удалось значительно понизить крошение кокса при промежуточных перегрузках.

- 1) вручную — от рукоятки,
- 2) от одного из двух огибаемых лентой вращающихся барабанов,
- 3) от самостоятельного электродвигателя,
- 4) тяговым канатом.

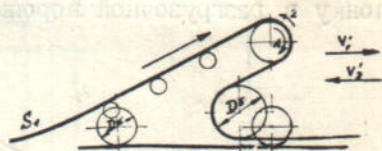
Первый тип тележки, с ручным приводом, находит применение на легких транспортерах и в том случае, когда разгрузка с ленты должна производиться последовательно в разных пунктах по длине ленты в течение более или менее длительного периода в каждом пункте.

В противоположном случае — на сильно нагруженных транспортерах и при частой смене мест разгрузки — передвижение тележки вручную затруднительно



Фиг. 285. Схемы разгрузки материала на двухбарабанной сбрасывающей тележке.

и движущая сила на оси ходовых катков может быть передана от барабанов, так что источник ом движущей силы является сама лента. Если требуется равномерная разгрузка по всей длине



Фиг. 286. Схема разгрузочной тележки.

ленты или на некотором ее участке, то тележка получает непрерывное движение в ту и другую сторону вдоль разгрузочного фронта, автоматически переключая ход на конечных пунктах. Такой тип тележки является наиболее распространенным.

Тележки с самостоятельным мотором, а также с движением от тягового каната находят применение редко, только на очень длинных и сильно нагруженных транспортерах, на которых нежелательно перегружать ленту добавочной тяговой силой, расходуемой на преодоление сопротивления движению тележки. Тяговой канат, при очень высоком сопротивлении движению, гарантирует от буксования катков по рельсам.

Величина тяговой силы для передвижения тележки не одинакова при прямом и обратном ходе. В самом деле, при движении по монтированным на тележке роlikоопорам и по барабанам (фиг. 286) лента преодолевает на них сопротивление подъема груза на высоту грани верхнего барабана и сил вредного сопротивления на роliках и на барабанах. Если W_T — сумма этих сил, S_1 — натяжение набегающей ветви ленты¹ и S_2 — сбегавшей, то

$$S_2 = S_1 + W_T, \quad (172')$$

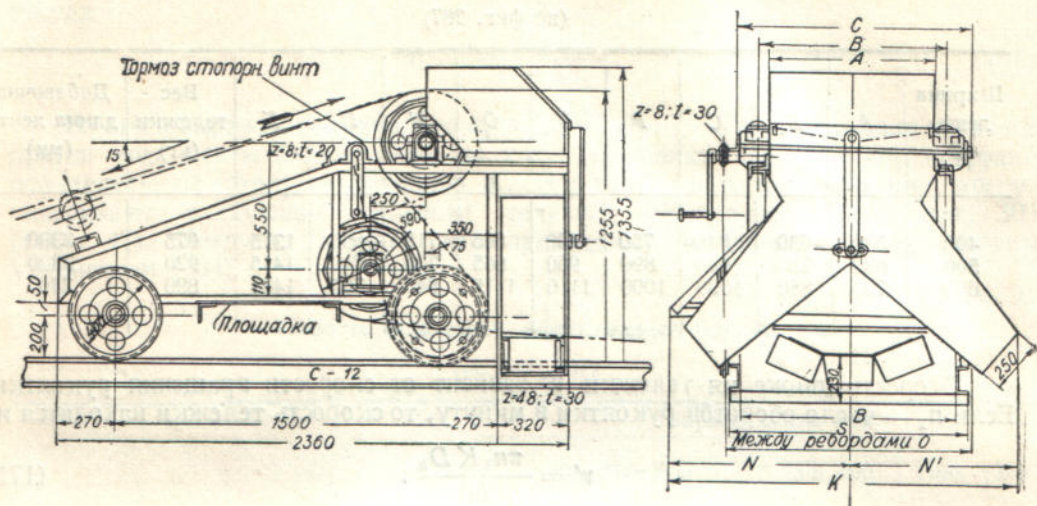
т. е. $S_2 > S_1$. Из этого следует, что сила, равная $W_T = S_2 - S_1$, помогает движению тележки по ходу ленты и увеличивает сопротивление движению в обратную сторону.

Если обозначить через G_T — вес самой тележки, G_m' — вес материала и G_a' — вес ленты, передающиеся на тележку, D_k — диаметр катков тележки, d — диаметр цапф катков, β — коэффициент увеличения сопротивления от трения на ребрах катков, то сила сопротивления движению тележки

$$F = (G_T + G_m' + G_a') \frac{fd + 2k}{D_k} \beta \pm W_T. \quad (173')$$

¹ S_1 — натяжение ленты на горизонтальном участке близ тележки или, что приблизительно то же, горизонтальная составляющая натяжения на наклонном участке.

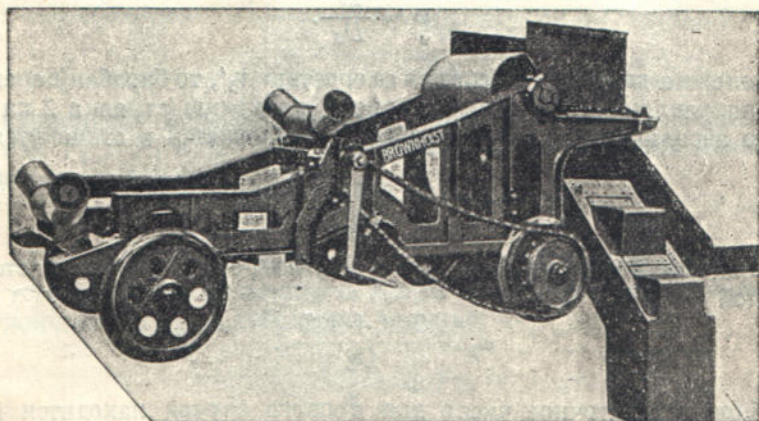
Знак — относится здесь к движению вперед ($F = F_1$), а + к движению назад ($F = F_2$).



Фиг. 287. Разгрузочная тележка с ручным приводом и сбрасыванием в обе или одну сторону (Союзстальмост).

В случае тележки с передвижением вручную потребное передаточное число K от вала рукоятки к валу катков, если P — усилие по рукоятке, R — радиус ее и η — к. п. д. передачи, находится из

$$K = \frac{PR}{F_2 D_k} \eta. \quad (174)$$



Фиг. 288. Разгрузочная тележка с движением вручную (Brownhoist).

Обычно, чтобы не усложнять механизма, движение от вала рукоятки на ось катков передается одной передаточной цепью (фиг. 287 и 288). Так, на приводной тележке Союзстальмоста передаточное число $K = 1/8$. Отсюда следует, что применение тележки с передвижением вручную лимитируется величиной силы F_2 , так как значения P и R не могут быть взяты больше соответственно нормального усилия рабочего и допустимого по величине плеча рукоятки. Поэтому область применения тележек с ручным приводом ограничивается не тяжелыми установками, то-есть небольшой шириной ленты. Как видно из таблицы 46, в нормах Союзстальмоста они приняты для лент шириною 400—600 мм, хотя изготавливаются и для более широких лент.

Размеры и вес ручных тележек

(по фиг. 287)

Ширина ленты <i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i> ₁	<i>C</i>	<i>P</i>	<i>S</i>	<i>O</i>	<i>N</i>	<i>N</i> ₁	<i>K</i>	Вес тележки (кг)	Добавочная длина ленты (мм)
400	530	630	840	750	860	865	715	660	1375	975	2300
500	630	730	940	890	960	965	765	710	1415	920	2300
600	790	880	1090	1000	1110	1115	840	785	1485	890	2300

Скорость движения тележки v' зависит от скорости вращения рукоятки. Если n_1 — число оборотов рукоятки в минуту, то скорость тележки находится из

$$v' = \frac{\pi n_1 K D_k}{60}. \quad (175)$$

Если например скорость вращения рукоятки равна 20 об/мин., то $v' = 0,052$ м/сек, или около 3 м/мин.

В случае самоходной тележки с приводом от ленты, если, как это обычно делается, передаточное число механизма при движении тележки в ту и другую сторону остается неизменным, то скорость тележки при прямом и обратном ходе не одинакова.

Причиной этого является неодинаковая при прямом и обратном ходе скорость вращения барабанов. Если тележка стоит на месте, то верхний барабан вращается по стрелке 1 (фиг. 286) с угловой скоростью

$$\omega = \frac{2v}{D_\sigma}.$$

Если тележка движется вперед со скоростью v_1' , то барабан перекачивается по ленте в направлении, обратном основному движению (стрелка 2 на фиг. 286) так что его абсолютная угловая скорость уменьшается и становится равной

$$\omega_1 = \frac{2(v - v_1')}{D_{\sigma_1}}. \quad (176)$$

При движении в обратную сторону она, напротив, увеличивается и становится равной

$$\omega_2 = \frac{2(v + v_2')}{D_\sigma}. \quad (177)$$

Потребное передаточное число для первого случая находится из

$$K = \frac{2v_1'}{D_k} : \frac{2(v - v_1')}{D_\sigma} = \frac{D_{\sigma_1}}{D_k} \frac{v_1'}{v - v_1'}. \quad (178)$$

Для движения обратного хода это же выражение имеет вид

$$K = \frac{2v_2'}{D_k} : \frac{2(v + v_2')}{D_\sigma} = \frac{D_\sigma}{D_k} \frac{v_2'}{v + v_2'}. \quad (179)$$

Если передаточное число, по предыдущему, не меняется при прямом и обратном ходе, то

$$\frac{v_1'}{v - v_1'} = \frac{v_2'}{v + v_2'}. \quad (180)$$

Полагаем в этом выражении

$$\begin{aligned} v_1' &= a_1 v, \\ v_2' &= a_2 v, \end{aligned}$$

откуда

$$a_1 = \frac{a_2}{1 + 2a_2}. \quad (181)$$

Из этого выражения видно, что $a_2 > a_1$, то-есть скорость движения тележки против хода ленты больше, чем по ходу. Задавшись значением a_2 , нетрудно определить по этому выражению a_1 . Нормы Стальпроммеханизации предусматривают следующие скорости тележки, изображенной на фиг. 301 (табл. 47). Нетрудно видеть, что приводимые значения a_1 и a_2 связаны уравнением (181).

Таблица 47

Скорость самоходной сбрасывающей тележки

(по фиг. 301)

	Ширина ленты (мм)		
	400; 500; 600	750; 900	1100; 1300
Скорость тележки против хода ленты $a_2 v$	0,11 v	0,09 v	0,08 v
Скорость тележки по ходу ленты $a_1 v$	0,09 v	0,077 v	0,069 v
Скорость тележки при передвижении вручную	2,5 м/мин.	1,9 м/мин.	1,75 м/мин.

Расход мощности на передвижение тележки

$$N_{nt} = \frac{Fv'}{75\eta}, \quad (182)$$

где η — коэффициент полезного действия передаточного механизма.

Так как $F_2 > F_1$ и $v_2' > v_1'$, то наибольшей получается мощность при обратном движении тележки

$$N_{2m} = \frac{F_2 v_2'}{75\eta}. \quad (183)$$

Для того чтобы такая мощность могла быть передана на тележку от барабана, нужно, чтобы было соблюдено условие

$$\frac{F_2 v_2'}{\eta} \leq T v, \quad (184)$$

где T — окружная сила, передающаяся от ленты на барабан,

$$T = \frac{S_{10} (e^{a'} - 1)}{e^{a'}}.$$

Как показывает выполненная этим способом проверка, в обычных условиях прокатки окружная сила на барабане оказывается с избытком достаточной для передачи на оси тележки необходимой мощности передвижения. Более существенна, особенно в случае тележек с одной приводной осью и при сильно натянутой ленте, другая проверка — достаточности сцепной силы между катками и рельсами для обеспечения от скольжения тележки под действием разности натяжения на сбегающей и набегающей ветвях.

В случае тележки с двумя приводными осями, если f — коэффициент трения между катками и рельсами, должно быть соблюдено условие:

$$(G_T + G_m' + G_a') f \geq F_2. \quad (185)$$

В случае тележки с одной приводной осью такой осью делается передняя, как сильнее нагруженная.

Давление P на эту ось находится из (фиг. 289)

$$G'a - S_{ноб} b + S_{об} a - Pe = 0, \quad (186)$$

где

$$G' = G_T + G_m' + G_a',$$

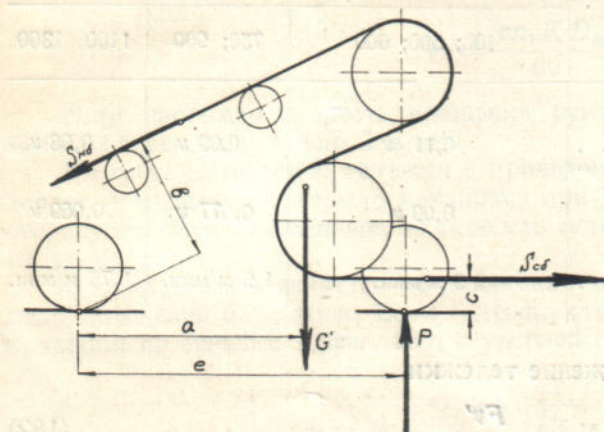
и условие достаточной силы трения между катками и рельсами имеет вид

$$Pf \geq F_2. \quad (187)$$

Когда требуется с помощью самоходной тележки сгружать материал некоторое время в одном пункте, то механизм передвижения выключается. При этом тележка должна быть непременно застопорена во избежание наблюдающихся иногда и могущих повлечь серьезную аварию случаев, когда вследствие разности сил натяжения ленты с обеих сторон, тележка срывается с места и движется заодно с лентой, т. е. с очень высокой скоростью, по направлению к головному барабану.

Если катки тележки заторможены с достаточной силой, то при соблюдении условий (185) и (187) простого скольжения тележки по рельсам не может произойти, так как движущая сила $W_T = S_2 - S_1 < S$, а следовательно и подавно меньше силы скольжения.

Если катки тележки заторможены с достаточной силой, то при соблюдении условий (185) и (187) простого скольжения тележки по рельсам не может произойти, так как движущая сила $W_T = S_2 - S_1 < S$, а следовательно и подавно меньше силы скольжения.



Фиг. 289. К определению реакции P на передние оси катков.

Вместо тормоза для катков, тележки в большинстве случаев снабжаются *зажимами*, захватывающими непосредственно за проводники. В этом случае нормальная прижимающая сила на зажимах с некоторым запасом может быть определена из

$$P_{запас} \geq \frac{W_T}{f}. \quad (188)$$

Подъем ленты на роликах тележки принимается в 18° . В некоторых облегченных конструкциях (фиг. 299) поддерживающие ролики не ставятся вовсе, однако в этом случае угол наклона ленты при ее свободном провисании может превысить наибольший допускаемый, поэтому его следует проверить по формуле

$$\operatorname{tg} \beta' = \sqrt{\frac{2(q + q_a)h}{S_{мин}}}. \quad (189)$$

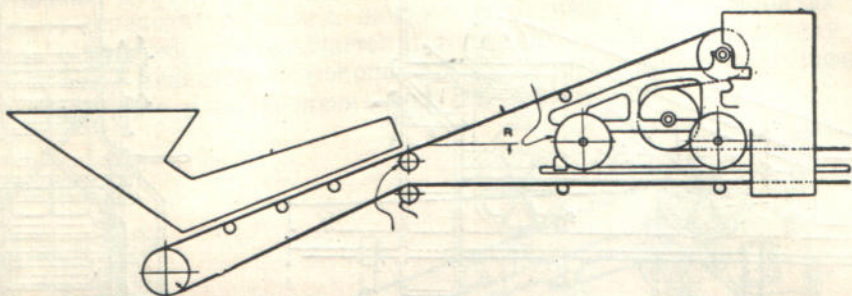
Здесь h — высота грани верхнего барабана над горизонтальным участком ленты и $S_{мин}$ — наименьшее натяжение набегающей ветви ленты. Значение β' не должно превышать предельных допустимых, указанных выше, углов подъема ленты.

Длина участка x , на котором лента приподнимается со стационарных роликов транспортера и свободно провисает, измеренная от оси верхнего барабана

тележки, находится из уравнения линии провеса (параболы):

$$y = \frac{q_a x^2}{2S} \quad (190)$$

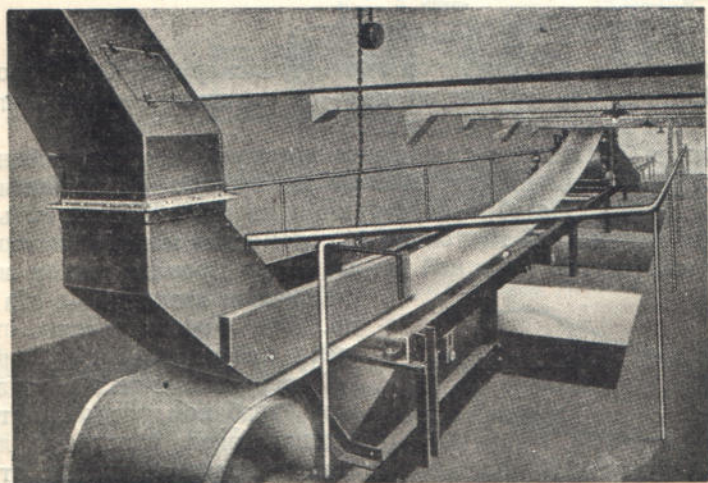
подстановкой вместо y значения h .



Фиг. 290. Расположение загрузочной воронки на наклонном участке ленты.

Если S' и S'' — натяжение ленты в порожнем и груженом состоянии, то значения x соответственно равны

$$\left. \begin{aligned} x' &= \sqrt{\frac{2S'h}{q_a}} \\ x'' &= \sqrt{\frac{2S''h}{q+q_a}} \end{aligned} \right\} \quad (191)$$

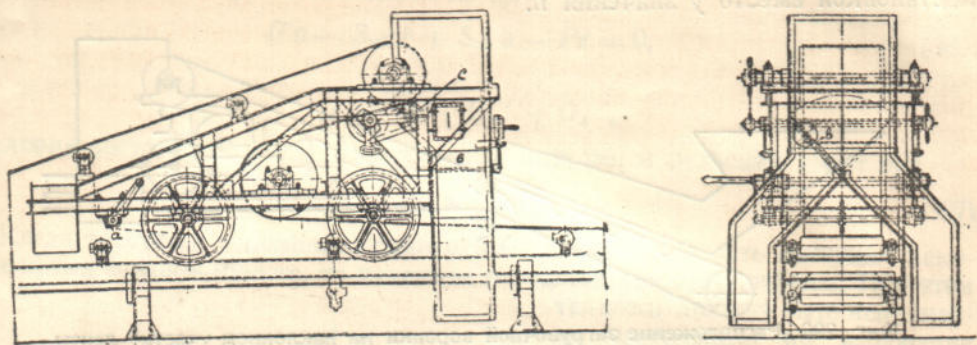


Фиг. 291. Погрузочная воронка с шарнирными, приподнимаемыми с помощью цепи и груза, бортами (Торф).

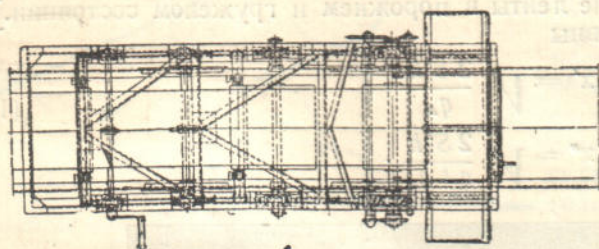
Если загрузочная тележка, передвигаясь вдоль ленты, должна доходить до самого загрузочного конца транспортера, то вследствие приподнимания ленты с роликов может возникнуть трение ее о борты загрузочной воронки. Во избежание этого в месте загрузки ленты ей сообщается на небольшом участке постоянный наклон (фиг. 290), равный наклону на тележке, так что при крайнем положении тележки груженная ветвь ленты вытягивается в одну прямую линию. Если же такого наклона нет, то ближайшее расстояние, на которое можно подводить к загрузочному концу тележку, без риска испортить ленту, определяется по большему из значений x' или x'' в уравнении (191). Кроме того известны случаи применения конструкции погрузочной воронки с шарнирными, устанавливаемыми по наклону ленты, бортами (фиг. 291).

в) Конструкция разгрузочных тележек

Тележки с передвижением вручную, как было указано, имеют одну цепную передачу, от которой получает вращение передняя ось тележки. Высота расположения оси рукоятки и тележки должна быть выбрана так, чтобы рабочему,



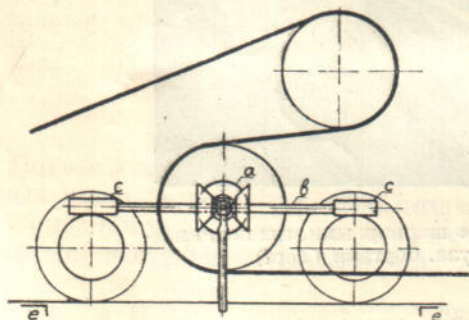
Фиг. 292. Сбрасывающая тележка с движением вручную (АТГ).



стоящему на помосте, проложенном вдоль транспортера, было удобно вращать рукоятку. В противном случае на корпусе тележки должна быть укреплена специальная ступенька для рабочего.

Разгрузочная тележка с движением вручную, при пониженном расположении помоста, показана на фиг. 292. От оси рукоятки *a* вращение передается здесь на заднюю ось. Подобно конструкции на фиг. 287, приемный желоб тележки снабжен перекидной заслонкой *b*, с помощью которой материал направляется в тот или другой спускной рукав, а при промежуточном вертикальном

положении заслонки—в оба одновременно. Для очистки ленты от прилипающей к ней мелочи перед огибанием лицевой стороны нижнего барабана под верхним барабаном располагается круглая, вращающаяся навстречу ленте, щетка *c*, получающая вращение от верхней оси при посредстве двойной ускорительной цепной передачи.

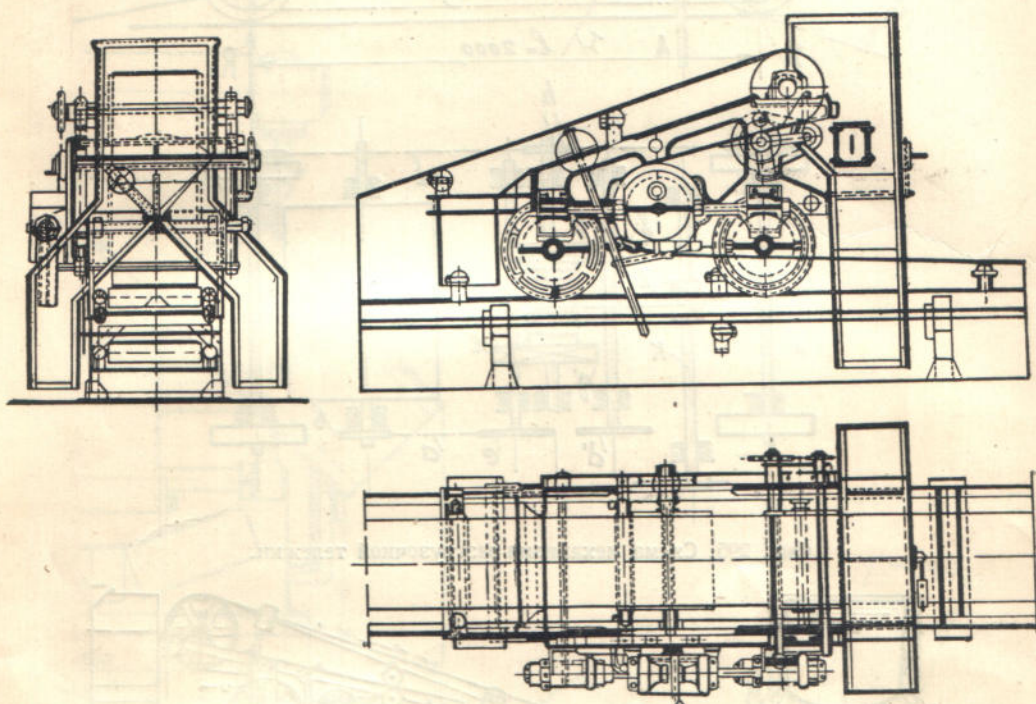


Фиг. 293. Схема механизма передвижения с коническими колесами и винтовой передачей.

На самоходных тележках, получающих перемещение от ленты, передача вращения на каток и автоматическое переключение хода на конечных пунктах разгрузочного фронта может производиться несколькими способами, из коих рассмотрим:

- 1) механизм переключающихся конических колес и винтовых передач;
- 2) цепной механизм с S-образным изгибом цепи;
- 3) механизм с двумя цепями, передающими вращение на промежуточную ось последовательно от верхнего и нижнего барабана;
- 4) механизм с одной цепью, охватывающей две звездочки на верхнем и нижнем барабанах и приводную звездочку на промежуточном валу.

1. Схема механизма первого типа — с коническими и винтовыми передачами — показана на фиг. 293 и общий вид тележки с таким механизмом — на фиг. 294. На валу нижнего барабана сидит на шпонке коническое колесо *a*, находящееся в зацеплении с двумя другими коническими колесами, сидящими свободно на валу *b*. По краям этого вала на нем заклинены винты *c*, вращающие одновременно в одну сторону винтовые колеса, сидящие на осях катков. На том же валу *b*, между зубчатыми колесами, сидит на шпонке передвижная кулачковая муфточка, сцепляющаяся с одним из двух конических колес. С помощью переводного рычага, нажимающего на конечных пунктах участка на упоры *e*, муфточка приключается к тому или другому коническому колесу, благодаря чему меняется на поворотных пунктах направление вращения вала *b*, а следовательно и направление хода тележки.



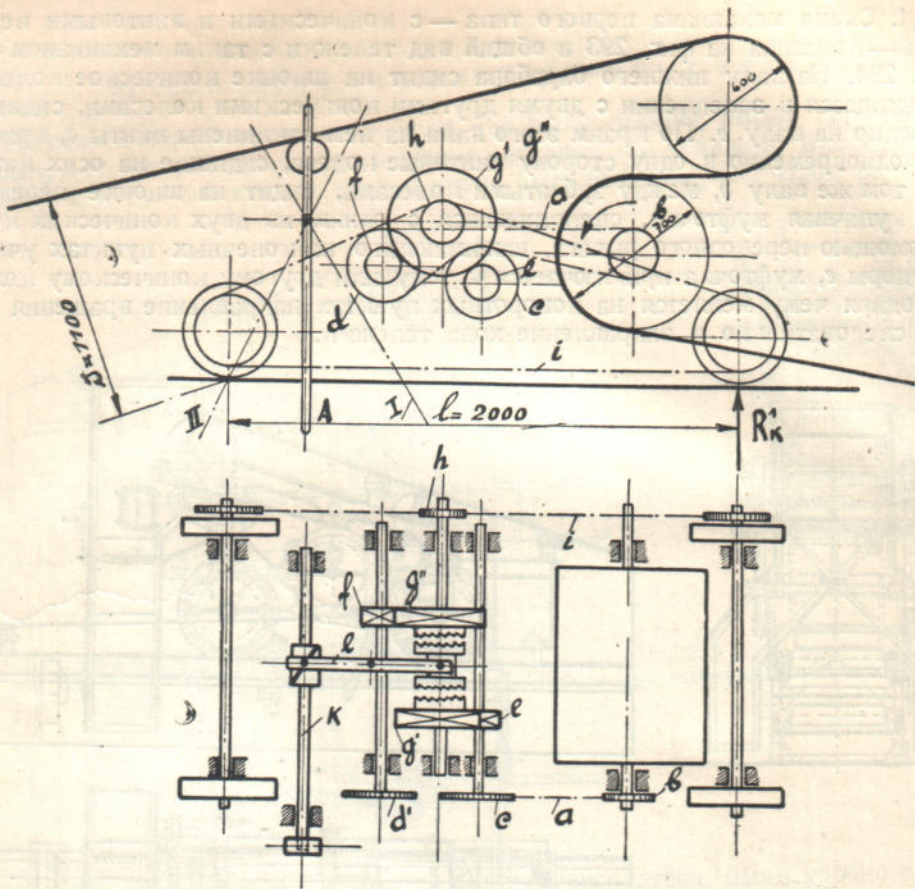
Фиг. 294. Самоходная сбрасывающая тележка.

Как видно на фиг. 294, переводной рычаг снабжается контргрузом, благодаря чему переключение производится быстро и рычаг удерживается от самопроизвольного выключения во время хода тележки.

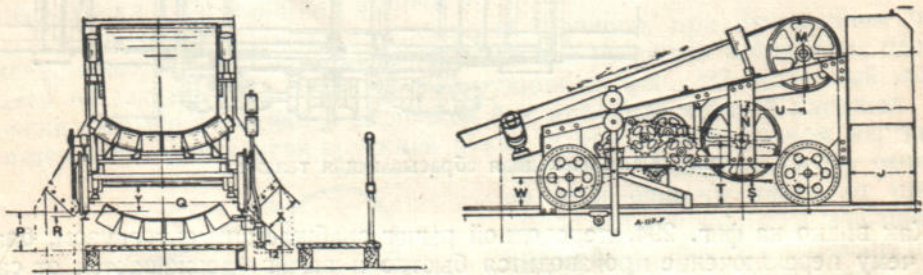
Одно из достоинств этого механизма состоит в тормозящем действии винтовых передач, благодаря чему уменьшается или исключается вовсе опасность увлечения тележки лентой при неключенном передаточном механизме.

2. Во втором типе механизма, схема которого изображена на фиг. 295 и внешний вид тележки на фиг. 296 и 297, цепь *a* огибает звездочку *b*, заклиненную на валу нижнего барабана, и две звездочки *c* и *d*, сидящие на промежуточных валах и вращающиеся постоянно в разные стороны. Шестерни *e* и *f*, заклиненные на этих валах, сцепляются с колесами *g'* и *g''*, насаженными на распределительном валу и имеющими ступицы с кулачковыми выступами. Переключая сидящую на шпонке передвижную муфту, сообщают валу вращение в ту или другую сторону и от него цепью *i* передают вращение с ведущей звездочки *h* на две звездочки, заклиненные на осях катков тележки.

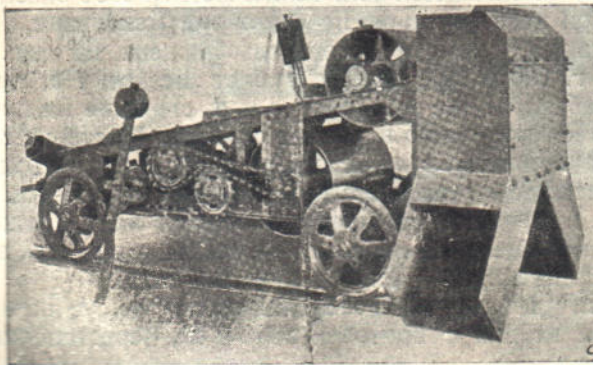
Перевод муфты достигается рычагом *A*, поворачивающим ось *k*, на которой насажена цилиндрическая втулка с винтовой выточкой, переставляющей при повороте рычаг *l*.



Фиг. 295. Схема механизма разгрузочной тележки.

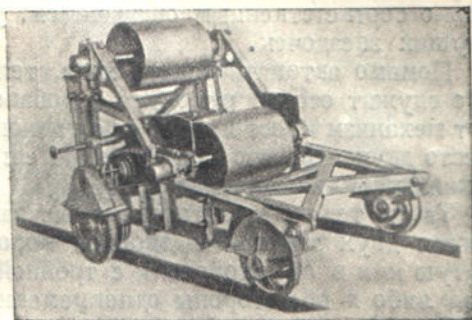
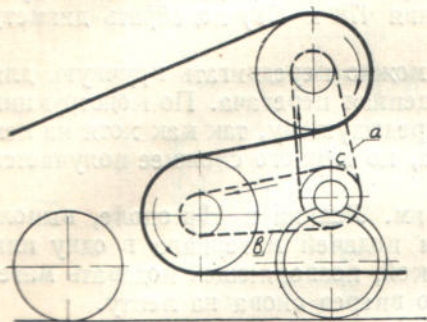


Фиг. 296. Разгрузочная тележка с цепной передачей (Jeffrey).



Фиг. 297. Внешний вид разгрузочной тележки (Jeffrey).

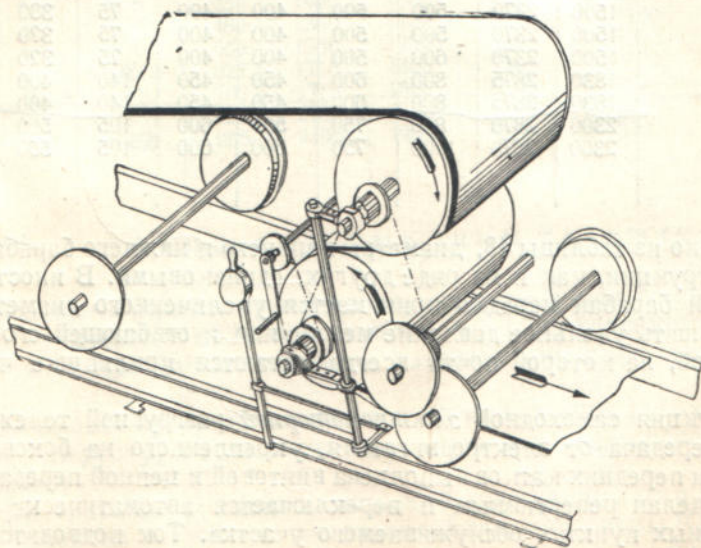
3. В предыдущих двух типах механизмов движение на оси катков передается от одного вала барабана. В соответствии с тем, что верхний и нижний барабаны вращаются постоянно в разные стороны, естественна мысль использовать вращение каждого из барабанов для передачи движения в ту и другую сторону. Схема такого механизма представлена на фиг. 298, а внешний вид — на фиг. 299.



Фиг. 298. Схема двухцепного передаточного механизма с движением от обоих барабанов.

Фиг. 299. Разгрузочная тележка Robins

Две отдельные цепи *a* и *b* постоянно вращают звездочки *c*, сидящие свободно на промежуточном валу, от которого зубчатой парой передается движение на ось передних катков. Приключая с помощью кулачной муфты ту или другую из звездочек *c*, сообщают валу, а следовательно и оси катков вращение в разные стороны. Такой механизм конструктивно несколько проще предыдущих. Недостаток его составляет увеличенный, благодаря двум проходящим сбоку цепям и муфте, габаритный размер тележки в ширину.



Фиг. 300. Перспективный вид разгрузочной тележки с одной передаточной цепью, огибающей две ведущих звездочки (Сюзьстальмост).

Второй тип передаточного механизма, построенного на принципе использования вращения барабанов в разные стороны, дан на фиг. 300 и 301. Здесь передаточная цепь охватывает две ведущих звездочки, сидящих каждая

свободно на валу верхнего и нижнего барабана, и третью ведомую звездочку, заклиненную на промежуточном валу. Переводной рычаг включает поочередно ту или другую из ведущих звездочек, благодаря чему меняется направление движения цепи. Вращение от промежуточного вала на ось передних катков передается парой зубчатых колес.

Следует отметить, что этот механизм, как и предыдущий, легко допускает получение одинаковых скоростей прямого и обратного хода. Для этого следует только соответственным образом (см. уравнения 178 и 179) подобрать диаметр ведущих звездочек.

Помимо автоматического хода, тележку можно передвигать вручную, для чего служит особая рукоятка и добавочная цепная передача. По конструкции этот механизм прост и примерно равноценен предыдущему, так как хотя на нем вместо двух передаточных цепей имеется одна, но немного сложнее получается механизм включения.

Такие тележки, изготовляемые заводом им. Ленина в Никополе, выполняются двух типов — с двойной воронкой и подачей материала в одну или другую или в обе стороны и с тройной воронкой, позволяющей подавать материал либо в обе стороны одновременно, либо вперед снова на ленту.

Для застопоривания тележки в одном месте служат зажимы, захватывающие за верхнюю полку швеллеров, по которым движется тележка. Эксцентриковый механизм захватов показан на фиг. 301 отдельно справа.

Размеры и вес тележки для лент разной ширины даны в таблице 48.

Размеры и вес тележки

Ширина ленты (мм)	A	B	C	D	d	E	F	G	H	h	K
400	1500	2370	500	500	400	400	75	380	1260	180	860
500	1500	2370	500	500	400	400	75	320	1260	180	960
600	1500	2370	600	500	400	400	75	320	1260	180	1110
750	1830	2875	800	600	450	450	140	400	1565	180	1170
900	1830	2875	800	600	450	450	140	400	1565	180	1320
1100	2300	2870	800	750	500	600	105	500	1900	180	1510
1300	2300	2870	1000	750	500	600	105	550	1900	120	1710

Как видно из таблицы 48, диаметры верхнего и нижнего барабанов приняты в этой конструкции, как и на ряде других, одинаковыми. В иностранной практике нижний барабан нередко принимается увеличенного диаметра для того, чтобы уменьшить удельное давление между ним и огибающей его лицевой стороной лентой, на которой почти всегда остаются прилипшие частицы материала.

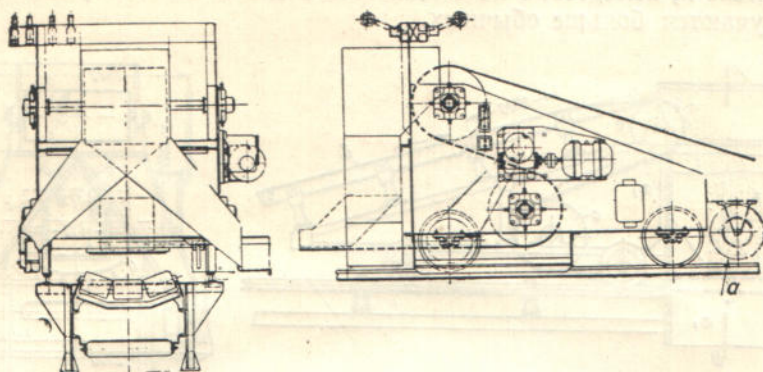
Конструкция самоходной электродвигательной разгрузной тележки видна на фиг. 302. Передача от электродвигателя, укрепленного на боковой стенке тележки, к оси передних катков выполнена винтовой и цепной передачей. Электродвигатель сделан реверсивным и переключается автоматически на обратный ход в конечных пунктах обслуживаемого участка. Ток подводится с помощью подвешенных сверху троллейных проводов или с помощью гибкого кабеля, наматываемого на шкив *a*, укрепленный на корпусе тележки внизу.

Достоинство этой системы в уменьшении нагрузки на транспортную ленту и в упрощении механизма тележки, недостаток — в усложнении, вызываемом подводом тока.

Станины тележек в большинстве случаев изготовляются из профильного железа клепаными или сварными, но в американских по преимуществу конструкциях встречаются и литые (фиг. 288 и 299).

Для обшивки корпуса клепаных тележек английские практические нормы¹ рекомендуют применять листовую сталь на тележках для лент:

$B = 750$ мм, для передних стенок — 4,8 мм, для боковых стенок — 3,2 мм
 $B = 900$ мм, » » » — 6,4 мм, » » » — 4,8 мм



Фиг. 302. Разгрузочная тележка с электромоторным приводом (Link-Belt).

Те же нормы для углов наклона спускных рукавов рекомендуют для лент шириною 300—600 мм—45° и выше 750 мм—40°.

Таблица 48

(по фиг. 301)

<i>L</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>O</i>	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	Вес тележки (кг)	Добав. длина ленты (мм)
750	235	325	695	430	1650	1000	590	1000	2300
960	265	375	735	480	1360	1100	590	1100	2300
1000	265	450	810	555	1360	1250	590	1200	2300
1050	325	512,5	922,5	627,5	1715	1400	750	1600	2800
1200	350	587,5	991,5	702,5	1715	1500	850	2000	2600
1380	500	695	1155	855	2100	1700	920	2800	3500
1580	500	795	1255	955	2100	1900	920	3000	3500

г) Специальные типы тележек

1. *Трехходовые воронки* применяются, если требуется разгружать материал не только в сторону по длине ленты, но и с головного барабана, так как в этом случае нужно подавать материал снова на ленту впереди тележки.

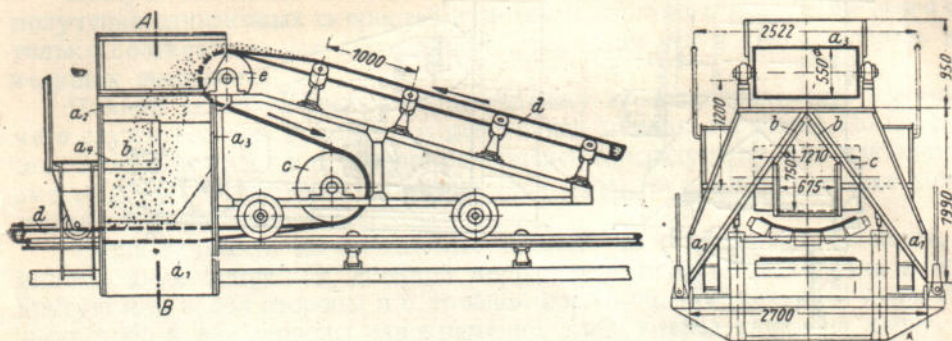
Иногда бывает нужно производить в промежуточном пункте на ленте лишь частичную разгрузку, а остальную часть струи материала перемещать к головному барабану.

Все эти операции с материалом любой крупности легко выполняются на распределительном устройстве разгрузочной тележки фирмы Кирр (фиг. 303).² Для этого на вершине образующих седло наклонных плоскостей *a* сделан вырез, закрытый шиберной угловой заслонкой *b*, могущей выдвигаться в направлении продольной оси ленты. Снизу под отверстием укреплен лоток, по которому материал скатывается на ленту.

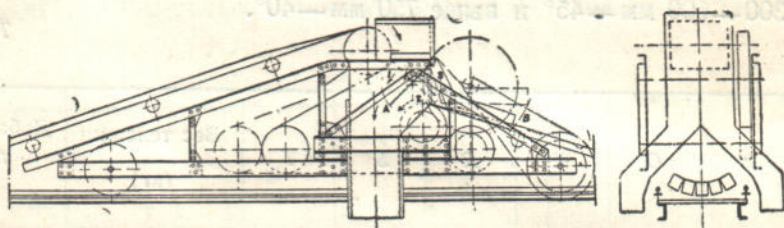
¹ Mechanical Handling, 1932, № 5, стр. 161.

² Z.V.d.I. № 11, 1931. стр. 334.

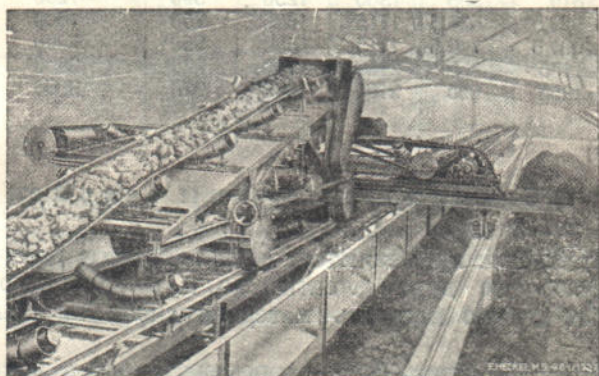
Открывая больше или меньше отверстие, регулируют количество материала, попадающего в спускные рукава и на ленту. Для удобства вдвигания и выдвигания заслонки на лобовой части тележки устроена площадка с лестничкой. Эта часть тележки оперта на добавочную пару катков. Понятно, что габаритные размеры тележки, вследствие необходимости поднять выше нормы верхний барабан, получаются больше обычных.



Фиг. 303. Разгрузочная тележка Fr. Krupp.



Фиг. 304. Четырехбарабанная разгрузочная тележка для реверсивной ленты.



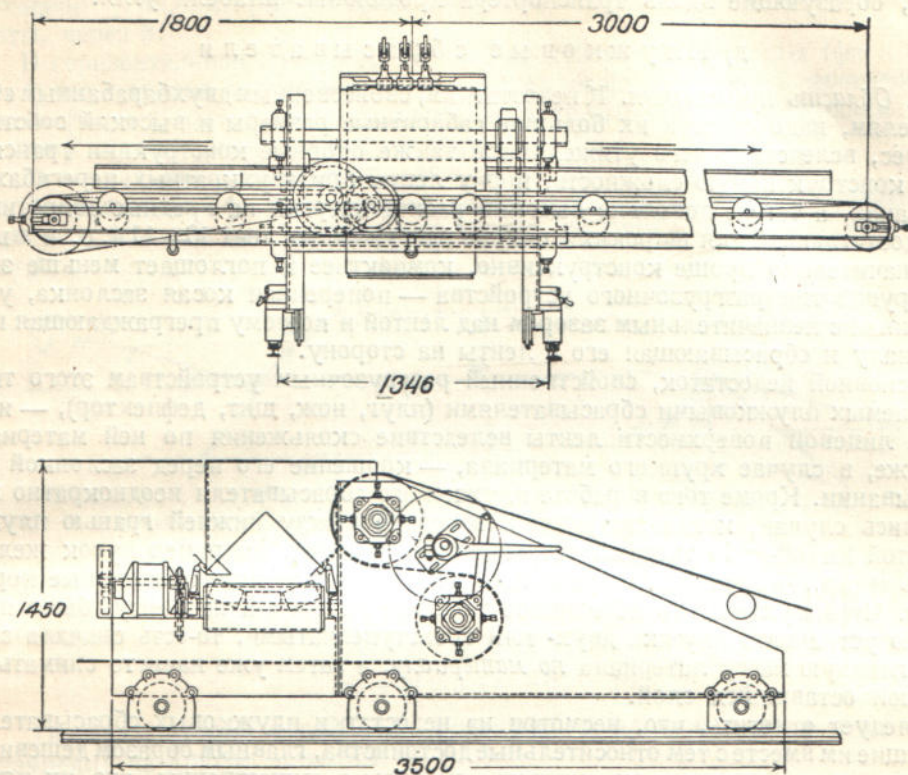
Фиг. 305. Разгрузочная тележка с поперечной лентой (Heckel).

2. Весьма своеобразной конструкции разгрузочная тележка, установленная на реверсивной ленте, показана на фиг. 304.¹

Тележка была применена на ленте углеподачи на бункеры, которая предназначалась для выполнения следующих операций: 1) подача угля из ямы и распределение его по бункерам котельной; 2) при заполненных бункерах перемещение угля на склад, расположенный по другую сторону котельной;

¹ Mechanical Handling, май 1931, стр. 161.

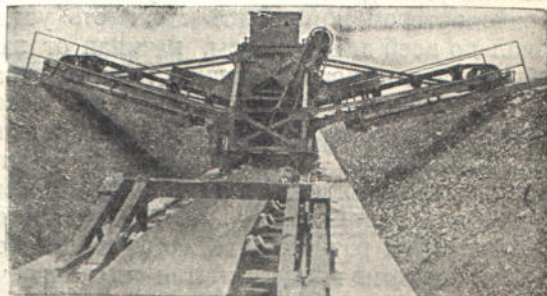
подача со склада и распределение по бункерам. Лента на тележке огибает четыре барабана, по два с каждой стороны. Со стороны основного потока (слева)



Фиг. 306. Разгрузочная тележка с поперечным распределительным транспортером с отдельным мотором (Link-Belt).

верхний барабан приподнят настолько, что уголь с него может сгружаться либо в спускные рукава (поток 1, показанное на чертеже положение заслонки А), либо снова на ленту (поток 3, заслонка А поднята в пунктирное положение, лоток опущен). При реверсировании движения ленты лоток приподнимается и уголь с верхнего правого барабана сыпается в рукава (поток 2).

Движение тележки передается от верхнего или нижнего правого барабана, для чего большое зубчатое колесо на промежуточном валу находится в зацеплении с двумя приключаемыми поочередно шестернями, сидящими на валу барабанов.



Фиг. 307. Разгрузочная лента с двумя боковыми лентами (Robins).

Таким образом применением тележки необычной и усложненной конструкции удалось разрешить задачу углеподачи одной реверсивной лентой вместо двух отдельных.

3. Для увеличения ширины засыпки нижележащего бункера или эстокады разгрузочную тележку снабжают иногда добавочной поперечной лентой. Такого типа тележка с передвижной, имеющей на своей каретке поперечный реверсивный ход, лентой показана на фиг. 305 и 306. Другой конструкции тележка, с двумя короткими боковыми крыльчатыми лентами, монтированными на

консольных стрелах, изображена на фиг. 307 (Robins). Ссыпаящийся в приемной воронке на две стороны материал, в данном случае уголь, загружает обе боковые ленты, образующие вдоль транспортера продольные штабели угля.

д) Плужковые сбрасыватели

1. *Область применения.* К недостаткам, свойственным двухбарабанным сбрасывателям, надо отнести их большие габаритные размеры и высокий собственный вес, вследствие чего утяжеляются также опорные конструкции транспортера, конструктивную сложность, порчу ленты при двухкратных перегибах на барабанах, а также довольно высокий расход энергии на вредные сопротивления, достигающий для широких и сильно нагруженных лент 10—11 л. с. и выше.

Значительно проще конструктивно, компактнее и поглощает меньше энергии другой тип разгрузочного устройства — поперечная косая заслонка, установленная с незначительным зазором над лентой и поэтому преграждающая путь материалу и сбрасывающая его с ленты на сторону.

Основной недостаток, свойственный разгрузочным устройствам этого типа, называемых плужковыми сбрасывателями (плуг, нож, щит, дефлектор), — истирание лицевой поверхности ленты вследствие скольжения по ней материала, а также, в случае хрупкого материала, — крошение его перед заслонкой при сбрасывании. Кроме того в работе плужкового сбрасывателя неоднократно наблюдались случаи, когда застрявший в зазоре между нижней гранью плужка и лентой какой-либо твердый острогранный предмет, например кусок железа, гвоздь и пр., причинял повреждения или даже длинные продольные порезы ленты. Чтобы уменьшить абразивное действие материала на ленту, было предложено устраивать плужки двух- или трехступенчатыми, то-есть сначала сгружать главную массу материала *по материалу*, а затем уже начисто снимать небольшой оставшийся слой.

Следует отметить, что, несмотря на недостатки плужковых сбрасывателей, присущие им вместе с тем относительные достоинства, главным образом дешевизна, простота, малый вес и компактность, настолько существенны, что их применение непрерывно возрастает. Если нельзя еще считать точно установленными границы области рационального применения двубарабанных и плужковых сбрасывателей, то все же можно констатировать, что в определенных условиях, как то — малая или средняя производительность, некрупнокусковый и мелкий неабразивный материал (например бурый уголь, формовочная земля, песок, мелкий уголь), необходимость уменьшить строительную высоту перекрытия над транспортером и понизить стоимость установки, необходимость снимать материал по всей длине ленты, начиная от загрузочного конца и пр., плужковые сбрасыватели могут успешно конкурировать с двубарабанными.

2. *Теория сбрасывания.* Одно из основных условий нормальной работы щита — это правильный выбор угла наклона его к продольной оси ленты.

Характерно, что, как показали опыты,¹ процессы сбрасывания с ленты непрерывно движущейся струи материала и лежащих на ленте отдельных частиц материала довольно сильно отличаются один от другого. Изучение процесса снятия струи разных материалов можно вести главным образом путем эксперимента, напротив процесс снятия отдельных частиц легко поддается теоретическому анализу и дает ключ к пониманию первого процесса. Поэтому мы приведем здесь в упрощенном виде теорию работы щита при снятии с ленты отдельной частицы, а в практические расчетные формулы внесем необходимые [поправки для учета действия струи.

Если рабочая скорость ленты равна v (фиг. 308, а) и частица материала веса p , пришедшая в соприкосновение со щитом, скользит вдоль него со скоростью v_a , то v_a является абсолютной скоростью частицы, а v — «переносной». Скорость частицы относительно ленты или относительная скорость v_0 найдется

¹ Работы по исследованию этого процесса ведутся в лаборатории Н.-иссл. института «Гинсталмост». Краткую статью о них см. И. С. Сегаль, К исследованию процесса резания и волочения сыпучих материалов в подъемно-транспортных установках, «Внутривзаводский транспорт», 1934, № 1.

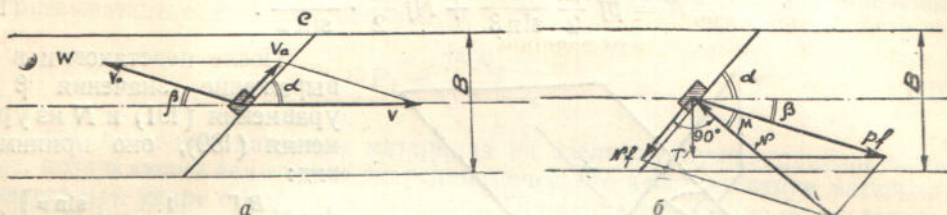
из треугольника (или параллелограмма) скоростей, как вторая составляющая v_a . Обозначим угол, который относительная скорость v_o делает с продольной осью ленты, через β .

В горизонтальной плоскости на частицу действуют три силы (фиг. 308, б):

1) сила трения частицы о ленту, направленная в сторону, противоположную скорости v_o частицы относительно ленты, то-есть под углом β к оси и равная pf , где f — коэффициент трения = $\operatorname{tg} \mu$;

2) нормальная реакция щита N и

3) сила трения о щит, направленная в сторону, противоположную v_a , и равная Nf_1 , где f_1 — коэффициент трения частицы о щит. Будем считать $f_1 = f$.



Фиг. 308. Сложение скоростей и усилий на разгрузочном щите.

Проектируя эти три силы, под действием которых частица находится в равновесии (движется с постоянной скоростью v_a), на направление щита \underline{u} на перпендикуляр к нему, имеем:

$$\begin{cases} Nf - pf \cos(\alpha + \beta) = 0, \\ N - pf \sin(\alpha + \beta) = 0. \end{cases} \quad (189')$$

Перенеся вторые члены этих уравнений в правую часть и поделив одно уравнение на другое, находим:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \beta) = \frac{1}{f} = \frac{1}{\operatorname{tg} \mu} = \operatorname{cotg} \mu. \quad (190')$$

Из последнего уравнения следует, что

$$\alpha + \beta + \mu = 90^\circ. \quad (191')$$

Этот же результат следует и непосредственно из чертежа, так как угол в прямоугольном треугольнике сил, противолежащий стороне Nf , равен

$$\operatorname{arctg} \frac{Nf}{N} = \operatorname{arctg} f = \mu. \quad (192)$$

Чтобы щит на ленте не имел излишне большой длины и материал не ссыпался с ленты широким потоком, угол наклона α надо назначать возможно большим. Однако увеличение α имеет предел, после которого движение материала вдоль щита становится вообще невозможным. В последнем случае скорость v_a движения частицы вдоль щита, а следовательно, как видно из параллелограмма скоростей, и противолежащий ей угол β обратились бы в нуль.

Таким образом условием скольжения частицы вдоль заслонки и сбрасывания материала является

$$v_a > 0, \beta > 0,$$

а значит (уравнение 191)

$$\alpha + \mu < 90^\circ,$$

или

$$\alpha < 90^\circ - \mu. \quad (193)$$

Так например для коэффициента трения $f = 0,50$, $\mu \cong 27^\circ$ и наибольшее значение $\alpha = 90^\circ - 27^\circ = 63^\circ$; при большем угле α материал застопоривается и перестает скользить вдоль заслонки.

Работа, расходуемая на снятие частицы, лежащей на оси ленты, складывается из работы трения частицы о ленту и о заслонку. Направление относи-

тельного движения частицы по ленте совпадает с относительной скоростью v_0 ; поэтому длина пути движения частицы по ленте от оси до края ее

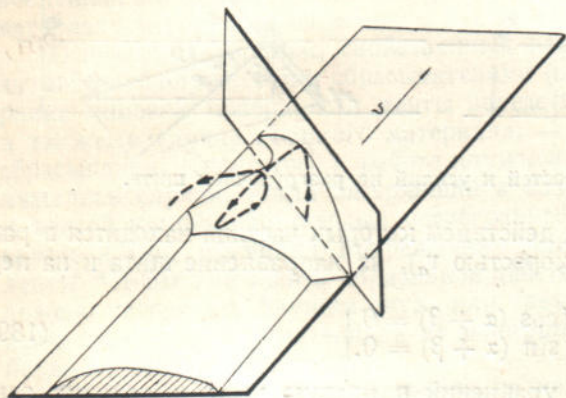
$$S' = \frac{B}{2} \cdot \frac{1}{\sin \beta} \quad (194)$$

Точно так же длина пути частицы относительно щита

$$S'' = \frac{B}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (195)$$

Таким образом работа по снятию с ленты частицы веса p в кг/м

$$A = pf \frac{B}{2} \frac{1}{\sin \beta} + Nf \frac{B}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (196)$$



Фиг. 309. Траектория движения частицы в струе сбрасываемого материала.

После подстановки в это выражение значения β из уравнения (191) и N из уравнения (189), оно принимает вид:

$$A = pf \frac{B}{2} \left[\frac{1}{\cos(\alpha + \mu)} + \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \right] \quad (197)$$

Для получения величины мощности, затрачиваемой на снятие с ленты струи материала, надо вместо p подставить секундный расход материала или

$$p = \frac{1000 Q}{3600} = \frac{Q}{3,6} \quad (198)$$

и кроме того учесть особенности сбрасывания струи по сравнению со сниманием отдельной частицы. Как показывают упоминавшиеся опыты Гинсталмоста, движение частицы материала в струе происходит не вдоль щита непосредственно, но по некоторой сложной пространственной кривой, напоминающей спираль (фиг. 309).

Понятно, что такое сложное движение вызывает добавочный расход энергии на взаимное перемешивание и трение частиц, величину которого можно определить только на опыте.

Обозначим через C соответствующий коэффициент увеличения расхода мощности, тогда уравнение (197) примет вид:

$$N_p = \frac{CQfB}{2 \cdot 3,6 \cdot 75} \left[\frac{1}{\cos(\alpha + \mu)} + \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \right] \quad (199)$$

Из этого выражения, находя его минимум, можно определить, при каких значениях угла α мощность N_p получается наименьшей. Для обычных значений $f = 0,3-0,5$, оптимальная величина угла α равна 26—27°. В действительности на выполненных установках угол наклона α принимается несколько больше—около 38°, так как при этом щит выигрывает в компактности, что же касается расхода мощности, то увеличение ее при движении материала струей, повидимому, незначительно.¹

Вследствие того, что сила трения между лентой и материалом pf образует с продольной осью ленты некоторый угол β (фиг. 308, б), в месте разгрузки на ленте возникает поперечная сила T , равная для частицы веса p

$$T = pf \sin \beta = pf \cos(\alpha + \mu), \quad (200)$$

¹ Подробнее см. в 1-ом издании той же книги, диаграмма на фиг. 230.

стремящаяся сдвинуть ленту с роликов. Этого дефекта не имеет V-образный, сбрасывающий плуг, состоящий из двух симметрично расположенных заслонок, так как при обтекании его материалом с обеих сторон двумя одинаковыми симметричными струями создается реакция, направленная только по продольной оси ленты. Другое достоинство V-образного плуга — уменьшение общей длины пути поперечного скольжения сбрасываемого по ленте материала, так как перемещение частиц материала на половину ширины ленты становится при двустороннем сбрасывании не средним, а наибольшим путем частицы. В силу всего этого такие двусторонние плужки и применяются на практике почти исключительно. Расходуемая на сбрасывание материала энергия приносится лентой; поэтому сопротивление рабочего хода ленты в месте разгрузки возрастает. Величина сопротивления, а значит и усилия, стремящегося сдвинуть плужковый сбрасыватель с места по оси ленты,

$$P_1 = \frac{75 N_p}{v}. \quad (201)$$

К этой величине давления материала на заслонку нужно прибавить еще усилие, возникающее вследствие гидродинамического действия струи материала, теряющего при ударе о щит свою скорость. Применяя известную из гидравлики формулу Вейсбаха, имеем:

$$P_2 = \frac{1000 Q}{3600} \cdot \frac{v - v_a}{g} \cdot \frac{2 \sin^2 \alpha}{1 + \sin^2 \alpha}. \quad (202)$$

Значение v_a нетрудно найти из треугольника скоростей (фиг. 308, а):

$$v_a = v \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} = v \frac{\cos(\alpha + \mu)}{\cos \mu}. \quad (203)$$

Если предположить, в запас, что материал полностью теряет свою скорость ($v_a = 0$), как если бы он ударялся о нормально к направлению струи расположенную стенку ($\alpha = 90^\circ$), то

$$P_2 = \frac{Q}{3,6} \frac{v}{g}. \quad (204)$$

Этот же результат можно получить и непосредственно, написав уравнение равенства количества движения материала импульсу силы.

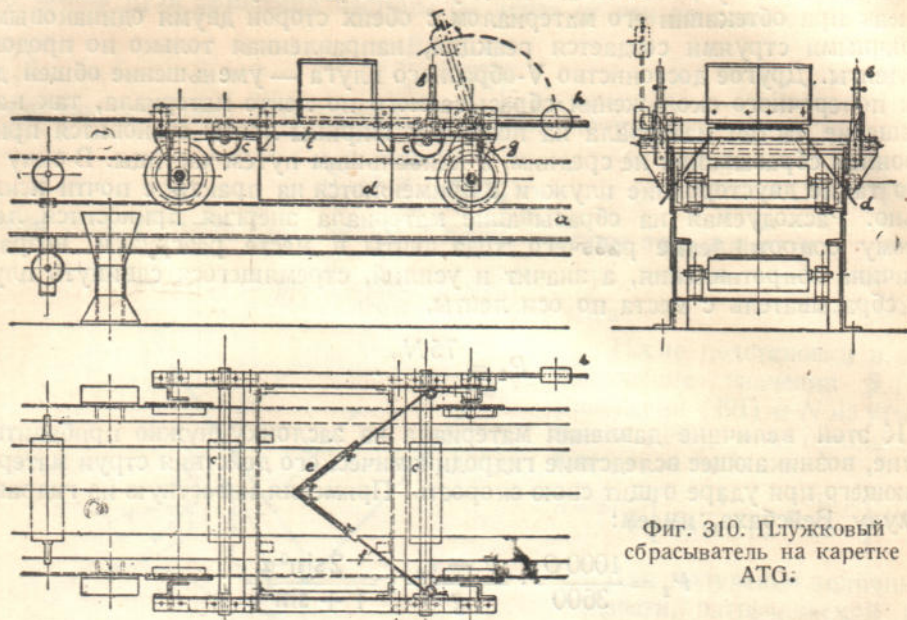
Вычисленная по уравнению (204) добавочная сила P_2 дает практически незначительные величины. Что касается численного значения коэффициента C в уравнении (199), то оно легко может быть определено на всякой установке путем измерения сопротивления на плужковом сбрасывателе или, что то же, силы, с которой он увлекается лентой. К сожалению, такие опыты пока не произведены, поэтому в дальнейшем, в расчетных формулах, значение C принято ориентировочно, сообразуясь с некоторыми данными иностранной практики.

3. *Конструкция.* По конструктивному выполнению имеется несколько значительно различающихся между собой типов плужковых сбрасывателей, которые можно разделить на передвижные и стационарные, приподнимающие ленту с роликоопор в месте разгрузки и оставляющие ее лежать на роликах, передвижные на каретке, на салазках и пр.

Конструкция передвижного плужкового сбрасывателя на каретке, перемещающейся по продольным швеллерам a , изображена на фиг. 310.

Каретка перемещается вручную, для чего с обеих сторон предусмотрены ручки b . Рама каретки несет два ролика c , проходящих при передвижении каретки над поддерживающими роликами транспортера; между роликами, заподлицо с ними и укреплен опорная плита i . С приподнятой этими роликами ленты материал сгружается на лотки d двусторонним V-образным щитом, состоящим из деревянных досок e , укрепленных болтами с барашковыми гайками на шарнирных стержнях f . Для того чтобы, в силу возникающих на щите сопротив-

лений, она не увлекается движением ленты вдоль транспортера, один из катков снабжен тормозной колодкой *g*, прижимаемой к ободу катка грузом *h*.



Фиг. 310. Плужковый сбрасыватель на каретке АТГ.

Другая конструкция разгрузочного щита на салазках, системы Robins, представлена на фиг. 311, *a* и *b* (соответственно для лотковой и плоской ленты). На фиг. 312 дан, кроме того, внешний вид такого щита, а в табл. 49 приведены его основные размеры.

Таблица 49

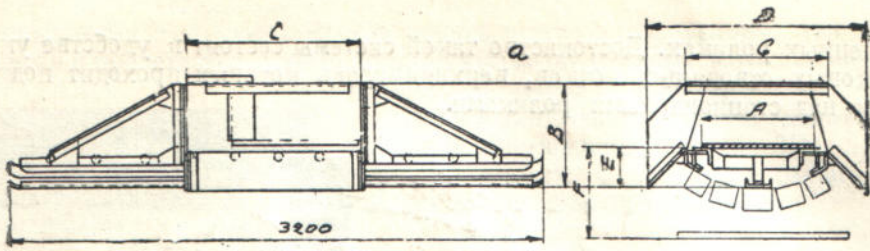
Размеры (мм) разгрузочного щита
(по фиг. 311)

Ширина ленты (мм)	<i>a</i> — лотковая лента						<i>b</i> — плоская лента	
	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
365	508	762	991	197	394	597	914	597
406	508	762	1041	197	394	648	965	648
457	508	762	1092	197	394	698	1016	698
508	527	914	1143	197	419	749	1067	749
610	533	914	1245	203	425	851	1168	851

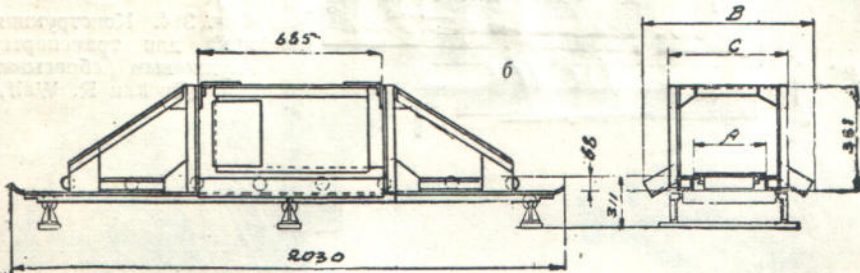
Характерная особенность этой конструкции заключается в том, что рама щита не имеет собственных катков, а передвигается на салазках по поддерживающим роликам ленты. В случае лотковой ленты, как видно на фиг. 311 справа, рама щита опирается на средний и два крайних ролика, в случае плоской ленты — рама лежит на краях ролика.

Ролики, монтированные на раме щита и приподнимающие ленту, для обоих типов ленты делаются плоские, причем ширина их берется несколько меньше ширины ленты, края которой скользят по продольным полосам, образующим верхнюю грань приемных лотков. Вследствие необходимости опереть раму щита (салазки) в рабочем состоянии по крайней мере на два, а лучше — на три ролика, она получает в данном случае удлиненную, по сравнению с предыдущей конструкцией, форму.

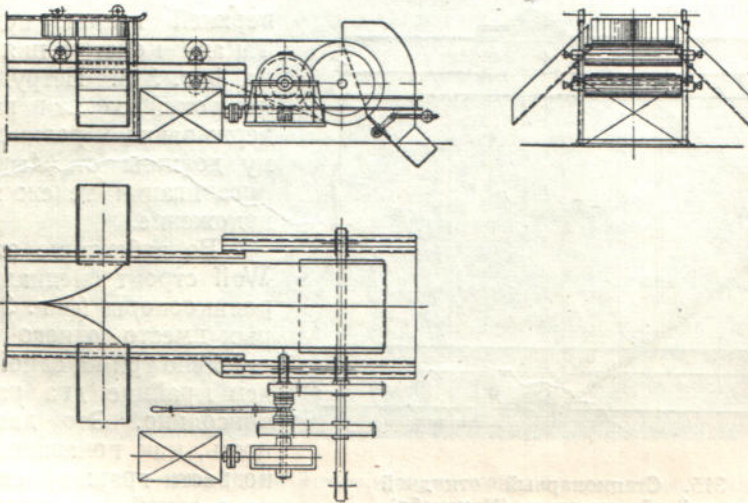
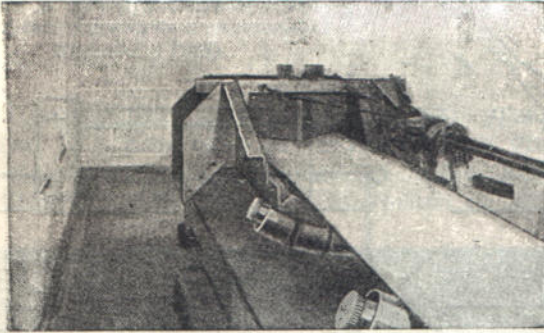
Оба предыдущих типа характеризуются тем, что лента на них приподнимается со стационарных роликосопор. В первом случае лента под щитом покоится на опорной плите (полок), во втором — на нескольких близко



Фиг. 311. Передвижной плужковый сбрасыватель для лотковой и плоской ленты (Robins).

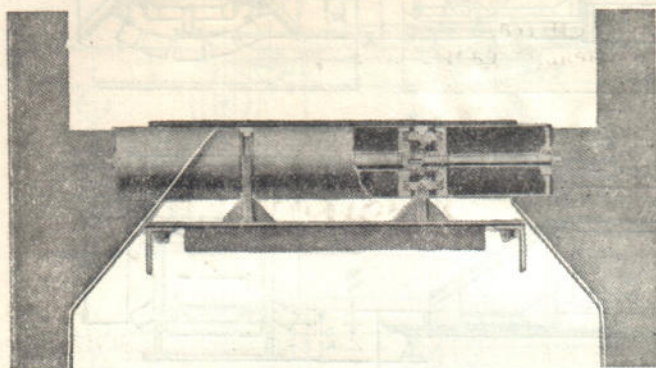


Фиг. 312. Передвижной плужковый сбрасыватель Robins.



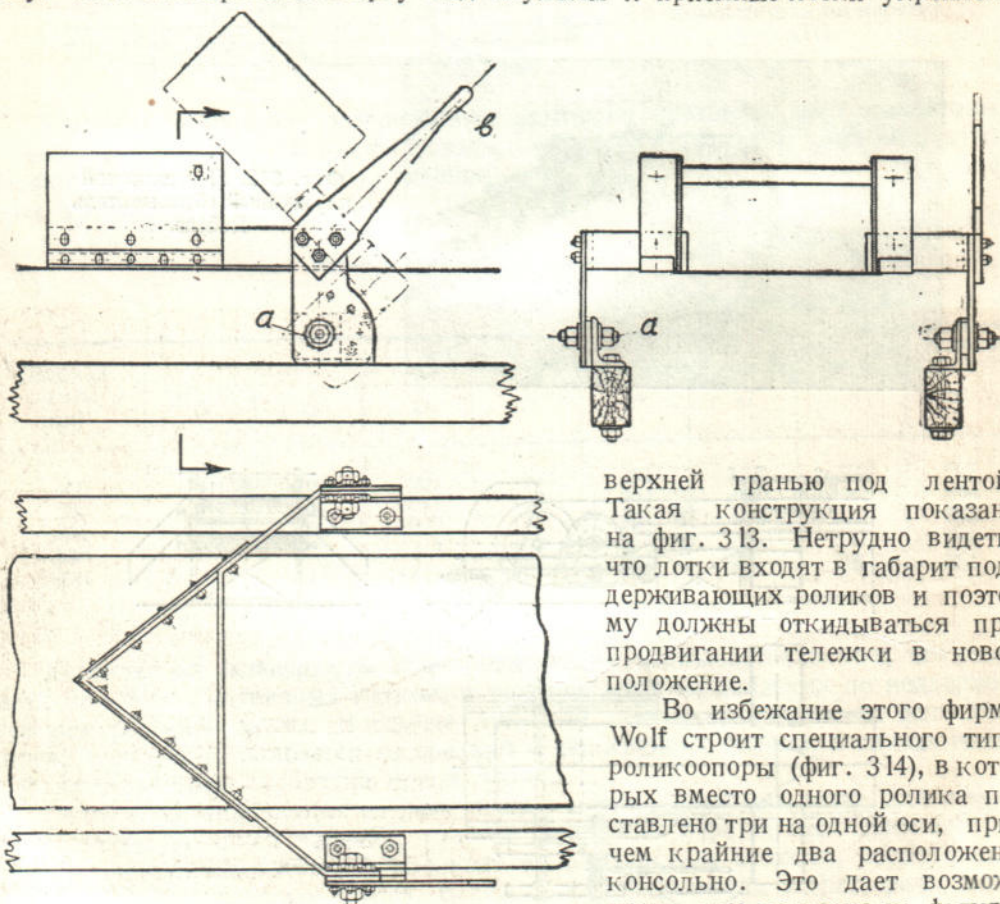
Фиг. 313. Передвижной плужковый сбрасыватель без приподнимания ленты (Gröppel).

составленных роликах. Достоинство такой системы состоит в удобстве укрепления боковых отводящих лотков, верхняя грань которых проходит под краем ленты и над стационарными роликами.



Фиг. 314. Конструкция ролика для транспортера с плужковым сбрасывателем (Buckau R. Wolf).

Чтобы избежать приподнимания ленты, рельсы для передвижной тележки могут быть монтированы вверху над плужком и приемные лотки укреплены



Фиг. 315. Стационарный откидной плужковый сбрасыватель (Механобр).

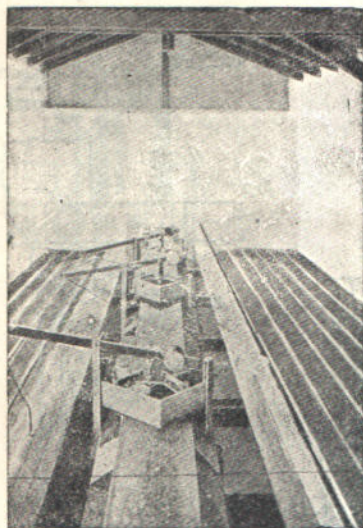
Внутри за край ленты, благодаря чему нижняя ветвь ленты хорошо защищена от попадания на нее частиц сбрасываемого материала.

Плужковые сбрасыватели представляют собой настолько простое устройство, что часто вместо подвижного типа применяется несколько стационарных, распо-

верхней гранью под лентой. Такая конструкция показана на фиг. 313. Нетрудно видеть, что лотки входят в габарит поддерживающих роликов и поэтому должны откидываться при продвигании тележки в новое положение.

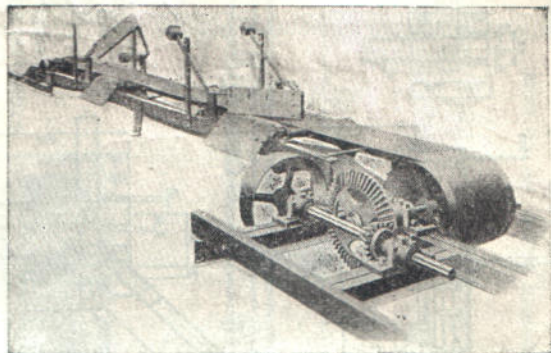
Во избежание этого фирма Wolf строит специального типа роликоопоры (фиг. 314), в которых вместо одного ролика поставлено три на одной оси, причем крайние два расположены консольно. Это дает возможность, как показано на фигуре, подвести грань приемной воронки с одной и с другой стороны

ложенных один за другим. В этом случае устройство спускного лотка, располагаемого в пролете между роликами, не вызывает никаких затруднений, и приподнимание ленты не требуется.



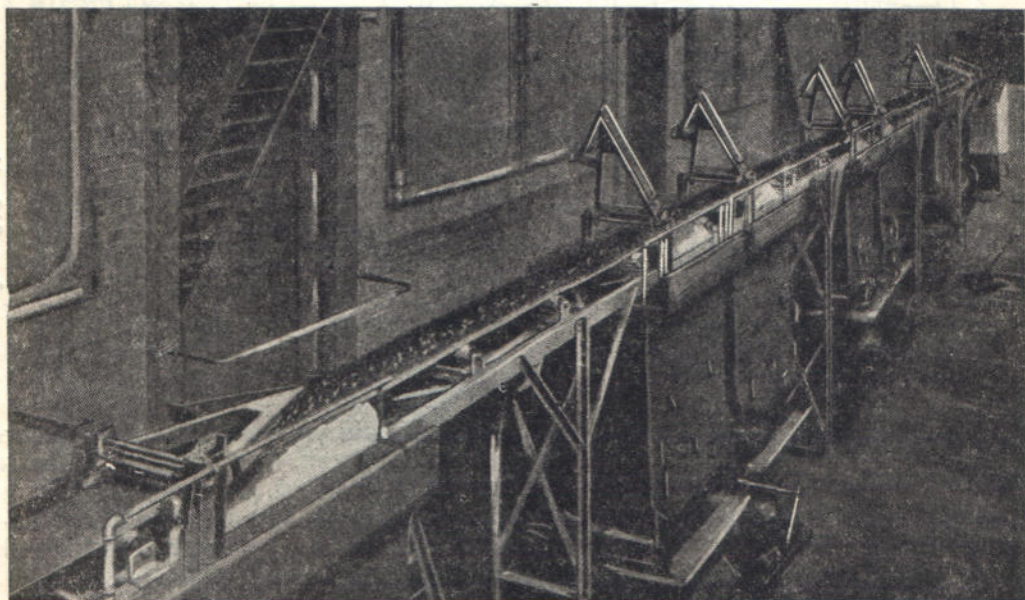
Фиг. 316. Разгрузка ленты стационарными плужками в нескольких пунктах (Торф).

Для выключения плужки делаются либо шарнирными (шарнир *a* на фиг. 315), либо приподнимающимися с помощью рычага параллельно самим себе (фиг. 316).



Фиг. 317. Откидные стационарные плужки с противовесами (Lieder).

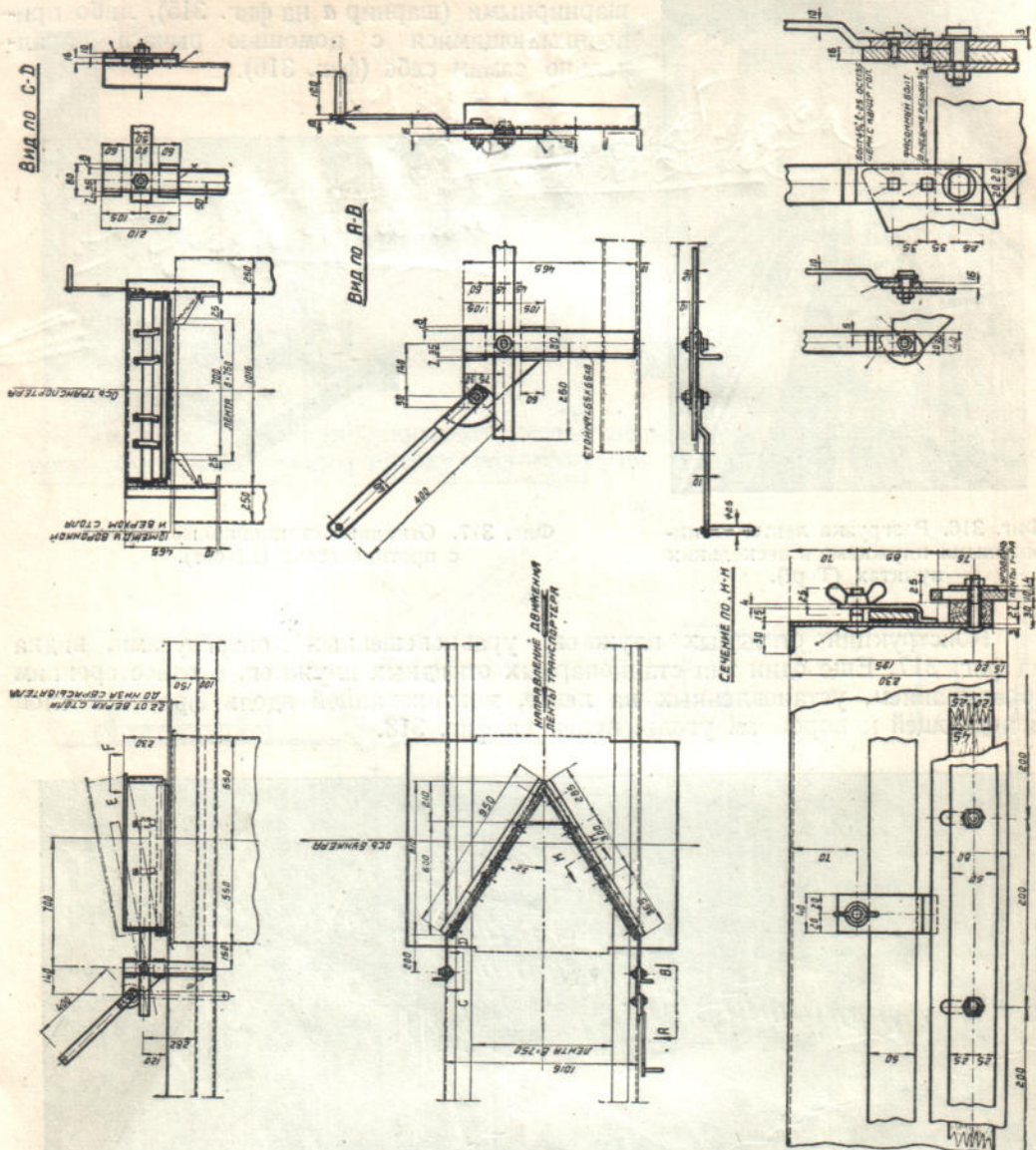
Конструкция откидных плужков, уравновешенных контргрузами, видна на фиг. 317. Еще один тип стационарных откидных плужков, с односторонним сбрасыванием, установленных на ленте, монтированной вдоль фронта котлов и подающей к воронкам уголь, виден на фиг. 318.



Фиг. 318. Загрузка с ленты бункеров котельной с помощью стационарных плужков (Schenck).

На фиг. 319 представлена конструкция откидного плужкового сбрасывателя системы «Стальпроммеханизация» (Москва), спроектированного для ленты шириной 750 мм.

Корпус сбрасывателя, выполненный в виде двулучевого рычага, сидит шарнирно на горизонтальной оси. Приподнимание и выключени е из работы сбрасывателя производится поворотом рукоятки, на которой насажен снизу эксцентриковый нажимной кулак.

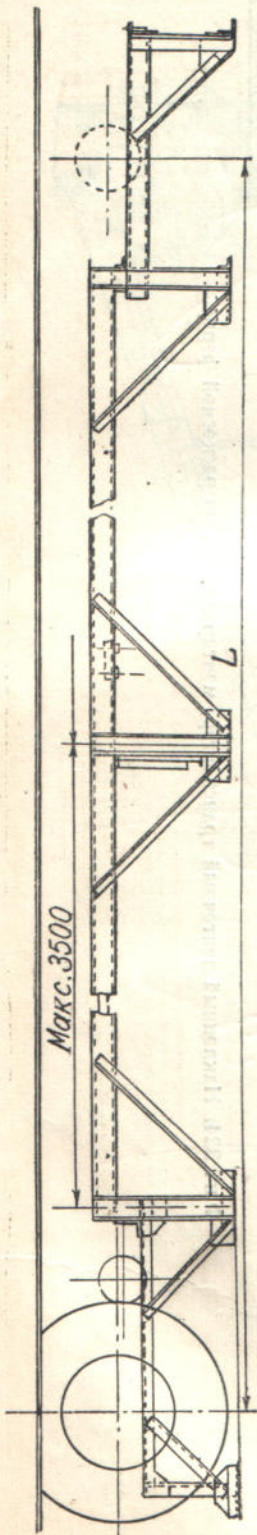


Фиг. 319. Конструкция стационарного откидного плужка (Стальпромеханизация).

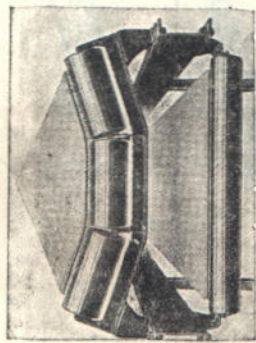
На корпусе на болтиках с барашковыми гайками укреплены металлические устанавливаемые щиты, к которым, тоже на болтиках, крепятся две полосы 80 × 10 мм из чистой (без прокладок) технической резины. Выступающие части полос и щиты образуют ступеньку в 30 × 15 мм, так что главная масса материала снимается по материалу щитом, а остаток по ленте — начисто резиновой полосой.

§ 9. Станина

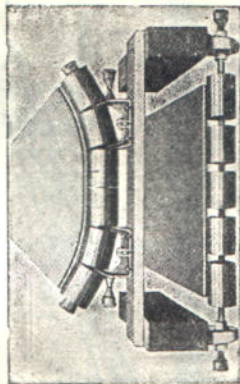
Станину ленточного транспортера (фиг. 320), на которой в средней части монтируются опорные ролики, а по концам — привод и отводный барабан, образуют продольные балочки, опертые на стойках или раскосах фермы.



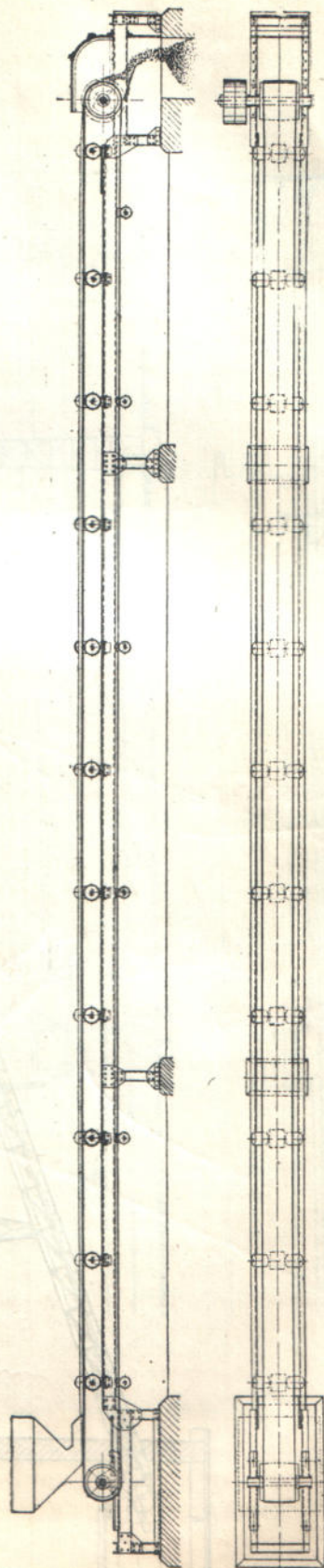
Фиг. 320. Металлическая станция ленточного транспортера



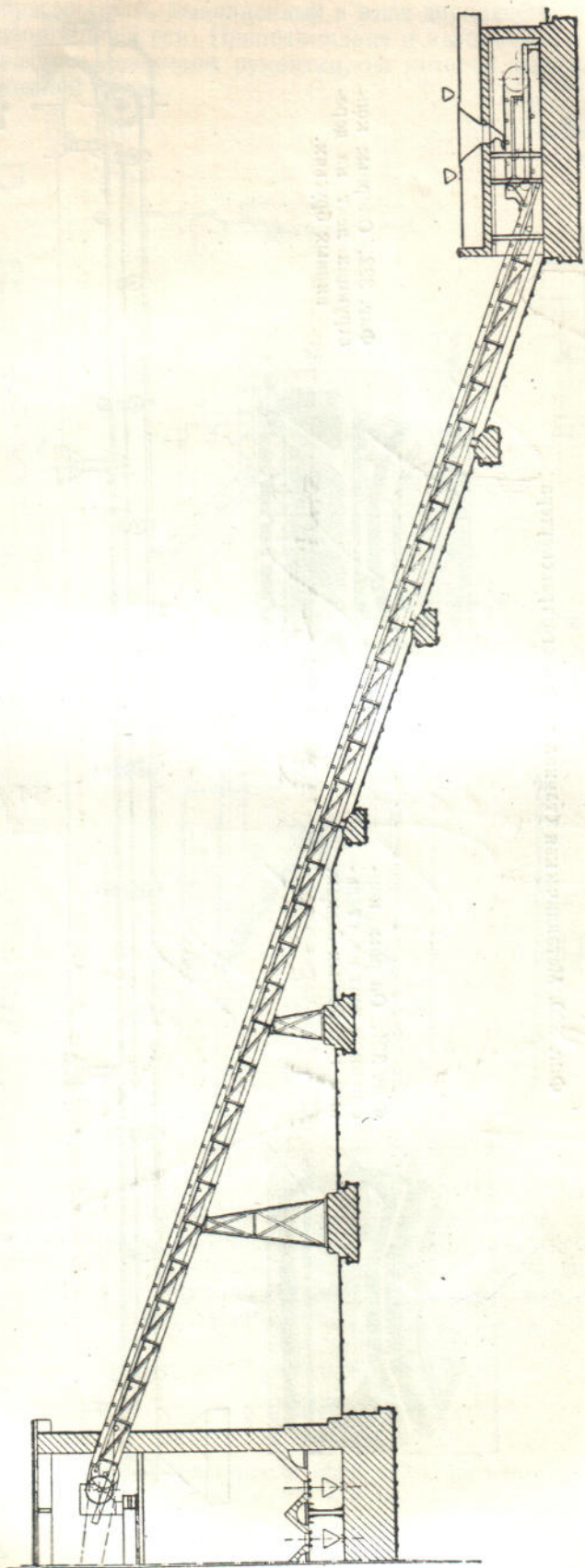
Фиг. 321. Опорные конструкции лент на стальных корыччатых балках.



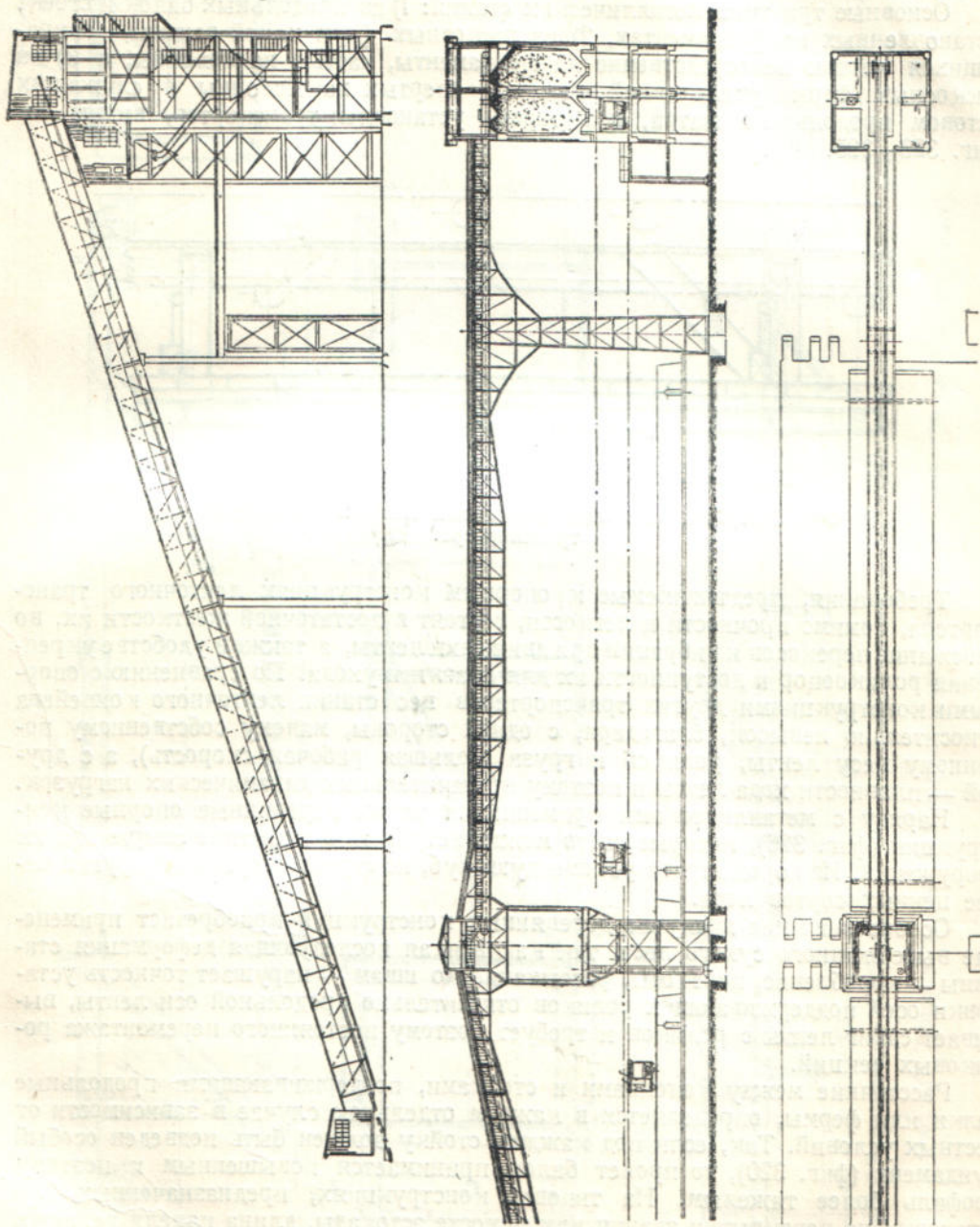
Фиг. 322. Опорные конструкции лент на деревянных брусках.



Фиг. 323. Горизонтальный ленточный транспортер со станцией из продольных балок на стойках.



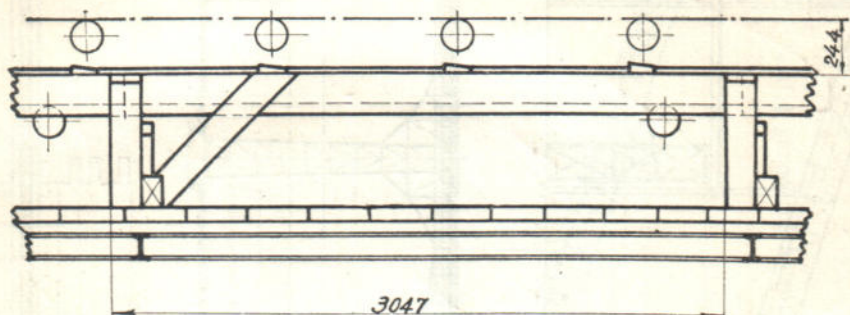
Фиг. 324. Наклонный ленточный транспортер, монтируемый на раскосной ферме.



Фиг. 325. Остов металлического шара на колоннах для наклонного и горизонтального ленточного транспортера.

На грузеной ветви подшипники роликоопор устанавливаются либо непосредственно на продольных балках или верхнем поясе ферм, либо чаще на уложенных сверху поперечных балочках или планках. На порожней ветви подшипники почти всегда крепятся на нижней полке балки (фиг. 321 и 322) и к поясным угольникам.

Основные три типа металлических станин: 1) из продольных балок и стоек, установленных на фундаментах, 2) из раскосных ферм малой высоты, опирающихся частью непосредственно на фундаменты, частью на колонны, и 3) из раскосных ферм увеличенной высоты, опертых на колонны и служащих остовом продольного шатра, в котором установлен транспортер, видны на фиг. 323—325.



Фиг. 326. Средняя секция деревянной станины для ленточного транспортера.

Требования, предъявляемые к опорным конструкциям ленточного транспортера, помимо прочности и легкости, состоят в достаточной жесткости их, во избежание перекосов и вибраций при движении ленты, а также в удобстве укрепления роликоопор и доступности их для смазки и ухода. По сравнению с опорными конструкциями других транспортеров вес станин ленточного конвейера относительно невысок, благодаря, с одной стороны, малому собственному погонному весу ленты, роликов и груза (большая рабочая скорость), а с другой — плавности хода ленты и поэтому незначительных динамических нагрузок.

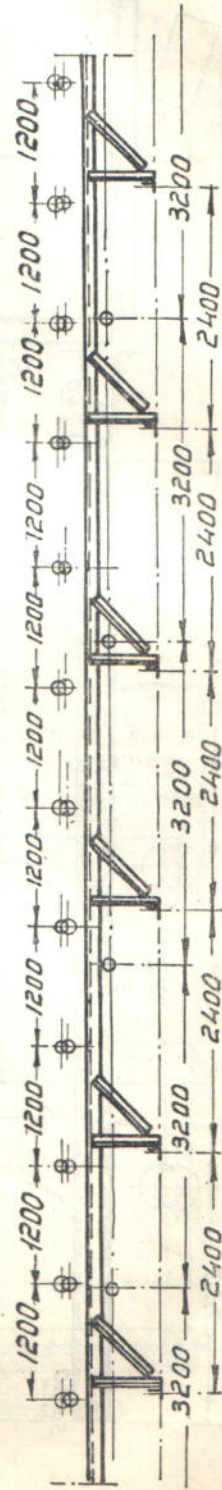
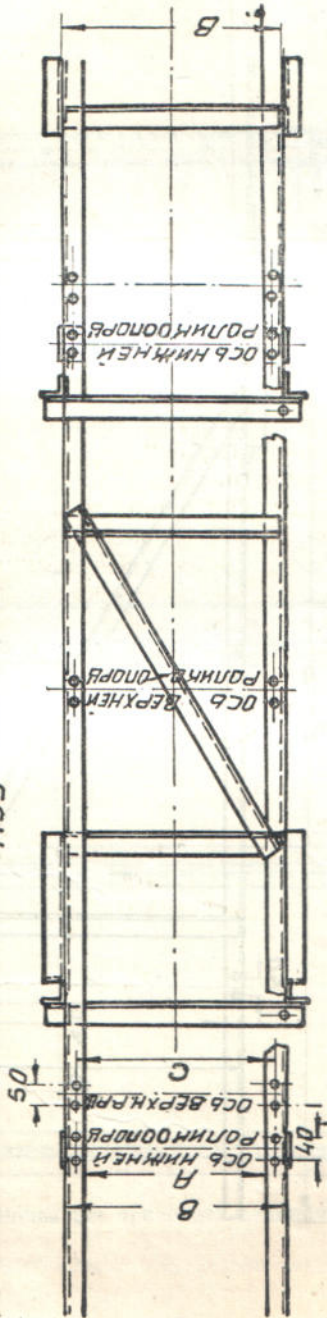
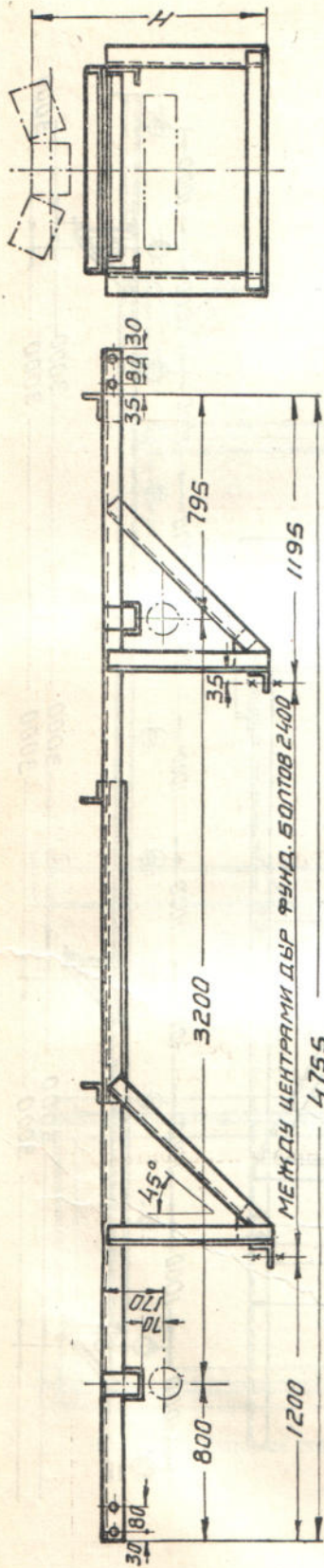
Наряду с металлическими применяются также деревянные опорные конструкции (фиг. 326), которые часто можно встретить в практике американских сооружений. Из пород дерева рекомендуют дуб, но строят опоры и из других менее ценных сортов леса.

Особое значение в случае деревянных конструкций приобретает применение выдержанного сухого леса, так как всякая последующая деформация станины — коробление, перекосы, рассыхание по швам — нарушает точность установки осей поддерживающих роликов относительно продольной оси ленты, вызывает сдвиг ленты с роликов и требует поэтому постоянного перемонтажа роликовых секций.

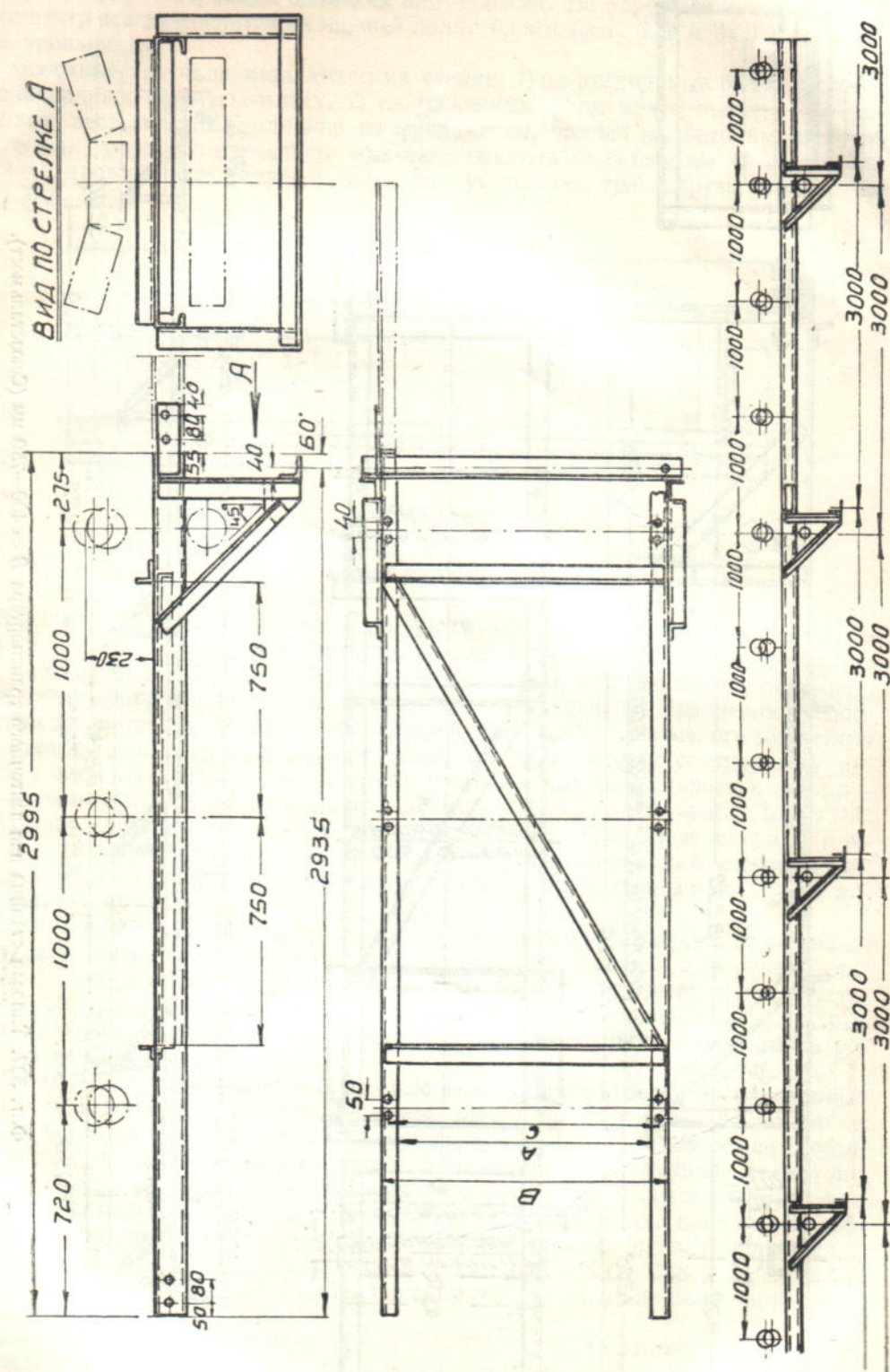
Расстояние между колоннами и стойками, поддерживающими продольные балки или фермы, определяется в каждом отдельном случае в зависимости от местных условий. Так, если под каждую стойку должен быть подведен особый фундамент (фиг. 320), то пролет балок принимается повышенным и поэтому профиль более тяжелым. На типовых конструкциях, предназначенных для установки на перекрытии здания или помосте эстакады, длина панели делается меньше и профиль поясных угольников или швеллерных балочек облегчается.

В нормальных конструкциях Союзстальмоста (фиг. 327 и 328 и таблица 50) для лент шириною до 750 мм ставятся поясные угольники, а для более широких — швеллеры № 10.

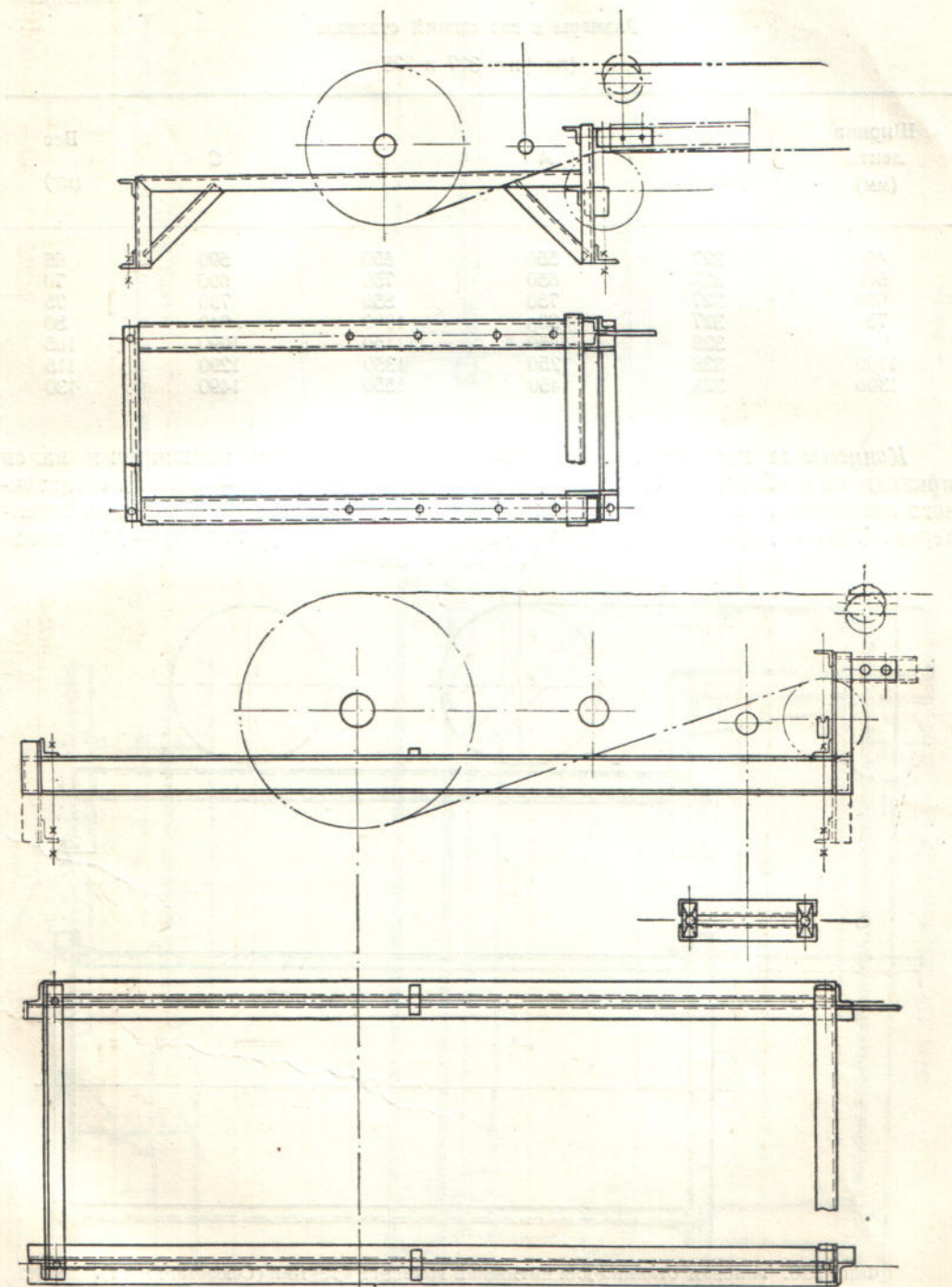
Длина панели в первом типе принята в 2400 мм и во втором — в 3000 мм, количество роликоопор, приходящихся на одну панель: в первом типе на грузеной ветви—2 и на порожней 3/4 (3 ролика на 4 панели), во втором типе — на грузеной ветви 3 и на порожней 1.



Фиг. 327. Типовая станина для ленточного транспортера $B = 400-750$ мм (Союзсталь.мост).



Фиг. 328. Типовая станина для ленточного транспортера $B = 900-1300$ мм (Союзстальмост)



Фиг. 329. Типовые станины для приводной станции (Союзстальмост).

Высота станины H , отсчитываемая от верхней грани роликов до уровня пола, не нормализуется и выбирается в каждом случае особо.

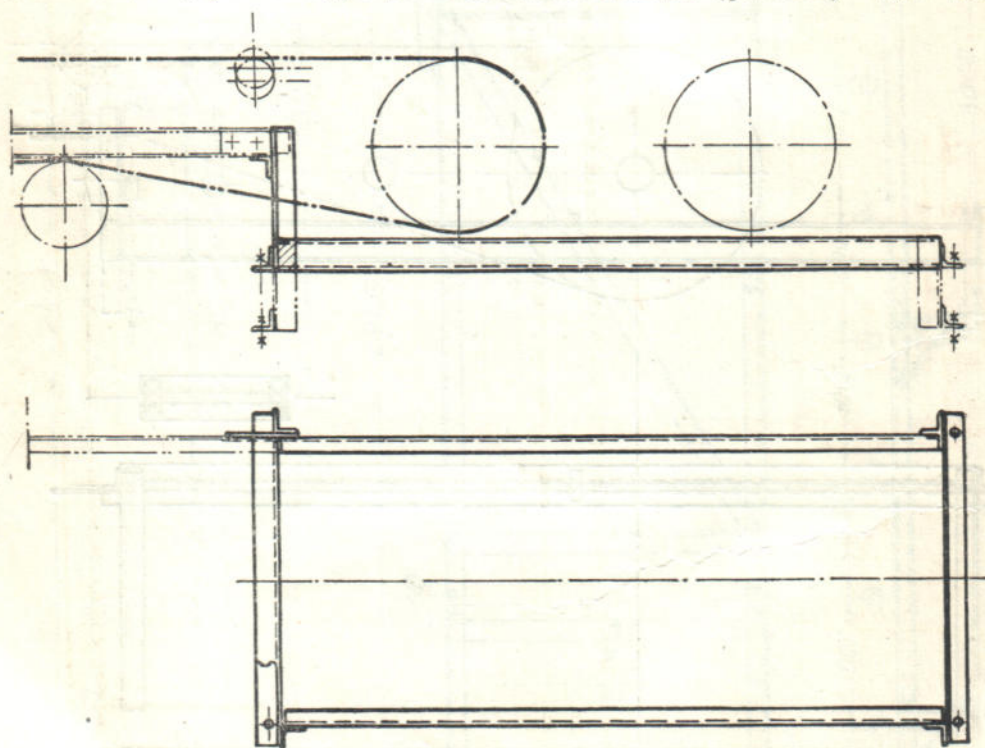
Таблица 5

Размеры и вес секций станины

(по фиг. 327 и 328)

Ширина ленты (мм)	№ фигуры	A	B	C	Вес (кг)
400	327	550	650	590	65
500	327	650	750	690	70
600	327	750	850	790	75
750	327	900	1000	940	80
900	328	1050	1150	1090	105
1100	328	1250	1350	1290	115
1300	328	1450	1550	1490	130

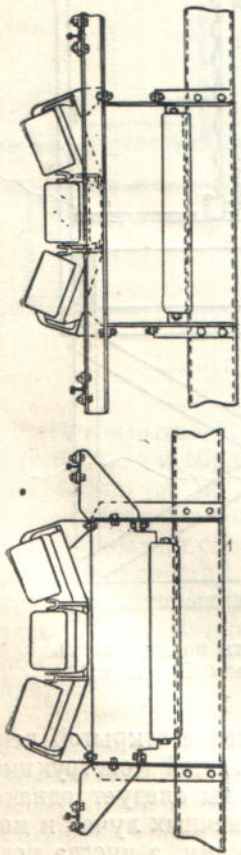
Концевые секции станин, на которых располагаются подшипники валов приводного и обводного барабанов, и на приводной станции — валов передаточного механизма, делаются более тяжелой конструкции — почти всегда из швеллеров. Так, в двух конструкциях приводной станции (фиг. 329) — для меха-



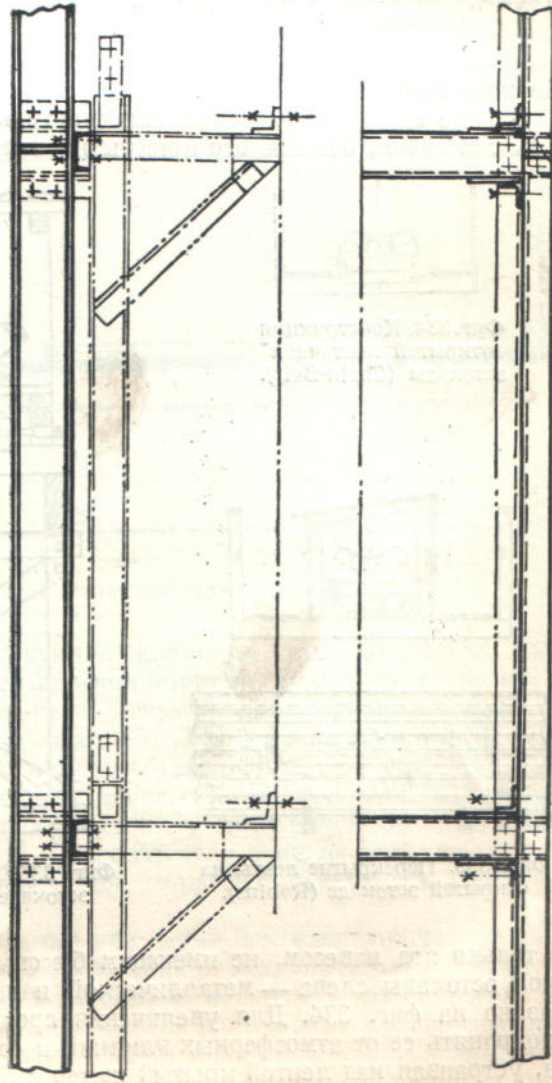
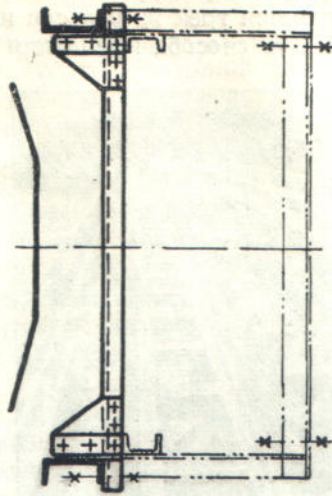
Фиг. 330. Типовая станина для натяжной грузовой станции (Союзстальмест).

низма с одним и с двумя промежуточными валами — в первом случае приняты опорные горизонтальные балки из швеллеров № 10 (конструкция легкого типа), а во втором — из попарно соединенных швеллеров № 14.

Примерно аналогичного типа концевая станция для грузового натяжного устройства, собранная из швеллерного и углового железа, показана на фиг. 330.

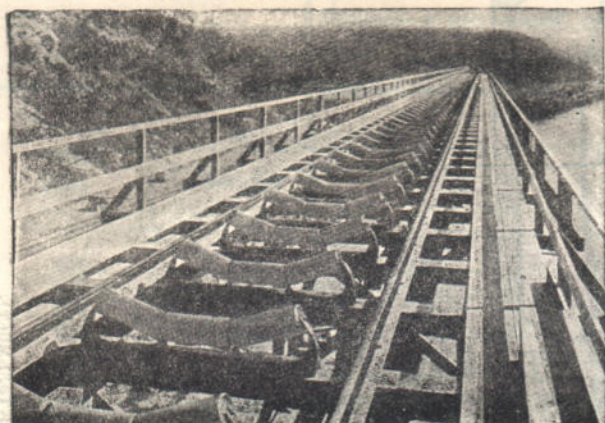


Фиг. 331. Опорные конструкции для лент с разгрузочной тележкой (Link-Belt).



Фиг. 332. Опорные конструкции для разгрузочной тележки (Союзстальмост).

В случае транспортеров с разгрузочными тележками, для движения последних по станине, укрепляется трек из рельсов или швеллеров, протягиваемых по обе стороны станины. Два способа крепления рельсов для тележек — на приклепанных к стойкам кронштейнах и на консольных концах сквозных поперечных балочек, показаны на фиг. 331. Способ крепления для этой же цели продольных швеллеров применяемый в типовых конструкциях Союзстальмоста, виден на фиг. 332.

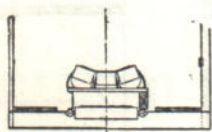


Фиг. 333. Секции ленточного конвейера длиной 150 м на открытой эстакаде (Chain-Belt).

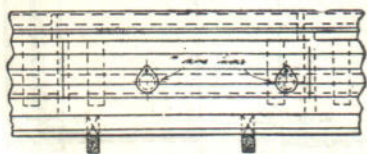
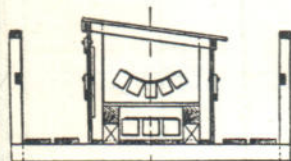
Чтобы предохранить нижнюю холостую ветвь ленты от попадания на нее случайно сброшенных с грузовой ветви кусков и частиц материала, над ней обычно устраивают защитный настил из железных листов или деревянных планок. При проектировании такого настила необходимо предусмотреть, чтобы он

возможно меньше препятствовал доступу к подшипникам нижних роликов.

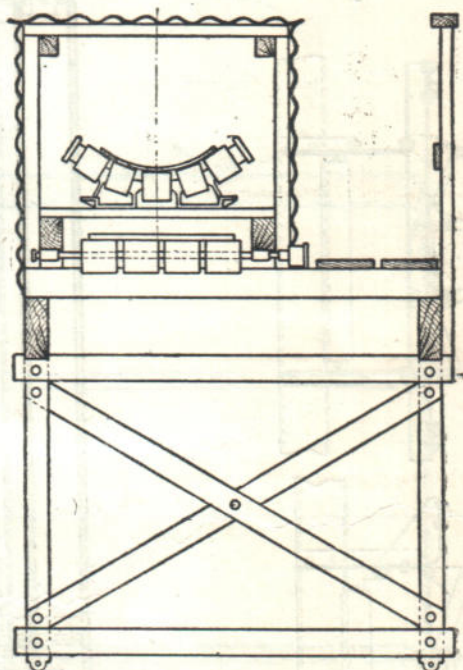
В ряде случаев ленточные транспортеры довольно успешно работают под открытым небом, без всякого прикрытия, как показано, например, на фиг. 333,



Фиг. 334. Конструкция открытой ленточной эстакады (Chain-Belt).



Фиг. 335. Перекрытие ленты на открытой эстакаде (Robins).



Фиг. 336. Перекрытие ленты на деревянной эстакаде с одним проходом (Beaumont).

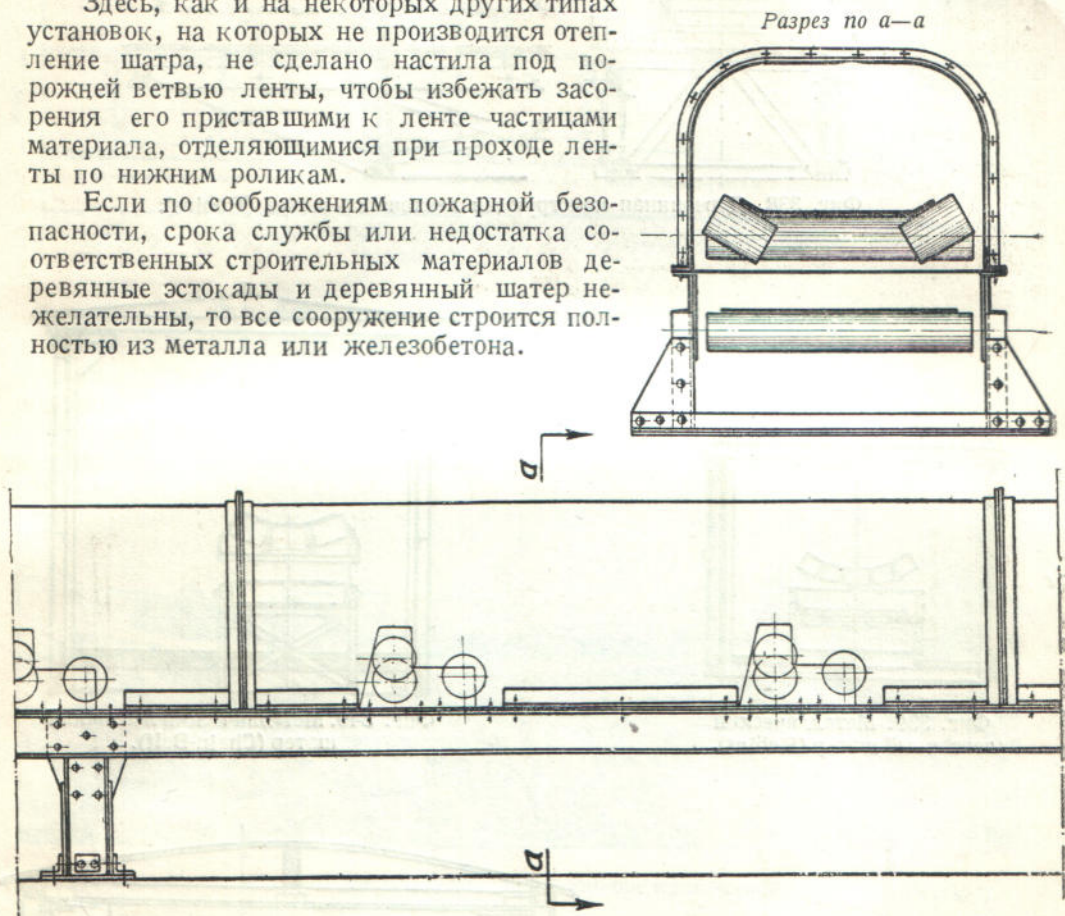
или только под навесом, не имеющим боковых стенок. Сечение открытой ленточной эстакады слева — металлической и справа — деревянной конструкции показано на фиг. 334. Для увеличения срока службы ленты следует однако предохранять ее от атмосферных влияний и особенно от солнечных лучей и мороза, устраивая над лентой крытый шатер с боковыми стенками, а иногда под-

вода даже отопление. Чтобы уменьшить строительные расходы, можно шатер установить только над лентой, а мостки для обслуживающего персонала оставить открытыми. Такого типа конструкция изображена на фиг. 335. Для удобства подкручивания масленок против каждой роликовой опоры с обеих сторон в боковых стенках оставлены отверстия, закрытые поворачивающимися на шарнире клапанами, через которые смазчик может протянуть руку к масленкам.

Аналогичное перекрытие из волнистого железа на деревянной эстокаде для шатра, с одним боковым проходом, показано на фиг. 336.

Здесь, как и на некоторых других типах установок, на которых не производится отопление шатра, не сделано настила под порожней ветвью ленты, чтобы избежать засорения его приставшими к ленте частицами материала, отделяющимися при проходе ленты по нижним роликам.

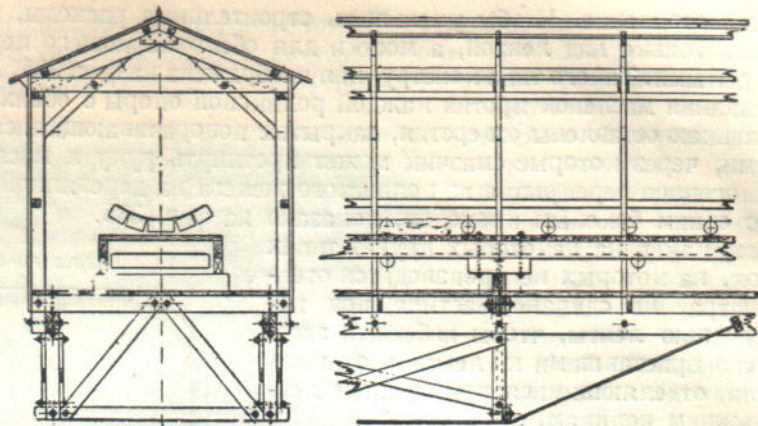
Если по соображениям пожарной безопасности, срока службы или недостатка соответствующих строительных материалов деревянные эстакады и деревянный шатер нежелательны, то все сооружение строится полностью из металла или железобетона.



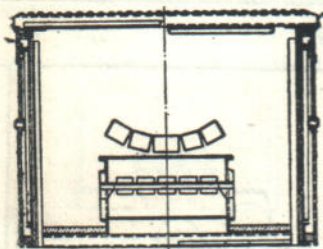
Фиг. 337. Металлический ленточный шатер (Ш' x острый).

Перекрытие простейшей конструкции из тонких стальных листов, изогнутых по дуге и образующих, при соединении впритык, сплошную трубу над лентой, видно на фиг. 337 (Шахтострой). Боковые ролики жолобчатой ленты применены здесь «смещенного» типа (см. фиг. 161), сообразно с этим и вырезы в листах трубы для смазки роликов имеют своеобразное фигурное очертание. Смазка роликов холостой ветви производится извне. Недостаток этой конструкции, как и некоторых других, приведенных выше, состоит в невозможности наблюдать за работой нижних роликов, а между тем если один из них или несколько по каким-либо причинам застопориваются, то рабочая поверхность ленты начинает сильно истираться.

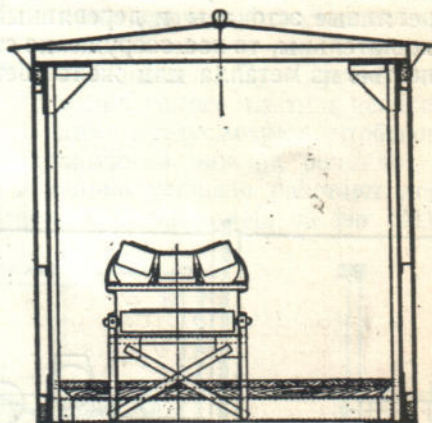
Крытый шатер над лентой с одним или двумя боковыми проходами для обслуживающего персонала имеет, по сравнению с рассмотренными типами, преимущество большего удобства осмотра смазки и ремонта транспортера, а поэтому применяется чаще. Конструкция деревянного шатра со шпренгельными струнами в нижнем поясе деревянной фермы показана на фиг. 338, два типа металлических шатров видны на фиг. 339 и 340 и аналогичная бетонная система



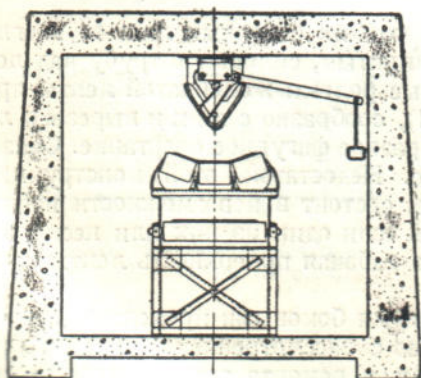
Фиг. 338. Деревянная конструкция ленточного шатра (Robins);



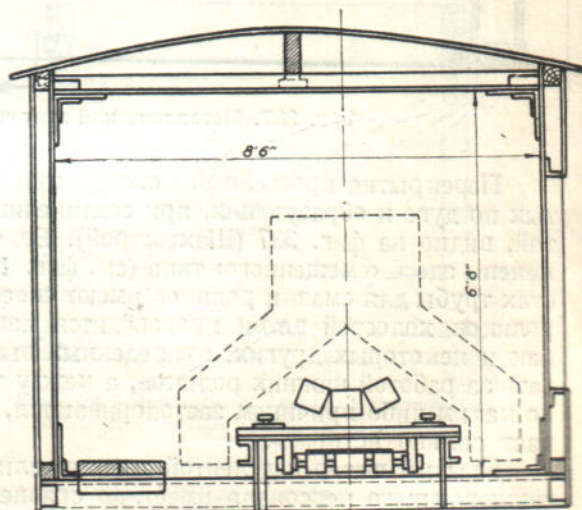
Фиг. 339. Металлический ленточный шатер (Robins).



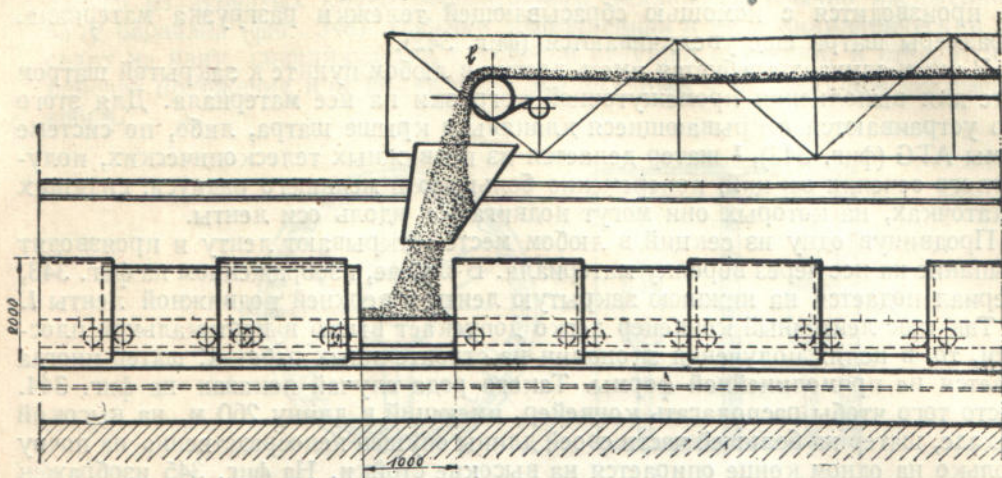
Фиг. 340. Металлический ленточный шатер (Chain-Belt).



Фиг. 341. Ленточный транспортер в тоннеле (Chain-Belt).



8'6" — 2600, 6'8" — 2000.
Фиг. 342. Шатер для ленты с разгрузочной тележкой.



Фиг. 343. Телескопический шатер над лентой (АТГ).



Фиг. 344. Установка ленточного конвейера в коридоре криволинейной формы (Нескел).



Фиг. 345. Шатер с поднятой серединой для пропуска дороги (Нескел).

в подземном тоннеле — на фиг. 341. Если вдоль бункера или эстокады под шатром производится с помощью сбрасывающей тележки разгрузка материала, то размеры шатра еще увеличиваются (фиг. 342).

В иных случаях требуется иметь доступ в любом пункте к закрытой шатром ленте для выполнения промежуточной погрузки на нее материала. Для этого либо устраиваются открывающиеся клапаны в крыше шатра, либо, по системе фирмы АТГ (фиг. 343),¹ шатер делается из подвижных телескопических, полукруглого сечения секций, попеременно большего и меньшего радиуса, сидящих на каточках, на которых они могут подвигаться вдоль оси ленты.

Продвинув одну из секций в любом месте, открывают ленту и производят насыпание на нее через воронку материала. В случае, изображенном на фиг. 343, материал подается на нижнюю закрытую ленту с верхней подвижной ленты I.

Так как ленточный конвейер легко допускает выгиб в вертикальной плоскости, то, в целях получения экономии на строительных работах, шатер иногда делается не прямолинейной формы. Такого рода случай показан на фиг. 344. Вместо того чтобы располагать конвейер, имеющий в длину 260 м, на высокой эстокаде, шатер на большей части своей длины опущен непосредственно на почву и только на одном конце опирается на высокие стойки. На фиг. 345 изображен шатер с подъемом посредине для пропуска пересекающей местность дороги.

§ 10. Вспомогательные приспособления

а) Храповики и стопоры

Если на ленточном наклонном транспортере с движением груза вверх составляющие силы веса груза, лежащего на ленте, больше, чем приведенная к ленте сила вредных сопротивлений, то при остановке груженого транспортера, например при случайном перерыве тока, лента получает самопроизвольное движение вниз. Это может вызвать не только завал материала у загрузочного конца, но и аварию на транспортере, например разрыв ленты.

Во избежание обратного хода ленты, как указывалось при рассмотрении схем приводов, устанавливается храповик или стопор, а в отдельных случаях даже электромагнитный тормоз.

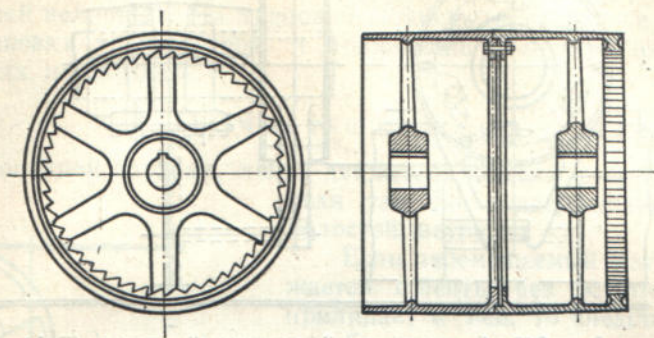
Конструкция бесшумного храповика, насаживаемого обычно на первом от барабана промежуточном валу, видна на фиг. 346. Рядом с храповым колесом, на его ступице, сидит хомутик, стягиваемый двумя пружинками. Этот хомутик с помощью стерженька отводит собачку при вращении вала (по направлению часовой стрелки). При обратном вращении хомутик вместе с противовесом возвращает собачку в рабочее положение.

Фиг. 346. Бесшумный храповик для удерживания ленты от обратного хода (завод им. Ленина).

Вместо установки храпового колеса приводной барабан иногда делается с внутренним храповым венцом (фиг. 347). Еще один способ избежать применения особого храпового колеса заключается в использовании для этой цели

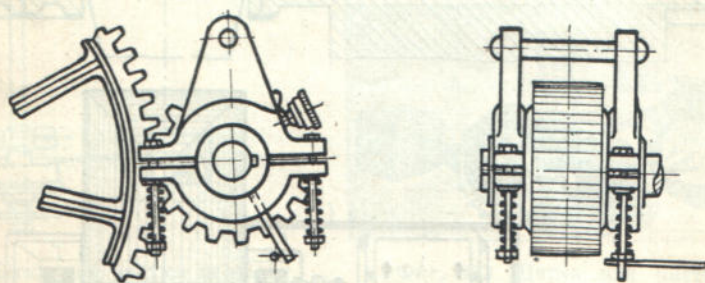
¹ Z. d. V. d. I. 1931, № 11, стр. 333.

одного из зубчатых колес передаточного механизма, обычно насаженного на валу барабана (фиг. 348). Собачка, выполненная в виде цилиндрической цевки, сидит на валу, сцепляясь с колесом ведущей шестерни, и отводится в нерабочее положение или включается аналогичным с предыдущей системой способом.



Фиг. 347. Свертный приводной барабан с внутренним храповым венцом (завод им. Ленина).

Вместо храповика может быть установлен роликовый стопор по фиг. 349, действие которого заключается в следующем. Внутри полой обоймы, укрепленной неподвижно на раме привода, вращается круглая шайба, заклиненная на одном из валов передаточного механизма. На ободе шайба имеет гнезда, в которые вставлены ролики. При рабочем ходе ленты вал вращается по стрелке, и шайба увлекает с собой ролики, лежащие при этом в слегка расширенной выточке гнезд. Если же на валу возникает момент, вращающий его в обратном направлении, то ролики сразу заклиниваются в суженном отверстии между обоймой и шайбой и удерживают вал от обратного движения. Для избежания заедания шайбы в обойме при прямом ходе предусмотрена подача смазки на цилиндрическую поверхность шайбы с помощью масленки Штауфера.

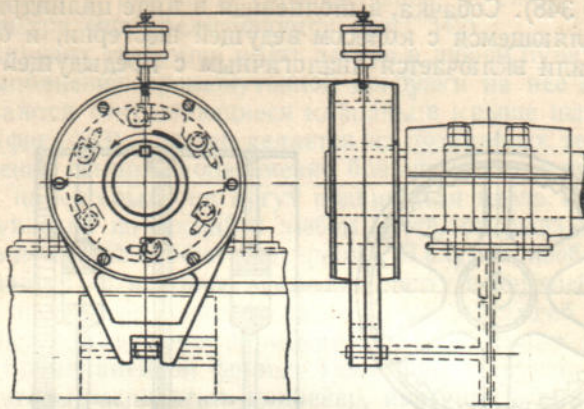


Фиг. 348. Бесшумный стопорный останов (завод им. Ленина).

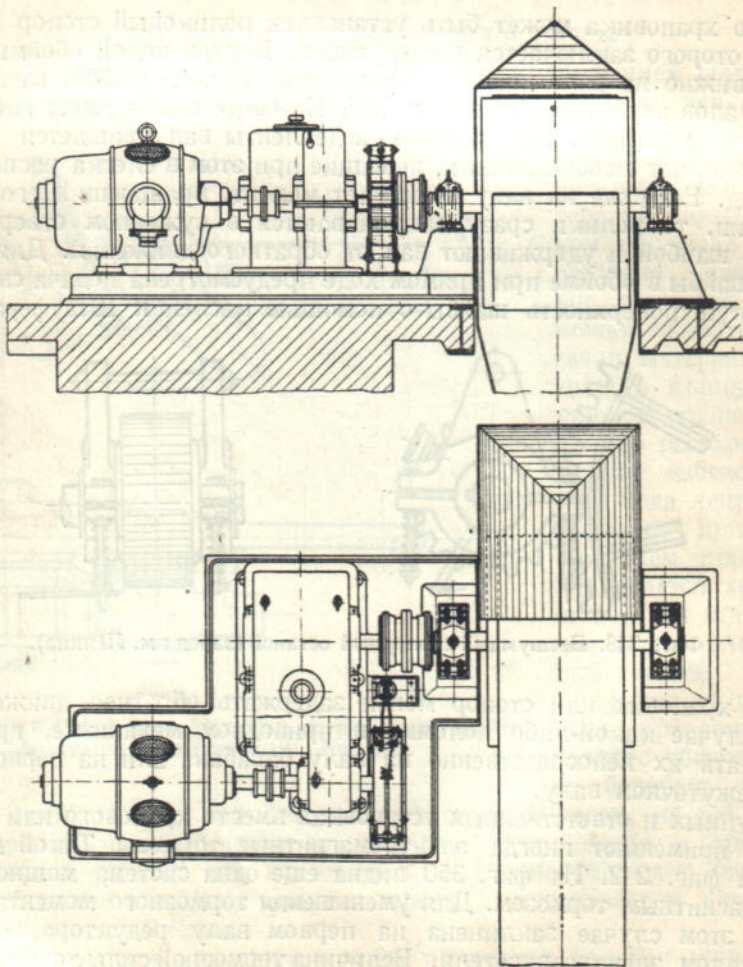
Чтобы храповик или стопор могли задержать обратное движение ленты, также в случае какой-либо поломки в приводном механизме, предпочитают устанавливать их непосредственно на валу барабана или на первом от барабана промежуточном валу.

На крупных и ответственных установках вместо храпового или стопорного устройства применяют иногда электромагнитные тормозы. Такой привод был показан на фиг. 212. На фиг. 350 видна еще одна система мощного привода с электромагнитным тормозом. Для уменьшения тормозного момента тормозная шайба и в этом случае заклинена на первом валу редуктора, соединенном муфтой с валом электродвигателя. Величина тормозной силы должна быть рассчитана по разности усилия, передаваемого от веса груза и приведенной силы трения (см. численный пример 5).

Если ленточный транспортер служит для перемещения материала по наклону вниз (например по бремсбергу в подземной доставке) и составляющая сила



Фиг. 349. Автоматический роликовый стопор (Robins).

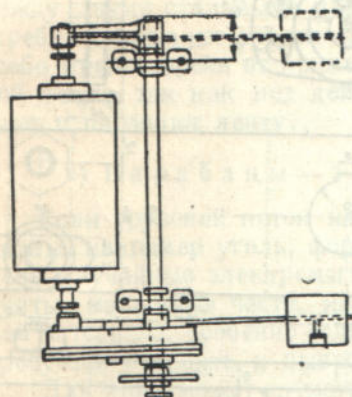
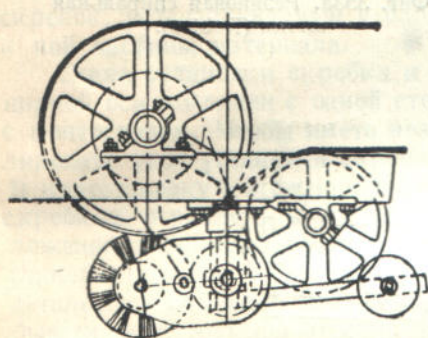


Фиг. 350. Привод ленточного транспортера с электромагнитным тормозом (Ruckau R. Wolf).

веса, по предыдущему, превышает вредные сопротивления, то электродвигатель получает нагрузку только в период пуска в ход порожнего конвейера, а в дальнейшем, при движении конвейера с грузом, работает как генератор и регулирует скорость ленты. В случае если бы во время хода ленты произошло какое-либо повреждение в сети и мотор (генератор) оказался бы невключенным на сопротивление, то ничем не регулируемая скорость ленты могла бы достигнуть недопустимо большой величины. Ни храповой останов, ни стопор не пригодны при этом для остановки транспортера, и применение электромагнитного тормоза в таких случаях необходимо.¹

б) Очистка ленты

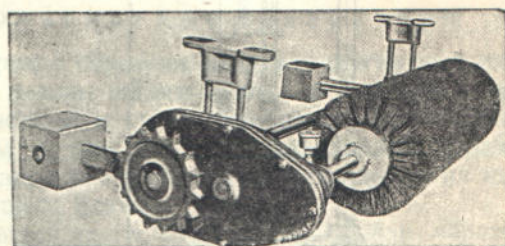
Обогнув головной барабан, лента движется лицевой стороной вниз, проходя так по поддерживающим роликам холостой ветви.



Фиг. 351. Щетки для чистки ленты (Link-Belt).

Если перемещаемый материал не сгружается с ленты без остатка, а частично прилипает к ней, то следствием этого может быть сильное загрязнение как поверхности роликов, так и пола помещения остатками материала, отрывающегося от ленты на холостой ветви. В некоторых случаях удаление материала, накапливающегося в больших количествах под лентой, особенно у разгрузочного конца, — довольно хлопотливая и трудоемкая работа. Чтобы избежать этого, следует очищать ленту от остатков материала при огибании головного барабана.

Еще существеннее производить очистку ленты на разгрузочной тележке, так как на ней лента сейчас же после сбрасываю-

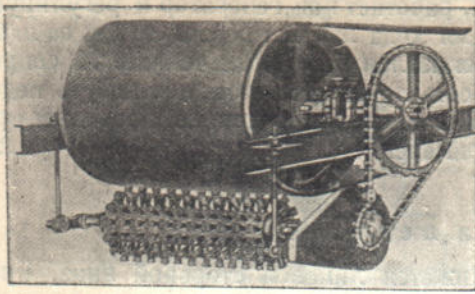


Фиг. 352. Щетка для чистки ленты (Link-Belt).

щего верхнего огибает под большим натяжением лицевой стороной [нижний отклоняющий барабан, так что приставшие к ней частицы вдавливаются в крышку и быстро ее портят.

Очистка ленты производится одним из двух способов — вращающейся щеткой или скребком. Конструкция вращающейся цилиндрической щетки и передаточного механизма к ней видна на фиг. 351, 352. Щетка укрепляется на одном конце двуплечих шарнирных рычагов, на другом конце которых помещен передвижной контргруз. Положением контргруза регулируется сила нажатия щетки на ленту. Вращение на ось щетки передается двойной ускорительной цепной передачей. Промежуточная ось передачи служит шарниром для рычагов.

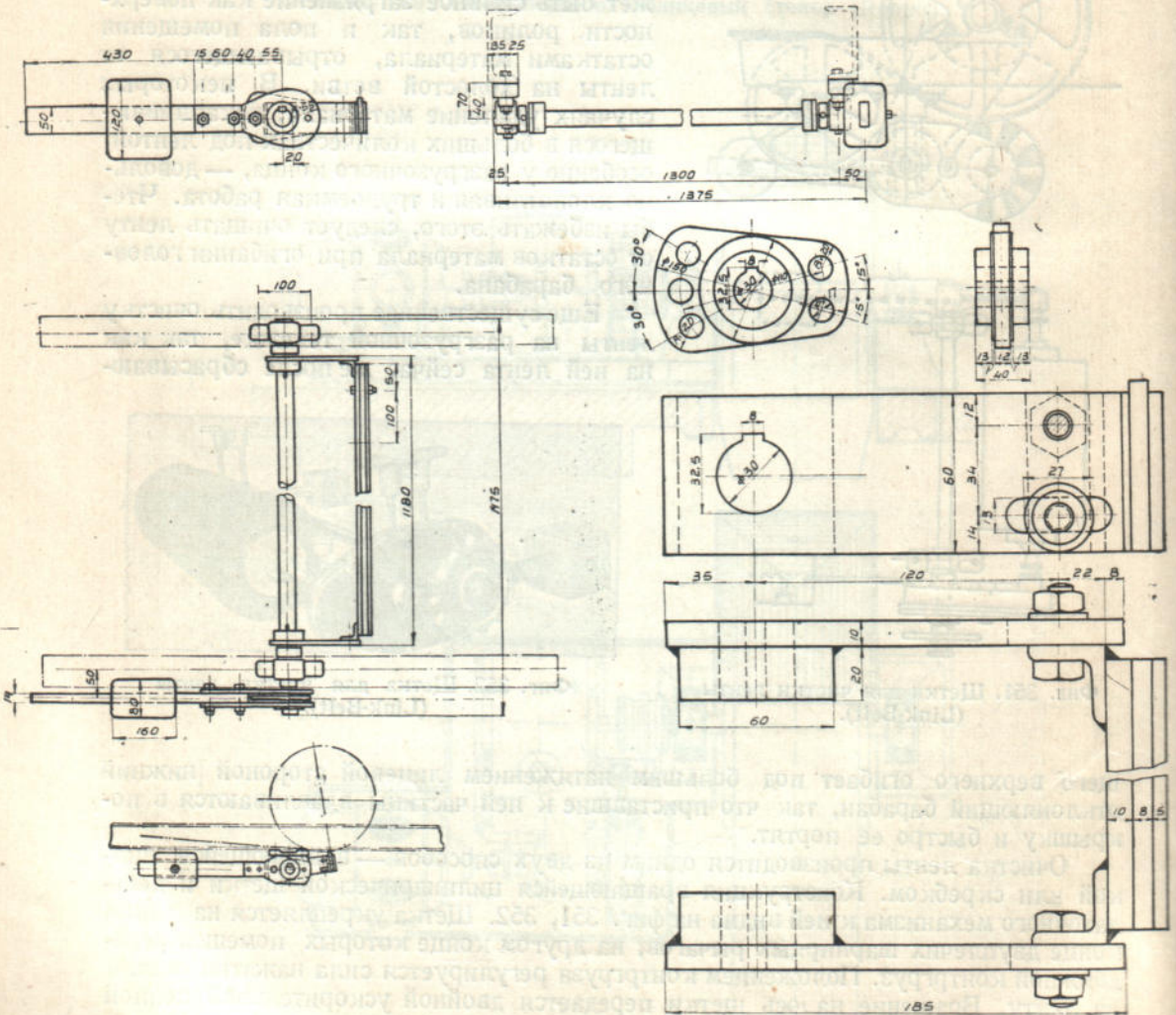
¹ Включение обмотки тормозного электромагнита должно быть параллельно с мотором, так как при последовательном соединении тормоз закрылся бы в момент перевода мотора на динамо (сила тока равна нулю) и остановил бы конвейер.



Фиг. 353. Вращающаяся щетка конструкции Robins.



Фиг. 353а. Резиновая спиральная щетка (Robins).



Фиг. 354. Скребок для очистки ленты (Стальпроммеханизация).

Вращение щетки происходит в ту же сторону, что и барабана, т. е. в точке соприкосновения навстречу движению ленты. Скорость вращения по окружности щетки Link Belt рекомендует принимать 4,5 м/сек. для сухих материалов, 5,5 м/сек. для влажных и 6,5 м/сек. для мокрых, липких. Имеются практические указания о том, что скорость на окружности щетки следует назначать в 4—5 раз больше скорости ленты.¹ Еще один тип щетки, менее подверженной засорению материалом и удобной для очистки, показан на фиг. 353.

В качестве материала для щетки наилучшим считается китовый ус, обладающий некоторою эластичностью, достаточной прочностью и не царапающий ленту. Robins, кроме того, изготавливает щетки из резины, со спиральными прорезами подобно зубчатому колесу со спиральным зубом (фиг. 353а).

Хотя щетка и дает хорошую очистку ленты, но представляет не лишнее сложность и требующее наблюдения устройство. Поэтому в нашей практике вместо щеток нашел применение значительно более простой по конструкции скребок, устанавливаемый у барабана внизу и счищающий с ленты прилипшие к ней частицы материала.

Схема установки скребка и конструкция его видны на фиг. 354. На шарнирной оси заклинен с одной стороны бугель со скребком, а с другой — рычаг с контргрузом. Чтобы иметь возможность в каждом отдельном случае отрегулировать угол установки скребка и силу его нажатия, конструкция допускает: 1) перестановку положения скребка относительно бугеля, для чего планки со скребком укреплены в бугеле шарнирно, и для закрепления их в любом положении в боковых стенках бугеля предусмотрен удлиненный прорез, 2) перестановку рычага относительно бугеля в одно из пяти рабочих положений (см. деталь диска с пятью установочными отверстиями), 3) перестановку груза вдоль рычага. Конструкция должна, кроме того, предусматривать удобство выдвигания служащей скребком резиновой полосы из паза, в котором она зажимается между двумя стальными планками, и удобство смены скребка. Полоса для скребка должна изготавливаться из чистой резины без прокладок. Следует и здесь особо предостеречь от применения взамен чистой резины отрезка транспортной ленты, так как под действием влаги и грязи прокладки сильно затвердевают и царапают ленту.

в) Барабаны — электромагнитные сепараторы

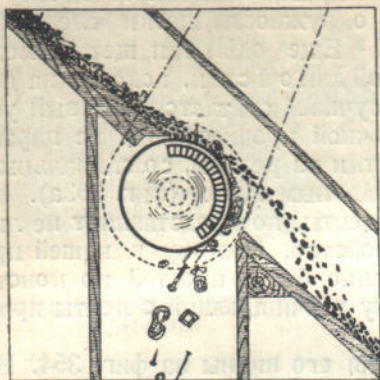
Если грузовой поток на транспортере образуют неэлектромагнитные материалы, например уголь, формовочная земля, шлаки и пр., в которые вкраплены случайные электромагнитные частицы и куски, например гвозди, гайки, болты, машинные части, инструменты и пр., то перед дальнейшей обработкой материала, особенно если это связано с его дроблением, металлические части требуется отделить и вывести из общего потока.

Для этого может служить вращающийся электромагнитный барабан, образующий магнитное поле, попадая в которое магнитные частицы притягиваются к барабану и сбрасываются под ним в приемную воронку, тогда как основной грузопоток продолжает движение по спускному лотку (фиг. 355). Нередко стоимость собираемых таким образом металлических частей полностью окупает расходы по установке и эксплуатации сепаратора, однако применение особого сепаратора связано с установкой добавочного самостоятельного агрегата, а также с потерей довольно значительной высоты. Во избежание этого, если перемещение материала происходит на резиновой или пластинчатой ленте, то для выполнения процесса отделения магнитных частиц может быть использован головной барабан транспортера. Таким образом сепаратор входит как составная часть в транспортную установку и не требует ни особого привода, ни добавочного места.

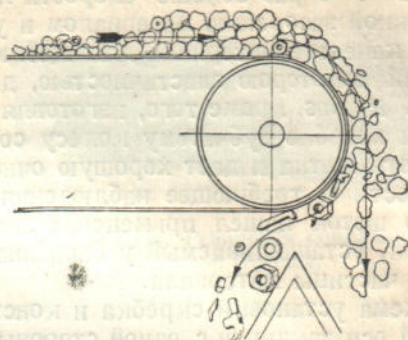
Характерные случаи применения таких электромагнитных барабанов — в чугуно- и сталелитейных, для отделения из отработанной формовочной земли литников и скрапа, на угольных рудниках и коксовых установках для отделе-

¹ «Mechanical Handling», октябрь 1931, стр. 217.

ния из угля перед дробилками попадающих в него в руднике кувалд, к остылей, вагонеточных сцепок и прочих случайных частей, на обогатительных фабриках для классификации магнитных руд и т. д.

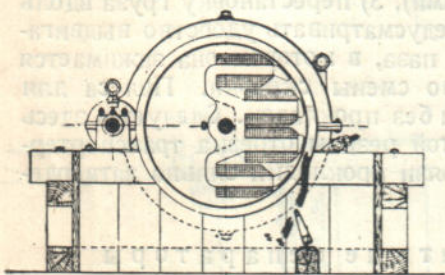


Фиг. 355. Схема установки вращающегося магнитного сепаратора (Gröppel).

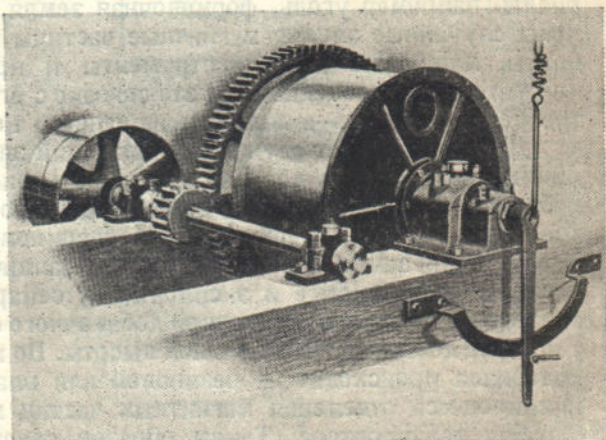
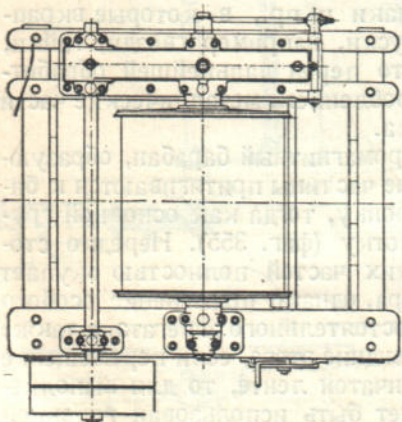


Фиг. 356. Схема действия магнитного сепаратора, помещенного в головном ленточном барабане.

Схема действия магнитного сепаратора — барабана на ленточном транспортере, аналогичная предыдущей, видна на фиг. 356. Притянутые к барабану магнитные части отделяются от него, выходя на зону магнитного поля.



Ограничение толщины слоя насыпки материала имеет существенное значение для полноты сепарации магнитных частиц. На ленте слева показана примерная нормальная толщина слоя, и справа — увеличенная, при которой отделение всех магнитных частей не обеспечено.

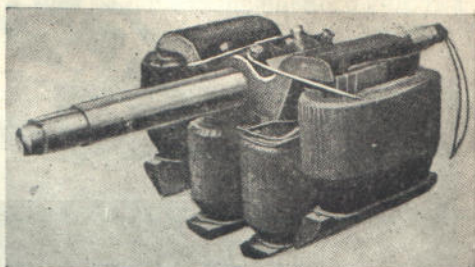


Фиг. 357. Внешний вид и разрез магнитного барабана с неподвижными катушками (Allians).

По конструкции магнитные барабаны можно разделить на две основные группы — с неподвижными и с вращающимися магнитами.

Внешний вид и разрез барабана первого типа шведской фирмы Allians показан на фиг. 357. Четыре электромагнитные катушки, изображенные отдельно

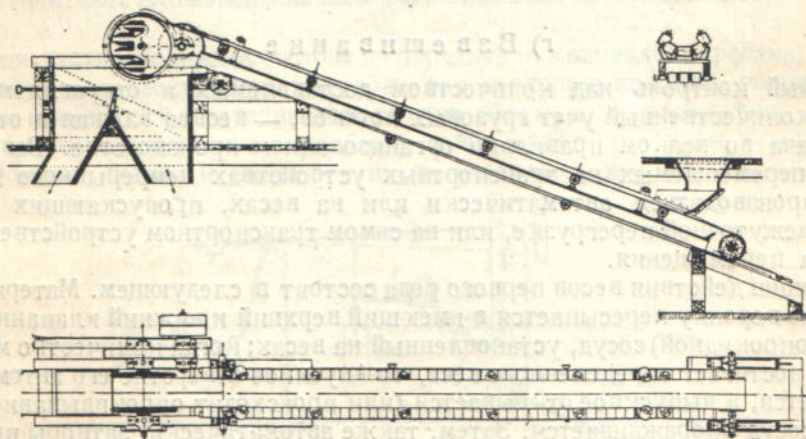
на фиг. 358, располагаются по одну сторону от оси барабана и создают с этой стороны магнитное поле. Подвод тока производится через полую ось. Общий вид ленточного конвейера, оборудованного барабаном такого типа, представлен на фиг. 359. Чем крупнее магнитные части и толще слой материала на ленте, тем более сильным должно быть магнитное поле, а следовательно больше сила питающего тока. На некоторых установках сила тока регулируется реостатом. Для правильного отделения струи материала от сбрасываемых в свою воронку магнитных частей разделяющая грань воронок снабжается шарнирной переставной заслонкой, как это видно на фиг. 357 и 359.



Фиг. 358. Группа четырех электрsmагнитов для барабана (Allians).

Второй тип барабана — с вращающимися секционными круговыми катушками — виден на фиг. 360. К вращающемуся валу такого барабана подвод тока осуществляется через осевую канавку и контактные кольца.

Если на магнитном барабане производится постоянное обогащение перемещаемого материала, а не отделение случайных магнитных частиц, то ограничение толщины слоя материала, а также величины рабочей скорости, требующееся для полной сепарации, снижает производительность ленты как транспортного устройства, что и ставит в ряде подобных случаев предел рациональности соединения сепарации и транспорта в одном агрегате. Пониженные скорости ленты приходится принимать и во всех других случаях применения магнитных барабанов. Фирма Magnetic Mtg Co для барабанов диаметром от 300 до 900 мм назначает скорость вращения 40 об/мин.



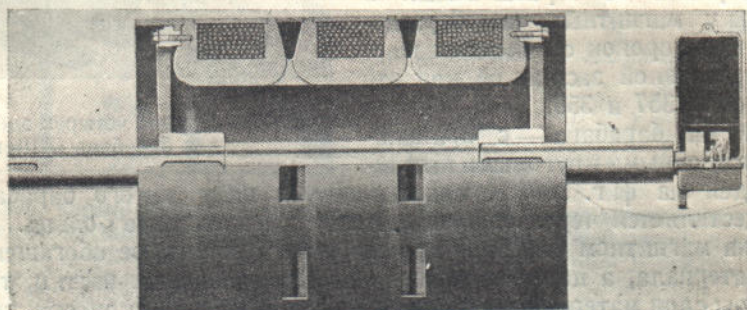
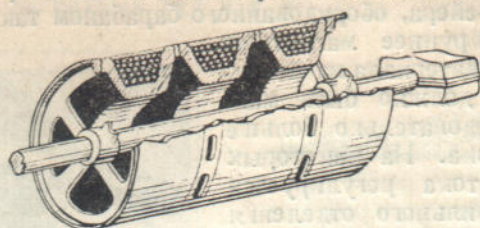
Фиг. 359. Общий вид ленточного транспортера с магнитным барабаном (Allians).

Для питания электромагнитных барабанов применяется постоянный ток, поэтому, при отсутствии такового, приходится устанавливать небольшие умформеры.

Расход тока на создание магнитного поля относительно невелик. По американским данным он составляет для средних диаметров барабана и ширины лент около 1 квт; Görrel для изготовляемых им магнитных сепараторов (фиг. 355) указывает расход тока 0,1—0,6 квт.

Из наблюдающихся на практике эксплуатационных неполадок на магнитных барабанах надо отметить нагрев барабанов и расстройство изоляции и промокание внутри барабана влаги. Кроме того наблюдались случаи, когда

притянутые к барабану на свободных полях сбоку от ленты магнитные частицы попадали на холостую ветвь ленты и причиняли ленте повреждения.



Фиг. 360. Магнитный барабан с вращающимися круговыми секционными катушками (Magnetic Mtg Co).

Тем не менее, при рациональном устройстве магнитных барабанов, использование их на ленточных транспортерах часто приносит много удобств и оправдывается экономически.¹

г) Взвешивание

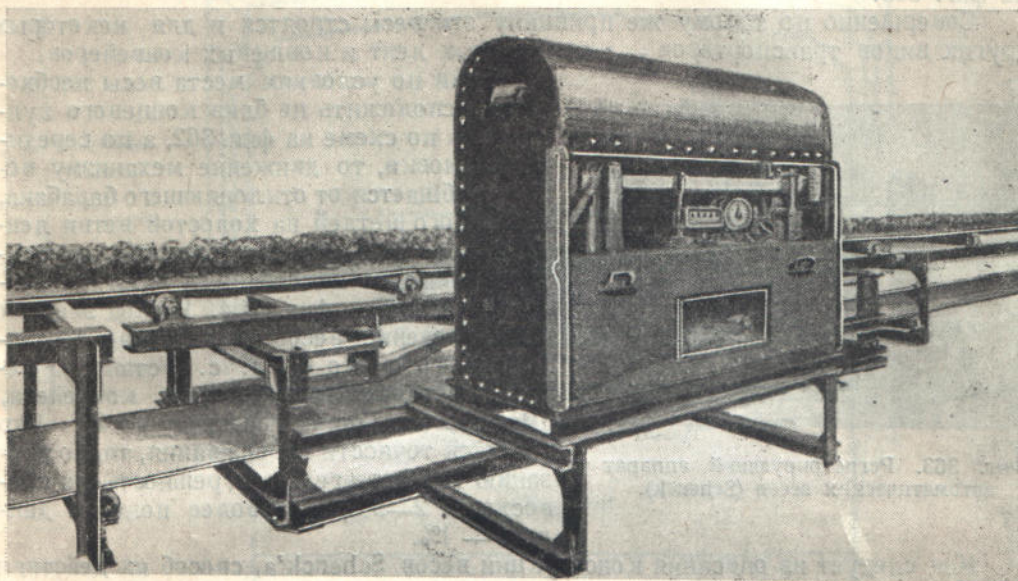
Точный контроль над количеством доставляемых и отправляемых материалов, количественный учет грузовых потоков, — весьма важная и ответственная задача во всяком правильно организованном производстве. Взвешивание грузов, перемещаемых на транспортных устройствах непрерывного действия, может производиться автоматически или на весах, пропускающих материал при промежуточной перегрузке, или на самом транспортном устройстве во время процесса перемещения.

Принцип действия весов первого рода состоит в следующем. Материал через приемную воронку пересыпается в имеющий верхний и нижний клапанные затворы (или опрокидной) сосуд, установленный на весах; когда количество материала в сосуде достигает определенного веса, то впускное отверстие его автоматически закрывается, а выпускное открывается (или происходит опрокидывание сосуда), так что сосуд опорожняется. Затем, также автоматически, затворы принимают первоначальное положение, и взвешивание возобновляется. К недостаткам этого способа, дающего хорошие по точности взвешивания результаты, относится, помимо конструктивной сложности всего устройства, крошение материала и пылеобразование, получающиеся при трехкратной перегрузке, и, главное, громоздкость установки и неизбежная на ней довольно большая потеря «строительной высоты».

Значительно большей компактностью отличаются весы, с помощью которых производится взвешивание на транспортной установке непосредственно. Общий вид таких весов, фирмы Carl Schenck, для взвешивания на ленте угля показан на фиг. 361.

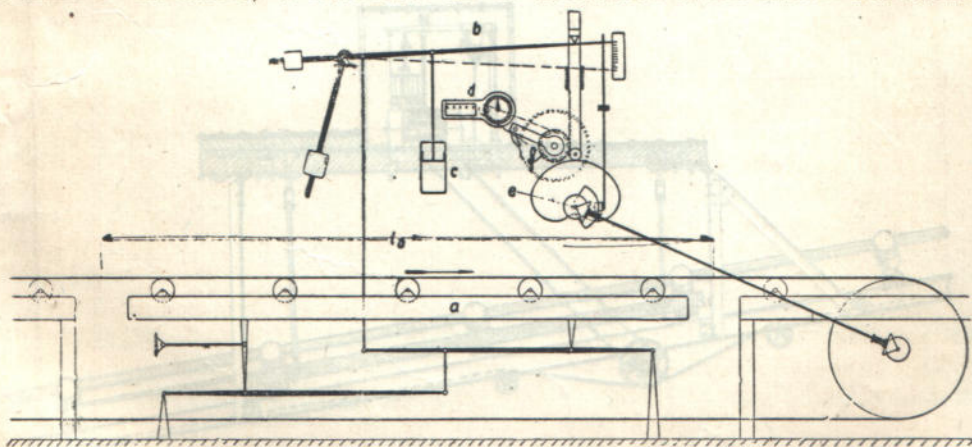
¹ Журнальные статьи по электромагнитным барабанам: «Engineering», 1931, № 3402, стр. 421; «Mechanical World», 1928, № 2143, стр. 62; то же, 1928, № 2167, «Magnetic separators»; «Materials Handling and distribution», июль 1931, стр. 36; «Engineering Mining World», 1931, № 6, стр. 384; «Mechanical Handling», 1932, стр. 247 и 263.

Способ действия этих весов заключается в следующем (фиг. 362). Несколько поддерживающих ленту роликов установлены не на неподвижной станине, а на раме *a*, опирающейся на рычаги весового устройства, соединенные вертикальной тягой с коромыслом *b*. Таким образом может быть взвешено количество груза (включая также ленту и ролики), приходящееся на длину взвешиваемого участка ленты l_0 .



Фиг. 361. Автоматические весы для взвешивания на ленте (Schenck).

Вторая часть механизма состоит из передачи от концевой барабана, включающей первую коническую пару шестерен, вал и вторую коническую пару. Вал с последней конической шестерни делает один оборот при продвижении ленты на участок l_0 . Сидящая на нем кулачковая шайба арретирует весы в положении, показанном на схеме, и включает их на несколько мгновений в положении,



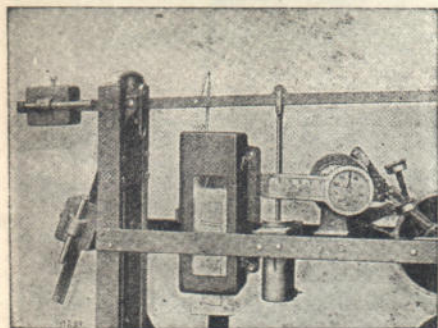
Фиг. 362. Схема автоматических ленточных весов (Schenck).

повернутом на 180° . Опускающееся при этом коромысло *b*, соединенное с успокоителем колебаний *c*, действует на регистрирующий счетный аппарат *d* с помощью подвешенного на коромысле вертикального стержня, имеющего на конце зубчатую рейку с мелким шагом, сцепляющуюся с зубчатой шестеренкой. Шестеренка соединена в свою очередь с рычагом, несущим собачку храпового

колеса, поворачивающегося при каждом взвешивании в одну и ту же сторону, причем угол поворота пропорционален каждый раз весу груза. Полученное суммарное число оборотов шестеренки определяет таким образом количество пропущенного груза.

В тех случаях, когда требуется знать режим грузового потока во времени, регистрирующий аппарат соединяется с самопишущим прибором, показанным на фиг. 363.

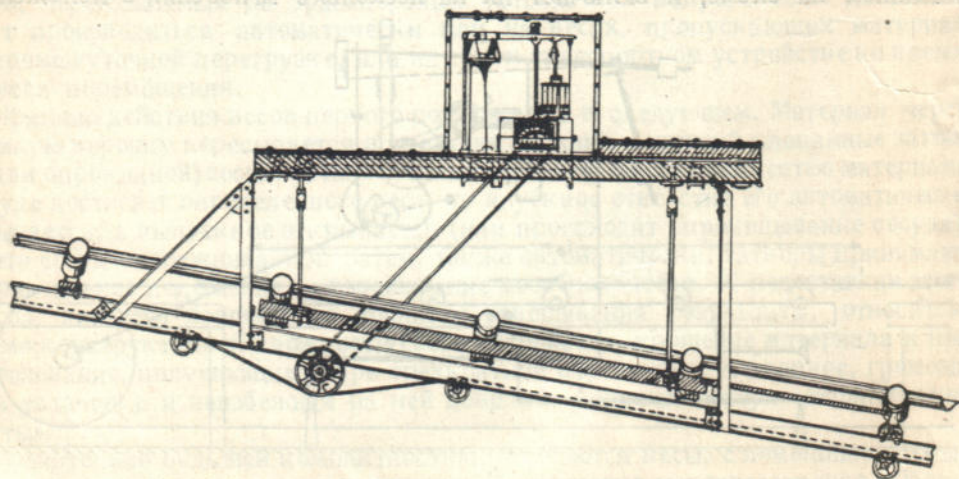
Совершенно по такому же принципу эти весы строятся и для некоторых других видов транспортеров — пластинчатых лент и ковшевых конвейеров.



Фиг. 363. Регистрирующий аппарат автоматических весов (Schenck).

Если по условиям места весы необходимо расположить не близ концевой пункта, как по схеме на фиг. 362, а по середине установки, то движение механизму весов сообщается от отклоняющего барабана, огибаемого петлей на холодной ветви ленты. Такие весы, завода Госметр, спроектированные по изложенному нами принципу, показаны на фиг. 364. Расход энергии на приведение весов в действие составляет всего около 0,1 л. с. Установка весов допустима на участках конвейера, имеющих наклон к горизонту до 20°. Что касается точности взвешивания, то, по указанию Ганфштенгеля, погрешность не превосходит 2—5%, а по более поздним данным — 1%.

Как следует из описания конструкции весов Schenck'a, способ их действия заключается в очень быстро, практически мгновенно, выполняемых последовательных взвешиваниях отдельных движущихся на ленте порций материала. Такой способ по существу наиболее пригоден для случая взвешивания материала на ковшевых конвейерах, так как между ковшами имеются промежутки и взвешивание отдельных порций соответствует системе перемещения материала.



Фиг. 365. Схема автоматических весов Merrick.

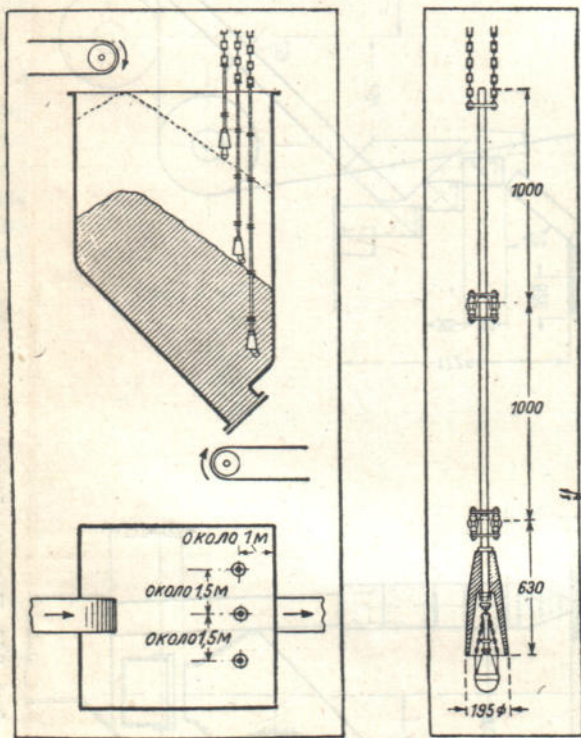
Несмотря на практически достигнутую этим способом высокую точность взвешивания материала при перемещении его непрерывной струей, он принципиально уступает другому способу, — непрерывной регистрации или интеграции веса.

Схема таких весов американской фирмы Merrick Scale Mfg Co показана на фиг. 365.¹ Как изображено на фигуре, три соседних роликкоопоры установлены на подвесной уравновешенной раме, причем вес материала на ленте уравновешен с помощью системы рычагов грузом в виде поплавка, опущенного в сосуд с ртутью. От положения поплавка и следовательно веса материала на отрезке ленты зависит передаточное число весьма своеобразного фрикционного передаточного механизма к регистрирующему прибору — интегратору. Другой фактор производительности — скорость ленты — регистрируется передачей от показанного внизу нажимного ролика на холостой ветви. Соответственным образом градуированный счетчик оборотов, зависящих от обоих названных факторов, показывает точный вес транспортируемого на ленте материала.²

д) Взятие пробы

В некоторых областях производства, например в химическом и в металлургическом, требуется иногда производить систематический контрольный анализ качества перемещаемого материала. На ленточном транспортере для этой цели может быть применено устройство, схематически показанное на фиг. 366 и называемое автоматическим опробывателем.

Устройство состоит из двух шарнирных цепей, огибающих каждая пять направляющих роликов и поддерживаемых на горизонтальных ветвях тремя роликами, с укрепленным на них шарнирно ковшиком. При движении цепей по стрелке ковшик проходит между головным барабаном и приемной воронкой и заполняется материалом (положение сплошными линиями). Далее от движения параллельно самому себе по восходящей и горизонтальной ветви и при огибании крайнего блока опрокидыванием ковшик сгружает материал в воронку, из которой он затем поступает на лабораторную дробилку. Исследованный материал по спускной трубе снова сыпается в приемную воронку транспортера.



Фиг. 367. Устройство для регистрации степени заполнения бункера и автоматической блокировки (Siemens-Halske).

е) Электроблокировка

Если несколько ленточных или других каких-либо транспортеров работают последовательно один за другим, то для включения и выключения их в определенном порядке применяется, как указывалось, специальная электроблокировка.³

Один из случаев применения сигнального и блокировочного устройства, служащего для автоматического включения и выключения двух ленточных транспортеров — одного подающего материал в бункер и дру-

гого — разгружающего бункер, показано на фиг. 367.⁴

¹ Ср. с весами на питателе по фиг. 269.

² Описание этой схемы весов и некоторых других см. «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1933, № 25—26, стр. 296 и «Mechanical Handling», 1933, стр. 386.

³ Схемы см. например в AEG Mitteilungen, 1931, № 9 (сент.), стр. 549.

⁴ «Kohle und Erz», 1931, № 3, стр. 82.

Устройство это, являющееся одновременно указателем степени заполнения бункера, состоит из нескольких (трех) свешивающихся внутрь бункера контакторов. При засыпании бункера материалом, располагающимся в нем конусом, грушевидный колокол контактора отклоняется и через ртутный контакт замыкает ток, подавая соответственный сигнал об уровне материала.

Если бункер полон и замыкается верхний контактор, то одновременно он может быть использован для выключения верхнего, подающего транспортера. Наоборот, при опорожнении бункера выключением нижнего контактора можно производить автоматическое выключение мотора нижнего разгружающего транспортера.

2. Расчет

§ 1. Определение ширины ленты

Ширина ленты определяется в зависимости от требующейся производительности транспортера и от величины отдельных кусков перемещаемого материала.

Вторая зависимость приводит к назначению ширины как плоской, так и лотковой ленты не менее 6—4,5-кратной величины кусков в поперечнике при однородном по крупности материале и 4—2,5-кратном — при рядовом (неоднородном) материале, с небольшим количеством кусков максимальной крупности. Наибольшие размеры куска для обоих этих случаев, по нормам Союзстальмоста даны в таблице 51. Примерно такие же значения приводят и американские фирмы.

Таблица 51

Наибольшая допустимая крупность кусков для лент разной ширины

Ширина ленты B (мм)		400	500	600	750	900	1100	1300
Наибольший размер куска a' мм	Сортированный материал с содержанием до 80%	65	90	110	150	200	250	300
	Рядовой материал с содержанием до 10—15%	100	150	200	270	350	450	550

Ширина ленты, определяемая по требующейся производительности, зависит от величины площади поперечного сечения, по которой материал располагается на ленте. До сего времени в назначении этой величины не имеется единообразия в расчетных нормах, принятых проектными организациями, фирмами и учреждениями, разрабатывающими стандарты.

По проекту норм DIN и нормам, указываемым в ряде германских источников, в случае плоской ленты материал считают лежащим на ленте в виде слоя, очерченного по параболе (фиг. 368), причем ширина слоя, во избежание просыпания материала с ленты, принимается:

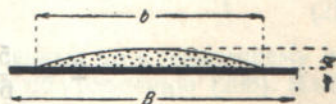
$$b = 0,9 B - 0,05 \text{ м} \quad (205)$$

и наибольшая высота

$$h = \frac{1}{12} b. \quad (206)$$

Площадь сечения слоя материала

$$\Omega = \frac{2}{3} bh = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} (0,9B - 0,05)^2 \text{ м}^2 \quad (207)$$



Фиг. 368. Сечение материала на плоской ленте.

и производительность транспортера

$$Q = 3600 \Omega v \gamma = 3600 \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} (0,9B - 0,05)^2 v \gamma = 200 (0,9B - 0,05)^2 v \gamma = V \gamma \tau, \text{ час.} \quad (208)$$

Отсюда ширина ленты

$$B = 1,11 \left(\sqrt{\frac{Q}{200 v \gamma}} + 0,05 \right) \text{ м.} \quad (209)$$

Производительность лотковой ленты по тем же нормам принимается вдвое больше, чем для плоской, причем угол наклона боковых роликов трехроликовой опоры равен 20° и боковые ролики имеют несколько большую длину, чем средний (фиг. 157).

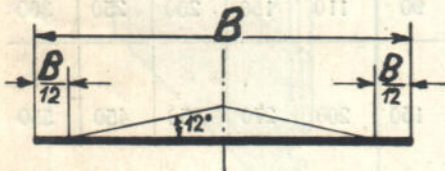
В новых нормах DIN¹ теоретическая производительность ленты принята еще несколько выше, чем получается по уравнению (208). Эти новые нормы для плоской и лотковой ленты, при скорости $v = 1,0$ м/сек, приведены в таблице 52.

Таблица 52

Теоретическая объемная производительность ленты при $v = 1,0$ м/сек. (DIN)

Ширина ленты B (мм)	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Производительность плоской ленты V м ³ /час.	12	23	38	69	108	173	255	351	464	592	735
Производительность лотковой ленты V м ³ /час.	21	42	70	126	197	318	467	645	850	1085	1350

В нормах особо отмечается, что указанная в таблице производительность достигается только при вполне равномерном питании и на горизонтальной ленте.



Фиг. 369. Сечение материала на плоской ленте.

Некоторые американские фирмы при определении площади сечения материала на плоской ленте полагают его расположенным равнобедренным треугольником с углом при основании равным 12° , причем основание треугольника занимает $\frac{5}{6}$ ширины ленты и по $\frac{1}{12}$ ширины остается свободной с обеих сторон (фиг. 369).

Площадь треугольника сечения материала

$$\Omega = \frac{5}{6} B \frac{5}{12} B \operatorname{tg} 12^\circ \frac{1}{2} = 0,037 B^2 \text{ м}^2, \quad (210)$$

отсюда

$$V = 3600 \Omega v = 133 B^2 v \text{ м}^3/\text{час.} \quad (211)$$

Таким образом значение Ω , а следовательно V зависит от ширины, которую занимает материал на ленте, и угла откоса его. Угол откоса на ленте в свою очередь зависит от угла откоса материала в покое и от степени рассыпания материала в стороны при прохождении ленты по роликам, которое можно считать функцией скорости движения ленты, степени ее натянутости и жесткости (толщины), а также диаметра роликов.

В одном предложении способа расчета ширины ленты, сделанном в порядке проработки норм DIN, автором его К. Stummelen² рассуждение ведется следующим образом.²

¹ DIN Berg 2101, Blatt 1, июль 1933.

² «Faberg Mitteilungen», 1931, № 1 или «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1931, № 9, стр. 137 и № 14, стр. 221.

Если угол откоса для перемещаемого материала на движущейся ленте равен β' и материал располагается по цилиндрической поверхности так, что касательные к этой поверхности у ленты образуют с ней углы β' (фиг. 370), причем ширина слоя материала

$$b = 0,8 B, \quad (212)$$

то высота слоя

$$h = (1 - \cos \beta') \frac{b}{2 \sin \beta'} =$$

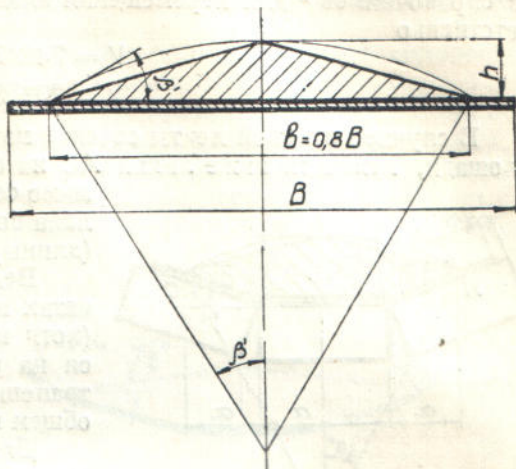
$$= (1 - \cos \beta') \frac{0,8B}{2 \sin \beta'}. \quad (213)$$

Площадь сечения материала равна при этом

$$\Omega' = \frac{2}{3} bh.$$

Практически на столь полную насыпку рассчитывать нельзя. Учитывая кроме того, что материал имеет тенденцию рассыпаться к краям ленты при прохождении ее по роликам, сечение его принимается не по круговому сегменту, а в виде треугольника с тем же основанием и той же высотой насыпки.

Фиг. 370. Сечение материала на плоской ленте.



Площадь этого треугольника

$$\Omega = \frac{1}{2} bh = \frac{1}{2} 0,8 B (1 - \cos \beta') \frac{0,8 B}{2 \sin \beta'} =$$

$$= 0,16 B^2 \frac{1 - \cos \beta'}{\sin \beta'}. \quad (214)$$

Для большинства таких материалов как уголь, руда, камень и обычных условий скорости, толщины и натяжения ленты можно считать

$$\beta' = 30^\circ.$$

В этом случае

$$\Omega = 0,0428 B^2 \quad (215)$$

$$V = 3600 \Omega v = 154 B^2 v. \quad (216)$$

Для обычных ширин ленты значения V , исчисленные по предыдущему выражению, получаются в среднем на 7—8% больше, чем по уравнению (208). В нормах треста Союзстальмост, приведенных в таблице 53, приняты значения производительности, близко совпадающие с исчисленными по уравнению (208).

Таблица 53

Производительность ленточного транспортера V_0 м³/час при скорости $v = 1,0$ м/сек.

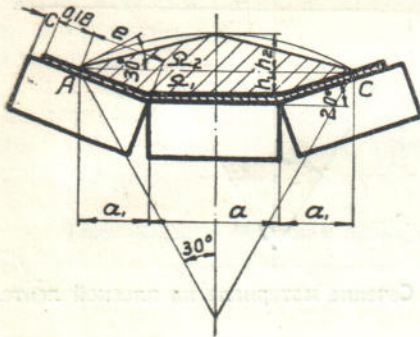
Ширина ленты B (мм)	400	500	600	750	900	1100	1300
Производительность плоской ленты V_0 м ³ /час	20	35	50		115	175	250
Производительность лотковой ленты V_0 м ³ /час	40	70	100	160	230	350	500

Для некоторых других материалов, имеющих больший угол естественного откоса и меньше рассыпающихся в стороны при движении ленты, значения численного коэффициента в уравнении (216) могут быть еще повышены. Так, в одном из справочников¹ для перемещения влажного песка и золы указывается соответственно

$$V = 242 B^2 v,$$

$$V = 202 B^2 v.$$

В случае лотковой ленты сечение материала на ней увеличивается за счет площади, лежащей ниже линии АС на фиг. 371. Величина этой площади, помимо соотношения $b : B$, зависит от угла наклона боковых роликов и отношения ширины (длины) среднего ролика к боковым.



Фиг. 371. Сечение материала на лотковой ленте.

Величину этой площади, которая в расчетах принимается имеющей форму трапеции (хотя в действительности лента располагается на роликах по дуге, так что тупые углы трапеции срезаются), нетрудно вывести в общем виде.

Для простоты выводов определим площадь Ω для конкретных соотношений, принятых в ряде норм, а именно при $b : B = 0,8$, в случае всех трех роликов равной длины и для угла наклона боковых роликов в 20° .

Тогда, при ширине свободной части ролика c ,

$$2c + B = 3a, \quad (217)$$

откуда

$$c = \frac{3a - B}{2}. \quad (217')$$

На боковых роликах материал занимает участок

$$e = a - c - 0,1 B = 0,4B - 0,5 a. \quad (218)$$

Горизонтальная и вертикальная проекция его

$$a_1 = e \cos 20^\circ, \quad (219)$$

$$h' = e \sin 20^\circ. \quad (220)$$

и площадь сечения материала

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2 = (a + a_1) h_1 + (a + 2 a_1) \frac{h_2}{2}, \quad (221)$$

где h_2 , как это видно из построения, находится по предыдущему.

Принимая обычные средние значения $c = 5,0 - 7,5$ см, находим среднее весьма приближенное значение для всех ширин B

$$\Omega = 0,0816 B^2 \quad (222)$$

$$V = 294 B^2 v. \quad (223)$$

Примерно на 5% меньшие значения для V дают фирмы Robins и Brownhoist. Фирма Jeffrey, в типовых конструкциях которой боковые ролики трехроликовой опоры располагаются под углом в 30° , а пятироликовой — под углом в 15° и 30° , для ширины свободных частей $B/12$ и угла откоса материала $7\frac{1}{2}$ (фиг. 272) дает значение

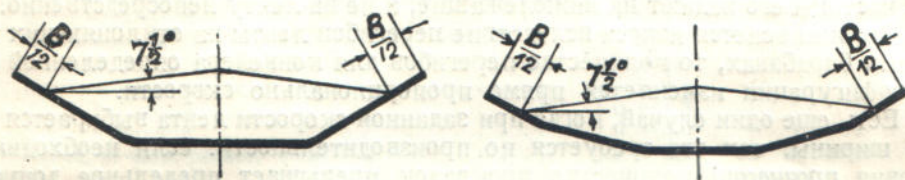
$$V \cong 310 B^2 v \text{ м}^3/\text{час}, \quad (224)$$

т. е. на 5,5% больше, чем по предыдущему выражению.

¹ Linke, Handbuch der Ingenieurwissenschaften, 1908, ч. IV, том III, стр. 304. Подробнее об этом см. в статье Max R. Ehrst, Ueber die Leistung von Förderbändern, «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1933, № 19/20.

В нормах Союзстальмоста производительность лотковой ленты, опирающейся на три ролика равной длины, с боковыми роликами под углом 20° , принята вдвое большей, чем для плоской ленты той же ширины (таблица 53). Получающиеся при этом значения V близко согласуются со значениями по уравнению (223).

Как показывают опыты,¹ предельное наполнение лотковых лент ограничивается тем, что под действием высокой нагрузки лента отчасти выполаживается между роликами, вследствие чего материал с нее просыпается. Степень выполаживания в свою очередь зависит от натяжения ленты, ее толщины и жесткости, расстояния между роликами и объемного веса материала. Таким образом приведенные значения нагрузки надо рассматривать как достигаемые в обычных условиях работы лент, при вполне равномерном питании, но в особых случаях допускающие некоторые отклонения.



Фиг. 372. Расположение материала на лотковой ленте.

В случае наклонных лент высоту насыпки слоя материала, а следовательно площадь сечения его рекомендуется несколько уменьшать, так как угол наклона плоскости откоса, расположенного на ленте материала, увеличивается с возрастанием общего наклона ленты. Практически это становится чувствительным для углов наклона только свыше 10° . Stephens-Adamson рекомендует уменьшать степень нагрузки, или, что то же, принимать расчетную производительность V_p увеличенной по отношению к действительной:

для углов наклона от 11 до 15°	на 5%
» » » от 16 до 18°	на 10%
» » » от 19 до 22°	на 15%

Такое же указание дается в нормах Союзстальмоста. Инженер Max R. Ehrт, на основании своих опытов с песком и опилками, указывает значения расчетной объемной производительности V_p для углов наклона ленты

$$\beta < 20^\circ \quad V_p = \frac{V}{\cos^3 \beta}, \quad (225)$$

$$\beta > 20^\circ \quad V_p = \frac{V}{\cos^4 \beta}. \quad (226)$$

Получаемые по этим выражениям значения V_p несколько превышают предыдущие нормы Stephens-Adamson.

§ 2. Рабочая скорость ленты

Скорость ленты, как указывалось, принимается, по сравнению со скоростью других типов транспортеров, относительно высокой. Чем больше скорость, тем меньшее количество материала приходится на единицу длины транспортера, а следовательно тем легче и компактнее получается вся установка.

С другой стороны, имеется ряд соображений — обеспечение спокойного хода ленты, сохранность перемещаемого материала и ленты и др., заставляю-

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1933, № 19/20, стр. 220—224.

щих ограничивать скорость ленты определенными пределами в зависимости от индивидуальных условий случая.

Кроме того, как общее правило, надо принять, что *скорость ленты не должна быть выше того ее значения, которое при полной нагрузке ленты выбранной ширины обеспечивает требуемую производительность.*

Это значит, что если лента при заданной скорости принята по отношению к производительности избыточно широкой (из условия кусковатости материала или в связи с интервалами имеющегося сортамента ширины), то рабочую скорость следует настолько уменьшить, чтобы нагруженность ленты была возможно близка к нормальной. Такое правило вытекает из условия рациональной эксплуатации ленты и удлинения срока ее службы. Действительно, износ ленты от абразивного действия материала в местах погрузки не увеличивается с увеличением толщины слоя насыпки материала, так как при толстом слое последующие частицы его падают на нижележащие, а не на ленту непосредственно.

Что же касается износа вследствие перегибов ленты на отклоняющихся и приводных барабанах, то количество перегибов для конвейера определенной длины и конфигурации изменяется прямо пропорционально скорости.

Есть еще один случай, когда при заданной скорости лента выбирается большей ширины, чем это требуется по производительности: если необходимое из условия *прочности* количество прокладок превышает предельное допустимое для данной ширины. Однако, уменьшение скорости и в этом случае не всегда приводит к положительным результатам, так как вызываемое им увеличение нагрузки, а следовательно и тягового усилия влечет в свою очередь необходимость дальнейшего увеличения прочности ленты.

Индивидуальные факторы, с которыми необходимо сообразоваться в каждом отдельном случае при назначении скорости ленты, следующие:

- 1) род перемещаемого материала,
- 2) ширина ленты,
- 3) тип ленты (плоская, желобчатая),
- 4) угол наклона конвейера,
- 5) отсутствие или наличие разгрузочного устройства и тип его.

1. *Род перемещаемого материала* — степень его однородности, кусковатость, объемный вес, абразивность и хрупкость — имеет первостепенное значение при назначении рабочей скорости.

В случае легкоподвижных, однородных материалов (например зерно) *равномерность питания* осуществляется наиболее легко. Напротив, в случае неоднородных или крупнокусковых материалов с высоким коэффициентом внутреннего трения частиц равномерность питающей струи достигается с трудом. Чем медленнее движется и полнее нагружается лента, тем постояннее получается на ней в этом случае слой материала.

С увеличением абразивности и крупнокускости материала возрастает износ ленты у питателя. Чтобы такой материал скорее приходил в состояние относительного покоя на ленте, следует уменьшать ее скорость.

В случае абразивного и деградирующего при крошении материала (кокс, антрацит) процент крошения понижается с уменьшением скорости. В случае крупнокусковых и тяжелых материалов, например камень, руда, на ролики передаются через ленту тем большие толчки, чем больше скорость. По всем этим причинам для крупнокусковых тяжелых материалов рабочая скорость выбирается пониженной. Точно так же уменьшается скорость в случае очень легких пылевидных материалов, сдуваемых сопротивлением воздуха при быстром движении ленты. В таблице 54 указаны применяющиеся на практике пределы скоростей и наиболее часто встречающиеся значения их.

Скорость породотборных (сортировочных) лент по тем же нормам принимается 0,1—0,3, в среднем 0,2 м/сек. и скорость лент для штучных грузов 0,75—1,5, в среднем 1,0 м/сек.

По некоторым американским нормам и по данным Шахтостроя, скорость породотборных лент назначается в среднем 0,3 м/сек. и скорость лент для штучных грузов, в зависимости от веса их, — 0,35—0,65, но не больше 1,0 м/сек., — из условия облегчения погрузки и разгрузки вручную.

Рабочие скорости на ленточном транспортере (Союзстальность)

№ по пер.	Род перемещаемого материала	Пределы скорости м/сек.	Наиболее принятые скорости м/сек.
1	Антрацит, каменный уголь, брикеты:		
	кусками менее 250 мм	1,0 — 2,0	1,5 — 1,75
	кусками более 250 мм	1,0 — 1,25	1,0
2	Железная руда	1,0 — 1,25	1,25
3	Кокс металлургический	1,0 — 1,5	1,25
4	Формовочная земля, зола сухая, мелкий древесный уголь	0,5 — 1,0	0,75
5	Крупный древесный уголь, опилки	0,75 — 1,5	1,0
6	Торф фрезерный	1,0 — 1,5	1,0
	» кусковой	1,0 — 1,5	1,5
7	Песок речной, земля, соль	1,5 — 2,5	2,0
8	Щебень, гравий, руда:		
	кусками менее 250 мм	1,25 — 2,5	1,5 — 1,75
	кусками более 250 мм	1,0 — 1,5	1,0
9	Зерно тяжелое	2,5 — 4,0	3,0
	» легкое	2,0 — 3,0	2,5

2. Следующим основным фактором выбора скорости является *ширина ленты*.

С возрастанием ширины ленты рабочую скорость, при прочих равных условиях, увеличивают. Это проверенное на практике правило находит двойное объяснение: 1) более широкие ленты легче центрируются и поэтому допускают большую скорость, 2) в связи с тем, что объем перемещаемого материала возрастает пропорционально квадрату ширины ленты, относительное количество частиц, входящих на более широкой ленте в соприкосновение с нею, уменьшается, а следовательно по отношению к производительности понижается и фактор порчи ленты при питании. Таким образом узкие ленты изнашиваются быстрее, чем широкие, а следовательно для них должно быть понижено действие фактора перегибов, т. е. допускаются меньшие скорости.¹

В зависимости от ширины ленты Hetzel рекомендует для таких материалов, как уголь, гравий и пр., назначать скорости не выше указанных в таблице 55 (в округленных цифрах).

Таблица 5

Предельные скорости ленты в зависимости от ее ширины

Ширина ленты В (мм)	400	500	600	750	900	1100	1300
Предельная скорость v (м/сек)	1,50	1,75	2,0	2,25	2,50	2,75	3,25

Такие же или близко совпадающие с ними величины предельной скорости указывают американские фирмы — Jeffrey, Brownhoist, Link-Belt, Stephens-Adamson и др.

Таким образом, назначив, на основании таблицы 54, скорость ленты в зависимости от рода материала и определив ширину ленты, необходимо по предыдущей таблице проверить, не выходит ли эта скорость за указанные пределы.

¹ Такое соображение приводится, например, в статье—The design and application of belt conveyors—в журнале «Mechanical Handling», январь 1931, стр. 23.

Американская фирма Bartlett and Snow дает сводную таблицу нормальных рекомендуемых и максимальных допустимых скоростей в зависимости от обоих рассмотренных факторов — характера материала и ширины ленты (таблица 56). При этом материалы она разделяет на следующие пять групп — по их свойствам: не подверженные крошению, хрупкие и деградирующие при крошении, зерновые, мелкие абразивные и крупные абразивные.

Таблица 56

Нормальные и максимальные скорости ленты¹

(Bartlett and Snow)

Группа	Ширина ленты В (мм) Название материала	350—400	500	600	750	900	1100—1200	1300—1500
		Не подверженные крошению	Песок, гравий, рядовой уголь, зола, соль . . .	1,0 1,5	1,5 2	1,5 2,5	1,75 2,5	1,75 3,0
Подверженные крошению	Кокс, сортированный уголь . . .	1,0 1,5	1,25 1,75	1,25 1,75	1,5 2,0	1,5 2,0	1,5 2,0	1,5 2,0
Зерновые	Зерно	1,5 2,0	2,25 3,0	2,25 3,0	2,5 3,5	3,0 4,0	3,0 4,0	3,0 4,0
Мелкие абразивные	Дробленый камень, горная порода, руда, шлаки	1,0 1,25	1,25 1,5	1,35 2,0	1,50 2,0	1,6 2,5	1,75 2,5	2,0 2,5
Крупные абразивные	Крупный камень, горная порода, крупная руда .	—	—	1,25 1,75	1,25 1,75	1,5 2,0	1,5 2,0	1,5 2,0

При пользовании этой таблицей скорость надо назначать сначала предположительно, сообразуясь с производительностью, а затем проверять совпадение ее с табличным значением для вычисленной ширины ленты.

3. В отношении *типа ленты* — плоская или жолобчатая — в большинстве данных не делается различия и скорость для обоих типов назначается одинаковая.

Имеются, впрочем, отдельные указания (например фирмы ATG), рекомендуемые для лотковых лент, как сильнее нагруженных и хуже центрирующихся, уменьшать по сравнению с плоскими лентами скорость на 25—30%.

4. Почти все источники, как стандартные расчетные нормы, так и фирменные данные, указывают на необходимость назначать пониженные скорости для лент, перемещающих материал на подъем.

К этому побуждают причины двоякого рода: 1) более сильное рассыпание материала при прохождении ленты по поддерживающим роликам и 2) увеличение истирания ленты в пункте питания.

Первому явлению способствует то обстоятельство, что в местах набегания ленты на ролики общий угол наклона транспортера складывается с наибольшим

¹ Верхние цифры — нормальная скорость, нижние — максимальная.

углом провеса ленты. Можно считать, что борьба с рассыпанием материала в этом случае осуществляется рекомендованным выше уменьшением высоты слоя насыпи материала на ленте или, что то же, увеличением расчетной производительности, поэтому уменьшение рабочей скорости не требуется.

Более существенна вторая причина — истирание ленты у питателя, которое тем чувствительнее, чем крупнее куски и больше абразивность материала.

Как указывалось при рассмотрении питающих устройств, состояние относительного покоя материала на ленте устанавливается тем быстрее, чем ближе скорость сходящего с лотка материала (v_1 на фиг. 373) по величине и направлению к скорости ленты v . На наклонных лентах захватывание материала затрудняется тем, что 1) сила трения частиц о ленту должна преодолевать не только инерцию частиц, но и направленную вдоль ленты вниз, то-есть в обратную сторону движению, составляющую силы их тяжести и 2) что угол между скоростью материала и ленты (между стенкой лотка и лентой) возрастает на величину угла β наклона транспортера.

На горизонтальном транспортере составляющая скорость частицы v_2 , направленная вдоль ленты

$$v_2 = v_1 \cos \alpha_0 \quad (227)$$

и на наклонном

$$v_2' = v_1' \cos (\alpha_0 + \beta). \quad (228)$$

Величины v_2 и v_2' должны быть возможно близки к скорости ленты. Так как угол наклона лотка α_0 , чтобы не заstopорить материал, уменьшать не следует (за исключением специальных типов лотков с изогнутым днищем), а увеличение v_1 ограничивается длиной лотка и соображениями получения не слишком большой составляющей скорости, нормальной к плоскости ленты (удары частиц о ленту), то остается, для сохранения равенства отношений $\frac{v_2}{v}$ и $\frac{v_2'}{v'}$, уменьшать v' пропорционально уменьшению v_2' . Отсюда, полагая на основании предыдущего $v_1' = v_1$, находим

$$\frac{v'}{v} = \frac{v_2'}{v_2} = \frac{\cos (\alpha_0 + \beta)}{\cos \alpha_0}. \quad (229)$$

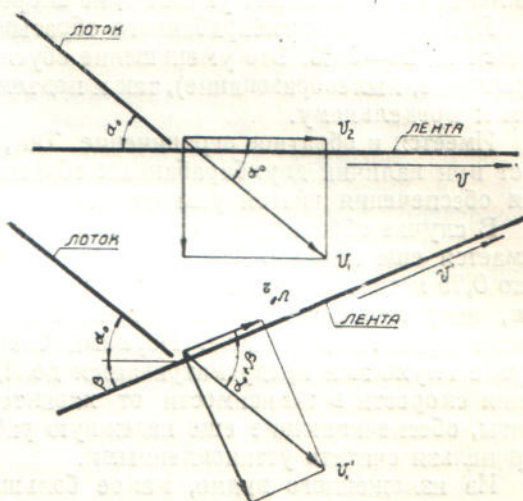
Предыдущее выражение дает величину снижения скорости ленты для разных углов ее наклона. Полагая в нем $\alpha_0 = 40^\circ$, составим численную таблицу 57.

Таблица 57

Понижение предельной скорости ленты в зависимости от угла наклона

Угол наклона к горизонту β в градусах	5	10	13	16	19	22
Процент от скорости горизонтальной ленты	91	83	78	73	67	61

Именно такие значения уменьшения скорости и приводятся, на основании данных практики, американскими фирмами. При этом некоторые из них (например Palmer Bee) указывают, что если питание наклонной ленты происходит



Фиг. 373. Скорость частицы при входе на ленту.

на горизонтальном участке, то такое снижение не требуется вовсе. Нормы DIN 1933 г. дают для снижения скорости 1,5% на каждый градус наклона ленты, то-есть несколько меньше табличных.

Практически соблюдение правил уменьшения скорости на наклонных лентах, которое следует, повидимому, отнести к *предельным* скоростям для данной ширины ленты и рода материала, приводит в большинстве случаев к пользованию средними рабочими скоростями и только при наибольших углах наклона к пониженным, по сравнению со средними, скоростям.

5. В случае *промежуточной разгрузки* скорость ленты принимается ниже, чем для горизонтальных лент, работающих в аналогичных условиях, но без сбрасывателя. Если лента со сбрасывателем имеет последовательные наклонный и горизонтальный участки и скорость ее движения достаточно уменьшена вследствие наклона, то дальнейшее уменьшение скорости уже не требуется.

При наличии двухбарабанного сбрасывателя уменьшение скорости рекомендуется на 20—25%. Это уменьшение обуславливается как условиями разгрузки (крошение, пылеобразование), так и подъемом ленты на тележке под углом, близким к предельному.

Имеется и обратное ограничение. Так, фирма Bartlett and Snow не рекомендует при наличии двухбарабанных сбрасывателей скорости меньше 1,5 м/сек— для обеспечения чистой разгрузки.

В случае сбрасывателя плужкового типа величина рабочих скоростей принимается еще меньше. Так, та же фирма дает значения $v = 0,35 — 0,50$ м/сек. и до 0,75 м/сек. Однако при перемещении однородных мелкозернистых материалов, например формовочная земля, песок и др., величину рабочей скорости можно принимать и выше. Нормами Союзстальмоста скорость ленты при разгрузке плужками предусматривается до 1,25 м/сек. Вообще же предельные значения скорости в зависимости от характера материала и производительности ленты, обеспечивающие еще надежную работу сбрасывающих плужков, до сих пор нельзя считать установленными.

Из изложенного видно, какое большое количество факторов необходимо иметь ввиду при выборе скорости ленты. Все они должны быть приняты во внимание, так как от правильного выбора скорости немало зависят капитальные затраты и рациональная эксплуатация установки.

При назначении скорости рекомендуется пользоваться цифрами нормального ряда, который составляется сообразуясь с желательными интервалами производительности ленты (в дополнение к интервалам ширины), диаметрами приводных барабанов и передаточными числами механизма привода.¹

Нормальный ряд, принятый в нормалях Союзстальмоста, следующий:

$v = 0,2; 0,5; 0,75; 1,0; 1,25; 1,75; 2,0; 2,5; 3,0$ м/сек.

Нормальный ряд по DIN:

$v = 0,65; 0,85; 1,0; 1,3; 1,7; 2,1; 2,6$ м/сек.

Последние четыре значения скорости вместе со скоростью 0,5 м/сек составляют нормальный ряд Шахтостроя.

§ 3. Предварительное определение мощности двигателя

Мощность двигателя при установившемся движении на ленточном транспортере, так же как и на всяком другом, может быть найдена путем определения последовательных сопротивлений на нем, начиная от сбегающей ветви ленты до набегающей ветви или, как говорят, определения сопротивления «по точкам».

Для выполнения такого расчета надо знать, помимо веса перемещаемого материала, вес движущихся частей самого транспортера. Между тем вес ленты, определяемый по числу прокладок, которое в свою очередь находится по наибольшему натяжению ленты, остается неизвестным до определения общего тягового

¹ Об отправных положениях стандартизации ленточных транспортеров см. «Ленточные транспортеры» (проект стандартов), ОНТИ, 1932 г.; K. Stummelen, Normung der Gummi-Gurttförderer, «Faberg Mitteilungen», 1931, № 1.

усилия. Так как количество прокладок для каждой ширины ленты колеблется в сравнительно узких пределах, то, назначив какое-либо среднее количество прокладок, можно без большой погрешности выполнить расчет по точкам. Однако обычно выполняют *предварительный расчет* по укрупненным показателям для заданной производительности и длины транспортирования, а затем уже, определив приближенным способом мощность на головном валу, тяговое усилие и наибольшее натяжение, находят вес ленты и рассчитывают сопротивления по точкам.

Для транспортеров обычной конфигурации предварительный расчет дает настолько точные результаты, что на практике проверку сопротивления по точкам часто можно не производить. Напротив, для транспортеров, имеющих особенности конструкции и сложную конфигурацию, расчет по точкам надо считать обязательным.

Работу двигателя при предварительном определении мощности установившегося движения считают затрачиваемой на преодоление следующих сопротивлений:

- 1) сопротивление холостого хода транспортера;
- 2) дополнительные сопротивления, возникающие на загруженном материале транспортере; эти сопротивления, обусловленные перемещением веса лежащего на ленте материала, не создают нового вида сопротивлений, но увеличивают собою имеющиеся место при холостом ходе сопротивления на поддерживающих роликах и отклоняющих барабанах;
- 3) сопротивление движению на подъеме, если доставка груза производится между двумя точками, расположенными не по одной горизонтали;
- 4) сопротивление на разгрузочных устройствах.

1. *Работа холостого хода* пропорциональна весу движущихся частей транспортера $q_0' L$, скорости перемещения v и коэффициенту сопротивления при холостом ходе $w_x' w$.

$$N_0' = \frac{w_x' q_0' L v}{75} \text{ л. с.} \quad (230)$$

Здесь q_0' — суммарный вес движущихся частей на грузовой и порожней ветвях ленты. Введя обозначение

$$\frac{w_x' q_0'}{75} = c, \quad (231)$$

имеем

$$N_0' = c L v. \quad (232)$$

Значение q_0' зависит от толщины ленты и конструкции опор, но главным образом от ширины ленты B . Коэффициент сопротивления w_x' является в основном функцией типа подшипников поддерживающих роликов и их состояния.

Значения c для роликоопор на шарикоподшипниках и нормальной смазки можно, в зависимости от B , принимать как для плоских, так и для лотковых лент по нормам Союзстальмоста из таблицы 58.

Таблица 58

Значения коэффициента c в уравнении 232

Ширина ленты B (мм)	400	500	600	750	900	1100	1300
Коэффициент c	0,019	0,024	0,027	0,035	0,046	0,057	0,069

2. Вторая составляющая расхода мощности, возникающая на транспортере после загрузки его материалом, пропорциональна весу материала на ленте qL , скорости перемещения v и коэффициенту сопротивления w_m :¹

$$N_0'' = \frac{w_m q L v}{75} = \frac{w_m Q L}{270} \text{ л. с.} \quad (233)$$

¹ Этот своеобразный коэффициент сопротивления, в который не входят сопротивления холостого хода, не следует смешивать с рассмотренными выше коэффициентами w_0 , w и w' .

По тем же нормам величину w_m можно принимать равной 0,054, так что предыдущее уравнение принимает вид:

$$N_0'' = \frac{0,054 QL}{270} = 0,0002 QL. \quad (234)$$

3. Третья составляющая, работа подъема:

$$N_0''' = \pm \frac{QH}{270}. \quad (235)$$

Знак плюс относится здесь к движению груза вверх и минус — к опусканию груза.

Так как на коротких транспортерах сильнее сказываются потери на концевых конструкциях и расход мощности на погонный метр их длины, при прочих равных условиях, получается несколько выше, то полученную сложением суммарную мощность

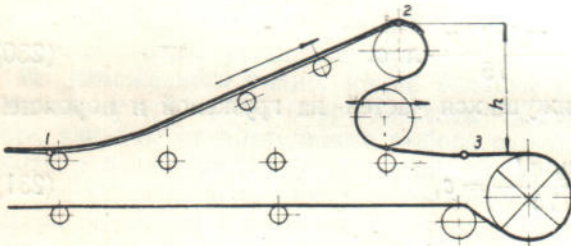
$$N_c = N_0' + N_0'' + N_0''' \quad (236)$$

рекомендует увеличивать

для $L < 15$ м	на 20%
» $L = 15 - 30$ м	на 10%
» $L = 30 - 45$ м	на 5%

4. Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления на разгрузочных устройствах. При определении этой мощности необходимо различать два случая:

- 1) двухбарабанный сбрасыватель и 2) сбрасыватель плужкового типа.



Фиг. 374. Схема разгрузочной тележки.

Для двухбарабанных сбрасывателей, в свою очередь, надо различать тележки с ручным (не автоматическим) перемещением вдоль транспортера и автоматические тележки, с ходом от ленты.

1. Двухбарабанный сбрасыватель не автоматического типа. Мощность на сбрасывателях, не имеющих автоматического хода во время работы, расходуется:

1) на подъем груза от уровня ленты на роликах до верхней грани первого барабана и

2) на преодоление сил вредного сопротивления на обоих барабанах, возникающих вследствие жесткости ленты и трения на цапфах валов барабанов.

Первая составляющая

$$N_1'''' = \frac{Qh}{270}, \quad (237)$$

где h — высота подъема ленты на тележке (фиг. 374).

Для определения второй составляющей, зависящей от натяжения ленты, огибающей барабаны, найдем предварительно это натяжение.

Величина тягового усилия на транспортере без сопротивления на сбрасывателе

$$W_0' = \frac{75N_c}{v} \quad (238)$$

и натяжение ленты на набегающей ветви

$$S_{об}' = \frac{e^{\alpha}}{e^{\alpha} - 1} W_0' = C W_0', \quad (239)$$

где α — угол обхвата на приводном барабане и f — коэффициент трения ленты о барабан.

При определении расхода мощности на сбрасывающей тележке, которая может быть установлена для снятия материала в любой точке транспортера, надо, естественно, рассчитывать сопротивление для такого положения тележки, в котором натяжение, а следовательно и расход мощности наибольшие, то-есть в положении непосредственно у разгрузочного конца транспортера. Будем считать, как это имеет место обычно, что привод установлен на разгрузочном конце. В этом случае определенное в предыдущем уравнении натяжение $S_{нб}'$ переместится из точки 3 в точку 1.

Натяжения в точке 2

$$S_2 = S_1 + (q + q_a) h. \quad (240)$$

Положим, что натяжение ленты при огибании каждого из двух барабанов сбрасывателя увеличивается вследствие потерь на нем в $1 + k$ раз. Тогда натяжение ленты в точке 3

$$S_3 = S_2 (1 + k)^2 - q_a h. \quad (241)$$

Ввиду относительно небольшого значения $q_a h$, полагаем его в обоих предыдущих уравнениях равным нулю. На точности результатов это не сказывается, так как работа, затрачиваемая на подъем ленты, возвращается при ее движении вниз по барабанам. Тогда

$$S_2 = S_1 + qh = S_{нб}' + qh, \quad (240')$$

$$S_3 = S_2 (1 + k)^2 = (S_{нб}' + qh) (1 + k)^2. \quad (241')$$

Величина сопротивления на обоих барабанах

$$W_2'''' = S_3 - S_2 = (S_{нб}' + qh) [(1 + k)^2 - 1] = (CW_0' + qh) [(1 + k)^2 - 1] \quad (242)$$

и соответственный расход мощности

$$N_2'''' = \frac{W_2'''' v}{75} = \frac{(CW_0' + qh) [(1 + k)^2 - 1] v}{75}. \quad (243)$$

Полный расход мощности найдем, сложив значения N_1'''' и N_2'''' . Подставляя во втором выражении

$$qv = \frac{Q}{3,6},$$

находим окончательно

$$N_0'''' = N_1'''' + N_2'''' = CN_c [(1 + k)^2 - 1] + \frac{Qh}{279} (1 + k)^2. \quad (244)$$

Это же выражение может быть получено соответственными подстановками из уравнения

$$N_0'''' = \frac{(S_3 - S_1)v}{75}. \quad (245)$$

Полагая, как для обычных средних условий, угол обхвата $\alpha = 210^\circ$, $f = 0,3$, $k = 0,07$, то-есть потери на каждом барабане равными 7% от натяжения ленты, высоту подъема на тележке $h = 1,6$ м, получим из предыдущего выражения

$$N_0'''' = 0,225 N_c + 0,007Q \text{ л. с.} \quad (246)$$

2. Двухбарабанный сбрасыватель с автоматическим перемещением. Расход мощности на самодвижущейся сбрасывающей тележке не одинаков при прямом (по направлению движения ленты) и обратном ходе ее. Как видно из последующего, мощность при обратном ходе получается больше, чем при прямом.

По сравнению со сбрасывателем, остающимся неподвижным во время работы, расход мощности на движущейся против хода тележке возрастает вследствие —

- 1) более быстрого вращения барабанов,
- 2) подъема на высоту h большего количества груза в единицу времени,
- 3) сопротивления передвижения тележки в ту сторону, с которой лента слабее натянута,

4) сопротивления на ходовых колесах тележки.

Если скорость передвижения тележки в направлении, обратном ходу ленты, равна v_m , то относительная скорость ленты и сбрасывателя равна $v + v_m$. Следовательно скорость вращения барабанов, а значит и расход мощности на них повышаются в отношении

$$\frac{v + v_m}{v}.$$

В таком же отношении возрастает количество сбрасываемого, а следовательно поднимаемого на высоту h груза. Подставляя в уравнение (237) вместо Q $Q \frac{v+v_m}{v}$ и в уравнение (243) вместо v $v + v_m$, находим

$$N_1'''' + N_2'''' = \left\{ CW_0' [(1+k)^2 - 1] + \frac{Qh}{270} (1+k)^2 \right\} \frac{v+v_m}{v}. \quad (247)$$

Это же уравнение может быть получено из выражения

$$N_1'''' + N_2'''' = \frac{(S_3 - S_1)(v + v_m)}{75}. \quad (248)$$

Третья составляющая расходуемой мощности, обусловленная преодолением сопротивления, равного разности натяжения ленты в точках 3 и 1, находится из уравнения

$$N_3'''' = \frac{(S_3 - S_1) v_m}{75}. \quad (249)$$

Сделав в него подстановку из уравнений (248) и (247), находим

$$N_3'''' = \left\{ CW_0' [(1+k)^2 - 1] + \frac{QH}{270} (1+k)^2 \right\} \frac{v_m}{v}. \quad (250)$$

Четвертая составляющая находится из

$$N_4'''' = \frac{G_m w' v_m}{75 \eta}, \quad (251)$$

где G_m — собственный вес тележки в сумме с весом ленты и груза, несомых ею, то-есть находящихся на участке между точками 1 и 3, w' — коэффициент сопротивления движения тележки на колесах и η — к. п. д. передаточного механизма от барабана к осям ходовых колес.

Складывая значения отдельных составляющих мощности, находим

$$N_0'''' = CN_c [(1+k)^2 - 1] \frac{v + 2v_m}{v} + \frac{Qh}{270} (1+k)^2 \frac{v + 2v_m}{v} + \frac{Gw'v_m}{75\eta}. \quad (252)$$

Принимая те же значения α , f , k и h , как при выводе уравнения (246) и кроме того $G = 3000$ кг, $w' = 0,06$, $\eta = 0,75$, $v_m = 0,09$ и, находим окончательно

$$N_0'''' = 0,27 N_c + 0,0077Q + 0,5 \text{ л. с.} \quad (253)$$

Для симметрии с уравнением (246), оно может быть с достаточной степенью точности переписано так:

$$N_0'''' = 0,275N_c + 0,007Q + 0,5 \text{ л. с.} \quad (254)$$

В таком виде эта формула принята для расчетов в новых нормах (1934 г.) Союзстальмоста. В предыдущих нормах Союзстальмоста, как и в нормах Шахтстроя и большинства американских фирм, для расхода мощности на сбрасывающей двухбарабанной тележке даются значения N_0'''' в функции от ширины ленты $N_0'''' = f(B)$ (таблица 59). Имеются кроме того нормы $N_0'''' = f(Q)$

(табл. 59) и $N_0'''' = f(B, v)$.¹ Нетрудно, однако, на основании предыдущего убедиться в том, что ни одна из этих норм не дает достаточно точных результатов. Действительно, помимо собственного веса тележки и высоты подъема на ней, которые для разных размеров тележек дают лишь незначительные колебания, в основном расход мощности на сбрасывателе зависит от натяжения ленты и весовой производительности транспортера.

Таблица 59

Расход мощности на двухбарабанной сбрасывающей тележке

В зависимости от ширины ленты B (мм) (Jeffrey)	400	500	600	700	800	900	1000	1200	
N_0'''' (л. с.)	1,0	1,5	1,5	2,0	3	3,5	4	6	
В зависимости от производительности Q т/час (Bartlette and Snow)	25	100	200	300	500	800	1000	1500	2000
N_0'''' (л. с.)	0,5	1,0	2,0	2,4	4,0	6,0	7,0	11,0	14,0

Следовательно первая зависимость неправильна, так как при одной и той же ширине лента может иметь разное натяжение и разную весовую производительность, вторая — неправильна, так как при одной и той же производительности лента может иметь разное натяжение, и третья неправильна, так как при одной и той же ширине и скорости возможны разные натяжения и тоже разные весовые производительности. Неудивительно поэтому, что как в самом методе подсчета N_0'''' , так и в цифровых нормах различные источники дают неодинаковые значения мощности. Приведенные выше формулы $N_0'''' = f(N_c, Q)$ надо признать более точными.

3. Сбрасыватель плужкового типа. Выше мы вывели выражение для определения расхода мощности на снятие материала с ленты на сбрасывателе плужкового типа (уравнение 199). Для некоторых постоянных угла наклона α и угла трения μ , это выражение имеет вид

$$N_p = N_1'''' = C_1 QB, \quad (255)$$

Вторая составляющая мощности, N_2'''' , на плужковом сбрасывателе расходуется на преодоление силы трения ленты о поддерживающий ее полук. Эту составляющую, пропорциональную весу лежащего на полке груженого отрезка ленты, а также скорости ленты и имеющую практически небольшую численную величину, можно с достаточной степенью точности тоже считать пропорциональной Q и B . Следовательно общая мощность находится из уравнения вида

$$N_0'''' + N_1'''' + N_2'''' = C' QB. \quad (256)$$

Сообразуясь с некоторыми фирменными указаниями о расходе мощности на плужковых сбрасывателях, можно принять $C' = 0,01$,² так что

$$N_0'''' = 0,01 QB, \quad (256')$$

но не меньше 0,5 л.с.

В заключение о предварительном расчете мощности приведем весьма простой приближенный метод, который дает Walter³ для определения N_0 на горизон-

¹ «Mechanical Handling», май 1932, стр. 161.

² Опытные данные о значении N_0'''' в зависимости от рода материала, ширины и скорости ленты и производительности нам неизвестны.

³ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1931, стр. 83.

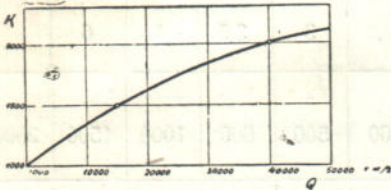
тальной ленте без сбрасывающего устройства, транспортирующей уголь. Значение N_0 находится из

$$N_0 = \frac{QL}{K}, \quad (257)$$

где K принимается

- для $QL = 1000$ тм/час $K=1000$
- » $QL = 15000$ тм/час $K=1500$
- » $QL = 40000$ тм/час $K=2000$,

то-есть колеблется от 1000 для малых длин и производительностей до 2000—для больших. Для удобства подсчетов по этой формуле построена диаграмма на фиг. 375, по которой можно находить значения K и для промежуточных величин QL . Исчисленные таким способом значения мощности довольно близко согласуются с цифрами, получаемыми по уравнению (236).



§ 4. Прочные размеры ленты

По суммарной мощности

$$N_0 = N_0' + N_0'' + N_0''' + N_0'''' \quad (258)$$

находим тяговое усилие

$$W_0 = \frac{75 N_0}{v}. \quad (259)$$

Фиг. 375. Диаграмма значений коэффициента K в уравнении (257).

Наибольшее натяжение ленты получается (за исключением особых случаев) на набегающей ветви у приводного барабана.

$$S_{нб} = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} W_0 = C W_0. \quad (260)$$

Назначив род привода, вместе с которым определяется угол обхвата α , и приняв соответственное значение f , находим $S_{нб}$.

Значения коэффициента C для наиболее употребительных величин $f = 0,2$; $0,3$ и $0,35$ помещены в таблице 60.

Таблица 60

Значения коэффициента C в уравнении (260)

α в градусах	180	210	240	270	300	330	360	380
α в радианах	3,14	3,66	4,19	4,71	5,24	5,76	6,28	6,63
$f = 0,2$	2,15	1,93	1,76	1,64	1,54	1,46	1,40	1,36
$f = 0,3$	1,64	1,50	1,40	1,32	1,26	1,22	1,18	1,16
$f = 0,35$	1,50	1,38	1,30	1,24	1,19	1,15	1,12	1,11

По натяжению $S_{нб}$ определяем прочные размеры и вес ленты. Размеры и вес роликов и барабанов можно определить по приведенным ранее указаниям. Таким образом определяется вес движущихся частей, и принятый по предварительным данным расход энергии на приводе может быть проверен более детально, по точкам, путем определения всех отдельных сопротивлений на транспортере.

§ 5. Детальный расчет мощности

Детальный расчет мощности при установившемся движении находится, как указывалось, путем определения на участках (по точкам) последовательных сопротивлений по ходу ленты, начиная от сбегающей ветви.

При этом на прямолинейных участках или криволинейных, на которых лента движется по опорным роликам, мощность затрачивается в общем случае на сопротивление:

- 1) трения катания и скольжения на роликах,
- 2) подъема, если он есть.

На поворотных пунктах, на которых лента обгибает отклоняющие или приводные барабаны, возникают сопротивления:

- 3) от трения в цапфах барабанов,
- 4) от изгиба ленты.

Рассмотрим каждое из этих слагаемых в отдельности.

1. Сопротивление на поддерживающих роликах складывается из трения в цапфах роликов и сопротивления катания по роликам и перегиба ленты.

В случае подшипников скользящего трения первая величина прямо пропорциональна диаметру цапфы d_u и коэффициенту трения в цапфах f' и обратно пропорциональна диаметру роликов D_p . Коэффициент сопротивления:

$$w' = \frac{d_u}{D_p} f'. \quad (261)$$

В этом выражении можно принимать

$$\frac{d_u}{D_p} = \frac{1}{6} - \frac{1}{5}$$

и коэффициент трения

$$f' = 0,15 - 0,20 - 0,25,$$

в зависимости от рода смазки и условий работы.

Что касается второй составляющей сопротивления (от перекатывания и изгибания на роликах ленты), то величина ее пока не изучена. Можно предположить, что она уменьшается с увеличением жесткости ленты, силы ее натяжения и диаметра роликов. Для приближенного хотя бы учета этой величины проф. Нейманн¹ принимает коэффициент трения f' в выражении (261) повышенным на 0,10.

Таким образом, принимая для кольцевой смазки $f' = 0,20$, имеем:

$$w_1' = (0,20 + 0,10) \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{5} \right) = 0,05 - 0,06 \quad (262)$$

и для жировой — $f' = 0,25$

$$w_1' = (0,25 + 0,10) \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{5} \right) \cong 0,06 - 0,07. \quad (263)$$

Величина сопротивления от трения на груженом и порожнем участках, если

q кг/м — вес материала,

q_L » — вес ленты,

q_p' » — вес роликов на груженой ветви,

q_p'' » — вес роликов на порожней ветви,

L_2 м — длина горизонтальной проекции транспортера, —

равна на груженом участке

$$W_1' \cong (q + q_L) L \cos \beta w_1' + q_p' L w' = (q + q_L) L_2 w_1' + q_p' L w' \quad (264)$$

и на порожнем участке

$$W_1'' \cong q_L L \cos \beta w_1' + q_p'' L w' = q_L L w_1' + q_p'' L w'. \quad (265)$$

Неточность предыдущих выражений не имеющая, впрочем, практического значения, заключается в том, что в них не принято во внимание, что давление на цапфах ролика является геометрической суммой трех сил: вертикальной силы веса ролика, направленной к ней под углом β силы давления материала и ленты и направленной вдоль движения ленты силы сопротивления на ролике. Ввиду

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1927, № 18, стр. 311.

того что углы β на лентах относительно невелики, можно часто считать $\cos \beta = 1$, тогда

$$W_1' = (q + q_a) L w_1' + q_p' L w', \quad (266)$$

$$W_1'' = q_a L w_1'' + q_p'' L w'. \quad (267)$$

Еще одна допускаемая в этих расчетах неточность состоит в том, что в лотковых лентах суммарное нормальное давление материала и ленты в действительности больше, чем на плоских, так как на боковых роликах лента дает клиновой распор. Можно предположить, впрочем, что это увеличение нормального давления отчасти компенсируется меньшим сопротивлением трения катания ленты по роликам вследствие большей жесткости лотковой ленты. Значение этих факторов должно быть проверено экспериментом. Для определения веса вращающихся частей роликов, в случае облегченной сварной конструкции по фиг. 164, в расчете мощности можно пользоваться цифрами таблицы 61, составленной на основании данных завода им. Ленина в Никополе.

Таблица 61

Вес (в кг) вращающихся частей роликов (в одной роликоопоре)

Ширина ленты B (мм)	400	500	600	750	900	1100	1300
Трехроликовая опора G_p'	10,0	11,5	12,5	14,0	16,0	17,5	19,5
Однорولیковая опора G_p' или G_p''	7,0	8,5	9,0	10,0	11,5	12,5	14,0

Нормы DIN для величины коэффициента сопротивления рекомендуют принимать в случае подшипников трения катания

$$w' = 0,02 - 0,03.$$

При этом выражения (266) и (267) в нормах DIN приводятся к виду

$$W_1' = (q + q_a + q_p') L w', \quad (268)$$

$$W_1'' = (q_a + q_p'') L w, \quad (269)$$

то-есть не делается различия для сопротивления, отнесенного к весу роликов и к весу ленты и материала. Подсчеты, выполняемые по обоим этим способам, дают близкое совпадение результатов. Приведенные нормы DIN могут быть рекомендованы для пользования при нормальных условиях смазки подшипников.

2. Сопротивление составляющей веса материала и ленты на наклонных участках

$$W_2' = \pm (q + q_a) L \sin \beta, \quad (270)$$

$$W_2'' = \pm q_a L \sin \beta. \quad (271)$$

Знак плюс берется для ветви, движущейся вверх по наклону, и знак минус — для движущейся вниз.

3. Сопротивление от трения в цапфах приводного и направляющих барабанов равно для каждого барабана

$$W_2 = \bar{\Sigma} (S + S_{сб} + G_б) \frac{d_y}{D} f', \quad (272)$$

где стоящая в скобках величина представляет геометрическую сумму натяжений небегающей и сбегающей ветвей ленты и веса барабана.

Отношение диаметров цапфы и барабана можно принимать

$$\frac{d_y}{D_б} = \frac{1}{7} \quad \frac{1}{8}$$

и коэффициент трения в цапфах

$$f' = 0,1 - 0,15 \text{ для приводного барабана}$$

и $f' = 0,15 - 0,20$ для направляющих,

соответственно для кольцевой и штауферной смазки.

4. Для величины сопротивления изгибу ленты на приводном и отклоняющих барабанах проф. Neumann¹ предлагает выражение, значения которого близко согласуются с результатами опытов проф. Hanffstengel'я:²

$$W_3 = c \frac{s}{R_0^x} (S_{нб} + ksB), \quad (273)$$

где s — толщина ленты,

$c = 0,5$ — постоянный коэффициент,

B см — ширина ленты,

R_0 см — радиус барабана,

$S_{нб}$ кг — натяжение набегающей на барабан ветви ленты,

$x = 1,3$ — постоянный показатель степени и

$k = 8,0$ кг/см² для резиновой ленты и

$9,5$ кг/см² для балатовой — постоянная величина, зависящая от рода ленты.

Еще одна составляющая общего сопротивления получается в месте погрузки материала вследствие сопротивления сил инерции частиц материала, имеющих при попадании на ленту скорость, меньшую скорости ленты v .

Если скорость материала в направлении движения ленты равна v_2 (фиг. 373), то добавочная мощность

$$N_{\partial} = \frac{1000 Q}{g} \cdot \frac{v^2 - v_2^2}{2} \cdot \frac{1}{3600 \cdot 75} = \frac{Q(v^2 - v_2^2)}{5400} \text{ л. с.} \quad (274)$$

и добавочное сопротивление

$$W_{\partial} = \frac{75 N_{\partial}}{v} = \frac{Q(v^2 - v_2^2)}{71 v}. \quad (275)$$

Получающиеся практически численные значения N_{∂} и W_{∂} , даже в предположении $v_2 = 0$, настолько невелики, что ими можно в расчетах пренебречь.

В проекте норм DIN сопротивление на концевых барабанах отдельно не учитывается, а суммарное сопротивление на прямолинейных участках увеличивается на 10—30% для лент без разгрузочной каретки или заслонки. Такой способ расчета может быть применен только в случае транспортера простой прямолинейной конфигурации, во всех иных случаях он не дает достаточной точности.

Определив последовательно все сопротивления на транспортере, включая и сопротивления на головном валу, находим суммарную тяговую силу W_0 и расход мощности на головном валу

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} \quad (259')$$

и расход мощности на моторном валу

$$N = \frac{N_0}{\eta}, \quad (276)$$

где η — к. п. д. передаточного механизма.

Установочную мощность мотора всегда выбирают с некоторым запасом по отношению к исчисленному расходу мощности, сообразуясь, как указывалось, с перегрузкой мотора в период пуска и с общими условиями длительной работы мотора (окружающая температура, условия вентиляции, пыльность).

Обычно считают, что установочная мощность мотора должна не меньше чем на 20% превышать нормальный расход мощности, однако в практических расче-

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1927, № 18, стр. 312.

² «Forschungsarbeiten», VDI, № 145.

тах запас прочности нередко принимается значительно выше — до 70—80% и даже больше. Как видно из таблицы 38, применяемые в настоящее время по преимуществу электродвигатели типа УТ дают в период пуска перегрузку по моменту до 100%. Продолжительность разбега, при непосредственном включении двигателя, считают часто в 3—4 секунды, при включении на сильно нагруженных транспортерах с помощью реостата — еще больше. Зная вес материала на конвейере и вес движущихся частей, можно выполнить проверку перегрузки мотора в период разбега. Метод такого расчета приводится ниже.

Выбрав мотор, находят передаточное число механизма привода, равного отношению чисел оборотов барабана и мотора

$$K = \frac{n_b}{n_m}, \quad (277)$$

где

$$n_b = \frac{60 v}{\pi D_b}.$$

Общий ход расчета ленточного транспортера таким образом сводится к следующему.

Назначив рабочую скорость v ленты и определив по производительности Q т/час и по кусковатости ее ширину B , находят по данным уравнений (236, 246, 253, 256'), мощность на головном валу N_0 . Зная N_0 и v , определяют окружную силу W_0 и, в зависимости от угла обхвата на приводе, — значения $S_{нб}$ и $S_{сб}$, а затем в общем случае по $S_{нб}$ находят прочные размеры ленты, ее толщину и вес. Далее по точкам определяют сопротивления на отдельных участках последовательных участках ленты и ее натяжение, начиная от сбегающей ветви до набегающей. По натяжению ленты находят силу натяжного устройства и стрелу провеса. Обычно выполненный таким образом расчет дает результаты, близкие к получающимся по приближенным формулам, поэтому на практике им и ограничиваются. Если в особых случаях такого совпадения нет, то прочные размеры ленты и сила натяжного устройства должны быть изменены в ту или другую сторону, в зависимости от того, больше или меньше получается новое значение мощности, и затем снова пересчитаны.

§ 6. Определение перегрузки мотора в период разбега

Изменение от нуля до максимума угловой скорости электродвигателя, а значит и линейной скорости ленты в период разбега часто считают приближенно по одному из двух кинематических законов:¹

- 1) постоянное ускорение, следовательно возрастание скорости по прямой, и
- 2) ускорение, падающее по прямой от максимума до нуля, следовательно возрастание скорости по параболе.

Найдем выражения для пускового момента электродвигателя и в том, и в другом случае.

1. Если вращение электромотора в период разбега происходит так, что угловое ускорение $\dot{\omega}_m$ остается постоянным, то не изменяется и угловое ускорение вала барабана $\dot{\omega}_b$ и любого передаточного вала, а также, при отсутствии скольжения, ускорение поступательного движения ленты и лежащего на ней материала. Будем обозначать здесь скорость установившегося движения ленты через v_a , скорость ее в период пуска через v и продолжительность периода пуска через t_a . Тогда (фиг. 376)

$$\dot{v} = \frac{dv}{dt} = \frac{v}{t} = \frac{v_a}{t_a}, \quad (278)$$

$$\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t} = \frac{\omega_0}{t_a}, \quad (279)$$

¹ А. О. Сливаковский, Работы грузоподъемных машин в период неустановившегося движения, 1927 (лит.)

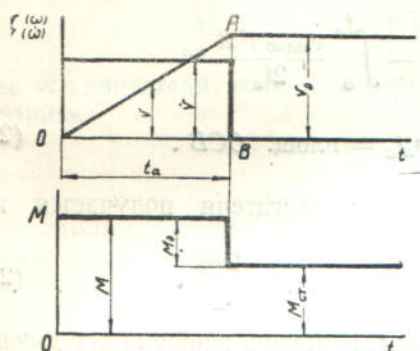
где $\dot{\omega}$ — угловое ускорение любого вала и ω — угловая скорость его при установившемся движении.

Перемещение ленты за период разбега

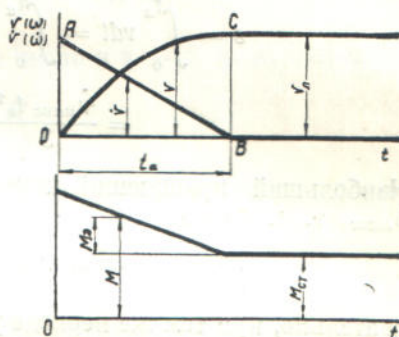
$$s = \int_0^{t_a} v dt = \int_0^{t_a} \dot{v} t dt = \frac{\dot{v} t_a^2}{2} = \frac{v_a t_a}{2} = \text{плоч. } OAB. \quad (280)$$

Вращающий момент на валу двигателя складывается из момента сил статического сопротивления $M_{ст}$ и добавочного динамического момента сил инерции M_{∂} .

Статический момент в период разбега, особенно в начале его, превышает статический момент при установившемся движении, так как коэффициент трения на цапфах валов, роликов, барабанов и передаточного механизма при трогании



Фиг. 376. Пусковые диаграммы при $\dot{v} = \text{const.}$



Фиг. 377. Пусковые диаграммы при изменении \dot{v} по прямой от макс до нуля.

выше, чем при постоянном движении. Так как, однако, имеются в виду конструкции роликов на шарикоподшипниках, то величину $M_{ст}$ можно считать неизменной и в период разбега.

Полный момент

$$M = M_{ст} + M_{\partial} = M_{ст} + J_{np} \dot{\omega} = M_{ст} + J_{np} \frac{\dot{v}}{t_a} = \text{const.} \quad (281)$$

где J_{np} — приведенный к оси электродвигателя момент инерции всех движущихся на транспортере частей.

2. Если угловое ускорение вала электродвигателя, а следовательно ускорение поступательного движения ленты меняется в период разбега от максимума до нуля (фиг. 377), то из соотношения

$$\frac{\dot{v}_{\text{макс}}}{t_a} = \frac{\dot{v}}{t_a - t}$$

найдем уравнение прямой AB :

$$\dot{v} = \frac{\dot{v}_{\text{макс}}}{t_a} (t_a - t) = \dot{v}_{\text{макс}} - \dot{v}_{\text{макс}} \frac{t}{t_a}, \quad (282)$$

следовательно

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}_{\text{макс}} - \dot{\omega}_{\text{макс}} \frac{t}{t_a}. \quad (283)$$

Скорость ленты

$$v = \int \dot{v} dt + C = \dot{v}_{\text{макс}} t - \frac{v_{\text{макс}} t^2}{2t_a} \quad (284)$$

(постоянная $C = 0$, так как для $t = 0$ $v = 0$), аналогично находим

$$\omega = \dot{\omega}_{\text{макс}} t - \frac{\dot{\omega}_{\text{макс}} t^2}{2t_a}. \quad (285)$$

Уравнения (284) и (285) представляют параболу с вершиной в точке С. При $t = t_a$ $v = v_a$. Подставляя эти значения в предыдущие уравнения, находим

$$\dot{v}_{\text{макс}} = \frac{2v_a}{t_a} \quad (286)$$

$$\dot{\omega}_{\text{макс}} = \frac{2\omega_0}{t_a} \quad (287)$$

Сравнивая эти значения с выражениями (278) и (279), видим, что для рассматриваемого процесса движения при разбеге начальное ускорение получается вдвое большим, чем при равноускоренном движении.

Перемещение ленты в период разбега

$$\begin{aligned} s &= \int_0^{t_a} v dt = \int_0^{t_a} \dot{v}_{\text{макс}} t dt = \int_0^{t_a} \frac{\dot{v}_{\text{макс}} t^2 dt}{2t_a} = \\ &= \frac{\dot{v}_{\text{макс}} t_a^2}{3} = \frac{2}{3} v_a t_a = \text{плоч. } ОСВ. \end{aligned} \quad (238)$$

Наибольший вращающий момент на валу двигателя получается при $\dot{\omega} = \dot{\omega}_{\text{макс}}$, т. е. $t = 0$

$$M_{\text{макс}} = M_{\text{ст}} + J_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{макс}} = M_{\text{ст}} + J_{\text{пр}} \frac{2\omega_0}{t_a} \quad (289)$$

Следовательно, при том же периоде ускорения t_a величина наибольшего динамического момента получается вдвое больше, чем при равноускоренном движении.

Определение момента сил инерции M_{θ} выполним, как это будет видно ниже, без предварительного определения $J_{\text{пр}}$. Первоначально найдем момент инерции вращающихся частей — роликов, барабанов, колес передаточного механизма и ротора электродвигателя. Ввиду того что главные инерционные массы на транспортере — ролики, лента и лежащий на ней груз — значительно превышают массу частей передаточного механизма, последними в практических расчетах можно пренебречь.

Обозначим чере:

J_p и G_p — момент инерции и вес ролика,

J_b и G_b — момент инерции и вес барабана,

i_p — число роликов,

i_b — число барабанов.

Главная масса как роликов, так и барабанов располагается по его окружности. Полагая массу, приведенную к окружности, соответственно $\frac{C_1 G_p}{g}$ и $\frac{C_2 G_b}{g}$, где C_1 и C_2 — коэффициенты, меньшие единицы, находим

$$J_p = \frac{C_1 G_p}{g} \cdot \frac{D_p^2}{4}, \quad (290)$$

$$J_b = \frac{C_2 G_b}{g} \cdot \frac{D_b^2}{4}. \quad (291)$$

Момент сил инерции на оси ролика

$$M_{\theta} = J_p \dot{\omega}_p = J_p \frac{2\dot{v}}{D_p} = \frac{C_1 G_p}{g} \frac{D_p}{2} \dot{v} \quad (292)$$

и сила инерции, отнесенная к радиусу ролика,

$$P_{\theta}^{\text{н}} = \frac{2M_{\theta}}{D_p} = \frac{C_1 G_p}{g} \dot{v}. \quad (293)$$

Совершенно аналогично для барабана получается

$$P_{\partial} = \frac{C_2 G_{\sigma}}{g} \dot{v} . \quad (294)$$

Принимая во внимание, что сила инерции ленты и лежащего на ней материала

$$P_{\partial} = \frac{(q + 2q_a)L}{g} \dot{v} , \quad (295)$$

находим момент на оси барабана суммарной силы инерции ленты, груза, роликов и барабанов

$$M_{\partial} = [C_1 G_p i_p + C_2 G_{\sigma} i_{\sigma} + (q + 2q_a)L] \frac{\dot{v} D_{\sigma}}{2g} \quad (296)$$

и на оси двигателя, если K — передаточное число и η — к. п. д. передаточного механизма

$$M_{\partial . м} = M_{\partial} \frac{K}{\eta} . \quad (297)$$

Если инерционный момент ротора мотора GD^2 известен, то соответственный момент сил инерции находится из

$$M_{м}' = \frac{GD^2}{4g} \dot{\omega} = \frac{GD^2}{4g} \frac{\dot{\omega}_{\sigma}}{K} = \frac{GD^2}{2g} \frac{\dot{v}}{D_{\sigma} K} . \quad (298)$$

Для того чтобы учесть момент сил инерции вращающихся частей передаточного механизма, значение $M_{м}'$ можно умножить на коэффициент C_3 , больший единицы.

Полный момент на валу электромотора в период пуска

$$\begin{aligned} M_{н} &= M_{см} + M_{\partial . м} + M_{м}' = \\ &= M_{см} + \frac{\dot{v}}{2g} \left\{ [C_1 G_p i_p + C_2 G_{\sigma} i_{\sigma} + (q + 2q_a)L] D_{\sigma} + C_3 \frac{GD^2}{D_{\sigma} K} \right\} . \end{aligned} \quad (299)$$

Подставляя в это выражение, в зависимости от закона разбега, вместо \dot{v} его значение из уравнения (278) или (286), находим величину пускового момента или, наоборот, по заданному пусковому моменту продолжительность периода разбега t_a .

Наибольшее натяжение ленты в период пуска находится из

$$S_{н\sigma}' = \frac{M_{см} + M_{\partial}}{D_{\sigma}} = S_{н\sigma} + [C_1 G_p i_p + C_2 G_{\sigma} i_{\sigma} + (q + 2q_a)L] \frac{\dot{v}}{g} . \quad (300)$$

При более точном расчете из этого выражения следовало бы исключить массу головного барабана.

§ 7. Определение крутящего момента на стопорном валу

Сила, движущая ленту в обратную сторону на наклонном транспортере с перемещением груза вверх, равна превышению составляющей силы веса, лежащего на ленте материала, над суммой сил вредного сопротивления на транспортере. Величину этой силы можно найти, определив натяжение ленты на набегающей и сбегавшей ветвях. Наиболее удобно такой расчет выполнять последовательно, по точкам, передвигаясь в обе стороны от точки на грузовом натяжном устройстве, так как натяжение в ней остается во всех случаях неизменным.

Однако, вследствие практически незначительного изменения силы вредного сопротивления при прямом и обратном ходе ленты, происходящего вследствие некоторого перераспределения натяжения ленты при огибании ею головного и отклоняющих барабанов, величину этой силы можно считать одинаковой при прямом и обратном ходе. В этом случае момент на валу тормоза находится из следующего.

□ Если длина наклонного участка на ленте равна L' , угол наклона β и высота подъема H , то тяговая сила

$$W_0 = qL' \sin \beta + W_{ер} = qH + W_{ер}. \quad (301)$$

Сила, движущая ленту в обратную сторону,

$$T = qH - W_{ер} = 2qH - W_0. \quad (302)$$

Момент этой силы на головном валу

$$M_T = \frac{TD_0}{2} = (2qH - W_0) \frac{D_0}{2} \quad (303)$$

и на каком либо другом валу с передаточным числом от головного K и к. п. д. передачи η'

$$M_T' = M_T K' \eta' = (2qH - W_0) \frac{D_0}{2} K' \eta'. \quad (304)$$

В практических расчетах величину η' следует в запас принимать равной единице и кроме того увеличивать M_T или M_T' примерно на 20—30%, принимая во внимание возможность перегрузки ленты или уменьшение сопротивления $W_{ер}$, так что окончательно

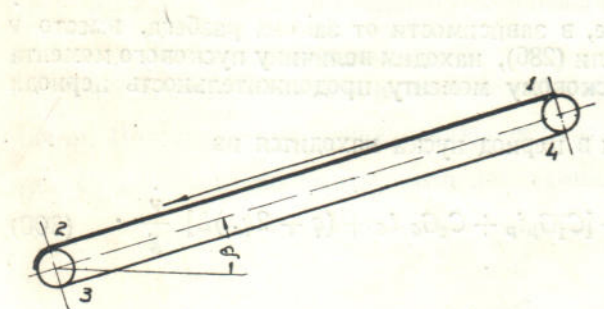
$$M_T' = C (2qH - W_0) \frac{D_0}{2} K', \quad (304')$$

где $C \cong 1,2-1,3$.

По этому моменту рассчитываются храповой механизм, стопор или тормоз.

§ 8. Определение мощности на транспортере с движением груза вниз

Если на движущийся порожний транспортер, предназначенный для движения груза вниз (фиг. 378), начать подавать перемещаемый материал, то, вследствие увеличения давления на роликах, силы вредного сопротивления на нем повышаются.



Фиг. 378. Схема транспортера с движением груза вниз.

Вместе с тем на транспортере возникает составляющая силы веса материала qH , действующая в сторону движения и в большей или меньшей мере, в зависимости от угла наклона β , компенсирующая приращение вредных сопротивлений $\Delta W_{ер}$, а при достаточном угле наклона даже превышающая не только приращение сил вредного сопротивления, но и всю величину этих сил на транспортере $W_{ер}$.

Соотношением сил qH и $\Delta W_{ер}$ или $W_{ер}$ определяются четыре случая, характеризующие расчеты мощности двигателя. Рассмотрим их в порядке возрастания угла наклона β .

1. Составляющая сила веса меньше приращения сил вредного сопротивления

$$qH < \Delta W_{ер}. \quad (305)$$

В этом случае расход мощности на загруженном транспортере больше, чем при холостом ходе, следовательно мощность двигателя должна быть рассчитана

по рабочему ходу. Наименьшее натяжение ленты получается в точке 1 или 2 (фиг. 378), в зависимости от того, больше или меньше полное сопротивление на грузной ветви силы qH .

2. Составляющая силы веса равна приращению сил вредного сопротивления

$$qH = \Delta W_{0 \text{ вр}}. \quad (306)$$

Общая величина сил сопротивления, а следовательно расход мощности на транспортере не меняется, поэтому мощность двигателя может быть рассчитана по холостому ходу. Так как сопротивление на верхней, движущейся вниз, ветви меньше, чем на нижней, движущейся вверх, то теоретически выгодное место для привода вверху. Наименьшее натяжение ленты в точке 1 или 2.

3. Составляющая силы веса больше приращения сил вредного сопротивления

$$qH > \Delta W_{0 \text{ вр}}. \quad (307)$$

С подачей материала на ленту общее сопротивление уменьшается, следовательно расход мощности должен быть рассчитан по холостому ходу. Теоретически выгодное положение для привода вверху. Наименьшее натяжение, по предыдущему, в точке 1 или 2.

4. Составляющая силы веса больше суммы сил вредного сопротивления на ленте

$$qH > W_{0 \text{ вр}}. \quad (308)$$

В этом случае при загруженном транспортере движение ленты происходит только под действием силы веса груза. Если электродвигатель не выключен, то он может работать как генератор. Мощность двигателя должна быть рассчитана по холостому ходу и проверена по мощности генератора. Наименьшее натяжение получается в точке 2.

Расчет во всех случаях можно вести по точкам, начиная от точки наименьшего натяжения, назначая в ней натяжение из условия нормального провеса ленты, а затем проверяя его из условия достаточной сцепной силы на приводном барабане при холостом и рабочем ходе.

3. Численные примеры

При проектировании ленточного транспортера приходится нередко решать вопрос о том, какой из типов ленты — плоский или лотковый — рациональнее применять. Решающим фактором при рассмотрении этого вопроса часто служит величина капитальных затрат, которые оказываются обычно при высокой производительности меньше для лотковых лент и при малой — для плоских. Но и без детальных экономических подсчетов вопрос о выборе типа ленты становится иногда ясным уже из определения потребной ширины ленты, как видно из следующих примеров.

Пример 1. Определить ширину горизонтальной ленты, транспортирующей $Q = 50$ т/час сортированного каменного угля ($\gamma = 0,85$ т/м³) крупностью $a' = 100$ мм в поперечнике.

По таблице 54 средняя скорость для каменного угля равна 1,5—1,75 м/сек. Принимаем предварительно $v = 1,5$ м/сек. По этой скорости и часовой производительности определим потребную ширину ленты. Производительность в куб. метрах равна

$$V = \frac{Q}{\gamma} = \frac{50}{0,85} = 59 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Расчетная производительность при скорости $v_0 = 1$ м/сек. (приведенный к скорости 1 м/сек. объема)

$$V_0 = \frac{V}{v} = \frac{59}{1,5} \approx 40 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Лотковая лента при такой производительности по таблице 53 требуется шириной в 400 мм. Принятая скорость ленты при такой ширине ее, согласно таблиц 55 и 56, не выходит еще за пределы допустимой.

Однако, как видно из таблицы 51, лента шириною 400 мм допускает крупность сортированного материала только до 65 мм. Крупность 100 (110) мм требует ленты шириною не меньше $B = 600$ мм.

Как видно из таблицы 53, плоская лента такой ширины может дать при скорости $v_0 = 1$ м/сек. производительность $50 \text{ м}^3/\text{час}$, а при скорости $v = 1,5$ м/сек. — $75 \text{ м}^3/\text{час}$, то-есть обладает избыточной по отношению к заданной производительностью. Так как ролики плоской ленты проще и дешевле, чем лотковой, то, понятно, нет необходимости в данном случае ставить трехроликовые опоры.

Если равномерность питания ленты обеспечена, то ее скорость может быть снижена до

$$1,5 \frac{40}{50} = 1,2 \text{ м/сек.}$$

В некоторых случаях снижение скорости влечет, однако, увеличение числа прокладок в ленте, так как с уменьшением скорости возрастает нагрузка на пог. метр ленты, а следовательно и тяговое усилие.

Пример 2. Определить ширину горизонтальной ленты, транспортирующей $Q = 250$ т/час сортированного кокса ($\gamma = 0,45 \text{ т/м}^3$ крупностью $a' = 150$ мм).

Скорость ленты выбираем по таблице 54 ($v = 1,25$ м/сек). Потребная ширина лотковой ленты по уравнению (223)

$$B = \sqrt{\frac{Q}{294 \gamma v}} = \sqrt{\frac{250}{294 \cdot 0,45 \cdot 1,25}} = 1,23 \text{ м} = 1230 \text{ мм.}$$

Принимаем по нормам 1300 мм.

Проверим результаты по таблице 53:

$$V = \frac{Q}{\gamma} = \frac{250}{0,45} = 555 \text{ м}^3/\text{час},$$

$$V_0 = \frac{V}{v} = \frac{555}{1,25} = 445 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Потребная ширина лотковой ленты для этой производительности $B = 1300$ мм.

По крупности кусков (таблица 51) ширина ленты удовлетворяет расчетным нормам. Скорость, в соответствии с шириной и родом материала, также не выходит за нормы (таблица 56).

Плоских лент нормированной ширины на производительность $V_0 = 445 \text{ м}^3/\text{час}$ не имеется, поэтому в случае плоских лент пришлось бы установить две ленты на половинную производительность или $V_0' = 220 \text{ м}^3/\text{час}$. Как видно из таблицы 53, ширина каждой ленты потребовалась бы тоже по 1300 мм. Понятно, что такая замена одной лотковой ленты двумя плоскими нерациональна.

Пример 3. Определить ширину и прочие размеры резиновой ленты на производительность $Q = 300$ т/час мелкой руды ($\gamma = 1,6 \text{ т/м}^3$). Длина транспортирования $L = 100$ м и угол подъема ленты $\beta = 16^\circ$.

Для мелкой руды, в предположении ширины ленты 750 мм, средняя рекомендуемая скорость равна 1,5 м/сек, а наибольшая — 2 м/сек (таблица 56).

В соответствии с величиной угла наклона предельная допустимая скорость (таблица 57).

$$v = 2,0 \cdot 0,73 = 1,46 \text{ м/сек.}$$

Принимаем

$$v = 1,4 \text{ м/сек.}$$

Расчетная часовая производительность

$$V_0 = \frac{Q}{\gamma v} = \frac{300}{1,6 \cdot 1,4} = 134 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Требуемая ширина лотковой ленты при таком V_0 , по таблице 53,

$$B = 750 \text{ мм.}$$

Таким образом исходная скорость выбрана правильно.

Мощность на головном валу определяется по уравнениям (232), (234), (235) таблице 58.

$$N_0' = cLv = 0,035 \cdot 100 \cdot 1,4 = 4,9 \text{ л. с.,}$$

$$N_0'' = 0,0002 QL = 0,0002 \cdot 300 \cdot 100 = 6,0 \text{ л. с.}$$

$$N_0''' = \frac{QH}{270} = \frac{QL \sin \beta}{270} = \frac{300 \cdot 100 \cdot \sin 16^\circ}{270} = 30,6 \text{ л. с.}$$

Всего 41,5 л. с.

Тяговая сила на барабане

$$W_0 = \frac{75 N_0}{v} = \frac{75 \cdot 41,5}{1,4} = 2220 \text{ кг.}$$

Полагая обточенный барабан в сухой атмосфере по таблице 33, находим $f = 0,3$. Пользуясь уравнением (260) и таблицей 60, определяем для $\alpha = 210^\circ$

$$S_{\text{нб}} = CW_0 = 1,5 \cdot 2220 = 3330 \text{ кг.}$$

Временное сопротивление прокладки считаем $K_z = 60 \text{ кг/см}$ и коэффициент прочности $k = 13$, тогда допускаемое напряжение

$$\sigma_z = \frac{K_z}{k} = \frac{60}{13} = 4,62 \text{ кг/см}$$

и необходимое число прокладок

$$i = \frac{S_{\text{нб}}}{B\sigma_z} = \frac{3300}{70 \cdot 4,62} = 10,3 \approx 10 \text{ прокладок.}$$

Согласно таблицы 20, предельное число прокладок в ленте шириною $B = 750 \text{ мм}$ равно 7, т. е. ширина ленты должна быть увеличена из условия прочности.

Нетрудно показать, что и для следующей по ширине ленты $B = 900 \text{ мм}$ потребное количество прокладок, хотя и незначительно, но превышает предельное, равное 8.

Если принять ленту еще на один разряд шире — 1100 мм, то, как видно из таблицы 53, производительность такой плоской ленты ($V_0 = 175 \text{ м}^3/\text{час}$) с избытком покрывает потребную.

В ленте шириной 1100 мм потребное количество прокладок равно приблизительно

$$i = 10,3 \frac{700}{1100} = 6,5.$$

Принимаем $i = 7$, что как раз соответствует норме. Увеличение ширины ленты в данном случае мало повышает ее стоимость, так как общая суммарная ширина прокладок не увеличивается. Между тем установка плоских роликоопор вместо лотковых сильно снижает их стоимость.

Пример 4. Ленточный транспортер поднимает $Q = 200 \text{ т/час}$ рядового угля на высоту $H = 22 \text{ м}$ и распределяет его по горизонтальной ветви $L_2 = 40 \text{ м}$ с помощью разгрузочной тележки по бункерам (фиг. 379). Насыпной вес угля $\gamma = 0,8 \text{ т/м}^3$. Угол наклона принят $17^\circ 10'$. При этом длина наклонной части

$$L_1 = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{22}{\sin 17^\circ 10'} = 74,5 \text{ м.}$$

Коэффициент неравномерности подачи угля на ленту $C = 1,25$

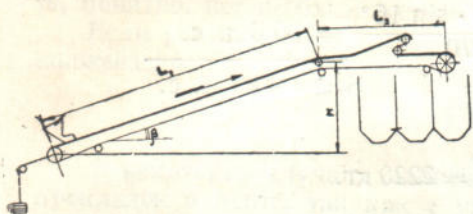
Сравнить два варианта установки: 1) с одной лентой на наклонной и горизонтальной ветвях и 2) с двумя раздельными лентами.

Вариант 1 — одна лента (фиг. 379).

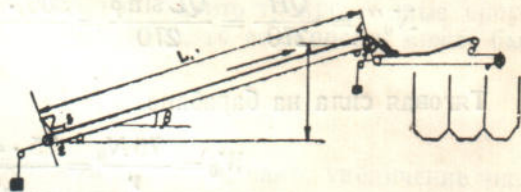
Рабочая скорость ленты выбрана 1,5 м/сек; потребную ширину лотковой ленты находим в таблице 53 по

$$V_0 = C \frac{Q}{\gamma v} = 1,25 \frac{200}{0,8 \cdot 1,5} = 208 \text{ м}^3/\text{час}$$

равной $B = 900 \text{ мм.}$



Фиг. 379. Схема транспортера с наклонным и горизонтальным участком.



Фиг. 380. Схема двух последовательных раздельных лент.

Мощность на головном валу (уравнения 232, 234, 235 и таблица 58) без учета расхода мощности на разгрузочной тележке

$$N_0' = 0,046 (74,5 + 40) 1,5 = 7,9 \text{ л. с.}$$

$$N_0'' = 0,0002 \cdot 200 \cdot (74,5 + 40) = 4,6 \text{ л. с.}$$

$$N_0''' = \frac{200 \cdot 22}{270} = 16,3 \text{ л. с.}$$

$$\text{Всего } N_c = 28,8 \text{ л. с.}$$

Мощность, расходуемая на тележке (уравнение 253),

$$N_0'''' = 0,27 \cdot 28,8 + 0,0077 \cdot 200 + 0,5 = 9,8 \text{ л. с.}$$

Полная мощность

$$N_0 = N_c + N_0'''' = 28,8 + 9,8 = 38,6 \text{ л. с.}$$

Тяговое усилие

$$W_0 = \frac{75 \cdot 38,6}{1,5} = 1930 \text{ кг.}$$

При $\alpha = 210^\circ$ $f = 0,2$ (влажная атмосфера) по таблице 60

$$S_{нб} = 1,93 \cdot 1930 = 3725 \text{ кг.}$$

Для $K_z = 60 \text{ кг/см}$ $k = 13$, $\sigma_z = 4,62$.

$$i = \frac{3725}{90 \cdot 4,62} = 9 \text{ (проклад),}$$

то-есть число прокладок в ленте получилось выше нормы, а следовательно, при невозможности увеличения α и f , лента должна быть еще уширена.

Вариант 2 — две последовательных ленты (фиг. 380).

Расход мощности на головном валу наклонной ленты, рассчитанный по предыдущему, получается

$$N_0 = 24,4 \text{ л. с.}$$

При тех же α и f число прокладок получается 5,7, принято 6.

Оставляя ту же скорость ленты на горизонтальном участке, находим

$$N_0' = 0,046 \cdot 40 \cdot 1,5 = 2,8 \text{ л. с.}$$

$$N_0'' = 0,0002 \cdot 200 \cdot 40 = 1,6 \text{ л. с.}$$

$$\text{Всего } N_c = 4,4 \text{ л. с.}$$

Мощность на разгрузочной тележке (уравнение 253)

$$N_0''' = 0,27 \cdot 4,4 + 0,00077 \cdot 200 + 0,5 = 3,2 \text{ л. с.}$$

$$N_2 = N_c + N_0''' = 4,4 + 3,2 = 7,6 \text{ л. с.}$$

Общая мощность

$$N_1 + N_2 = 24,4 + 7,6 = 32 \text{ л. с.,}$$

то-есть на 6,6 л. с. меньше, чем в предыдущем случае.

Прокладок в ленте с избытком достаточно пяти. Таким образом общее уменьшение числа прокладок в ленте в этом случае, по сравнению с предыдущим, составляет почти 40%, а уменьшение расхода мощности — 17%. Кроме того существенным недостатком установки с одной лентой в данном случае должно явиться приподнимание ленты с роликов на большом участке под действием очень высокого натяжения.

Действительно, в случае грузовой ленты находим $q + q_a \cong 52 \text{ кг/м}$. Высота подъема ленты на тележке h равна около 1,5 м, натяжение набегающей на барабан ветви ленты, исчисленное по мощности N_c , $S = 1440 \text{ кг.}$

Отсюда, пользуясь уравнением (191), находим длину участка, на котором лента оказывается на весу:

$$x = \sqrt{\frac{2Sh}{q + q_a}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1440 \cdot 1,5}{52}} = 9,5 \text{ м.}$$

В периоды, когда близкий к тележке участок ленты набегаёт на нее порожним, длина участка x еще значительно увеличивается, вследствие чего происходит трение ленты о борты загрузочной воронки и возможна просыпь материала.

Пример 5. По данным предыдущего примера выполнить более детальный расчет мощности, проверить число прокладок, определить силу натяжного устройства, стрелу провеса ленты, крутящий момент на валу стопора и мощность двигателя с учетом пусковой нагрузки.

Для $Q = 200 \text{ т/час}$ угля $H = 22 \text{ м}$, $L = 74,5 \text{ м}$, $\beta = 17^\circ 10'$, коэффициента неравномерности $C = 1,25$, $\gamma = 0,8 \text{ т/м}^3$, расход мощности по предварительному расчету получается равным 24,4 л. с., ширина ленты $B = 900 \text{ мм}$ и число прокладок — 6.

Вес груза на пог. метр средний

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{200}{3,6 \cdot 1,5} = 37,0 \text{ кг/м}$$

и наибольший

$$q' = Cq = 1,25 \cdot 37,0 = 46,0 \text{ кг/м.}$$

Вес ленты находим по уравнению (126). При толщине одной прокладки $a = 1,25 \text{ мм}$, толщине обкладки на рабочей поверхности 3 мм и на нерабочей 1 мм, толщина ленты равна

$$\delta_a = ai + s' = 1,25 \cdot 6 + 4,0 = 11,5 \text{ мм,}$$

а вес

$$q_a = 0,9 (1,25 \cdot 6 + 1,4 \cdot 4) = 11,8 \text{ кг/м.}$$

Вес роликов в одной роликоопоре находим по таблице 61 на грузовой ветви

$$g_p' = 16,0 \text{ кг}$$

и на порожней

$$g_p'' = 11,5 \text{ кг.}$$

Расстояние между роликами принимаем по нормам Союзстальмоста для лент шириною 900 мм $l' = 1000 \text{ мм}$ на грузовой ветви и $l'' = 3000 \text{ мм}$ на порожней.

Тогда вес роликов на пог. метр соответственно равен

$$q_p' = \frac{g_p'}{l'} = \frac{16,0}{1,0} = 16,0 \text{ кг/м,}$$

$$q_p'' = \frac{g_p''}{l''} = \frac{11,5}{3,0} = 4,0 \text{ кг/м.}$$

Коэффициент сопротивления движению ленты вследствие трения в подшипниках считаем

$$w' = 0,03,$$

а с учетом сопротивления от трения катания ленты по роликам

$$w_1' = 0,04.$$

Тяговое усилие

$$W_0 = \frac{75 \cdot 24,4}{1,5} = 1220 \text{ кг.}$$

Натяжение $S_{нб}$ при $\alpha = 210^\circ$ и $f = 0,2$ (влажная атмосфера)

$$S_{нб} = 1,5 \cdot 1220 = 1830 \text{ кг}$$

и на сбегающей

$$S_{сб} = S_1 = S_{нб} - W_0 = 1830 - 1220 = 610 \text{ кг.}$$

Примем это натяжение за исходное и определим сопротивления последовательно на отдельных участках транспортера (фиг. 380).

Натяжение в точке 2 (уравнение 265)

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_a L \cos \beta w_1' + q_p'' L w' - q_a H = \\ = 610 + 11,8 \cdot 74,5 \cos 17^\circ 10' \cdot 0,04 + 4,0 \cdot 74,5 \cdot 0,03 - 11,8 \cdot 22 = 393 \text{ кг.}$$

Окружное сопротивление на отклоняющем барабане полагаем предварительно равным 8% от натяжения набегающей ветви. Тогда натяжение в точке 3

$$S_3 = 1,08 S_2 = 1,08 \cdot 393 = 425 \text{ кг.}$$

Диаметр отклоняющего барабана, который назначают равным (100—125) i , принимаем

$$D_6 = 100 i = 100 \cdot 6 = 600 \text{ мм.}$$

Вес такого чугунного свертного барабана, по таблице 30, $G_6 = 250$ кг, диаметр вала $d = 80$ мм. Тогда давление на подшипники барабана

$$P = \sqrt{(S_2 + S_3)^2 + G_6^2} - 2(S_2 + S_3) G_6 \sin \beta = \\ = \sqrt{(393 + 425)^2 + 250^2} - 2(393 + 425) 250 \sin 17^\circ 10' = 780 \text{ кг.}$$

Сопротивление на барабане складывается из сопротивления от трения в подшипниках и от изгиба ленты, соответственно (уравнение 272 и 273):

$$W_{2-3}' = P \frac{d}{D_6} f = 780 \frac{80}{600} 0,20 = 21 \text{ кг,}^1$$

$$W_{2-3}'' = 0,5 \frac{1,15}{30^{1,3}} (393 + 8 \cdot 1,15 \cdot 90) = 8,5 \text{ кг.}$$

Поэтому

$$S_3 = S_2 + W_{2-3}' + W_{2-3}'' = 393 + 21 + 8,5 = 421 \text{ кг,}$$

то-есть сделанное ранее предположение о том, что увеличение натяжения на шкиве составляет 8%, — правильно. Наибольшая величина провисания на гру-

¹ Диаметр цапр. здесь и ниже считается равным диаметру вала.

женной ветви ленты, если считать ленту вполне гибкой, равна (уравнение 148):

$$f' = \frac{(q' + q_a) l'^2}{8 S_{\min}} = \frac{(46,0 + 11,8) 1,0^2}{8 \cdot 425} = 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм},$$

тогда как среднее допустимое составляет около 26 мм (уравнение 153).

На порожней ветви для которой провес вообще не имеет такого значения, он равен (уравнение 149)

$$f'' = \frac{q_a l''^2}{8 S_{\min}} = \frac{11,8 \cdot 3,0^2}{8 \cdot 393} = 0,034 \text{ м} = 34 \text{ мм},$$

то-есть около 0,01 пролета (см. уравнение 154).

Угол α' (уравнение 151) находим из

$$\text{tg } \alpha' = \frac{4 \cdot 17}{1000},$$

откуда $\alpha' = 3^\circ 54' \approx 4^\circ$, то-есть наибольший угол наклона ленты непосредственно у ролика достигает $17^\circ 10' + 4^\circ = 21^\circ 10'$.

Вес контргруза на натяжном устройстве

$$G_{\text{гр}} \approx S_2 + S_3 = 393 + 425 \approx 820 \text{ кг.}$$

Натяжение в точке 4 (уравнение 264)

$$S_4 = S_3 + (q + q_a) L \cos \beta w_1' + q_p' L w' + (q + q_a) H = 425 + (37 + 11,8) \times \\ \times 74,5 \cos 17^\circ 10' \cdot 0,04 + 16 \cdot 74,5 \cdot 0,03 + (37 + 11,8) 22,0 = 1673 \text{ кг.}$$

Диаметр головного барабана принимаем

$$D_6 = 150 t = 150 \cdot 6 = 900 \text{ мм.}$$

Проверим по уравнению (136) диаметр барабана на удельное давление ленты, приняв для него среднее значение $p = 1800 \text{ кг/м}^2$. Наименьшее допустимое значение диаметра

$$D = \frac{360 \cdot 1220}{1800 \pi 210 \cdot 0,9} = 0,41 \text{ м,}$$

то-есть значительно меньше принятого

Вес его, по таблице 30, $G = 500 \text{ кг}$. Диаметр вала 120 мм. Давление на цапфы барабана можно определить графически, сложив геометрически три действующие на барабан силы — S_1 , S_4 и G_6 . Вместо этого считаем S_1 и S_4 параллельными и находим давление алгебраически:

$$P = \sqrt{(S_1 + S_4)^2 + G_6^2 + 2(S_1 + S_4)G_6 \sin \beta} = \\ = \sqrt{(610 + 1673)^2 + 500^2 + 2(610 + 1673) 500 \sin 17^\circ 10'} = 2480 \text{ кг.}$$

Соппротивление на приводном барабане, по предыдущему,

$$W_{4-1}' = 2480 \frac{120}{900} 0,15 = 50 \text{ кг,}$$

$$W_{4-1}' = 0,5 \frac{1,15}{451,3} (1673 + 8 \cdot 1,15 \cdot 90) = 103 \text{ кг,}$$

$$W_{4-1}'' = W_{4-1}' + W_{4-1}'' = 50 + 103 = 153 \text{ кг.}$$

Таким образом полное окружное усиление на барабане

$$W_0 = S_4 + W_{4-1}'' - S_1 = 1673 + 153 - 610 = 1216 \text{ кг}$$

и расход мощности

$$N_0 = \frac{1216 \cdot 1,5}{75} = 24,3 \text{ л. с.}$$

тогда как по предварительной формуле подсчитано $N_0 = 24,4$ л. с., то-есть совпадение обоих результатов получилось полное.

Число оборотов барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,9} = 31,9 \text{ об/мин.}$$

Если мотор делает 735 об/мин., то общее передаточное число

$$K = \frac{n_6}{n_m} = \frac{31,9}{735} = \frac{1}{23}.$$

Для осуществления его требуется две пары зубчатых колес. к. п. д. каждой пары полагаем $\eta_1 = 0,92$, тогда общий к. п. д.

$$\eta = \eta_1^2 = 0,92^2 = 0,85$$

и потребная мощность двигателя

$$N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{24,4}{0,85} = 28,7 \text{ л. с.}$$

В таблице электродвигателей трехфазного тока УТ (таблица 39) указаны ближайшие мощности 28 и 40 л. с. Мощность 28 л. с. меньше расчетной и не может быть принята как установочная, тем более что, как указывалось, установочная мощность должна выбираться с запасом не меньше 15—20%. Мотор мощностью 40 л. с. этот предел превосходит и дает запас около 40%, который при вполне благоприятных условиях работы можно признать несколько высоким.

Остановившись на электродвигателе УТ 750/29, мощность 29 квт = 40 л. с., с числом оборотов 735 об/мин., определим для него продолжительность пускового периода, если включение электродвигателя протекает при полной нагрузке ленты.

По таблице 38 отношение пускового момента к нормальному составляет для этого мотора 150—200%. Примем среднее значение

$$M_n = 1,75 M_n.$$

Расчет выполним приближенно, считая момент сил инерции части механизма, включая ротор электродвигателя, равным 20% от момента сил инерции роликов, ленты и груза. Тогда уравнение (299) моментов на валу головного барабана переписется так:

$$M_n = M_{cm} + M_\partial = M_{cm} + 1,2 \frac{v}{2g} [C_1 G_p i_p + C_2 G_b i_b + (q + 2q_a)L] D_b.$$

Ввиду того что мощность мотора выбрана с превышением, равным

$$\frac{M_n}{M_{cm}} = \frac{40,0}{28,7},$$

имеем

$$M_n = 1,75 M_n = 1,75 M_{cm} \frac{40,0}{28,7} = 2,44 M_{cm},$$

а следовательно

$$M_\partial' = M_n - M_{cm} = 2,44 M_{cm} - M_{cm} = 1,44 M_{cm}.$$

Численно M_{cm}' на валу электродвигателя находится из

$$M_{cm}' = 716,20 \frac{N}{n} = 716,20 \frac{28,7}{735} = 28,0 \text{ кгм.}$$

значит на валу электродвигателя

$$M_\partial' = 1,44 \cdot 28,0 = 39,8 \text{ кгм}$$

и на валу барабана

$$M_{\theta} = N_{\theta} \cdot \frac{\eta}{K} = 39,8 \cdot 0,85 \cdot 23 = 778 \text{ кгм.}$$

Коэффициенты C_1 и C_2 в выражении для M_n зависят от конструкции роликов и барабанов. Будем считать, что детальный расчет для данной конструкции дал значения

$$C_1 = C_2 = 0,85.$$

Общий вес роликов равен

$$G_p' i' + G_p'' i'' = (q_p' + q_p'') L = (16,0 + 4,0) 74,5 = 1490 \text{ кг.}$$

Общий вес барабанов

$$250 + 500 = 750 \text{ кг.}$$

Движение ленты в пусковой период считаем по параболическому закону скорости (фиг. 377), тогда наибольшее ускорение (уравнение 286)

$$\dot{v} = \frac{2v_x}{t_a} = \frac{2 \cdot 1,5}{t_a} = \frac{3,0}{t_a} \text{ м/сек}^2.$$

Подставляя эти значения в выражение для M_{θ} , находим

$$M_{\theta} = 1,2 \frac{3}{t_a} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} [0,85 \cdot 1490 + 0,85 \cdot 750 + (37,0 + 2 \cdot 11,8) 74,5] 0,9 = 778 \text{ кгм.}$$

откуда

$$t_a = 1,36 \text{ сек.}$$

Такая сравнительно небольшая продолжительность пускового периода объясняется, с одной стороны, запасом мощности электродвигателя, а с другой, тем, что большая часть мощности расходуется на подъем груза, и эта составляющая мощность не дает увеличения в период разбега. Если сохранить все те же условия для горизонтального транспортера, то период разбега, даже при большом запасе мощности, значительно удлинится. Чтобы показать это, выполним аналогичный приближенный расчет, предположив, что *транспортер горизонтален*,

Как видно из расчета, из общей мощности на валу барабана 24,4 л. с. — 16,3 л. с. затрачивается на полезную работу подъема, следовательно на вредные сопротивления расходуется

$$N_0 = 24,4 - 16,3 = 8,1 \text{ л. с.}$$

На валу двигателя расходуется мощность

$$N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{8,1}{0,85} = 9,5 \text{ л. с.}$$

По таблице 39 выбираем двигатель 14 л. с., то-есть с запасом $14 : 9,5 = 1,47$, или 47%.

По предыдущему, на валу двигателя

$$M_n = 1,75 \frac{14}{9,5} M_{cm} = 2,58 M_{cm},$$

$$M_{\theta}' = M_n - M_{cm} = 1,58 M_{cm},$$

$$M_{cm} = 716,20 \frac{9,5}{735} = 9,25 \text{ кгм,}$$

$$M_{\theta}' = 1,58 \cdot 9,25 = 14,6 \text{ кгм.}$$

На валу барабана

$$M_{\theta} = 14,6 \cdot 23 \cdot 0,85 = 285 \text{ кгм}$$

и продолжительность периода пуска

$$t_a = 1,36 \frac{778}{285} = 3,7 \text{ сек.}$$

Таким образом, если наибольшая допустимая продолжительность периода, в течение которого мотор может при пуске работать с перегрузкой, равна 3—4 сек., то выбранная мощность мотора находится на пределе.¹

В заключение определим силу стопорного (храпового, тормозного) устройства, препятствующего на наклонном транспортере самопроизвольному движению ленты под нагрузкой в обратную сторону при выключении мотора. Будем считать, что стопор установлен на первом от барабана промежуточном валу.

Составляющая силы веса материала, направленная вдоль ленты,

$$P' = qL \sin \beta = qH = 37,0 \cdot 22 = 814 \text{ кг.}$$

Общее тяговое усилие W_0 было определено равным 1220 кг. Если передаточное число от вала стопора к валу барабана $K' = 1/6$, то (уравнение 304') момент на валу стопора

$$M_T' = 1,25 (2 \cdot 814 - 1220) \frac{0,9}{2} \frac{1}{5} = 46 \text{ кгм.}$$

По этому моменту рассчитываются сила и прочные размеры тормоза или прочные размеры храповика либо стопора.

Пример 6. Пользуясь условиями предыдущего примера, определить потребную мощность двигателя для случая движения груза вниз.

Общий расход мощности на наклонной ленте при движении груза вверх был определен равным 24,4 л. с., а мощность только на подъем груза — 16,3 л. с. Таким образом мощность, затрачиваемая на подъем груза, превышает мощность, затрачиваемую на вредные сопротивления, равную $24,4 - 16,3 = 8,1$ л. с.

На загруженном транспортере груз, двигаясь вниз, преодолевает вредные сопротивления и отдает на валу барабана мощность

$$N_0 = 16,3 - 8,1 = 8,2 \text{ л. с.}$$

Если двигатель включить как генератор, то мощность, передающаяся на его вал, равна

$$N_1 = N_0 \eta = 8,2 \cdot 0,85 \cong 7 \text{ л. с.}$$

Мощность холостого хода на валу барабана

$$N_0' = 0,046 \cdot 74,5 \cdot 1,5 = 5,15 \text{ л. с.}$$

и на валу двигателя

$$N_2 = \frac{N_0'}{\eta} = \frac{5,15}{0,85} = 6 \text{ л. с.}$$

Установочная мощность двигателя должна превышать большую из этих величин.

Пример 7. По приближенным формулам определить мощность двигателя и величину натяжного груза на лотковой горизонтальной реверсивной ленте, транспортирующей $Q = 300$ т/час рядового угля, $\gamma = 0,85$ т/м³, на расстоянии 60 м (фиг. 381). Рабочую скорость назначаем

$$v = 2 \text{ м/сек.}$$

Часовой объем перемещаемого угля

$$V = \frac{250}{0,85} = 294 \text{ м}^3/\text{час.}$$

¹ Давая здесь метод расчета продолжительности пуска t_a , мы не считаем действительные допустимые значения t_a выясненными.

Приведенный к скорости 1 м/сек. объем

$$V_0 = \frac{V}{v} = \frac{294}{2} = 147 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Потребная ширина лотковой ленты по таблице 53 равна

$$B = 750 \text{ мм.}$$

Проверенная по таблицам 55 и 56 скорость не превышает предельной. Мощность холостого хода (уравнение 232, таблица 58)

$$N_0' = 0,035 \cdot 60 \cdot 2 = 4,2 \text{ л. с.}$$

Добавочная мощность после загрузки (уравнение 234)

$$N_0'' = 0,0002 \cdot 250 \cdot 60 = 3 \text{ л. с.}$$

Общая мощность

$$N_0 = N_0' + N_0'' = 4,2 + 3,0 = 7,2 \text{ л. с.}$$

и общее сопротивление

$$W_0 = \frac{75 \cdot 7,2}{2,0} = 270 \text{ кг.}$$

Сопротивление холостого хода

$$W_0' = \frac{75 \cdot 4,2}{2} = 158 \approx 160 \text{ кг,}$$

из них полагаем приблизительно 90 кг на верхней рабочей ветви и 70 кг на нижней порожней (ввиду приближенности расчета сопротивления на приводном и обратном барабанах отдельно не учитываются). Тогда полное сопротивление на грузовой ветви (фиг. 381, а).

$$W_{gp} = 270 - 70 = 200 \text{ кг.}$$

Для $\alpha = 180^\circ$ и $f = 0,20$ (таблица 60)

$$S_{нб} = S_4 = 2,15 \cdot 270 = 580 \text{ кг}$$

$$S_{сб} = S_1 = 580 - 270 = 310 \text{ кг}$$

$$S_2 \approx S_3 = 310 + 70 = 380 \text{ кг}$$

$$G_{gp} = S_2 + S_3 = 380 \cdot 2 = 760 \text{ кг}$$

Если натяжное устройство применено грузовое, то величина S_2 и S_3 остается постоянной, независимо от того, находится ли лента в покое, либо движется в ту или другую сторону. Поэтому при реверсивном ходе ленты (фиг. 381, б):

$$S_1 = 380 + 70 = 450 \text{ кг,}$$

$$S_4 = 380 - 200 = 180 \text{ кг,}$$

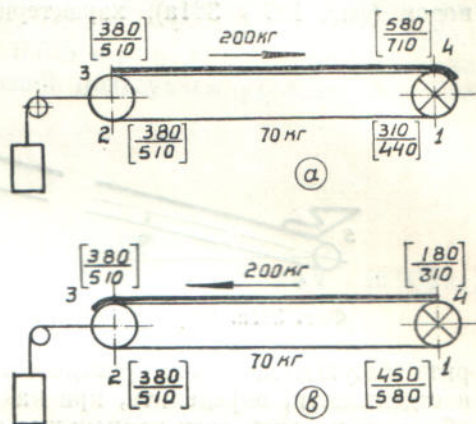
то-есть, по сравнению с предыдущим случаем, натяжение набегающей ветви S_1 увеличивается на удвоенное сопротивление порожней ветви, а натяжение сбегающей S_4 уменьшается на удвоенное сопротивление грузовой.

Отношение натяжения набегающей ветви к окружному усилию равно

$$S_{нб} : W_0 = 450 : 270 = 1,67,$$

тогда как при принятых α и f оно должно быть, для передачи полной тяговой силы W_0 , не меньше, чем 2,15.

Минимальная величина $S_{нб}$ была определена равной 580 кг, следовательно натяжение ленты должно быть увеличено на $580 - 450 = 130$ кг, а натяжной груз на $130 \cdot 2 = 260$ кг.



Фиг. 381. К расчету реверсивного транспортера (пример 7).

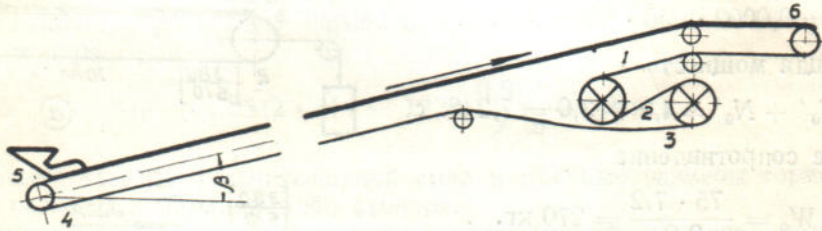
Поэтому окончательно

$$G_{sp} = 760 + 260 = 1020 \text{ кг.}$$

Эта величина натяжения ленты не меняется, если натяжное устройство применено не грузовое, а механическое.

Таким образом, при расчете реверсивного горизонтального транспортера, силу натяжного устройства следует определять для случая движения материала в сторону от привода к хвостовой части. Вес натяжного груза находится непосредственно, как удвоенная величина разности $S_{нб}$ и сопротивления на порожней ветви. При движении материала по направлению к приводу запас силы трения на барабанах оказывается избыточным. При детальном расчете должна быть проверена стрела провеса при наименьшем натяжении на грузовой ветви.

Пример 8. Для ленточного наклонного конвейера с двухмоторным приводом (фиг. 187 и 381а), характеристика которого сообщается ниже, прове-



Фиг. 381а. Схема транспортера с двухмоторным приводом (пример 8).

рить общую мощность на приводе и мощность каждого из двух электродвигателей в отдельности, определить, при каком модуле упругости ленты принятое число оборотов моторов дает наименьшее скольжение ленты по барабанам, выяснить путем расчета, правильна ли принятая характеристика изменения чисел оборотов электродвигателей в зависимости от изменения нагрузки на ленте.

Для расчета воспользуемся данными, сообщенными о таком конвейере в литературе.¹

Производительность по углю	$Q = 750$ т/час
Длина между центрами барабанов . .	$L = 274$ м
Угол подъема	$\beta = 18^\circ$
Высота подъема на ленте	$H = 274 \sin 18^\circ = 84,6$ м
Ширина ленты	$B = 1370$ мм
Количество прокладок в ленте	$i = 12$
Мощность электродвигателей: 1-го . .	$N_1 = 250$ л. с.
2-го . .	$N_2 = 75$ л. с.
Число оборотов электродвигателей: 1-го	$n_1 = 587$ об/мин.
2-го	$n_2 = 585$ об/мин.

По уравнению (224), принятому некоторыми американскими фирмами, для $\gamma = 0,85$ т/м³, находим скорость ленты

$$v = \frac{Q}{310B^2\gamma} = \frac{750}{310 \cdot 1,37^2 \cdot 0,85} = 1,53 \text{ м/сек.}$$

Принимаем $v = 1,6$ м/сек.

Нагрузка на погонный метр ленты при этой скорости

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{750}{3,6 \cdot 1,6} = 130 \text{ кг/м.}$$

Полагая, по американским данным, толщину ленты на одну прокладку $a = 1,6$ мм, толщину верхней покрышки $s_1 = 3,2$ мм и нижней $s_2 = 1,6$ мм, находим общую толщину ленты

$$s = ai + s_1 + s_2 = 1,6 \cdot 12 + 3,2 + 1,6 = 24 \text{ мм}$$

¹ «Power» от 13 января 1931, стр. 70.

и вес ленты, при удельном весе ее $\gamma_a = 1,1$

$$q_a = 10 \text{ Bs } \gamma_a = 10 \cdot 13,7 \cdot 0,24 \cdot 1,1 \approx 36 \text{ кг/м.}$$

Пользуясь таблицей 61, считаем вес комплекта роликов на грузе ветви равным 22 кг и на порожней 15 кг.

Полагаем расстояние между роликами соответственно 1,0 и 2,5 м и определяем вес роликов на пог. метр:

$$q_p' = \frac{22}{1,0} = 22 \text{ кг/м; } \quad q_p'' = \frac{15}{2,5} = 6 \text{ кг/м.}$$

Наименьшее натяжение на ленте считаем 600 кг, потери на отклоняющихся барабанах с углом обхвата $180^\circ - 6^\circ$, на обоих приводных — 5° от суммы S_1 и S_3 , сопротивление на роликах $w' = 0,025$ и к. п. д. передаточного механизма $\eta = 0,95$. Для расчета сопротивлений пользуемся уравнениями (268) и (269), тогда

$$S_4 = 600 \text{ кг,}$$

$$S_5 = 1,06 \cdot 600 = 636 \text{ кг,}$$

$$S_6 = S_5 + (q + q_a + q_p') L \cos \beta \cdot w' + (q + q_a) H = \\ = 636 + (130 + 36 + 22) 274 \cdot \cos 18^\circ \cdot 0,025 + (130 + 36) 84,6 = 15 900 \text{ кг,}$$

$$S_3 = S_4 - (q_a'' + q_p'') L \cos \beta w' + q_a H = \\ = 600 - (36 + 6) 274 \cdot \cos 18^\circ \cdot 0,025 + 36 \cdot 84,6 = 3360 \text{ кг,}$$

$$S_1 = 1,06 \cdot 15 900 = 16 850 \text{ кг,}$$

$$W_{1-3} = 0,05 (16 850 + 3360) = 1010 \text{ кг,}$$

$$W_0 = S_1 - S_3 + W_{1-3} = 16 850 - 3360 + 1010 = 13 540 \text{ кг,}$$

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} = \frac{13 540 \cdot 1,6}{75} = 289 \text{ л. с.}$$

$$N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{289}{0,95} = 321 \text{ л. с.}$$

Принято же на установке $N = 325$ л. с.

Отношение

$$S_{16} : S_{36} = S_1 : S_3 = e^{\alpha} = 16 850 : 3360 = 5,02.$$

Если бы барабан был однообхватный, $\alpha = 210^\circ$ и $f = 0,3$, то (таблица 33) $e^{\alpha} = 3,0$. Для передачи того же тягового усилия потребовалось бы увеличить натяжной груз на $2X$, где X находится из

$$\frac{S_1 + X}{S_2 + X} = \frac{16 850 + X}{3360 + X} = 3,$$

откуда

$$X = 3425 \text{ кг.}$$

В двухбарабанном приводе углы обхвата, взятые по схеме на фиг. 187, равны соответственно

$$\alpha_1 = 200^\circ = 3,49 \text{ (в радианах)}$$

$$\alpha_2 = 210^\circ = 3,66 \text{ (в радианах)}$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 410^\circ = 7,15 \text{ (в радианах)}$$

Для $f = 0,3$.

$$e^{\alpha} = e^{0,3 \cdot 7,15} = 8,8,$$

то-есть больше потребного, так что на барабанах имеется достаточный запас силы трения.

В случае полной нагрузки на ленте, двигатели, как показал расчет, работают также с полной нагрузкой и при этом делают нормальное число оборотов $n_1 = 587$ об/мин. и $n_2 = 585$ об/мин. Поэтому окружные усилия на барабанах P_1 и P_2 могут быть определены из

$$P_1 n_1 : P_2 n_2 = N_1 : N_2$$

или

$$P_1 \cdot 587 : P_2 \cdot 585 = 250 : 75$$

и

$$P_1 + P_2 = W_0 = 13\,540,$$

отсюда

$$P_1 = 10\,410 \text{ кг},$$

$$P_2 = 3\,130 \text{ кг}.$$

Натяжение ленты на промежуточной ветви

$$S_2 = S_1 - P_1 = 16\,850 - 10\,410 = 6\,440 \text{ кг}.$$

Наибольшее усилие, которое может быть передано каждым барабаном, находится из

$$P_{1\text{макс}} = S_1 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}$$

$$P_{2\text{макс}} = S_2 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}$$

и равно

$$P_{1\text{макс}} = 10\,950 \text{ кг},$$

$$P_{2\text{макс}} = 4\,150 \text{ кг},$$

то-есть каждый из барабанов имеет еще некоторый запас тяговой силы, причем второй больше, чем первый.

Если считать, что числа оборотов барабанов должны быть пропорциональны длине ленты на набегавшей ветви в вытянутом состоянии, то, воспользовавшись уравнением (139), находим

$$E = \frac{S_1 n_2 - S_2 n_1}{Bs(n_1 - n_2)} = 9300 \text{ кг/см}^2.$$

Пользуясь полученным значением E , проверим, требуется ли действительно, как указано в описании установки, такая характеристика электродвигателей, при которой число их оборотов изменяется обратно изменению нагрузки и притом так, что темп изменения в ту и другую сторону числа оборотов второго, меньшего, двигателя сильнее, чем первого, большего.

Для этого примем какую-либо иную полезную нагрузку на ленте, например равную 50% от полной, при которой натяжения S_1 и S_2 , а следовательно и вытяжка ленты на этих участках, получаются иными, чем при полной нагрузке. Проверим теперь соответствуют ли прежние числа оборотов электродвигателей 587 и 585 об/мин. новым деформированным длинам $l + \Delta_1 l$ и $l + \Delta_2 l$, а если нет, то в какую сторону они должны быть изменены.

Если количество груза по ленте уменьшается например вдвое, то

$$q' = \frac{q}{2} = \frac{130}{2} = 65 \text{ кг/м},$$

$$S_6' = S_5 + (q' + q_a + q_p') L \cos \beta w' + (q' + q_a) H = \\ = 636 + (65 + 36 + 22) 274 \cos 18^\circ \cdot 0,025 + (65 + 36) 84,6 = 9990 \text{ кг},$$

$$S_1' = 1,06 S_6' = 1,06 \cdot 9990 = 10\,600 \text{ кг}.$$

Так как натяжение S_3 остается при изменении нагрузки без изменения, то новое тяговое усилие

$$W_0' = S_1' - S_3 = 10\,600 - 3360 = 7240 \text{ кг}$$

$$N_0' = \frac{7240 \cdot 1,6}{75} = 154,5 \text{ л. с.}$$

Наибольшее тяговое усилие, которое может передать первый барабан

$$P_{1' \text{ макс}} = S_1' \frac{e^{\mu \alpha_1} - 1}{e^{\mu \alpha_1}} = 6900 \text{ кг,}$$

то-есть только на 340 кг меньше всего тягового усилия. Однако, вследствие того, что второй двигатель, как указывалось в описании привода, увеличивает свою угловую скорость больше, чем первый, натяжение на промежуточной ветви возрастает, первый двигатель несколько разгружается, а второй увеличивает нагрузку. Допустим, что распределение окружных усилий, а следовательно мощностей *сохраняет свою прежнюю пропорцию*:

$$P_1' : P_2' = P_1 : P_2 = 10410 : 3130,$$

$$P_1' + P_2' = W_0' = 7240 \text{ кг;}$$

отсюда

$$P_1' = 5570 \text{ кг,} \quad P_2' = 1670 \text{ кг,}$$

$$S_2' = S_1' - P_1' = 10600 - 5570 = 5030 \text{ кг.}$$

Упругое удлинение участка l ленты под действием натяжений S_1' и S_2' равно

$$\Delta_1' l = \frac{S_1' l}{E B s} = \frac{10600 l}{9300 \cdot 137 \cdot 2,4} = 0,00346 l,$$

$$\Delta_2' l = \frac{S_2' l}{E B s} = \frac{5030 l}{9300 \cdot 137 \cdot 2,4} = 0,00165 l.$$

Отношение длины участков вытянутой ленты

$$k' = \frac{l + \Delta_1' l}{l + \Delta_2' l} = \frac{1,00346 l}{1,00165 l} = 1,0018 = \frac{n_1'}{n_2'}.$$

Тогда как при полной нагрузке оно было равно

$$\frac{l + \Delta_1 l}{l + \Delta_2 l} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{587}{585} = 1,0034.$$

Таким образом при уменьшенной нагрузке отношение $n_1' : n_2'$ должно быть меньше, чем при полной, а для этого скорость вращения второго барабана должна возрасти быстрее, чем первого.

Точно так же можно показать, что при увеличении нагрузки на транспортере и сохранении пропорции нагрузок двигателей, для избежания скольжения ленты по барабанам, n_2 должно уменьшиться больше, чем n_1 .

Не следует, понятно, считать, что этим избегается вовсе скольжение ленты по барабанам. Оно неизбежно остается на *каждом* из барабанов, так как, вследствие разности натяжения ленты по обе стороны от приводного барабана, огибающий его участок ленты, переходя от большего натяжения к меньшему, непрерывно укорачивается на барабане, отчего происходит проскальзывание ленты по ободу навстречу вращению барабана.

Пример 9. Сравнить два способа уменьшения количества прокладок в ленте с помощью: 1) электророликов и 2) двухбарабанного привода или прижимной ленты на горизонтальном транспортере длиной $L = 230$ м перемещающем $Q = 650$ т/час рядового не крупнокускового известняка ($\gamma = 1,9$ т/м³).

Для выбранной скорости $v = 1,8$ м/сек приведенный объем $V_0 = \frac{650}{1,8 \cdot 1,9} = 190$ м³. По таблице 53 $B = 900$ мм.

$$q = \frac{650}{3,6 \cdot 1,8} = 100,0 \text{ кг/м,}$$

$$N_0' = 0,046 \cdot 230 \cdot 1,8 = 19,1 \text{ л. с.,}$$

$$N_0'' = 0,0002 \cdot 650 \cdot 230 = 29,9 \text{ л. с.,}$$

$$N_0 = 19,1 + 29,9 = 49,0 \text{ л. с.,}$$

$$W_0 = \frac{75 \cdot 49,0}{1,8} = 2040 \text{ кг.}$$

Для $\alpha = 210^\circ$ и $f = 0,3$

$$S_{нб} = 3060 \text{ кг,}$$

$$i = \frac{S_{нб}}{B\sigma_p} = \frac{3060}{90 \cdot 4,6} = 7,4,$$

требуется 8 прокладок.

Оставляя привод с тем же углом обхвата, требуется путем расстановки моторных роликов снизить наибольшее натяжение ленты настолько, чтобы могла быть применена лента с 6 прокладками.

Наибольшее натяжение, которое может быть передано такой лентой:

$$S_{макс} = S_{нб} = Bi\sigma_p = 90 \cdot 6 \cdot 4,6 = 2480 \text{ кг.}$$

При этом окружная сила на барабане, при тех же значениях α и f ,

$$P = S_{нб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = 2480 \frac{3 - 1}{3} = 1660 \text{ кг,}$$

так что электроролликами должна быть передана тяговая сила

$$W' = W_0 - P = 2040 - 1660 = 380 \text{ кг.}$$

Натяжение на сбегающей ветви ленты

$$S_{сб} = 2480 - 1660 = 820 \text{ кг.}$$

Толщина ленты о шести прокладках

$$s = 1,25 \cdot 6 + 4 = 11,5 \text{ мм,}$$

вес ее

$$q_a = 0,9 (1,25 \cdot 6 + 1,4 \cdot 4) = 11,8 \text{ кг/м.}$$

Вес опорных роликов на порожней ветви

$$G_p^* = 11,5 \text{ кг,}$$

$$q_p^* = \frac{11,5}{3} \approx 4,0 \text{ кг/м.}$$

Сопротивление на порожней ветви

$$W_n = (q_a + q_p^*) Lw_1' = (11,8 + 4,0) 230 \cdot 0,3 = 110 \text{ кг.}$$

Натяжение ленты в точке сбегания с хвостового барабана

$$S = (820 + 110) \cdot 1,08 = 1000 \text{ кг.}$$

Ввиду того что лента охватывает каждый ролик по некоторому углу 2α (уравнения 150 и 151), тяговое усилие, которое может быть передано на ленту

одним электророликом, равно

$$P_1 = S_{сб}' \cdot (e^{2/\alpha'} - 1), \quad (309)$$

где $S_{сб}'$ — натяжение ленты впереди ролика.

Принимая во внимание уравнение (150), находим

$$P_1 = \frac{(q + q_a) l'}{2 \operatorname{tg} \alpha'} (e^{2/\alpha'} - 1). \quad (310)$$

Если считать силу трения ленты по нормальному давлению ее на ролик, то

$$P_1 = (q + q_a) l' f. \quad (311)$$

Подставляя в выражения (310) и (311) значение $\alpha = 5^\circ$ и $f = 0,3$, находим, что первое дает значение всего на 30% больше. Это показывает, что расчеты с достаточной степенью точности можно выполнять по более простому уравнению (311).

Если из всего числа z роликов на грузовой ветви i роликов сделать моторными,¹ то они передают тяговую силу

$$P_i' = (q + q_a) l' f i$$

и кроме того уменьшают тяговую силу, отнесенную к ленте, на величину сопротивления, преодолеваемого лентой на том же количестве i немоторных роликов.

$$P_i'' = i w_1' [G_p' + l' (q + q_a)].$$

Поэтому

$$W' = P_i' + P_i'' = i l' (q + q_a) f + i w_1' [G_p' + l' (q + q_a)], \quad (312)$$

откуда

$$i = \frac{W'}{l' (q + q_a) (f + w_1') + G_p' w_1'} =$$

$$= \frac{380}{1,0(100,0 + 11,8)(0,3 + 0,003) + 16,0 \cdot 0,03} = 10,3.$$

Принято $i = 10$ электророликов.

Так как все $i = 10$ роликов передают тяговое усилие W' при скорости ленты $v = 1,8$ м/сек, то мощность мотора каждого ролика, при к. п. д. $\eta = 0,75$,

$$N_1 = \frac{W' v}{75 i \eta} = \frac{380 \cdot 1,8}{75 \cdot 10 \cdot 0,75} = 1,2 \text{ л.с.}$$

Что касается размещения роликов на транспортере, то, как указывалось, их следует распределять по всей длине на примерно одинаковых расстояниях.

Определим теперь, каков требуется угол обхвата на приводе α для того, чтобы не увеличивая силы $S_{сб} = 2480$ кг, передать ту же тяговую силу $W_0 = 2040$ кг. При этом

$$S_{сб} = S_{сб} - W_0 = 2480 - 2040 = 440 \text{ кг}$$

и

$$\frac{S_{сб}}{S_{сб}} = \frac{2480}{440} = 5,63.$$

По таблице 33, при $f = 0,3$, угол обхвата требуется

$$\alpha = 330^\circ,$$

то-есть вместо 10 электророликов достаточно применить двухбарабанный привод, что, повидимому, проще.

Определим еще, каким должно быть усилие S_α на прижимной ленте, если, попрежнему, $\alpha = 210^\circ$, $f = 0,3$, $e^{1/\alpha} = 3,0$. Пользуясь уравнением (143),

¹ В описании этой системы (Z.V.d.I, 1931, № 11, стр. 133) упоминается, что моторными делаются и ролики для лотковой ленты, однако сведения о конструкции их не приводятся.

находим:

$$S_a = \frac{W_0'}{e^{1\alpha} - 1} - S_{об}' = \frac{2040}{3 - 1} - 440 = 580 \text{ кг.}$$

Таков другой, конструктивно более простой способ уменьшения числа прокладок в ленте.

4. Примеры применения ленточных транспортеров

Ряд положительных качеств ленточных транспортеров, а именно — легкость и несложность конструкции, бесшумная и плавная работа, высокая надежность действия, незначительное крошение материала и пр. — привели к тому, что ленточный транспортер получил наиболее широкое распространение из всех других транспортных устройств непрерывного действия. По некоторым статистическим данным, на гибкие ленты приходится около 60% всех видов конвейеров.

Расстояние перемещения и производительность, для которых находят применение гибкие ленты, колеблются в пределах от нескольких метров и тонн в час до нескольких тысяч метров и тонн.

Примером транспортеров малой производительности могут служить легкие передвижные погрузочные устройства; примером наиболее мощных транспортеров — ленты на отвальных мостах с шириной 2 м и теоретической производительностью свыше 5000 м³ в час.¹

Наибольшей по длине современной ленточной установкой считается конвейер для доставки угля от рудника на судна одной коксовой компании в штате Филадельфия, расположенный по откаточному штреку выработанного рудника и имеющий в длину около 7000 м. Конвейер состоит из двадцати последовательных секций средней длины 350 м и наибольшей — 456 м. Общий подъем на установке равен 109 м.

Производительность конвейера по углю равна около 1100 т в час, ширина ленты — 48" (1219 мм). Общая мощность моторов составляет 1933 л. с.²

Мощность ленточных транспортеров по длине и производительности на вновь выполняемых установках непрерывно растет. Мощность двигателя достигает в одном агрегате 340 л. с.³

Рассмотрим несколько примеров применения ленточных конвейеров.

§ 1. Передвижные погрузочные машины

Легкие передвижные погрузочные устройства или «грузчики» получили очень широкое применение на стройках, земляных работах, складах насыпных и штучных грузов (ящики, мешки) и особенно в механизации погрузочно-разгрузочных процессов железнодорожного и автомобильного грузового транспорта (фиг. 382).

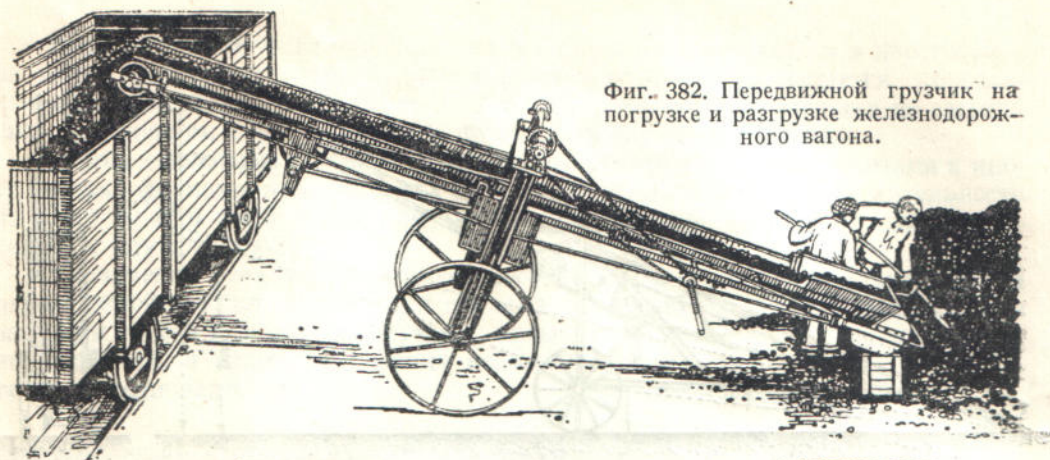
По конструкции и степени механизации их можно разделить на две основные группы — не имеющие зачерпывающего устройства и загружаемые вручную или другой погрузочной машиной и снабженные собственным зачерпывающим прибором — механические погрузочные машины.

1. *Передвижные транспортеры без механического зачерпывания.* Ленты на таком передвижном конвейере монтируются на станине легкой конструкции, которую образуют две сплошные балки из швеллеров или полос, снабжаемых иногда шпренгельными растяжками (фиг. 383), решетчатые фермы из угольников и полосового железа (фиг. 384), или одна балка из листов полутрубчатой формы (фиг. 385).

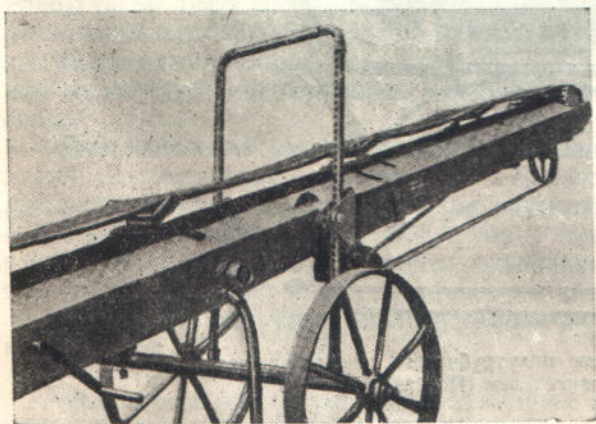
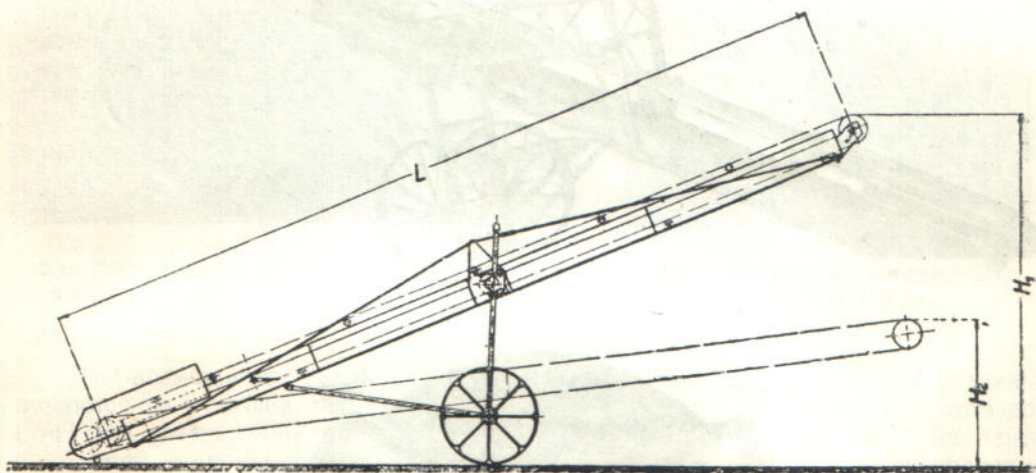
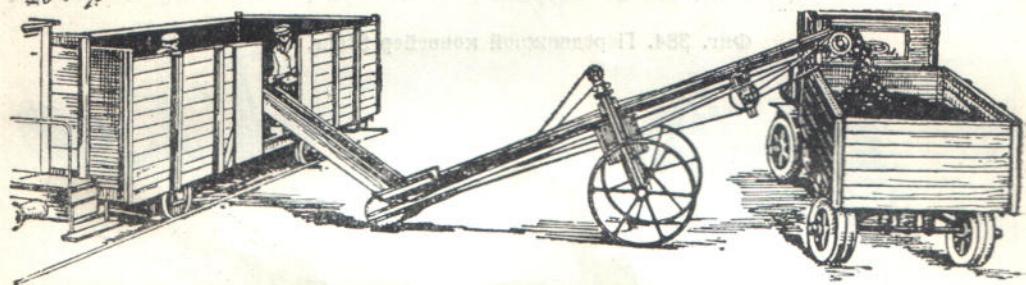
¹ Фирма ATG сообщает о достигнутой на одной из сооруженных ею установок производительности 4500 т в час (по породе).

² Подробнее см. в статье проф. А. В. Некоза, «Уголь и железо» № 19, 1927.

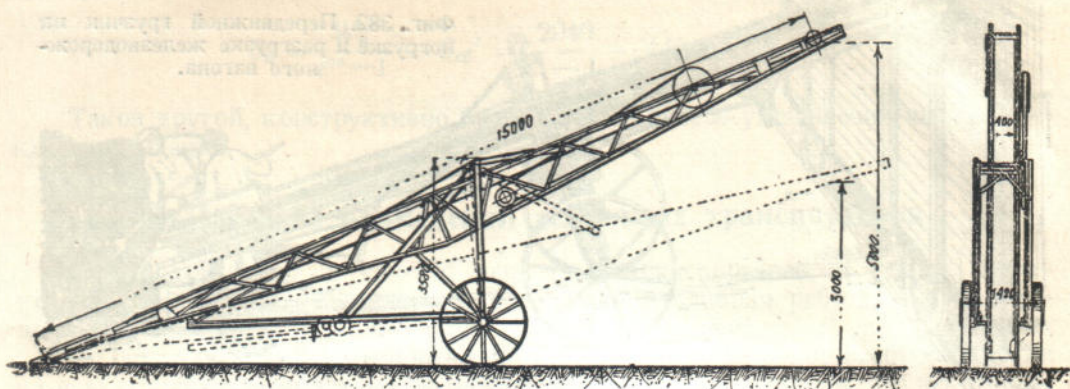
³ «Elektrizität im Bergbau» 1931, № 1, стр. 17.



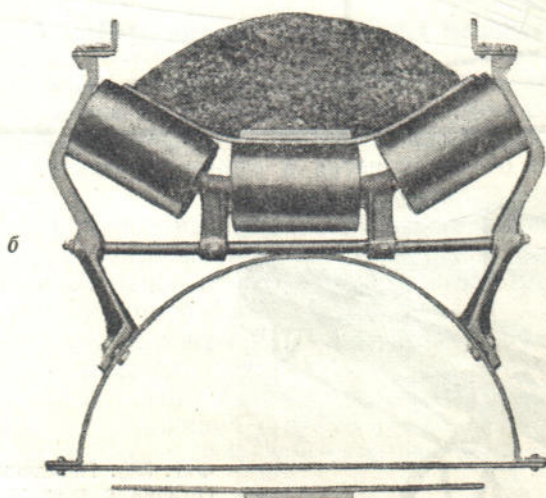
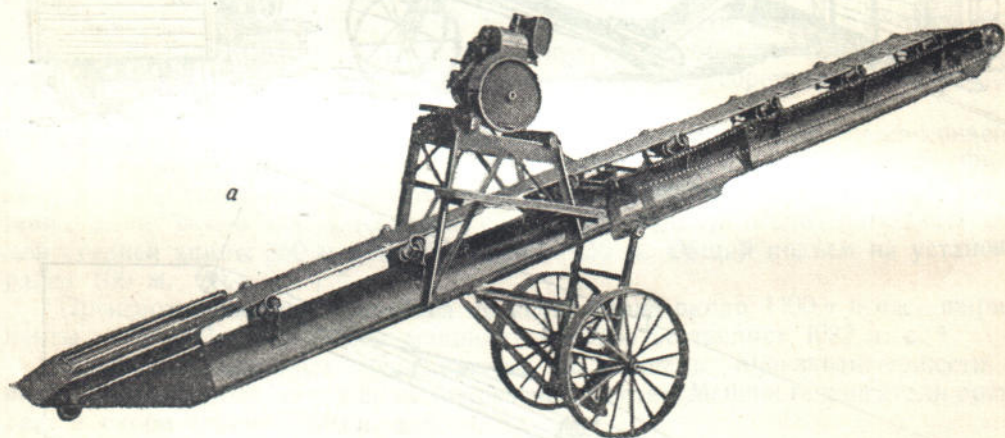
Фиг. 382. Передвижной грузчик на погрузке и разгрузке железнодорожного вагона.



Фиг. 383. Передвижной конвейерный грузчик с речным механизмом перестановки рамы (Ватлаг).



Фиг. 384. Передвижной конвейер Stöhr.

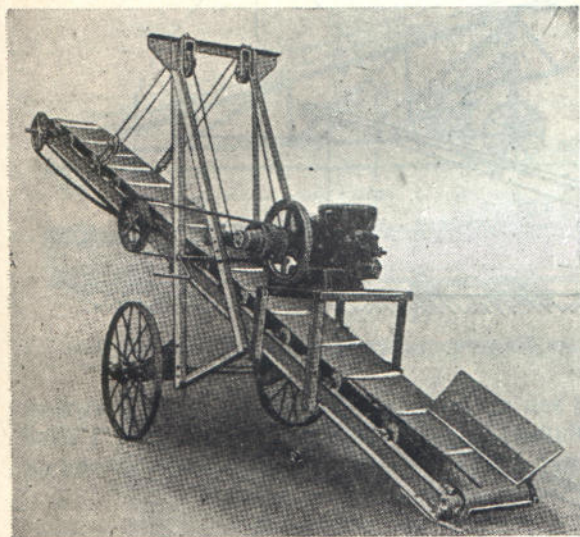


Фиг. 385. Передвижной конвейер на ферме полутрубчатого сечения, с газолиновым керосиновым двигателем (Robins).

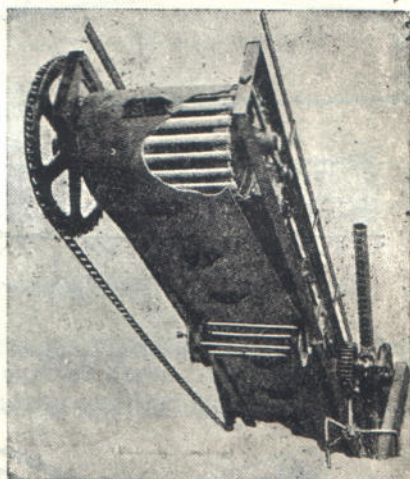
Рама в средней части опирается на ось двухколесного хода и в хвостовой— на почву непосредственно. Головная разгрузочная часть остается консольной. Вылет консоли должен быть достаточен, чтобы колеса грузчика не засыпались материалом, сбрасываемым в штабель наибольшей высоты.

Длина конвейеров стандартного типа, выпускаемых нашими заводами и иностранными фирмами, колеблется от 5—6 до 15 и даже 20 м, производительность от 20 до 70 м³ в час и выше, предельный угол наклона берется 20—23° и в отдельных случаях до 30°.

Увеличение угла наклона имеет особенное значение в том случае, когда передвижной грузчик служит для подъема материала на высоту, например для загрузки вагона с высокими бортами, насыпки штабеля и пр., так как и для этого случая, в целях сохранения возможно малого веса грузчика, нежелательно увеличивать его длину.



Фиг. 386. Передвижной конвейер на ферме коробчатого железа, подвешенный на тросах (Acme Road Machinery).



Фиг. 387. Головка передвижного конвейера Jeffrey.

Для возможности увеличения угла наклона ленты опорные ролики устанавливаются на меньшем, чем обычно, расстоянии друг от друга, так как этим достигается уменьшение провеса ленты между роликами. Кроме того на ленте с лицевой стороны иногда нашиваются поперечные планки, задерживающие материал от скатывания. Такого типа конвейер показан на фиг. 385 и 386. Чтобы такая лента свободно проходила по роликам нижней ветви, они делаются решетчатыми из тонких стержней, как показано на фиг. 387. Барабан конвейера, как видно на той же фигуре, также делается иногда решетчатым, чтобы попадающая на него грязь не оставалась между лентой и ободом и не уменьшала сцепной силы.¹

Для изменения высоты насыпки большинство конструкций грузчиков делается с переставным корпусом одного из двух типов: 1) с угловой рамой, поворачивающейся при подъеме или при опускании вокруг задней опорной точки, и 2) с рамой, состоящей из двух половин с шарнирным соединением по середине, в которых хвостовая часть остается неподвижной, а консольная поворачивается, так что лента делает в месте сопряжения обеих частей изгиб.

Для изменения угла наклона ленты служит обычно один из следующих механизмов:

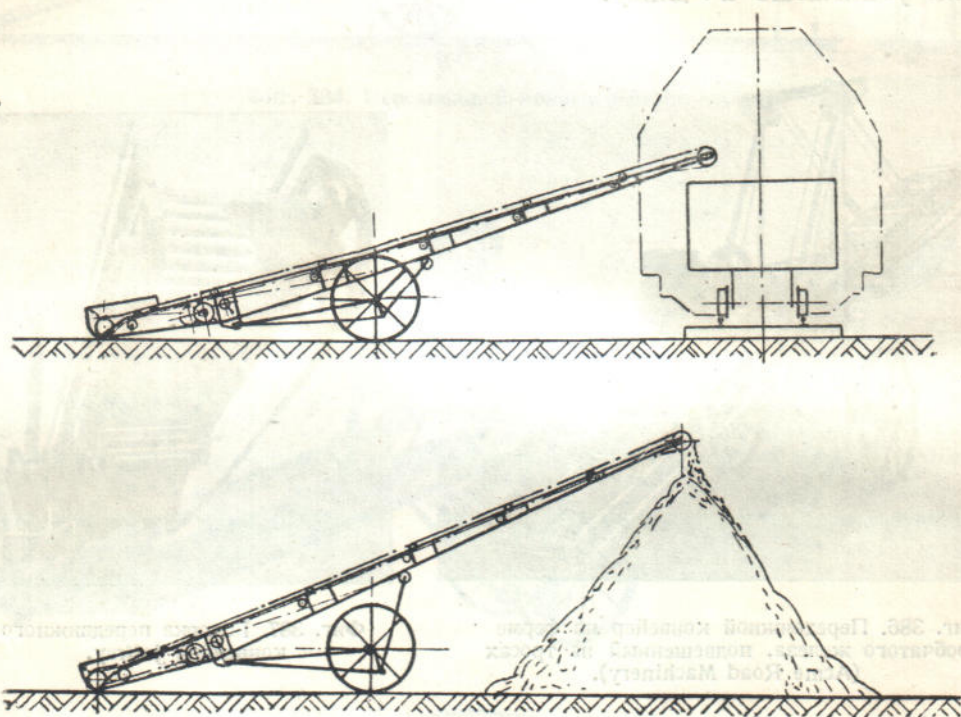
¹ В последнее время предложена система лент с клинчатой поверхностью, дающей повышенное трение и допускающей увеличение углов наклона (см. Braunkohle, 1935, № 11, стр. 161).

1. Вертикальные винты, укрепленные в станине и вращаемые от руки через цепную и зубчатые конические передачи (фиг. 382).

2. Блоки со стальными тросами, на которых подвешивается в вертикальной станине рама ленты (фиг. 384 и 386).

3. Механизм рейки и зубчатого колеса (фиг. 383). Рейки образуются просверливанием круглых отверстий в сделанной из трубы вертикальной станине, сцепляющиеся с рейкой зубчатые шестерни имеют зубцы в виде коротких, выполненных по форме усеченного конуса, стерженьков. Шестерни сидят в обоймах, укрепленных по обе стороны рамы ленты.

4. Рычажно-шарнирный механизм (фиг. 388), в котором рама опирается на ролики, установленные на концах двух рычагов, подтягиваемых при подъеме рамы с помощью тросов.



Фиг. 388. Передвижной конвейерный грузчик с рычажным механизмом для подъема рамы (Gebr. Kerner).

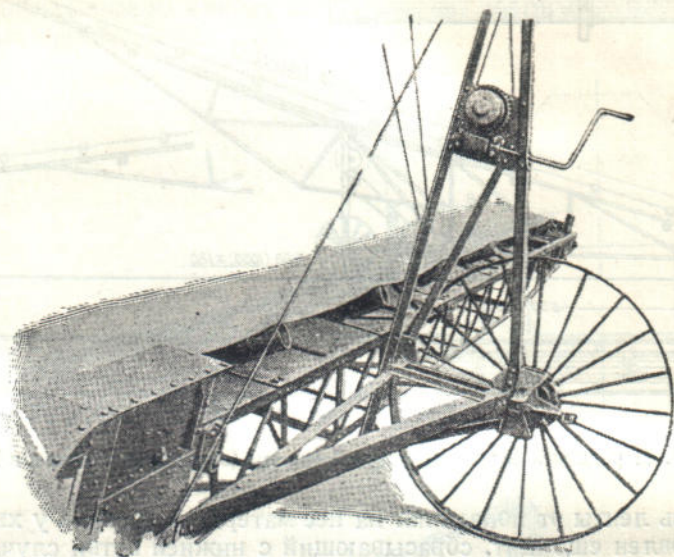
Первый из описанных типов механизмов наиболее сложен и имеет низкий к. п. д., т. е. требует наибольшей затраты мускульной силы при перестановке рамы, особенно если винты плохо смазаны или покрываются окалиной. Однако достоинство его в большей безопасности, так как винты — самотормозящиеся. Остальные механизмы сравнительно меньше отличаются один от другого по степени сложности и удобства работы.

Наиболее компактен из них механизм по фиг. 388, не имеющий выступающей вверх станины.

На конвейерных грузчиках, на которых корпус хвостовой части не изменяет положения, а переставляется только вылет (фиг. 389), рама вылета поднимается с помощью троса А, охватывающего ролик В, укрепленный на выступающей по другую сторону шарнира части подвижной рамы.

Для приведения в движение ленты применяется электродвигатель или двигатель на жидком топливе — керосине или газолине (фиг. 385 и 386). Детали второго рода находят применение в тех случаях, когда подвод тока с помощью гибкого кабеля представляет по местным условиям затруднения и требуется иметь машину с неограниченным радиусом действия. Мощность двигателя на

Ширина ленты принимается обычно 350—500—600 мм и скорость 0,7—1,0 м/сек. и до 1,2—1,5 м/сек. Для случая подачи материала на ленту вручную, увеличения скорости не требуется, так как производительность транспортера ограничивается количеством материала, которое могут подать обслуживающие рабочие, число которых не может быть больше трех, максимум четырех. По той же причине верхние пределы ширины ленты выбирают в таких случаях сообразуясь не с производительностью, а с родом материала. Если же лента загружается другим транспортным устройством или из бункера, то повышение скорости и ширины ленты может понадобиться из условия обеспечения требуемой производительности.



Фиг. 391. Передвижной конвейер с колесами на поворачивающихся осях (Ateliers de Bondy).

Из двух типов ленты — плоской и лотковой — чаще применяется второй, так как на лотковой ленте лучше достигается центрирование загрузки материала.

Весьма существенным фактором, влияющим на эффективность применения передвижных транспортеров, является степень их *маневроспособности*. Если с помощью передвижного транспортера достигается механизация процесса погрузки на одном месте работы, а затем для всякой перестановки его требуется задалживать нескольких человек, то общая эффективность транспортера заметно снижается. Самоходные конструкции конвейеров этого типа не применяются, так как не без основания считается нерациональным усложнять и удорожать машину за счет механизации подсобного процесса передвижения, оставляя немеханизированным основной рабочий процесс зачерпывания и загрузки. Поэтому, оставляя перемещение конвейера вручную, стремятся облегчить его как путем уменьшения веса¹, так и усовершенствования ходовой части. Для этого колеса делаются достаточного диаметра (не меньше 800—1000 мм), обычно около 1,25 м, и с широким ободом, что особенно важно для случаев неровного и мягкого грунта. Так, на транспортерах завода им. Ленина (фиг. 389) ширина обода принята 180 мм. Кроме того, как и на фиг. 390, небольшими ходовыми роликами снабжается также хвостовая часть конвейера, а в некоторых конструкциях колеса насаживаются на короткие оси, соединенные вертикальными шарнирами с кузовом машины, и могут устанавливаться либо параллельно, для передвижения вдоль оси ленты, либо в одной плоскости, для поперечного передвижения (схема на фиг. 389 вверху). Конструкция укрепления такого колеса видна на фиг. 391.

¹ В последнее время фермы для таких транспортеров начали изготавливать сильно облегченного профиля и из легких металлов.

Как видно из приведенных конструкций, двигатель укрепляется на раме у ходовых колес, ближе к хвостовой части. Если он крепится над рамой, то передача движения на головной барабан производится, как указывалось, с помощью двух цепей, если под рамой, — то либо таким же способом, либо приводной барабан устанавливается тут же у двигателя и огибается лентой, образующей на хвостовой ветви петлю. Значительным усовершенствованием конструкции передвижных транспортеров явилось введение в практику электробарабанов с двигателем и передачей, помещенными внутри головного барабана.¹ Конструкция такого барабана на передвижном конвейере Bataag показана на фиг. 392.² Основные сведения, характеризующие конструкцию передвижных транспортеров иностранных фирм и нашего Никопольского завода, даны в таблице 62.

Таблица 62

Данные о передвижных ленточных транспортерах

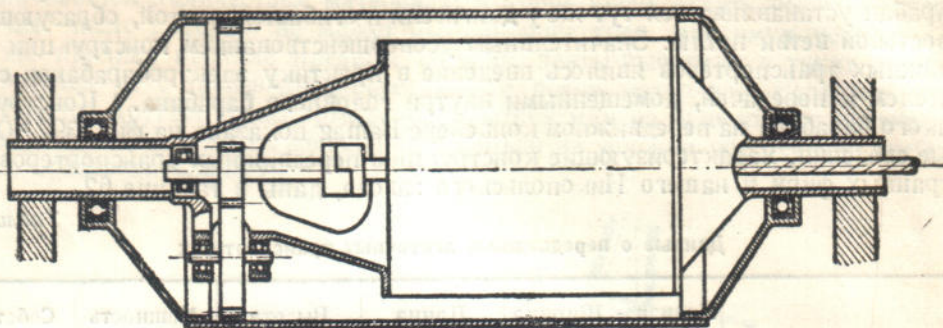
Фирма	Производительность (м ³ , час)	Ширина ленты В (мм)	Длина конвейера L (м)	Высота подъема H (м)	Мощность двигателя N (л. с.)	Собственный вес G ₀ (кг)
MAN	до 60	500	10—12	1,7—6	2	—
Lieder	20	350	8	1,6—3,2	3—2	1150
	35	500	8	1,6—3,2	3—2	1270
	20	350	10	1,75—4	3—2	1300
	35	500	10	1,75—4	3—2	1425
	35	500	12	2,4—4,8	3—2	1820
	35	500	14	1,6—5,5	3—2	2080
Fredenhagen	25	400	10	до 5	1,5	1500
	25	400	12	6	2,0	1600
	25	400	15	7	2,5	1800
Heckel	60	500	10	2,8—3,6	3—4	2450
	60	500	12	3,5—4,5	3—4	3000
ATG	—	450	8	1—2,8	1,5	1200
	—	450	10	1,3—3,5	2	1450
	—	450	12	1,5—4,2	2	1600
	—	450	15	1,7—4,5	2	1900
	—	450	20	2,5—7,1	3	2500
Robins	70	400	6,1	2,1—2,9	2	660
	70	400	7,6	2,9—3,6	3	730
	70	400	9,1	3,6—4,4	3	900
	70	400	10,7	4,4—5,2	5	1030
Jeffrey	—	400	5,5	до 2,0	—	630
	—	400	7,3	3,0	—	815
	—	400	9,1	3,9	—	1040
Stephens-Adamson	—	615	до 18,3	до 6,3	5	3400
Les Ateliers de Bondy	—	500—600	8	0,8—4,0	2	1100
	—	»	10	0,8—4,5	2	1300
	—	»	15	0,9—6,5	3	2030
Завод им. Ленина в Никополе (Фиг. 389)	—	500	10	1,3—4,0	3,8	1300
	—	»	15	1,5—5,2	3,8	1600

Компактные размеры ленты и малый вес ее облегчают конструирование специальных типов ленточных грузчиков для подземных работ с удлиненным

¹ См. например «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1933, № 3/4, стр. 47.

² «Maschinenbau», 1931, № 11, стр. 397.

вылетом, под который подкатывают нагружаемые вагонетки (фиг. 393). Возможность подачи под погрузку 3—4 вагонеток сразу уменьшает продолжительность маневров на путях и увеличивает время полезной работы грузчика.



Фиг. 392. Электрбарaban передвижного конвейера Bergag.

Особенное значение имеет уменьшение времени маневрирования составами при проходе тоннельных выработок, штреков, при которой стремятся создать организацию, допускающую возможно длительную работу грузчика без перерывов. Для такой цели может служить грузочный конвейер передвижного или полупередвижного типа (фиг. 394, а и б), монтированный на продольной раме, на хвостовую часть которого подается механическим грузчиком отбитая порода. Лента устраивается на длину 4—6 и больше вагонеток.

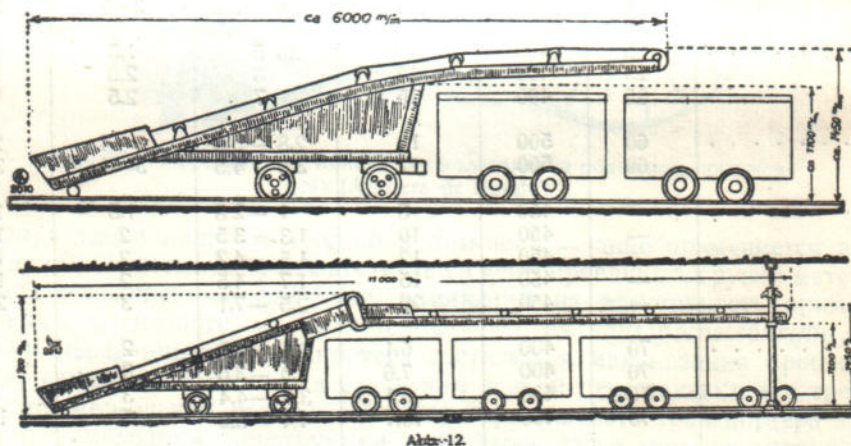


Abb-12

Фиг. 393. Подземные ленточные грузчики Flottmann для перемещения по рельсам.

В конвейере полупередвижного типа наклонная часть с приводным механизмом перемещается на колесах по рудничным рельсам, а опорой рамы у разгрузочного конца служат порталные козлы, стоящие на почве. В конвейерах передвижного типа рама имеет вид решетчатой фермы, установленной полностью на колесах и перемещающейся по рудничной колее. На нижнем поясе этой фермы проложены рельсы той же колеи и на них по накладной наклонной стрелке втягиваются лебедкой загружаемые вагонетки.

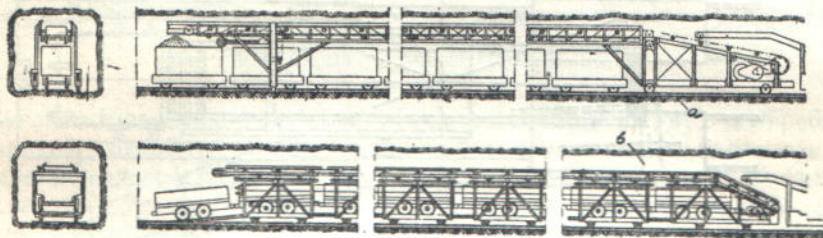
Применяя предложенную инженером J. A. Garcia «интегральную» систему погрузки,¹ можно значительно увеличить количество вагонеток, загружаемых без перерыва на маневры составами. Система состоит в том, что под конвейер ставят наибольшее возможное количество вагонеток и грузят первой крайнюю. Когда эта вагонетка заполнена, ее выдвигают и подставляют под конец конвейера

¹ «The Mining Congress Journal» 1930, стр. 27; «Glückauf» 1930, № 13, стр. 144; «Горный журнал» 1930, № 8—9, стр. 80;

следующую. В то же время груженная вагонетка откатывается и на ее место ставится порожняя, которая грузится третьей. Затем выкатываются две груженные вагонетки сразу, грузится ближайшая порожняя, а вместо двух груженных подаются новые порожние и т. д.

Таким способом, без перерыва на маневры составами, можно погрузить, при длине конвейера на 5 вагонеток, 31 вагонетку, при длине на 6—63 и т. д. и при длине на n вагонеток — $2^n - 1$ вагонетку.

2. *Передвижные транспортеры с механическим зачерпыванием.* Не только перемещение, но и зачерпывание материала производится на таких транспортерах механически и не требует затраты мускульной силы. Такие машины хотя и отличаются большей сложностью, но дают и более высокую производительность. Для перемещения по почве эти машины монтируются на тракторном колесном или чаще гусеничном ходу. Подземные грузчики делаются для перемещения по рудничной рельсовой колее. Во всех этих случаях машина имеет ход от двигателя.



Фиг. 394. Подземный грузчик с удлиненной лентой.

В зависимости от назначения машин, одни из них имеют неподвижную раму, другие — поднимающийся вылет, третьи — поднимающийся и поворачивающийся вылет. Некоторые машины для удобства маневрирования имеют подвижной как головную, так и хвостовую часть с отдельными шарнирно укрепленными транспортерами.

Количество типов зачерпывающих приборов весьма значительно. Выбор рационального типа зависит главным образом от рода и кусковатости перемещаемого материала, потребной производительности, габаритных соотношений и других конкретных условий каждого отдельного случая.

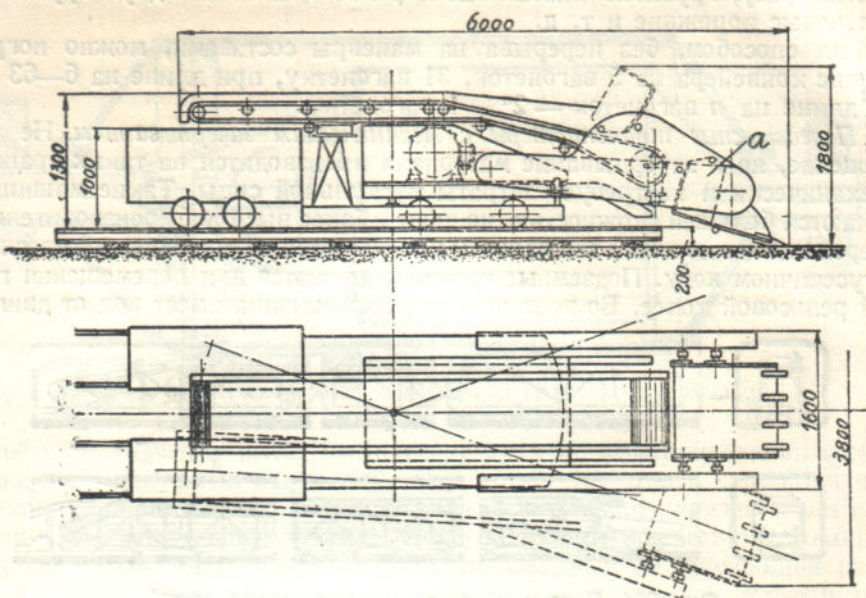
Основные типы зачерпывающих устройств, которые мы здесь вкратце рассмотрим, следующие:

- 1) механическая зачерпывающая лопата (Bomag),
- 2) подгребающие винты и зачерпывающие ковши (ATG, Hinselmann),
- 3) ковшевое колесо (Humboldt, ATG, Flottmann),
- 4) нагребание граблями, имеющими возвратно-поступательное движение (Flottmann),
- 5) нагребание с помощью скоб, укрепленных на непрерывно движущихся цепях (Clarkson),
- 6) врезание в подножие штабеля под напором (Preparation Industrielle des Combustibles),
- 7) захват материала трением вращающихся дисков и цилиндров (Mackensen),
- 8) захват материала с помощью лопастей вращающихся лопастных колес (Bomag),
- 9) захват с помощью сгребающих лап (Joy, завод Шевченко),
- 10) нагребание материала на ленту скрепером.

1. Пример грузчика с механической зачерпывающей лопатой дает машина Bomag (фиг. 395). Она состоит из двух взаимно подвижных частей — лопаты и ленточного транспортера. При опрокидывании, лопата передает материал на промежуточный совок *a*, который уже сгружает его на ленту.¹

Для увеличения поля действия грузчика без постоянной передвижки его, как лопата, так и лента сделаны поворотными вокруг вертикальной оси в обе

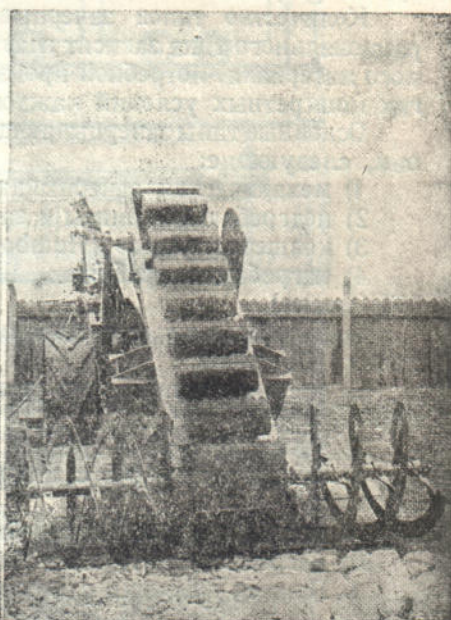
¹ Подробнее об аналогичном зачерпывающем приборе см. «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1931, № 19, стр. 377.



Фиг. 395. Механический грузчик с зачерпывающей лентой:

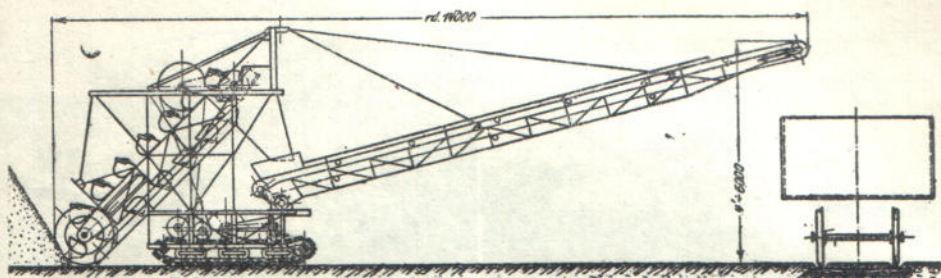


Фиг. 396. Механический грузчик АТГ.



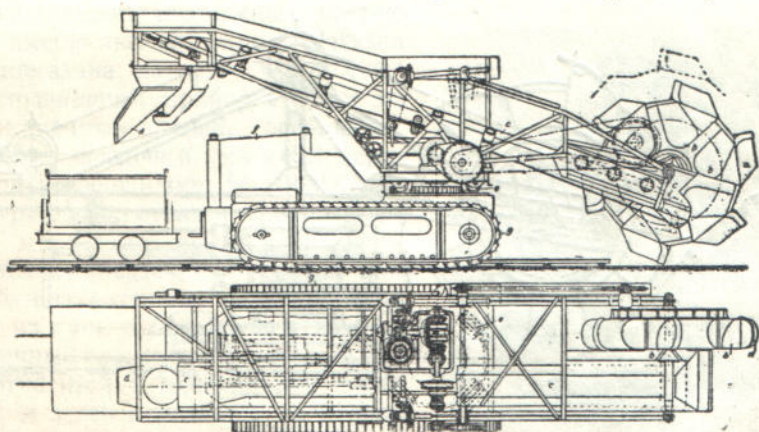
Фиг. 397. Зачерпывающий прибор грузчика АТГ.

стороны от среднего положения. Производительность такого грузчика по нетрудно зачерпываемому материалу 35—50 м³/час, мощность двигателя 13 л. с. на лопате и 3 л. с. на ленте, область применения от мелких однородных до весьма крупнокусковых материалов, например порода при прохождении штреков в руднике.



Фиг. 398. Схема грузчика Henzelmann.

2. Другой тип зачерпывающего прибора, состоящий из двух подгребающих винтов с правой и левой винтовой ниткой и короткого ковшевого элеватора между ними, зачерпывающего материал и сгружающего его на ленту, виден на фиг. 396—398. Легкий тип грузчика монтируется на колесном тракторном ходу, а более тяжелый, с длинной лентой — на гусеничном. Такая машина применяется для зачерпывания нелипкого и некрупнокускового материала из штабеля. При более крупнокусковых материалах, размером до 150 мм в поперечнике, винты делаются не сплошными, а из отдельных лопастей прочной конструкции.¹



Фиг. 399. Механический грузчик Humboldt.

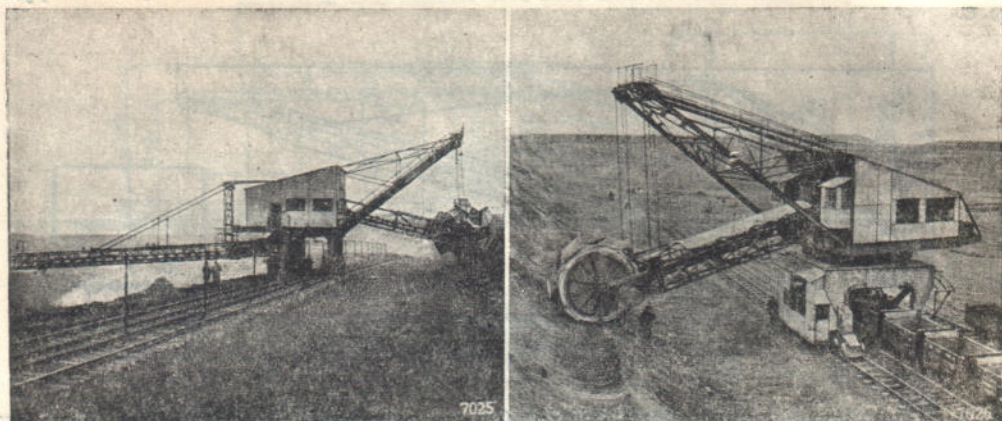
3. Весьма высокая производительность, особенно при работе по некрупнокусковому материалу, может быть достигнута с помощью зачерпывающего прибора, выполненного в виде ковшевого колеса, как на грузчике, показанном на фиг. 399. Ковшей на колесе делается шесть, перед каждым ковшом *a* имеется косо сбрасывающий желобок *b*, с которого зачерпнутый материал скатывается на сторону и попадает на ленту *c*. Ленточная станция может поворачиваться вокруг вертикальной оси на каточках *e*. Все рабочие движения, включая механизм гусеничного хода, производятся от одного двигателя внутреннего сгорания.

Фирма АТГ выпускает подобные грузчики на производительность 80—240 м³ в час, при средней практической производительности на 30—50% меньше. Мощность двигателя 30—50 л. с. и собственный вес 18—52 т. Мощные баггеры той же системы, установленные на портале и оборудованные ленточными транспортерами (фиг. 400) для сбрасывания в отвал зачерпываемого материала, при-

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr, 1933, № 5/6, стр. 54; Z. V. d. I. 1934, № 19, стр. 589.

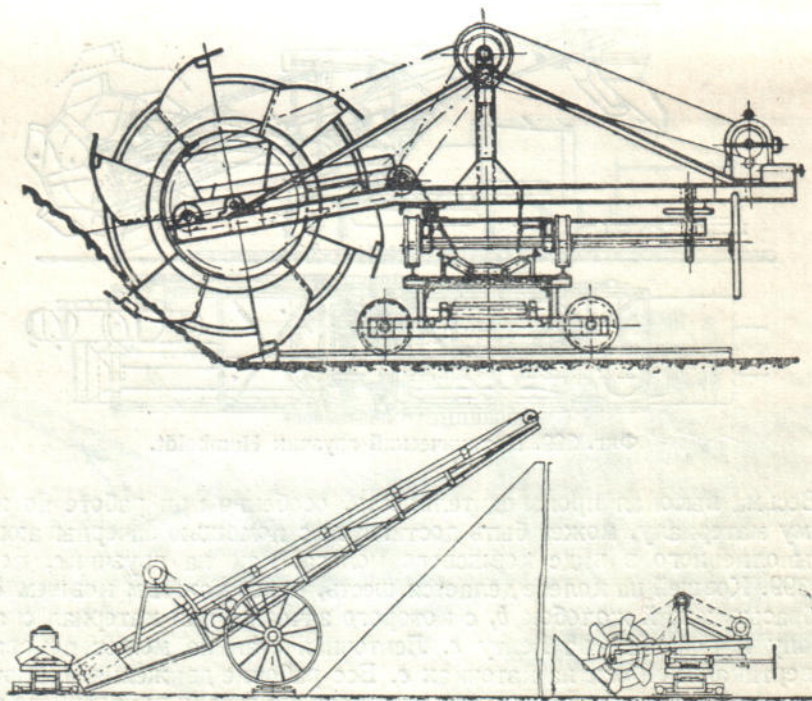
меняются для земляных работ, снятия наносов и пр. Производительность таких порталных баггеров доходит до 800 м^3 в час.

Примерно такого же типа ленточная погрузочная машина показана на фиг. 401.



Фиг. 400. Портальные баггеры АТГ.

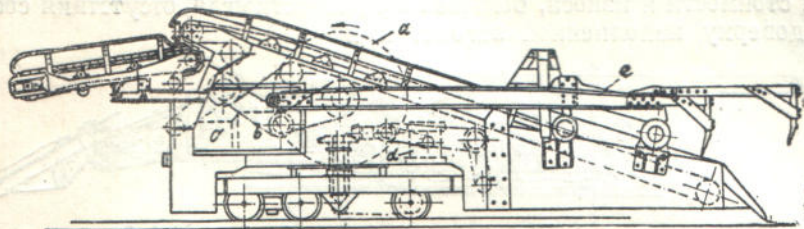
Диаметр зачерпывающего колеса на ней составляет около 2 м, число оборотов — 12—15 в минуту, скорость на окружности около 1,4 м/сек, нагрузка электродвигателя, общего для колеса и ленты — 6—7 л. с., производительность, по фирменным данным, 30—40 т в час при работе по углю или коксу. На той же



Фиг. 401. Погрузочная машина с ковшевым колесом (Flottmann).

фигуре внизу показана схема подачи грузчиком материала на ленточный транспортер, служащий для насыпки высокого штабеля. Для удобства маневрирования колесо устанавливается на швеллерной раме, поворачиваемой в вертикальной плоскости вручную.

4. Пример погрузочной машины с нагребающим прибором, принцип действия которого не оправдал себя на практике, показан на фиг. 402. Зачерпывающий прибор грузчика состоит из скребков, укрепленных на конце стальной рамы *e*, с одной стороны опертой на ролики, а с другой закрепленной шарнирно

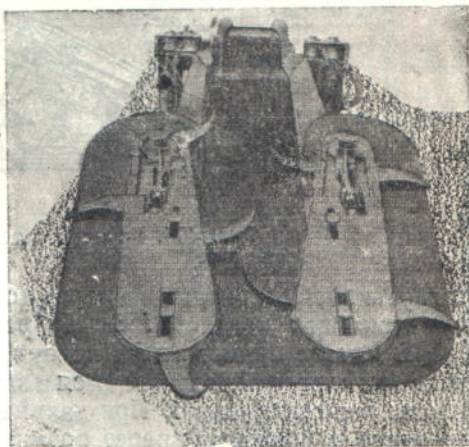


Фиг. 402. Грузчики с нагребанием сверху Flottmann.

на кривошипе, палец которого вращается по окружности *a* в направлении, показанном стрелкой. За полный оборот кривошипа скребок описывает замкнутую кривую, двигаясь по направлению к машине по низу и зачерпывая материал, а от машины по верху, проходя над материалом, не задевая его. Один из недостатков этой системы зачерпывания материала состоит в том, что при попадании скребков на твердые и крупные куски материала работа зачерпывания значительно ухудшается. Поэтому более правильным надо считать принцип зачерпывания снизу вверх или с боков.

5. Еще одна погрузочная машина, передвигающаяся по рельсам, снабженная скребковым зачерпывающим прибором и двумя резиновыми лентами, сидящими на взаимно-подвижных частях корпуса, американской фирмы Clarkson Mnf. Со показана на фиг. 403 и 404.¹

Зачерпывающий прибор состоит из двух бесконечных цепей, огибающих каждая две звездочки, из коих верхние сделаны приводными. На цепях консольно укреплены гребки в виде плоских крючьев, по четыре на каждой цепи. При вращении звездочек в разные стороны гребки захватывают перемещаемый материал из кучи и подают его на первый ленточный транспортер, которым материал относится к центральной части грузчика, и здесь передается на второй ленточный транспортер, монтированный на 24-дюймовой двутавровой балке, так что лента движется в желобе, образуемом стенкой и двумя полками балки.



Фиг. 403. Грузчик Clarkson Mnf. Со.

Такая грузочная машина, движущаяся по рельсам, может быть применена для работы со штабеля, но, подобно предыдущей машине, ее основное назначение — работа под землей для погрузки в вагонетки породы и угля любой крупности.

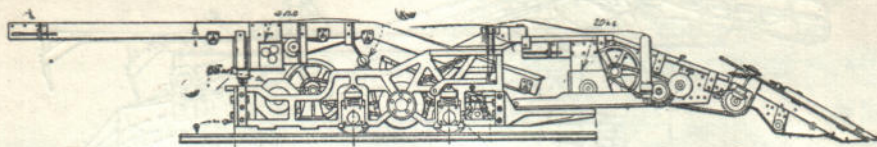
Поэтому длина вылета второго конвейера выбирается в соответствии с длиной вагонетки. Характерную особенность этого грузчика составляет значительная мощность приводящих его в действие моторов и высокий собственный вес, указывающий на массивность конструкции. Моторов — три. Первый из них, в 35 л. с., служит для поворота и передвижения грузчика, он же приводит в действие насос гидравлического управления подъемом и опусканием. Второй мотор, в 20 л. с., обслуживает зачерпывающий аппарат и первый конвейер и третий, в 5 л. с., погрузочный конвейер на консоли.

Производительность машины в обычных условиях составляет 2 т в мин. (120 т в час), скорость перемещения по рельсам — 4¹/₂—6 км в час, вес равен

¹ «Coal Age», апрель 1931, стр. 216.

около $8\frac{1}{2}$ т, строительная высота — 1220 мм и ширина обслуживаемого при движении по одному пути участка — 6,6 м.

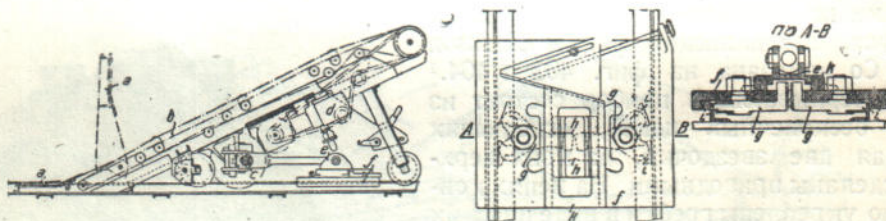
Обычно такого типа машины снабжаются не ленточными, а скребковыми транспортерами. По поводу замены скребков лентами отмечается преимущество меньшей стоимости и износа, большей сохранности угля, отсутствия соскребания угля с доверху наполненной вагонетки и пр.



Фиг. 404. Вид сбоку на грузчик Cjarkson Mnf. Co.

6. Совершенно своеобразно по действию сконструирован зачерпывающий аппарат на ленточном грузчике французской фирмы Preparation Industrielle des Combustibles (фиг. 405).

Весь грузчик, установленный на колесном ходу на рельсах, движется толчками по направлению к штабелю, так что зачерпывающая лопасть *a* врежется в основу ние штабеля. Механизм передвижения состоит из шатуна, сидящего на кривошипном валу *c*, на другом конце которого шарнирно укреплен ползун *e*. Ползун может передвигаться в салазках рамы *k*, укрепленной на плите *f*, охватывающей сверху рельсы узкой колеи или заменяющие их угольники. Снизу на плите шарнирно сидят два двуплечих рычага *h*. Внутренние концы этих рычагов



Фиг. 405. Грузчик с толчкообразным движением вперед.

загнуты вверх и входят в прорез ползуна *e*, внешние сделаны в виде вилки и несут зажимные колодки *i* с зазубренной поверхностью.

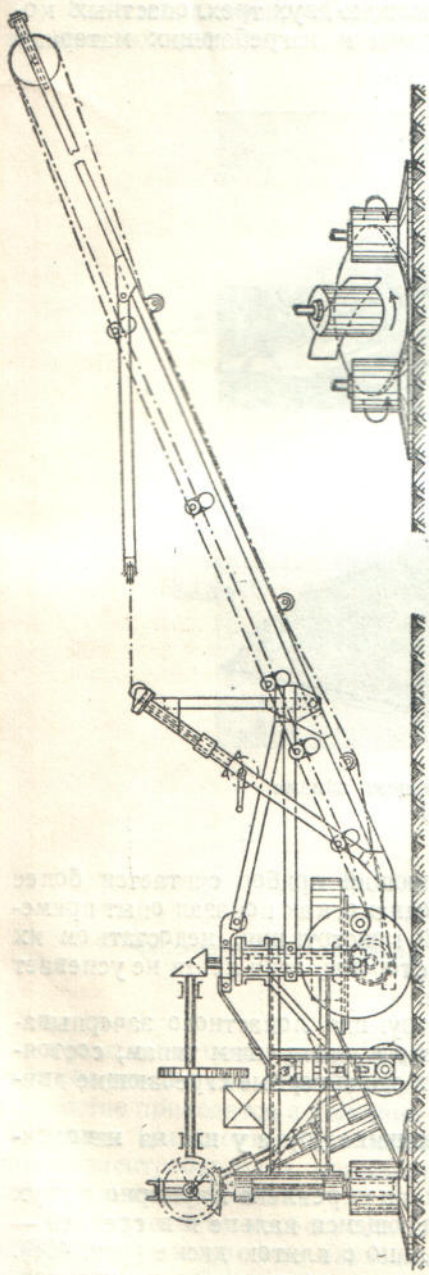
В начале прямого хода ползун *e* передает давление на рычаги *h*, вследствие чего они слегка поворачиваются и зажимают рельсы между внешними краями плиты *f* и колодками *i*. При дальнейшем прямом ходе ползуна плита остается на месте, а движение вперед получает уже вся машина. При обратном ходе ползуна плита освобождается и подтягивается к корпусу машины.

Регулировка распора рычагов и зажимной силы производится перестановкой, с помощью нажимного клина, рамы *k*.

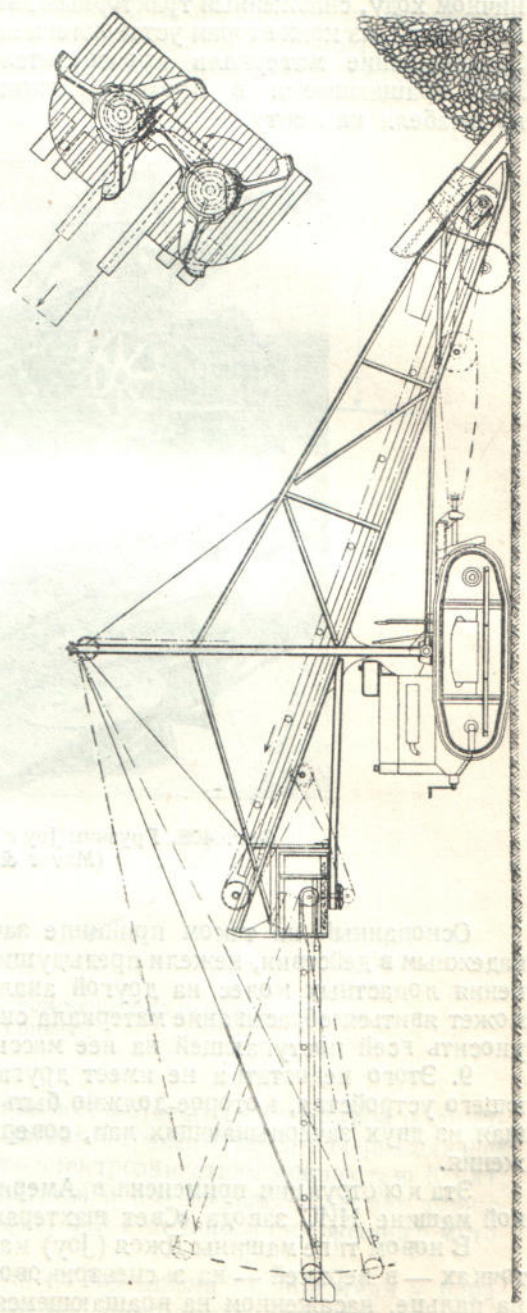
Как кривошипный вал, так и лотковая резиновая лента приводятся в действие от одного мотора *d*.

7. Схема передвижного транспортера, предназначенного специально для перегрузки с возможно меньшим крошением кокса, показана на фиг. 406.¹ Питающий аппарат транспортера состоит из четырех вращающихся дисков, из коих два первые установлены почти заподлицо с почвой и, вращаясь навстречу один другому, затягивают трением материал и передают его на третий диск, установленный на наклонной оси, а с него на четвертый снова горизонтальный и на ленту. Лента монтирована на подвешенной на блоках стреле, имеющей переменный угол наклона. Приводным барабаном на ленте сделан хвостовой. Перемещение по почве происходит на колесах.

¹ W. Gollmer, Mechanische Einrichtungen für die Rückverladung von Lagerkokk. «Glückauf», 1932, № 25, стр. 559.



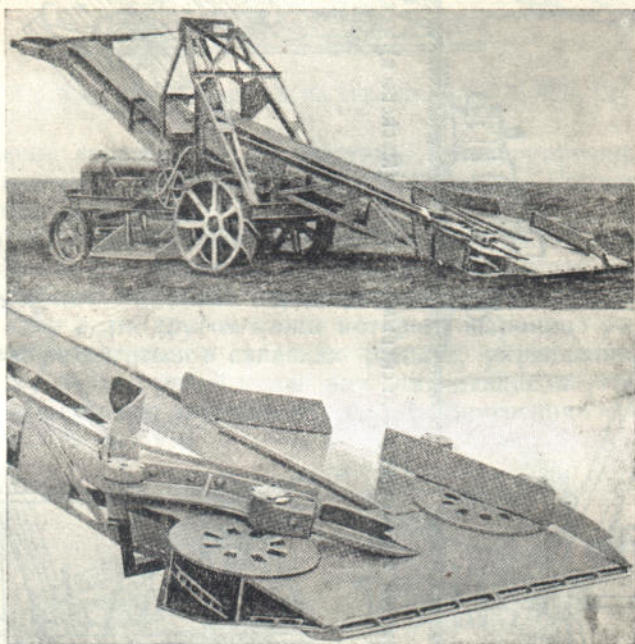
Фиг. 406. Ленточный передвижной транспортер с дисковым питателем (Maskelsen).



Фиг. 407. Ленточный передвижной транспортер с лопастными колесами (Batag).

Производительность грузчика, по данным строящей его фирмы (практических данных об эксплуатации не имеется), при работе по коксу составляет около 40 т в час.

8. Другой перегрузочный транспортер для кокса, монтированный на гусеничном ходу, снабженный тракторным двигателем и имеющий две последовательных ленты, из коих вторая установлена на поворотной стреле, показан на фиг. 407. Зачерпывание материала производится с помощью двух трехлопастных колес, вращающихся в противоположные стороны и нагребавших материал из штабеля на ленту.



Фиг. 408. Грузчик Joy с загребающими лапами (Mavor & Coulson).

Основанный на таком принципе зачерпывающий прибор считается более надежным в действии, нежели предыдущий тип, однако, как показал опыт применения лопастных колес на другой аналогичной конструкции, недостатком их может явиться сбрасывание материала снова на стороны, если лента не успевает унести всей поступающей на нее массы груза.

9. Этого недостатка не имеет другая конструкция лопастного зачерпывающего устройства, которое должно быть отнесено к наилучшим типам, состоящая из двух зачерпывающих лап, совершающих характерные сгребавшие движения.

Эта конструкция применена в Америке на машине Joy и у нас на наволочной машине НИС завода «Свет шахтера».

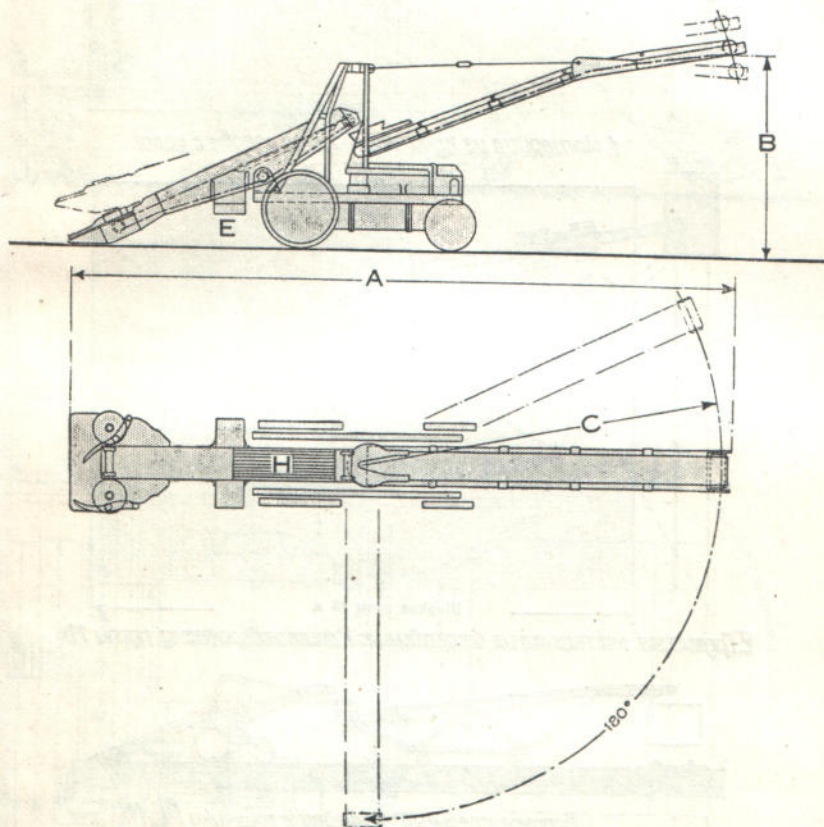
В новом типе машины Джоя (Joy) каждая лапа укреплена шарнирно в двух точках — в верхней — на эксцентрик овом вращающемся пальце и в средней — на пальце, насаженном на вращающемся заподлицо с плитой диске (фиг. 408). Грузчик, состоящий из двух последовательных лент, монтируется на тракторном ходу и снабжается бензиновым, керосиновым или электрическим двигателем мощностью 24 л. с. Собственный вес грузчика около 6 т.

На фиг. 409 показан в схематическом виде грузчик Joy с отсевом мелочи через решетку *H*, по которой материал протаскивается скребковым транспортером. Отсеянная пыль сыпается через рукава *E*. На фиг. 410 виден способ работы грузчика при подаче материала из штабеля в вагон непосредственно, через промежуточный передвижной конвейер.

Навалочная машина со скребковым и ленточным транспортером и нагребающими лапами, конструкции инженеров Непомнящего и Синицкого, типа НИС-2, показана на фиг. 411.

Зачерпывающий механизм состоит, аналогично предыдущему, из двух рычажных лап, верхние концы которых укреплены на двух коротких шарнирных тягах, а средние шарниры — на пальцах вращающихся кривошипов.

Каждый кривошип приводится в движение от ведомого вала с помощью пары конических шестерен и делает 4 оборота в минуту.

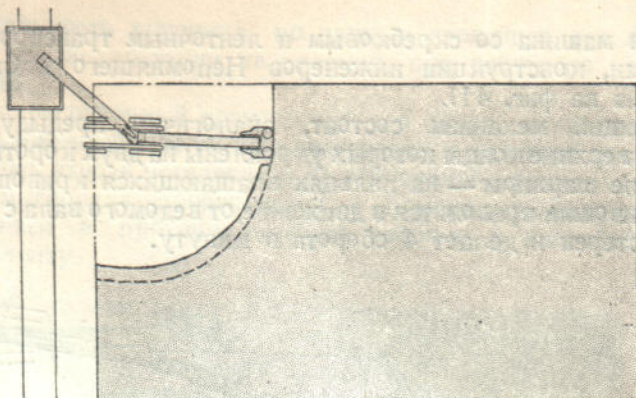


Фиг. 409. Схема грузчика Joy с отсевом мелочи на первом конвейере (Mavor & Coulson).

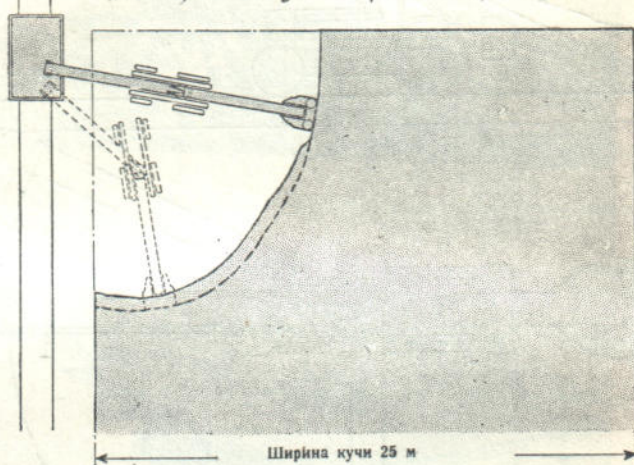
Гусеничные цепи, из которых каждая может включаться на прямой и обратный ход независимо одна от другой, скребковый транспортер и зачерпывающее устройство приводятся в действие от одного электродвигателя мощностью 10 квт; ленточный транспортер, сделанный поворотным и подъемным, получает движение от электробарабана, показанного на фиг. 412 отдельно и снабженного мотором мощностью 0,75 квт.

Отличительная особенность передаточного механизма от двигателя к барабану, вынесенного вне барабана и поэтому доступного осмотру, состоит в отсутствии обычно применяемого зубчатого колеса с внутренним зацеплением.

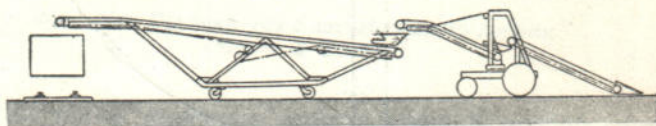
Рабочие скорости скребкового транспортера — 0,56 м/сек, ленточного — 1,25 м/сек, рабочего хода машины к штабелю — 7 м/мин и в обратную сторону — 10 м/мин. Габаритные размеры машины — высота, ширина, длина — равны 570 × 1100 × 4200 мм. В связи с тем что машина предназначена для навалки угля в забое на конвейер, ограничение ее размеров, особенно в высоту, имеет существенное значение.



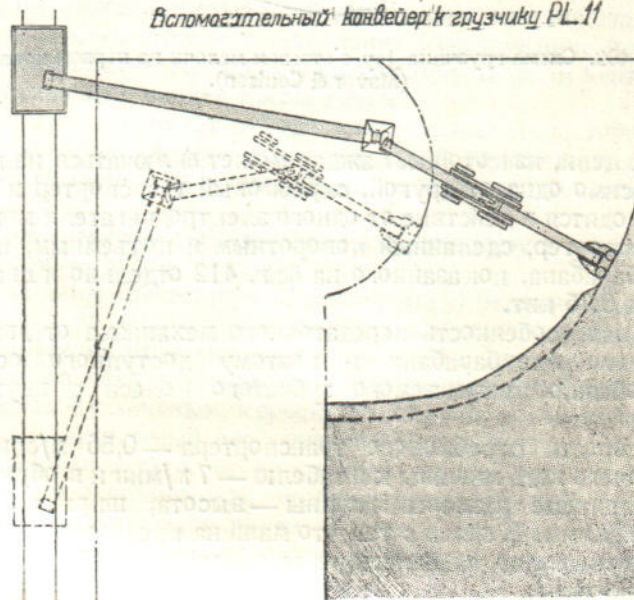
1. Материал из кучи забирается сперва с угла



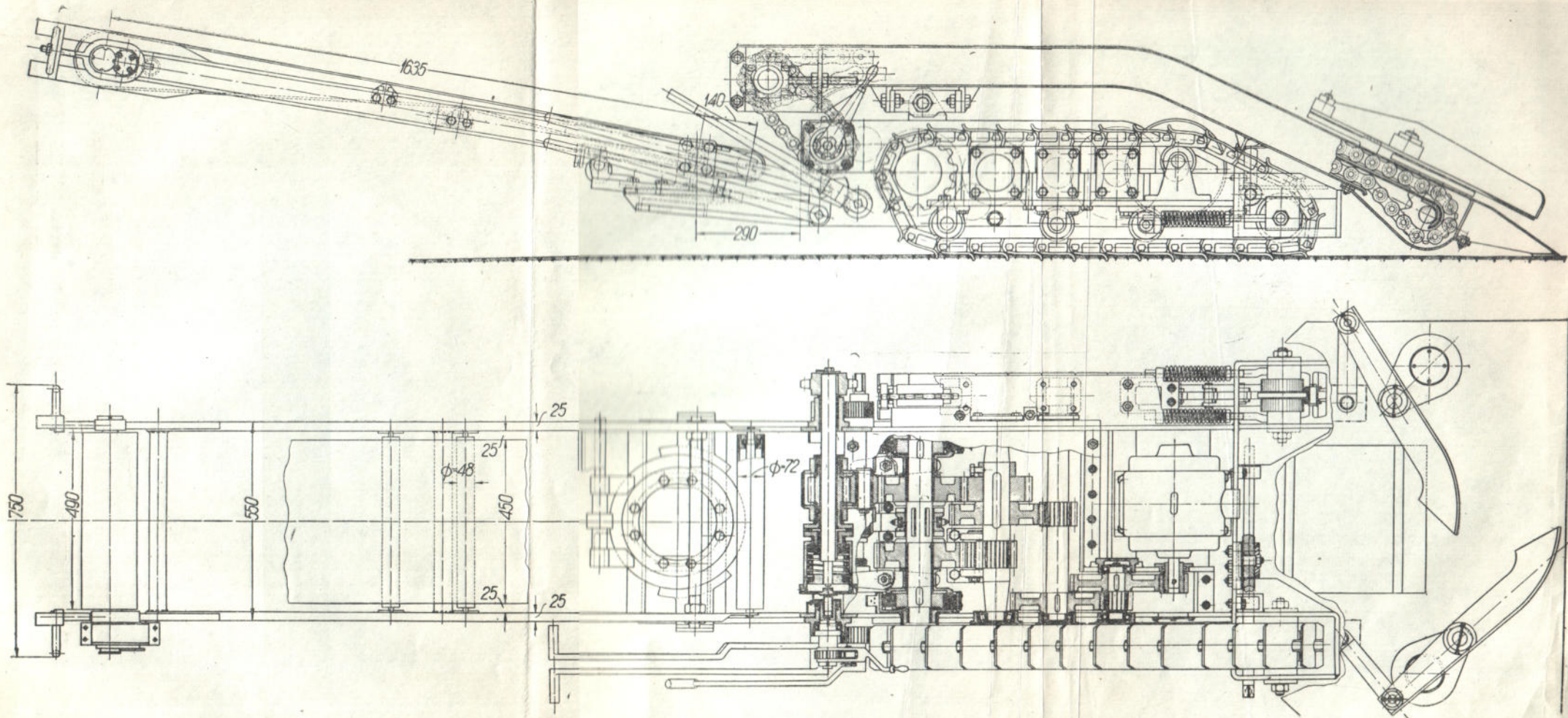
2. Грузится материал из ближайших к железнодорожному пути 11м



Вспомогательный конвейер к грузчику РЛ 11

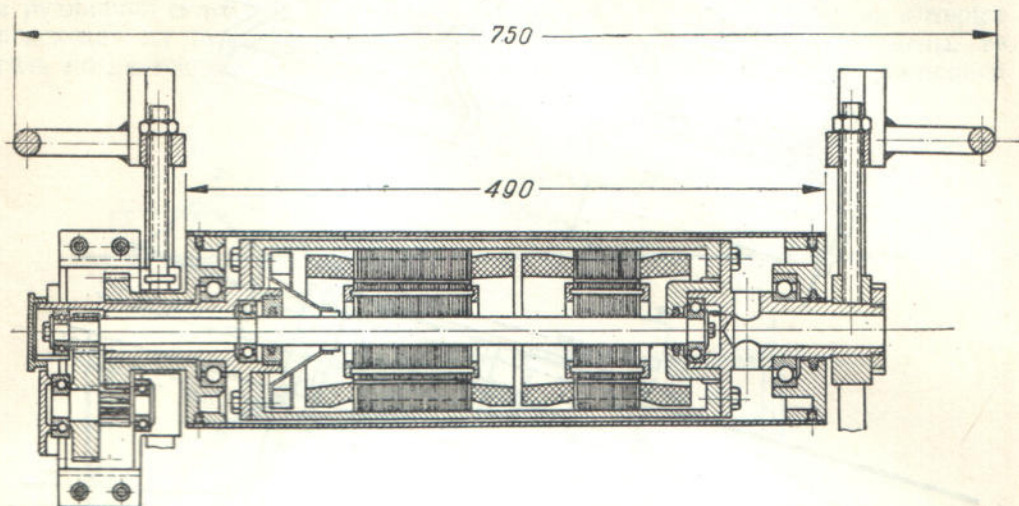


Фиг. 410.
Схемы применения грузчика Жоу при погрузке из штабеля.



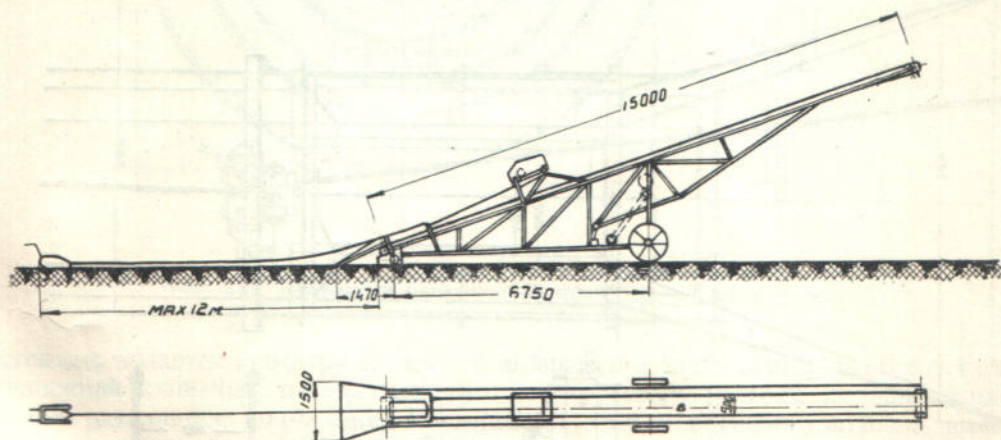
Фиг. 411. Наволочная машина конструкции инж. Непомнящего и Сизикого НИС-2 («Свет шахтера»).

10. Одним из наиболее простых и практичных способов подачи материала на ленточный передвижной транспортер является легкий ручной скрепер, перемещаемый канатной тягой от лебедки при прямом ходе и мускульной силой рабочего при обратном. Схема такой установки, состоящей из рассмотренного



Фиг. 412. Электробарабан для навалочной машины НИС-2.

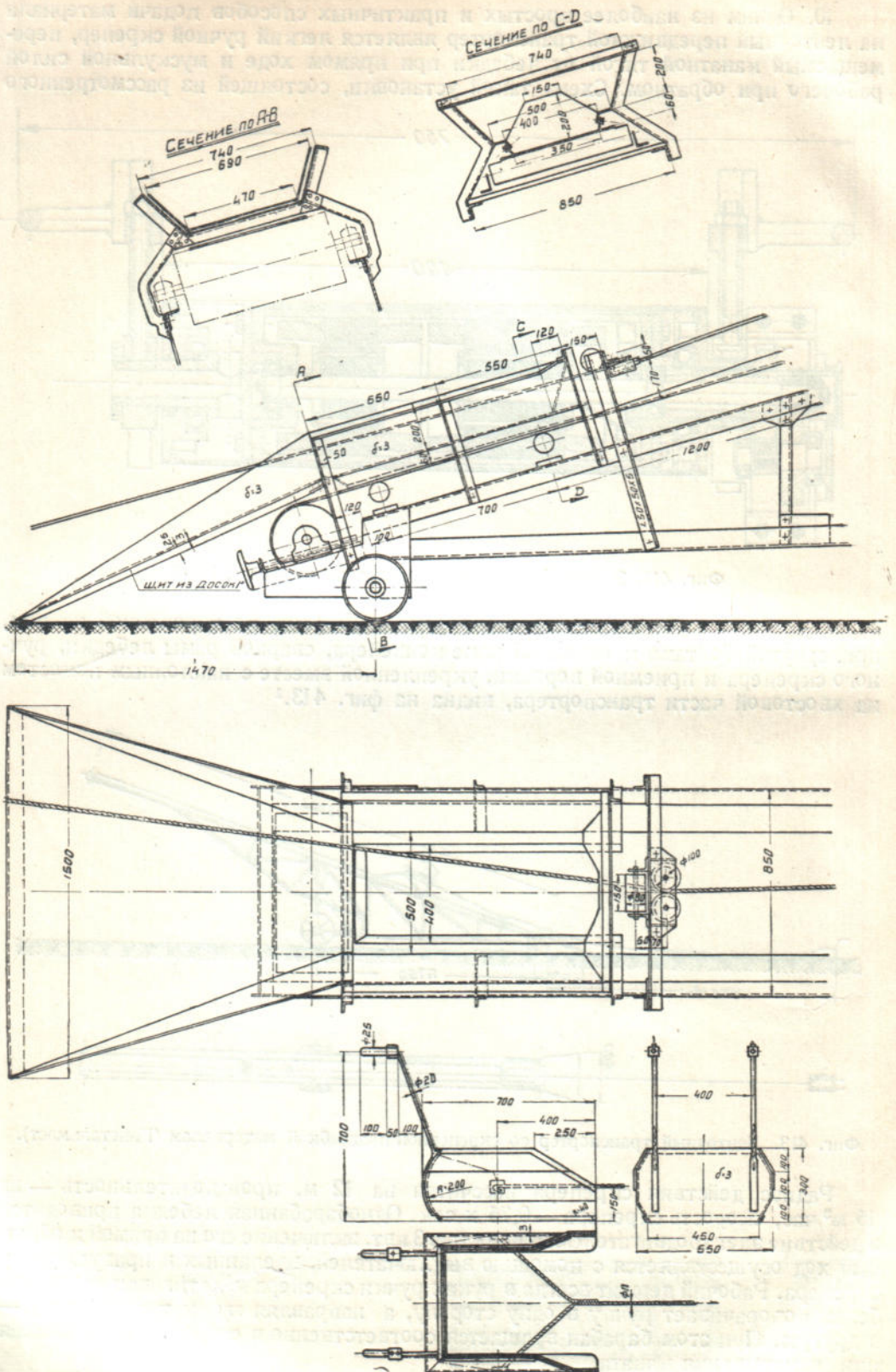
выше типового передвижного транспортера «Ленинец», смонтированной на нем, привернутой болтами к основной раме конвейера, сварной рамы лебедки, ручного скрепера и приемной воронки, укрепленной вместе с наклонным помостом на хвостовой части транспортера, видна на фиг. 413.¹



Фиг. 413. Ленточный транспортер со скреперной подгребкой материалам (Гинстальмост).

Радиус действия скрепера рассчитан на 12 м, производительность — на 15 м³ час, скорость скрепера — 0,75 м/сек. Однорычажная лебедка приводится в действие электродвигателем мощностью 3 квт, включение его на прямой и обратный ход осуществляется с помощью выключателей, вделанных в правую ручку скрепера. Рабочий держит всегда в руках ручки скрепера и, оттягивая его к штабелю, поворачивает ручку в одну сторону, а направляя его к транспортеру, — в другую. При этом барабан вращается соответственно в сторону разматывания или наматывания каната.

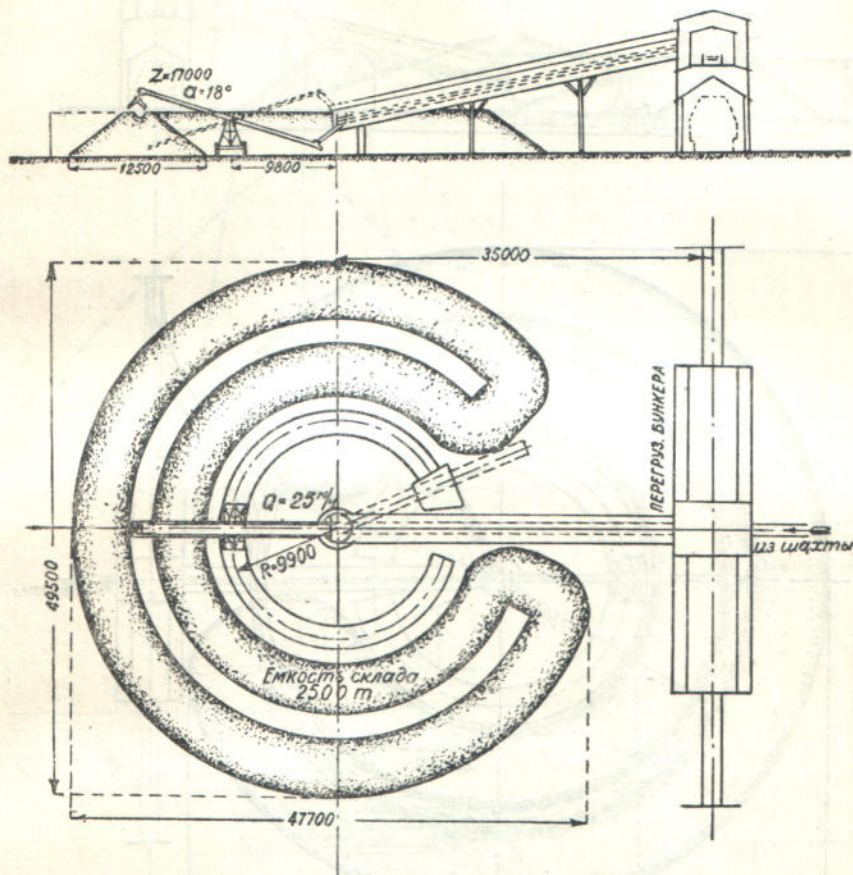
¹ По проекту Н.и.института «Гинстальмост».



Фиг. 414. Деталь хвостовой части транспортера по фиг. 413.

Одно из достоинств этой системы, помимо конструктивной простоты и надежности, — значительное уменьшение маневровой работы транспортера. Детали хвостовой части транспортера с наклонным помостом, воронкой и направляющими роликами видны на фиг. 414.

Один из характерных примеров применения передвижных транспортеров — на рудничном складе угля — показан на фиг. 415.¹ Если бункеры, из которых происходит на руднике загрузка железнодорожных вагонов, заполнены, то уголь по ленточному реверсивному конвейеру, расположенному на наклонной

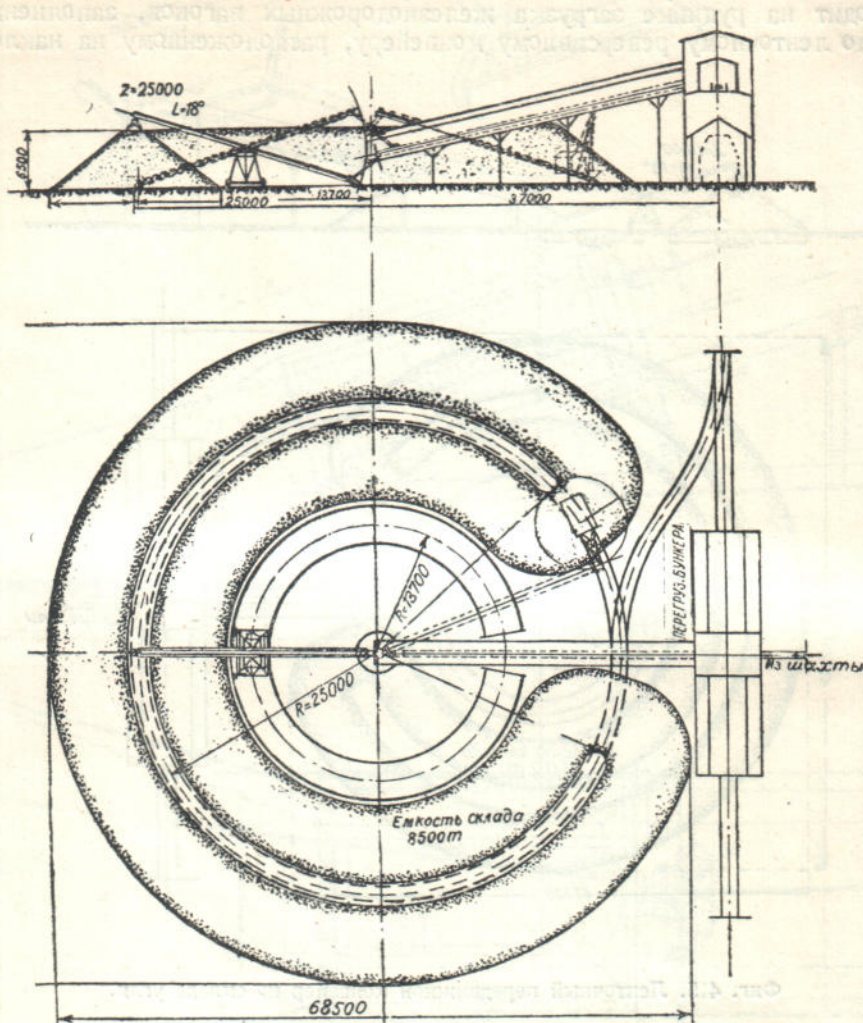


Фиг. 415. Ленточный передвижной конвейер на складе угля.

эстокаде, подается к центру складской площадки и здесь перегружается на передвижной конвейер, перемещающийся по круговым рельсам и занимающий всегда радиальное положение. Насыпаемый этим конвейером штабель имеет также круговое очертание. При обратной подаче со склада стрела конвейера поворачивается вокруг горизонтального шарнира в положение, показанное пунктиром, уголь грузится на нее вручную и относится на бункеры последовательно подвижным и неподвижным конвейерами, которым сообщается в это время обратный ход. Емкость штабеля, который может быть уложен таким способом, при длине передвижного конвейера в 17 м и высоте насыпки в 4 м, составляет 2500 т. Если подача на конвейер из штабеля происходит вручную, то при производительности рабочего по подгребке или накидыванию, составляющей в среднем по углю 30 т в смену, производительность конвейера ограничивается примерно 15—20 т в час, так как число рабочих, одновременно подающих уголь

¹ Днепропетровский филиал Н. иссл. угольного института; подробнее см. С. И. Козловский и П. Д. Шлепо, Угольные рудничные склады, 1932.

на один конвейер, не может превышать четырех.¹ Если такая производительность недостаточна, то должен быть применен кран или какой-либо другой механический грузчик. Система кругового склада со вспомогательным ж.-д. краном малого вылета дана на фиг. 416.² При длине ленты 25 м и высоте насыпки 6,5 м емкость штабеля составляет 8500 т. Если применить кран для дополнительного штабелирования, то емкость склада еще может быть повышена.



Фиг. 416. Ленточный передвижной конвейер повышенной длины на складе угля.

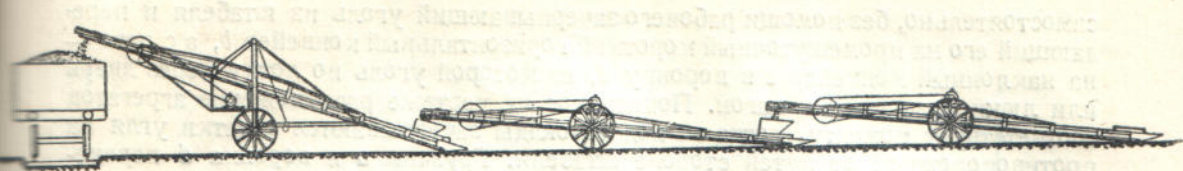
В случае транспортирования угля на расстояние, превышающее длину одного грузчика, устанавливаются иногда 2—3 конвейера последовательно (фиг. 417), причем первый иногда делается горизонтальным для возможности подачи на него материала по всей длине и повышения, если требуется, производительности путем увеличения числа навалыщиков.

По такой же схеме из трех последовательных конвейеров (фиг. 418)³ фирмой Ватэг предложено производить работу по погрузке ж.-д. вагонов углем из штабелей. Первый конвейер *a* представляет механический грузчик по фиг. 395,

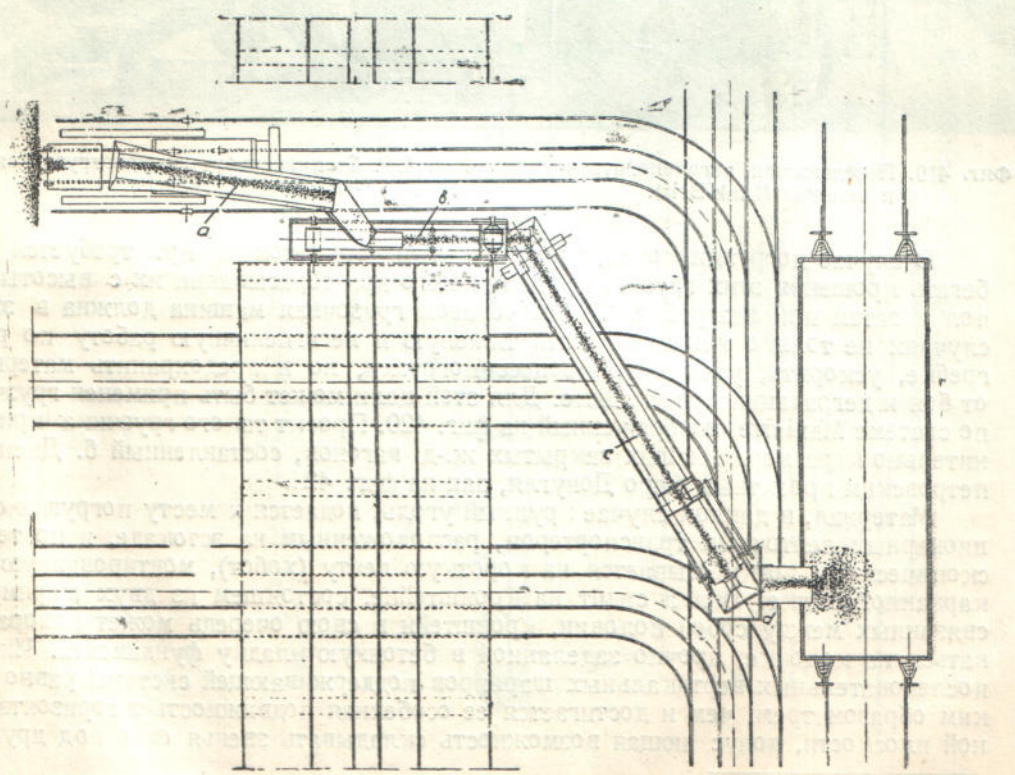
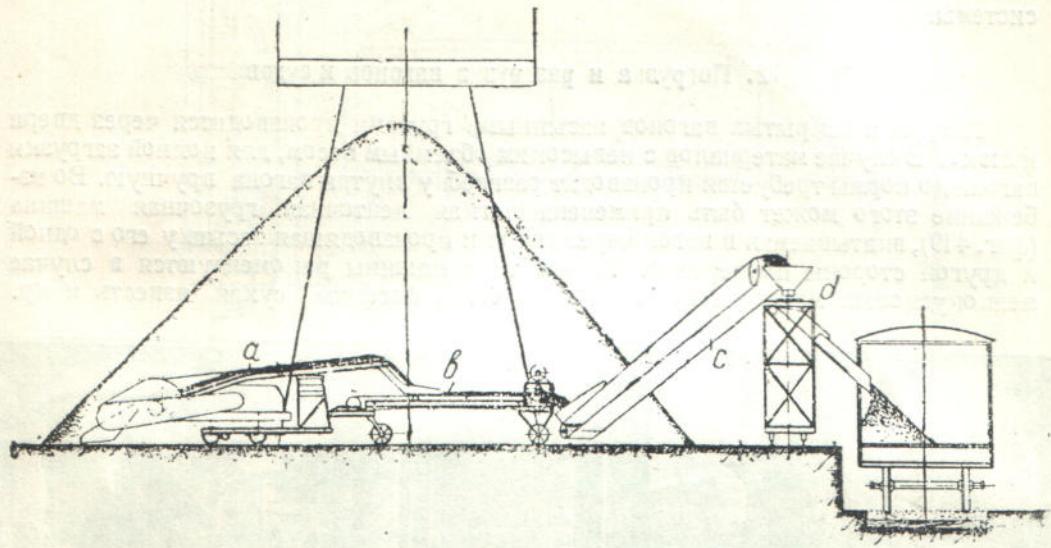
¹ По данным американской практики, если передвижной конвейер устанавливается своей хвостовой частью у самого подножия штабеля и рабочие только «нагребают», а не накладывают материал со штабеля, то производительность рабочего достигается значительно более высокая.

² Днепропетровский филиал Угольного института.

³ А. О. Спаваковский, К вопросу о механической погрузке со штабелей в ж.-д. вагоны, «Инженерный работник» 1927, № 5.



Фиг. 417. Подача со склада тремя конвейерами последовательно.



Фиг. 418. Схема погрузки со склада с помощью передвижных конвейеров и механического грузчика (Ватаг);

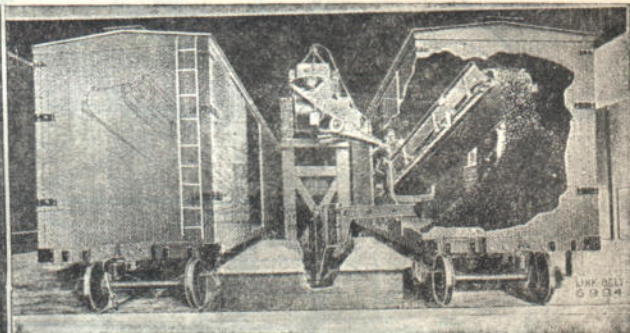
самостоятельно, без помощи рабочего зачерпывающий уголь из штабеля и передающий его на промежуточный короткий горизонтальный конвейер *b*, а с него — на наклонный конвейер *c* в воронку *d*, из которой уголь по лотку через дверь или люки сыпается в вагон. Показанное на чертеже расположение агрегатов соответствует моменту, когда из-под эстокады зачерпываются остатки угля на противоположной от путей стороне штабеля. Грузчик *a* и воронка *d* перемещаются по рельсам, идущим вдоль края погрузочной стенки и имеющим ряд параллельных поперечных ответвлений под эстокадой, конвейеры *b* и *c* передвигаются по почве. Укладка рельсовых путей, имеющих к тому же большое количество стрелочных переводов и пересечений, составляет слабую сторону этой системы.

§ 2. Погрузка и разгрузка вагонов и судов

Погрузка закрытых вагонов насыпными грузами производится через двери и люки. В случае материалов с невысоким объемным весом, для полной загрузки вагона до нормы требуется производить разгребку внутри вагона вручную. Во избежание этого может быть применена легкая ленточная грузочная машина (фиг. 419), вкатываемая в вагон через двери и производящая засыпку его с одной и другой стороны поочередно. Такого типа машины рекомендуются в случае мелкокусовых материалов, как песок, соль, фосфаты, сухая известь и пр.



Фиг. 419. Передвижная вагонопгрузочная машина (Link-Belt).



Фиг. 420. Стационарная вагонопгрузочная машина (Link-Belt).

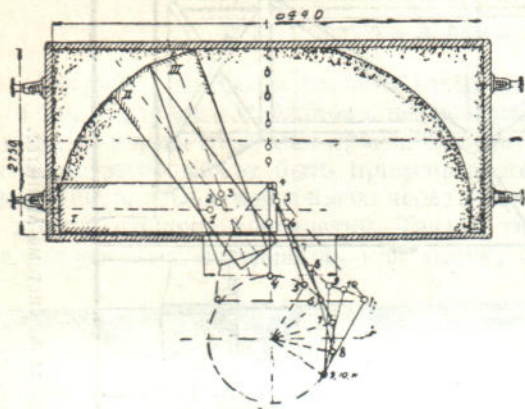
В случае погрузки кокса, крупного угля, брикетов и пр. требуется избегать крошения этих грузов, происходящего при сбрасывании их с высоты на пол и затем при разгребке. Таким образом грузочная машина должна в этих случаях не только механизировать тяжелую и негигиеничную работу по разгребке, ускорить, удешевить процесс погрузки, но и предохранить материал от боя и деградации при укладке. Для этой цели может быть применен грузчик по системе Maniette, изображенный на фиг. 420. Проект такого грузчика применительно к размерам наших закрытых ж.-д. вагонов, составленный б. Днепропетровским проектным бюро Донугля, дан на фиг. 421.¹

Материал, в данном случае крупный уголь, подается к месту погрузки стационарным ленточным транспортером, расположенным на эстокаде, и по телескопическому лотку сыпается на короткую ленту (хобот), смонтированную на карданной вилке. Вилка сидит на кронштейне, состоящем из двух шарнирно связанных между собой половин, кронштейн в свою очередь может поворачиваться на колонке, прочно заделанной в бетонную кладку фундамента. Число последовательных вертикальных шарниров поддерживающей системы равно таким образом трем, чем и достигается ее особенная подвижность в горизонтальной плоскости, допуская возможность складывать звенья одно под другим

¹ Проф. А. О. Спаваковский, Новая система механического оборудования рудничных антрацитовых складов, «Уголь и Железо» 1927, № 22.

при введении или выведении транспортера из вагона и вытягивать и поворачивать их во время погрузки внутри вагона. Как видно из фиг. 422 конец хобота почти полностью охватывает всю площадь вагона, так что насыпка материала может происходить совершенно без разгребки. Так как укрепление телескопического жолоба с обоих концов выполнено на двойном (универсальном) шарнире и оси вертикальных шарниров совпадают с осью колонки и карданной вилки, то система жолоба не нарушается ни при каком положении кронштейна и он всегда автоматически устанавливается по радиусу и соединяет оба конвейера.

Все соединительные шарниры остова машины снабжены шариковыми подшипниками и подпятниками, благодаря чему усилие для поворачивания транспортера, производимого вручную, не превышает нескольких килограммов.



Фиг. 422. Схема раскладки угля по вагону.

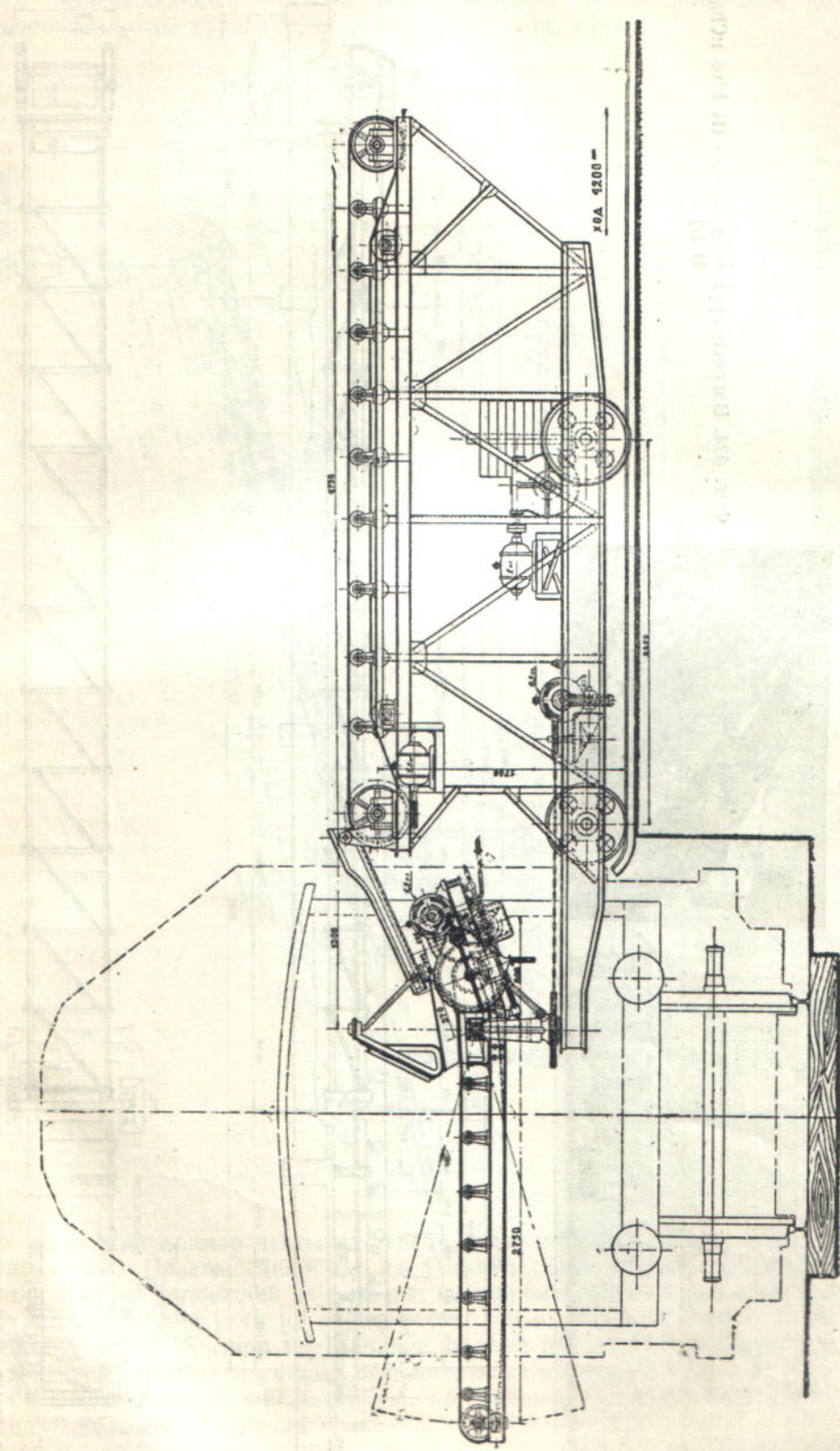
вижной каретке, показана на фиг. 423. Кроме поворотного хобота, каретка несет на себе короткий горизонтальный конвейер, на который уголь попадает с вышележащего лотка при любом положении перемещающейся по рельсам вперед и назад каретки, а с него по второму невращающемуся лотку попадает на хобот. Все рабочие движения—привод лент, перекачивание тележки и поворот хобота—производятся отдельными моторами, имеющими кнопочное управление. Общая мощность моторов составляет в сумме 4,5 л. с. Преимущество второго типа машины состоит в отсутствии длинного телескопического жолоба и опоры на кронштейнах, но вместе с тем он не обладает компактностью первого типа. Расчетная производительность каждой из описанных машин — 4—6 вагонов угля в час.

Значительно проще конструктивно и удобнее выполняется погрузка в открытые вагоны. Мелкий уголь, не боящийся крошения, сыпается прямо по лоткам, а крупный подается в вагон по конвейеру.

Типичная американская установка этого рода показана на фиг. 424 (Robins). Уголь с грохота «Grizzly» сходит по жолобу на ленту, часть роликов которой смонтирована на шарнирно подвешенной стреле, поднимаемой для пропуска вагона и опускаемой при погрузке. Чтобы оставить стрелу свободной, привод ленты расположен на погрузочном конце, а натяжное устройство—на разгрузочном. В начале погрузки вагон и конвейер занимают положение, показанное на фигуре. По мере заполнения вагона конвейер приподнимается, а вагон медленно продвигается слева направо. Продвижение вагона либо производится с помощью тягового каната (шпиль, лебедка), либо происходит автоматически по уклону, причем скорость вагона регулируется канатом сматываемым с предыдущего ворота.

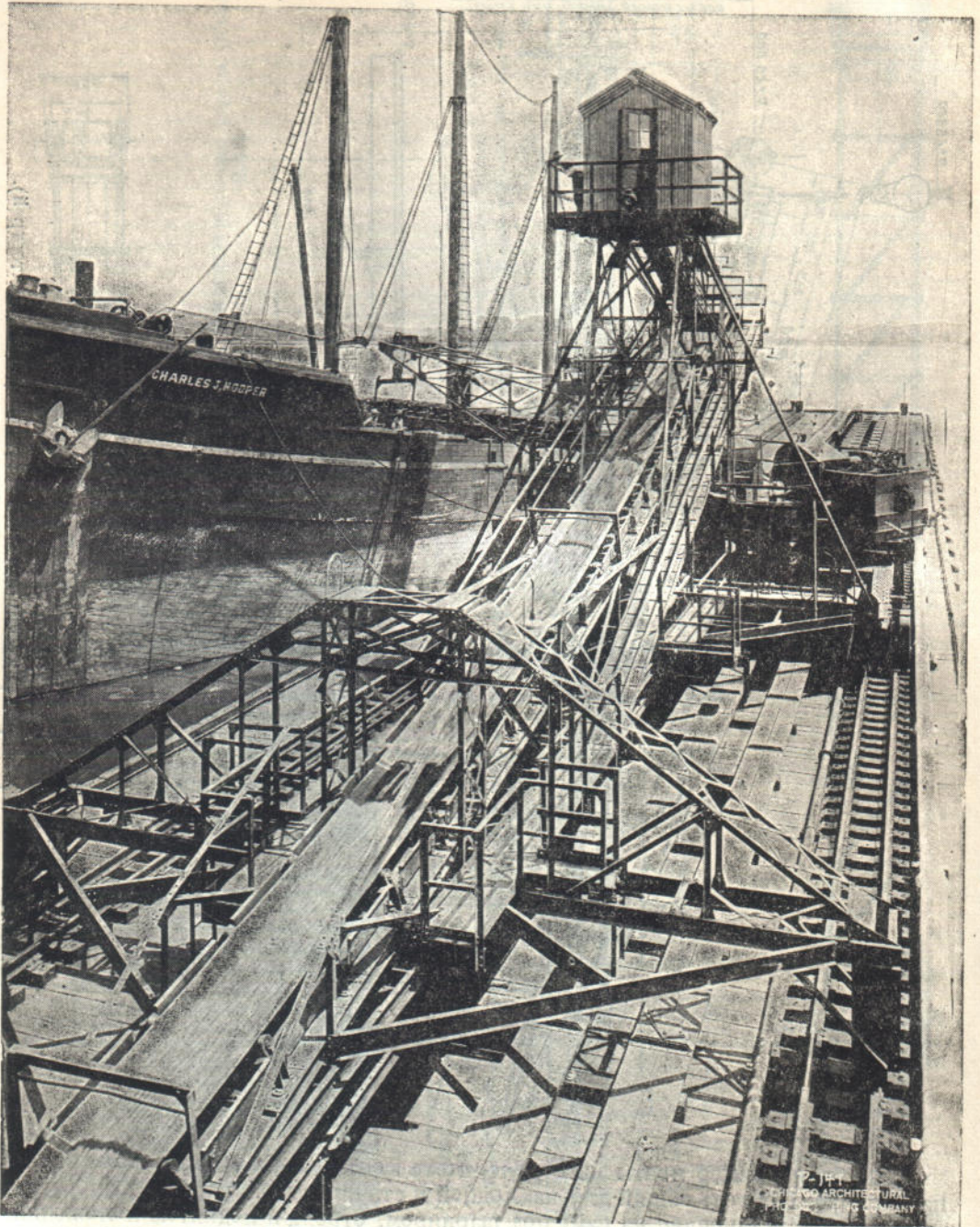
Деталь подвески стрелы показана отдельно на фиг. 424 справа (Chain - Belt).

Вагонопогрузочная ленточная стрела, конструкции Шахтоостроя, видна на фиг. 425. Стрела смонтирована на решетчатой шарнирной раме легкой конструкции. Привод стрелы установлен на хвостовой части, натяжное устройство—на головной. Мощность электродвигателя, при длине ленты на стреле 14 м и общей



Фиг. 423. Вагоногрузочная машина на каретке.

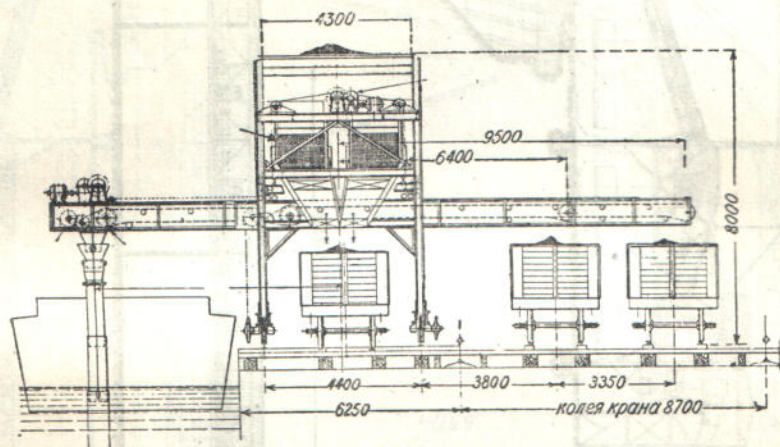
17,6 м. равна 2,82 квт. При описанной стреле грузки ветер не мешает по
дому подвешиваемым канатам, монтированным по обе стороны от шпандера,
в порядке — по дугам, сходящим на ось шпандера.



Фиг. 427. Погрузка судна лентой на стреле.

Однако существенным преимуществом ленточных стрел перед металлическими являются их меньшие вес и стоимость, а также большая конструктивная простота.

Применяются ленты, монтированные на стреле и для загрузки судов, как это можно видеть на фотографии одной из американских установок (фиг. 427). Над транспортной лентой, протянутой вдоль причальной линии, установлено передвигающееся на катках двух барабанное разгрузочное устройство с подъемом ленты на значительную высоту. Сбрасываемый при огибании лентой верхнего барабана транспортируемый материал поступает на другую ленту, укрепленную на стреле, могущей поворачиваться вокруг вертикальной оси. Рама ленты подвешена на консольном остова стрелы на тросах, поднимающих или опускающих конец конвейера над люком судна. По мере заполнения трюма судна все разгрузочное устройство со стрелой передвигается от люка к люку.



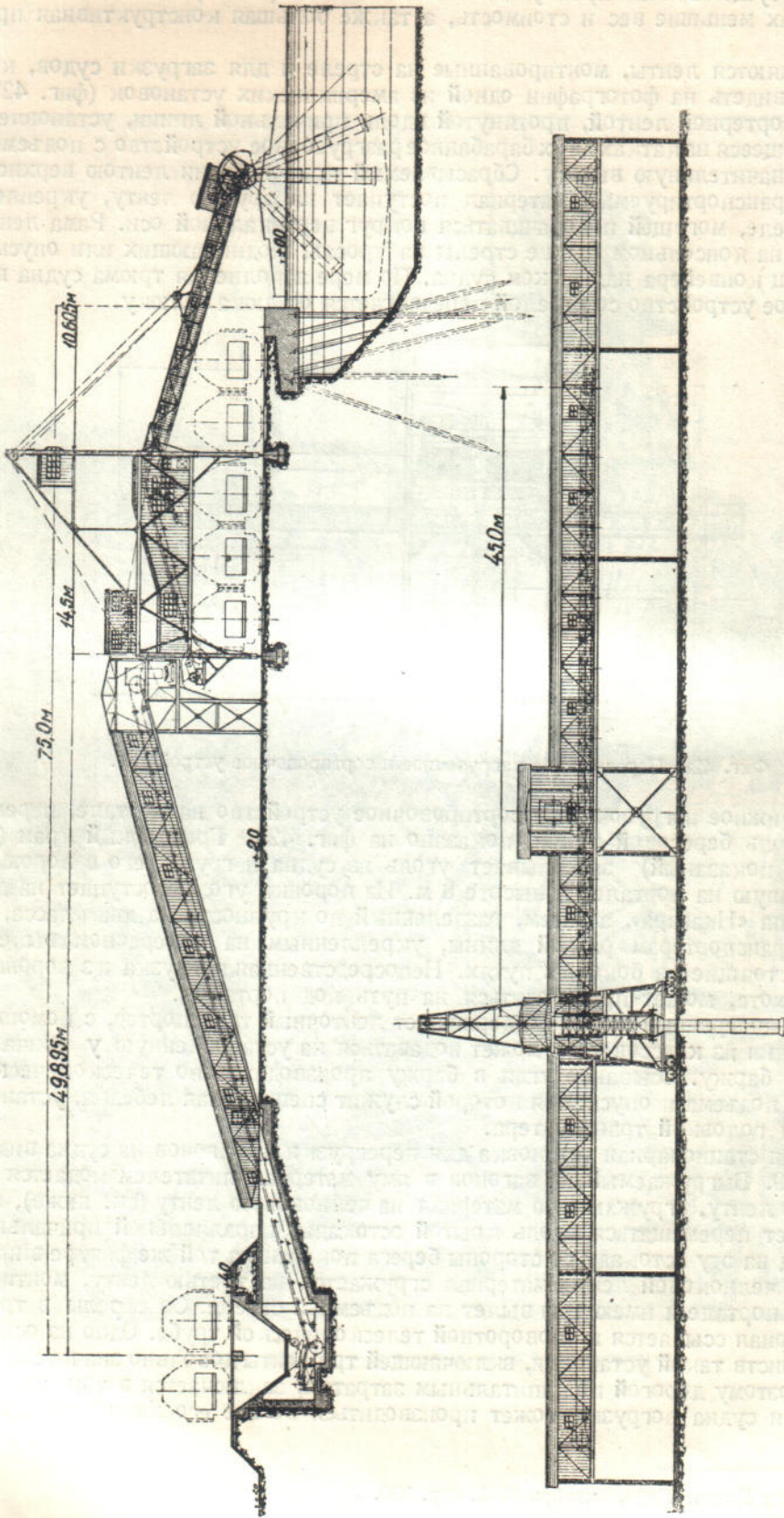
Фиг. 428. Передвижное нагрузочное и сортировочное устройство.

Передвижное погрузочное и сортировочное устройство на портале, перемещаемом вдоль береговой линии, показано на фиг. 428.¹ Грейферный кран (на чертеже не показанный) зачерпывает уголь из судна и грузит его в воронку, монтированную на портале на высоте 8 м. Из воронки уголь поступает на два грохота типа «Ниагара», а затем, разделенный по крупности на два класса, — по двум транспортерам разной длины, укрепленным на поперечном вылете, в вагоны, стоящие на боковых путях. Непосредственная погрузка из воронки, минуя грохота, может производиться на путь под порталом.

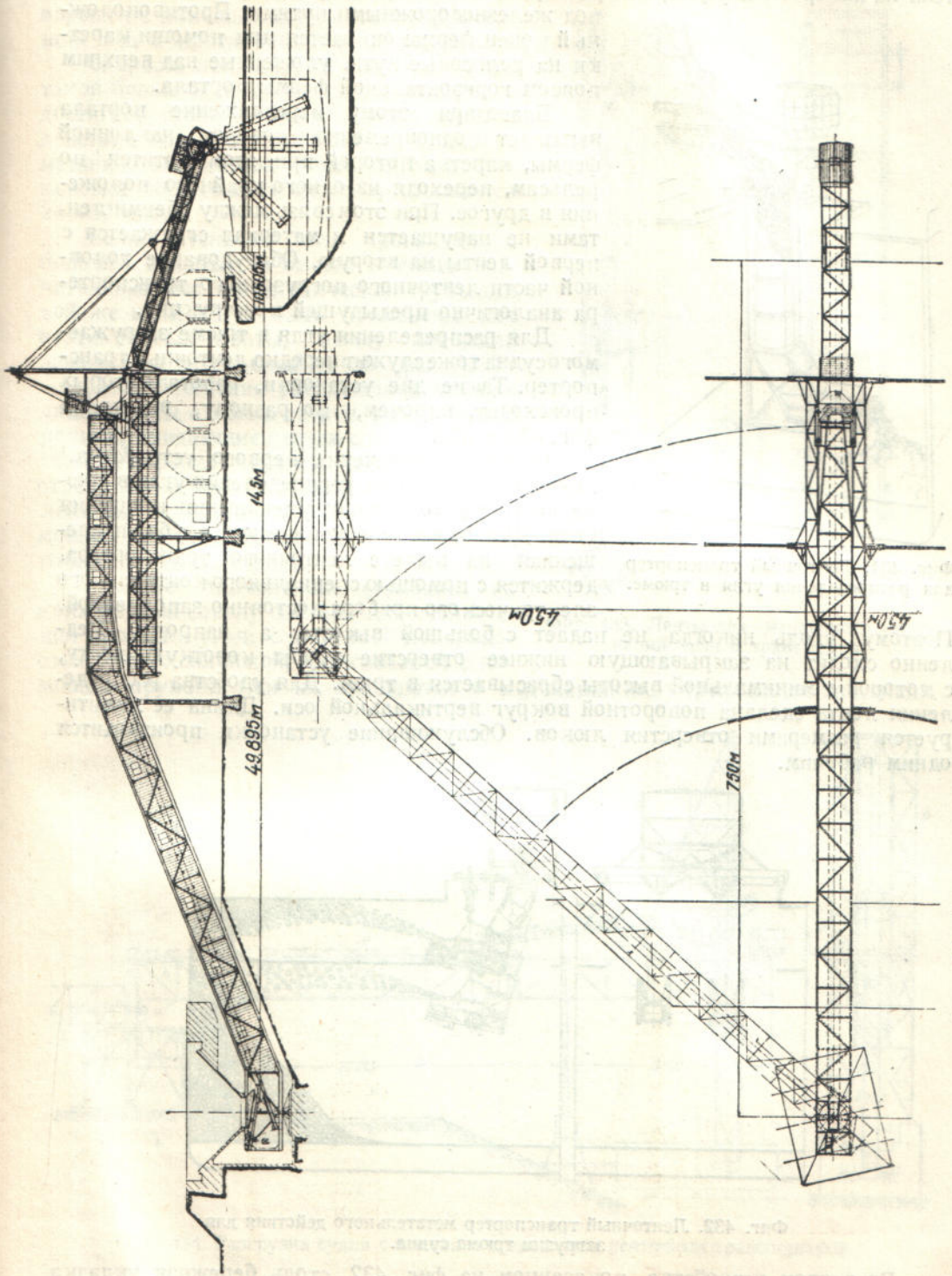
Левый поперечный вылет поддерживает ленточный транспортер, с помощью которого один из классов угля может подаваться на установленную у причальной линии баржу. Ссыпание угля в баржу производится по телескопической трубе, для подъема и опускания которой служит специальная лебедка, установленная над головкой транспортера.

Мощная стационарная установка для перегрузки из вагонов на судна видна на фиг. 429. Выгружаемый из вагонов в яму материал питателем подается на наклонную ленту, сгружающую материал на челноковую ленту (см. ниже), которая может перемещаться вдоль крытой эстакады, параллельной причальной линии. Вид на эту эстакаду со стороны берега показан на той же фигуре внизу. С головки челноковой ленты материал сгружается на третью ленту, монтированную на портале и имеющую вылет на подъемной стреле. Со стрелы в трюм судна материал ссыпается по поворотной телескопической трубе. Одно из основных достоинств такой установки, включающей три ленты довольно значительной длины и поэтому дорогой по капитальным затратам, заключается в том, что без передвижки судна погрузка может производиться во все его люки последовательно.

¹ «Colliery Engineering», октябрь 1933, стр. 350.

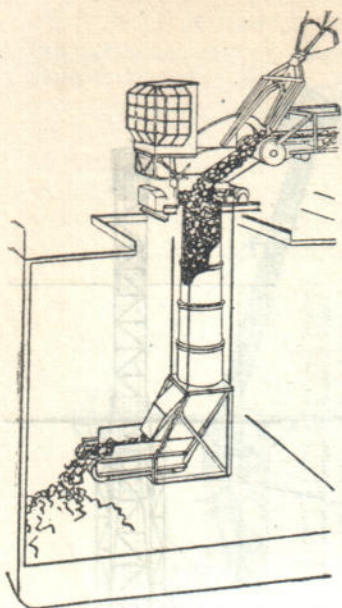


Фиг. 429. Ленточное перегрузочное устройство из вагонов на судна (Ветлаг).



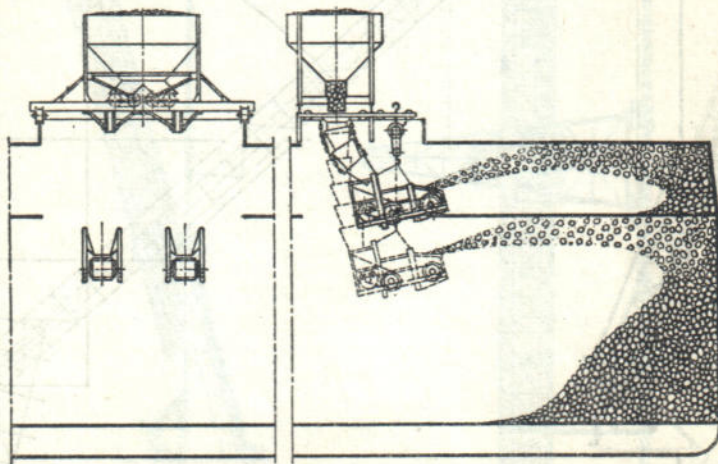
Фиг. 430. Ленточное перегрузочное устройство из вагонов на судна (Ватер).

В другой установке (фиг. 430), имеющей аналогичное назначение, число лент равно двум, но наклонная лента вместе с горизонтальным участком установлена на поворотной ферме, центром вращения которой служит приемная воронка под железнодорожными путями. Противоположный конец фермы опирается при помощи каретки на рельсовые пути, уложенные над верхним поясом горизонтальной фермы портала.



Фиг. 431. Ленточный транспортер для распределения угля в трюме.

Поэтому уголь никогда не падает с большой высоты, а напротив медленно сходит на закрывающую нижнее отверстие трубы короткую ленту, с которой с минимальной высоты сбрасывается в трюм. Для удобства распределения лента сделана поворотной вокруг вертикальной оси. Длина ее лимитируется размерами отверстия люков. Обслуживание установки производится одним рабочим.



Фиг. 432. Ленточный транспортер метательного действия для загрузки трюма судна.

Во втором устройстве, показанном на фиг. 432, столь бережная укладка угля не достигается, но вместе с тем механизмуется подача угля в отдаленные углы обширного трюма угольного судна. Эту работу восполняют две ленты,

¹ «Iron and coal Trades Review», 1932, стр. 118.

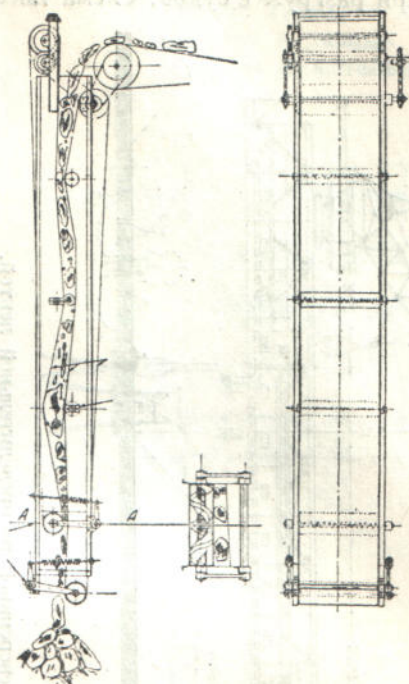
подвешенные на катучем остове, который можно перемещать вдоль оси судна над люками. Ленты висят под телескопическими трубами, материал к трубам подводится из вышестоящей вместительной воронки с помощью двух питателей, имеющих ход в противоположные стороны.

Скорость ленты 12,7 м/сек. Благодаря такой большой скорости струя материала достигает стенок трюма. Таким образом действие этих лент основано на принципе метания. По литературным данным бункеровка 6000-тонного судна продолжается 24—30 часов.

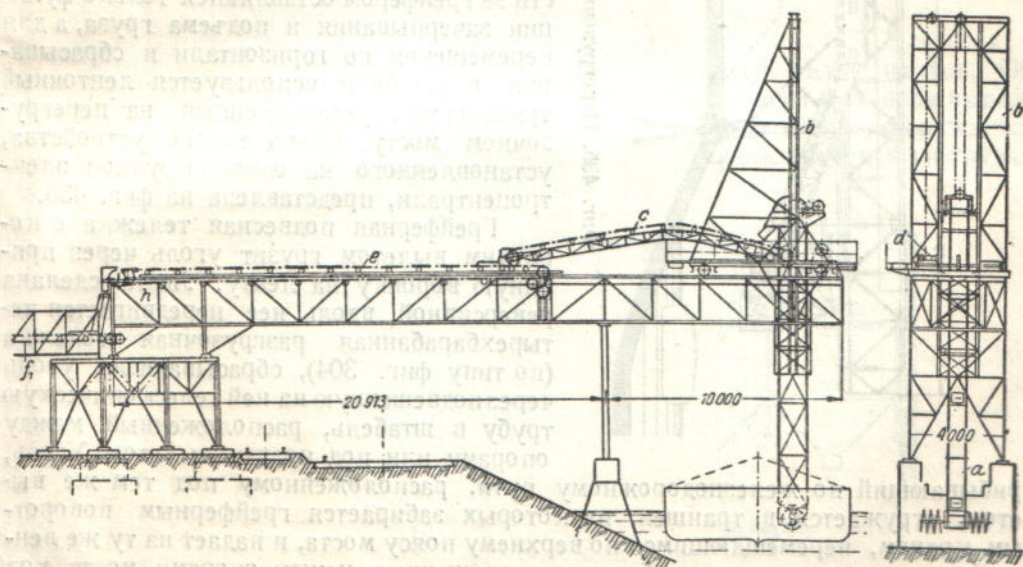
Если опускание угля происходит с большой высоты, то вместо имеющей значительный вес телескопической трубы для той же цели могут быть применены две вертикальные ленты, между которыми зажимается опускаемый уголь (фиг. 433).¹

Для облегчения удерживания угля по длине ленты с обеих сторон расположены ролики, придающие лентам слегка зигзагообразную форму. Сгружаемый с ленты на стреле уголь попадает между этими двумя лентами. Скорость их регулируется с помощью цепных передач от головного барабана ленты на стреле.

Нижние отклоняющие барабаны, из коих первый сверху сделан, для облегчения пропуска угля, с винтовой поверхностью вместо сплошной, натягиваются с помощью пружин. Оси их вращаются в подшипниках, укрепленных на концах



Фиг. 433. Ленты для медленного опускания угля в трюм судна.

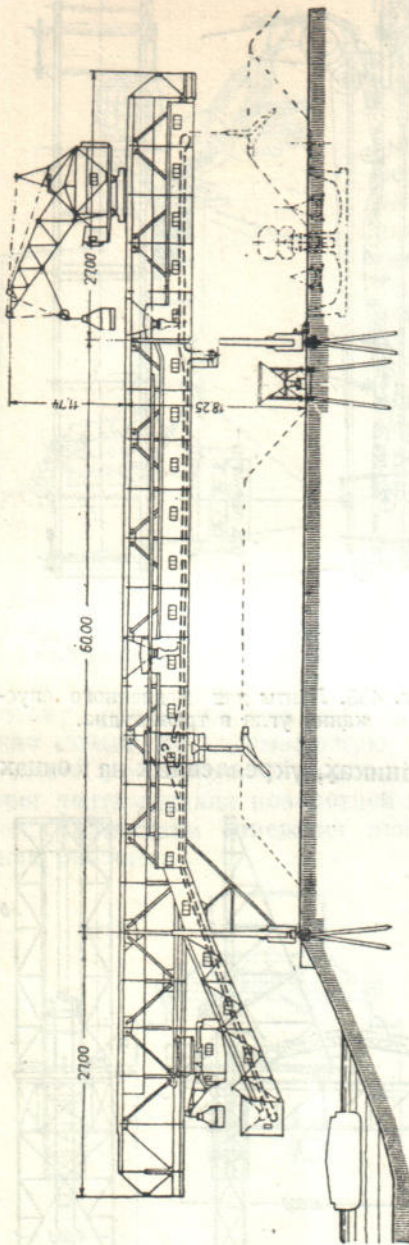


Фиг. 434. Разгрузка судна с помощью элеватора и ленточных транспортеров.

двуплечих рычагов; к другим, более коротким, плечам рычагов прикреплены пружины.

¹ Anti-breakage device for lowering coal, «Mechanical Handling», май 1931, стр. 154.

Весьма характерно стремление конструкторов применить принцип непрерывного потока материала, в частности с помощью ленточных транспортеров, и при разгрузке судов. Схема такого рода установки видна на фиг. 434. На вылете установленного над берегом моста может передвигаться платформа, на которой монтируется подъемный, движущийся в направляющих башни *b*, элеватор *a*. Снизу элеватор снабжен подгребающими шнеками, наподобие погрузочных машин по фиг. 396 — 398. Подъем и опускание элеватора производится лебедкой *d*. На той же платформе монтирован ленточный конвейер *c*, другой конец которого опирается на каретку и движется над стационарной лентой *e*. Далее материал сгружается на ленту *f*, которой и относится к месту назначения.



Фиг. 435. Перегрузочный мост с реверсивной распределительной лентой.

Применение элеватора и подгребающих шнеков возможно преимущественно при работе по зерновым и мелкокусковым материалам. Для более плотных и крупнокусковых материалов применяется в качестве зачерпывающего устройства грейфер. Если затем выгружаемый с судна материал требуется (для складывания в штабели) перебрасывать на более или менее значительное расстояние, то производительность установки сильно ограничивается затратами времени на пробег грейферной тележки.

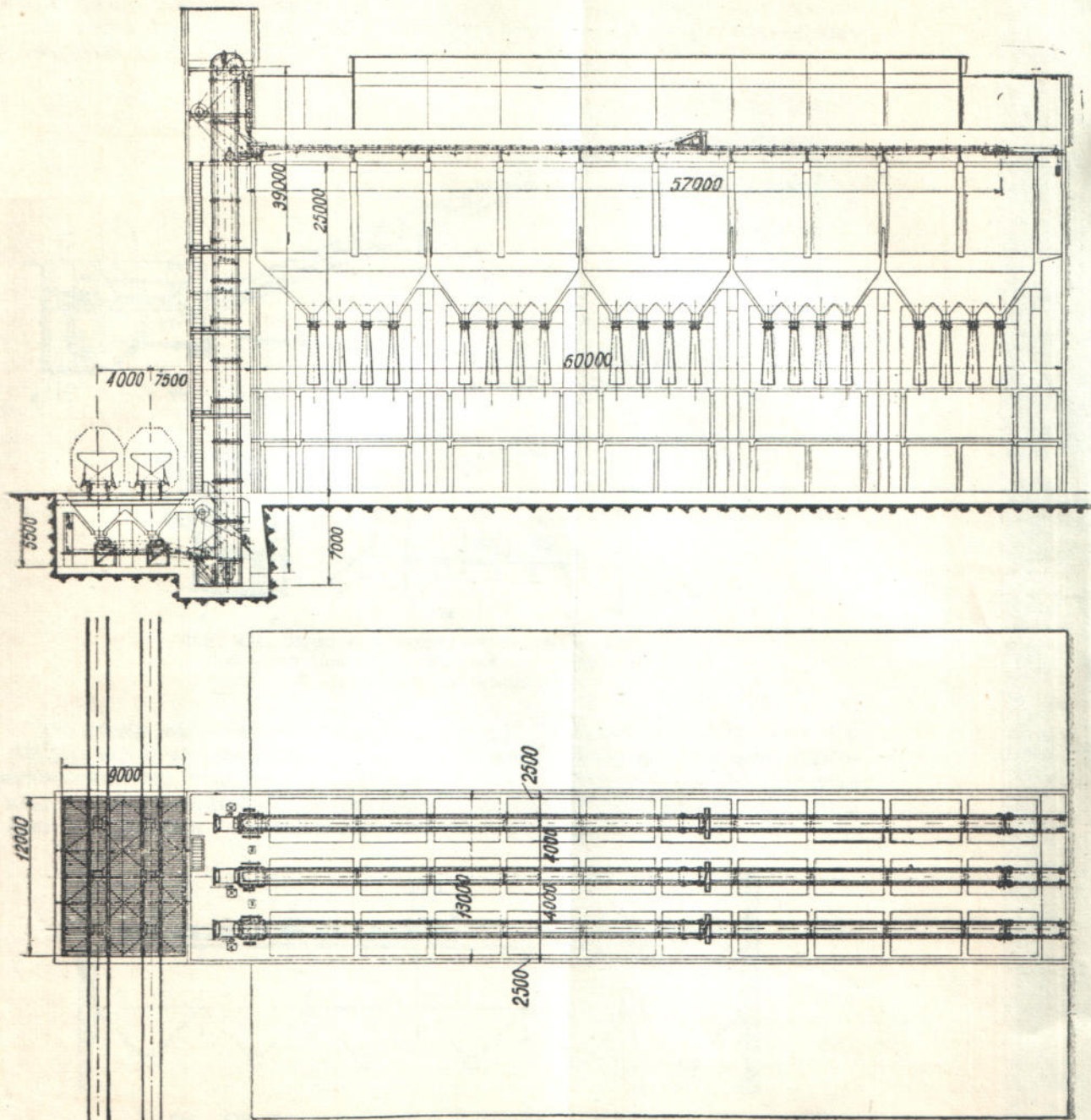
В целях повышения производительности за грейфером оставляются только функции зачерпывания и подъема груза, а для перемещения по горизонтали и сбрасывания в штабели используется ленточный транспортер, установленный на перегрузочном мосту. Схема такого устройства, установленного на одной крупной электроцентраль, представлена на фиг. 435.¹

Грейферная подвесная тележка с коротким вылетом грузит уголь через приемную воронку на ленту. Лента сделана реверсивной, вдоль нее передвигается четырехбаранная разгрузочная тележка (по типу фиг. 304), сбрасывающая уголь через подвешенную на ней телескопическую трубу в штабель, расположенный между опорами или под правым вылетом. Уголь,

прибывающий по железнодорожному пути, расположенному под тем же вылетом, сгружается в траншеи, из которых забирается грейферным поворотным краном, перемещающимся по верхнему поясу моста, и падает на ту же ленту. Для доставки угля в штабели, расположенные между опорами моста, ход ленты в этом случае реверсируется.

Со склада в котельную уголь доставляется тоже лентой, установленной вдоль склада слева от подкранового пути перегрузочного моста. Над этой лентой передвигается приемная погрузочная воронка. Общая длина моста 114 м, производительность моста—100 т в час.

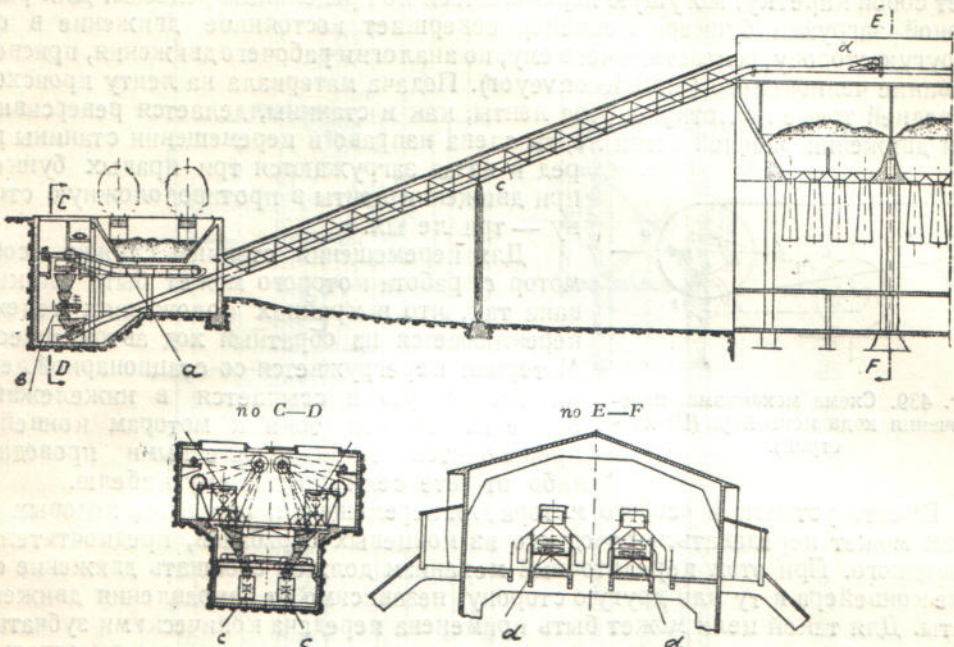
¹ «AEG—Mitteilungen», ноябрь 1933, стр. 225.



Фиг. 436. Углеподача в котельной с помощью элеваторов и лент.

§ 3. Загрузка и разгрузка бункеров

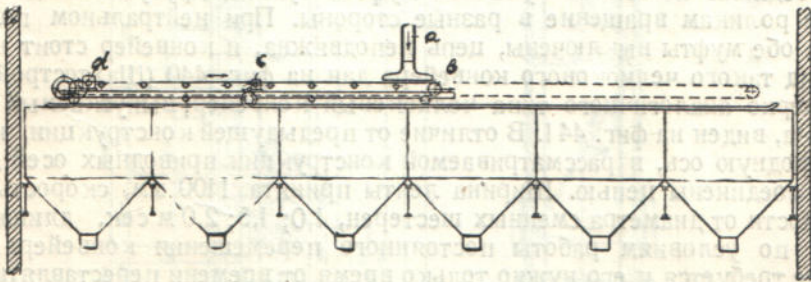
В качестве загрузочного и разгрузочного оборудования для бункеров ленточные транспортеры находят весьма многообразное применение в разных областях. Рассмотрим характерные примеры такого рода установок в котельных на коксовых и газовых заводах.



Фиг. 437. Загрузка бункеров котельной (Bleichert).

a — питатели, *b* — дробилки, *c* — ленты, *d* — разгрузочные тележки.

Две схемы применения лент с разгрузочной тележкой видны на фиг. 436 и 437. В первом случае подъем на высоту приемной площадки бункеров выполняется ковшевыми элеваторами. Прибывший в ж.-д. вагонах уголь разгружается в ямы, от которых подается питателями к элеваторам. Промежуточная разгрузка с лент производится с помощью сбрасывающих тележек.



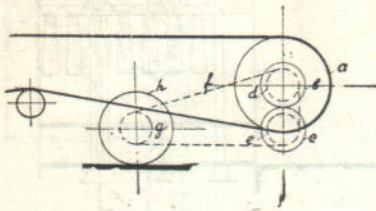
Фиг. 438. Загрузка бункеров челноковым конвейером.

Не совсем обычная и вообще мало рациональная установка трех параллельных групп агрегатов, каждая на сравнительно малую производительность, обосновывается в данном случае необходимостью иметь возможно малое углубление в земле для питающей части элеваторов, разгружать уголь над бункерами широким фронтом, а также обеспечить механический резерв угледодачи.

Чтобы избежать установки элеваторов, подъем угля на бункеры выполняют обычно тоже на ленте. При большой высоте подъема, во избежание очень

высоких натяжений ленты на разгрузочной тележке, устанавливаются два транспортера — наклонный и горизонтальный последовательно, в противном случае, как показано на фиг. 437, обе эти ленты соединяют в одну.

Если подача материала на ленту может по местным условиям производиться, примерно, посредине длины бункеров, то более просто загрузка бункеров выполняется с помощью передвижного конвейера (фиг. 438), рама которого представляет собой каретку, могущую перемещаться по продольным рельсам. Для равномерной загрузки бункера конвейер совершает постоянное движение в одну и другую сторону, вследствие чего ему, по аналогии рабочего движения, присвоено название челнокового (Shuttleconveyor). Подача материала на ленту происходит в средней точке по лотку *a*. Ход ленты, как и станины, делается реверсивным. При движении рабочей ветви ленты слева направо и перемещении станины вперед и назад загружаются три правых бункера, при движении ленты в противоположную сторону — три левых.



Фиг. 439. Схема механизма переключения хода конвейера (Шахтострой).

Для перемещения станины служит особый мотор *c*, работа которого может быть заблокирована так, что в крайних положениях тележка переключается на обратный ход автоматически. Материал перегружается со стационарной ленты на подвижную и ссыпается в нижележащие бункеры. Подвод тока к моторам конвейера производится либо троллейными проводами, либо от штепселя по гибкому кабелю.

Вместо установки особого мотора для перемещения, вращение ходовым колесам может передаваться от одного из концевых барабанов, предпочтительно приводного. При этом передаточный механизм должен сообщать движение станине конвейера в ту или другую сторону, независимо от направления движения ленты. Для такой цели может быть применена передача коническими зубчатыми и винтовыми колесами на манер механизма, применяемого на разгрузочных тележках (фиг. 294).

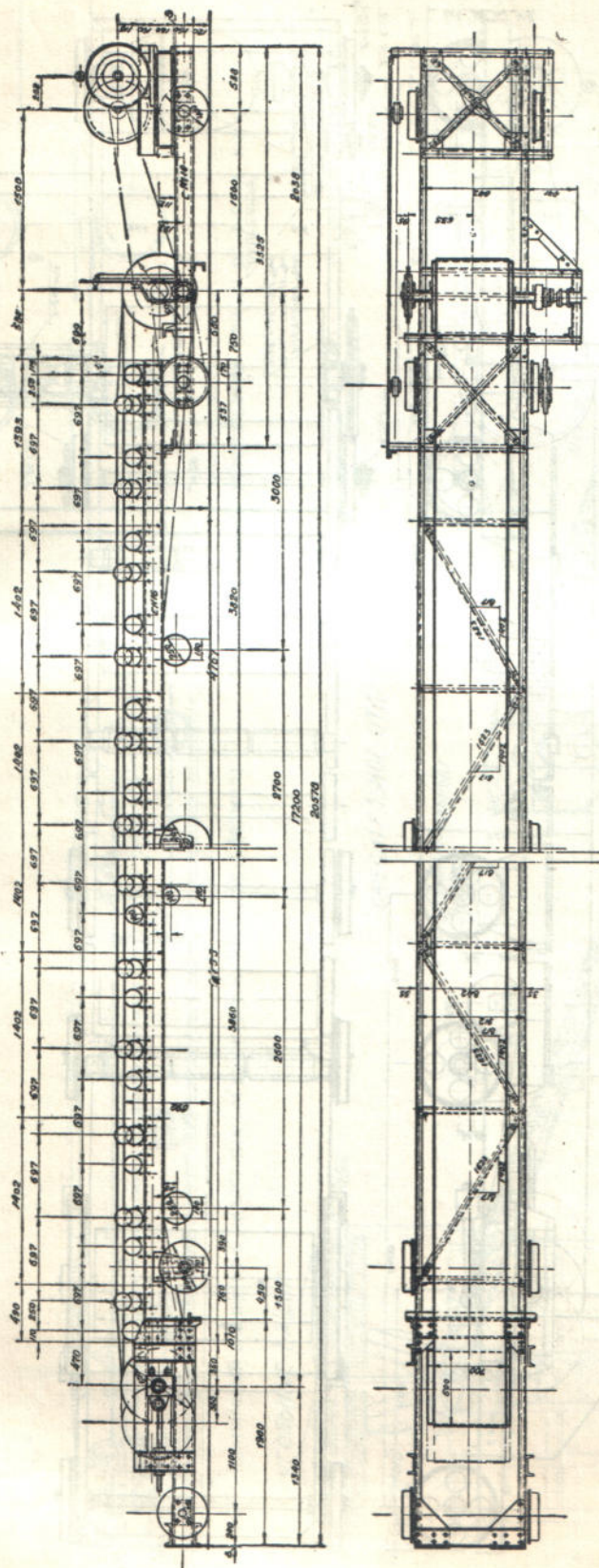
Несколько проще получается передаточный механизм к каткам в случае применения взамен конических колес и винтов цепной и цилиндрической зубчатой передачи (подобно разгрузочной тележке на фиг. 295), схема которой дана на фиг. 439. На валу барабана *a* заклинена шестерня *b*, сцепляющаяся с такой же шестерней *c*. На тех же валах свободно сидят цепные звездочки *d* и *e*, огибаемые общей цепью *f*, охватывающей также звездочку *g*, заклиненную на оси ходовых роликов.

Присоединяя сдвоенной кулачной муфтой ту или другую звездочку *d—e*, сообщают роликам вращение в разные стороны. При нейтральном положении рукоятки обе муфты выключены, цепь неподвижна, и конвейер стоит на месте. Общий вид такого челнокового конвейера дан на фиг. 440 (Шахтострой).

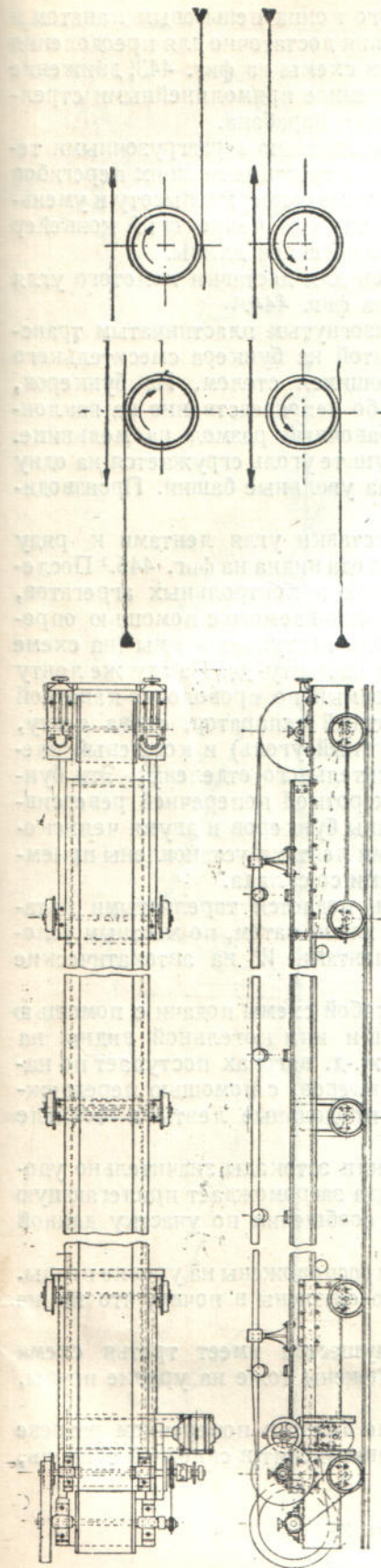
Примерно аналогичного типа челноковый конвейер, выпускаемый заводом им. Ленина, виден на фиг. 441. В отличие от предыдущей конструкции, имеющей одну приводную ось, в рассматриваемой конструкции приводных осей две, для чего они соединены цепью. Ширина ленты принята 1100 мм, скорость ленты, в зависимости от диаметра сменных шестерен, 1,0; 1,5; 2,0 м/сек, длина до 40 м.

Если по условиям работы постоянного перемещения конвейера вперед и назад не требуется и его нужно только время от времени переставлять для засыпки того или другого бункера, то механизм переключения может быть еще упрощен. В этом случае вал катков соединяется с валом барабана простой цепной передачей, включаемой и выключаемой с помощью кулачной муфты (фиг. 442), так что станина конвейера может перемещаться только в ту сторону, куда движется лента.

Наиболее простой способ перемещения конвейера, и притом в любую сторону, независимо от направления хода ленты, осуществлен с помощью насаженного на приводном валу шпильевого барабана, постоянно вращающегося при движении ленты. Для перемещения конвейера рабочий с той или другой стороны



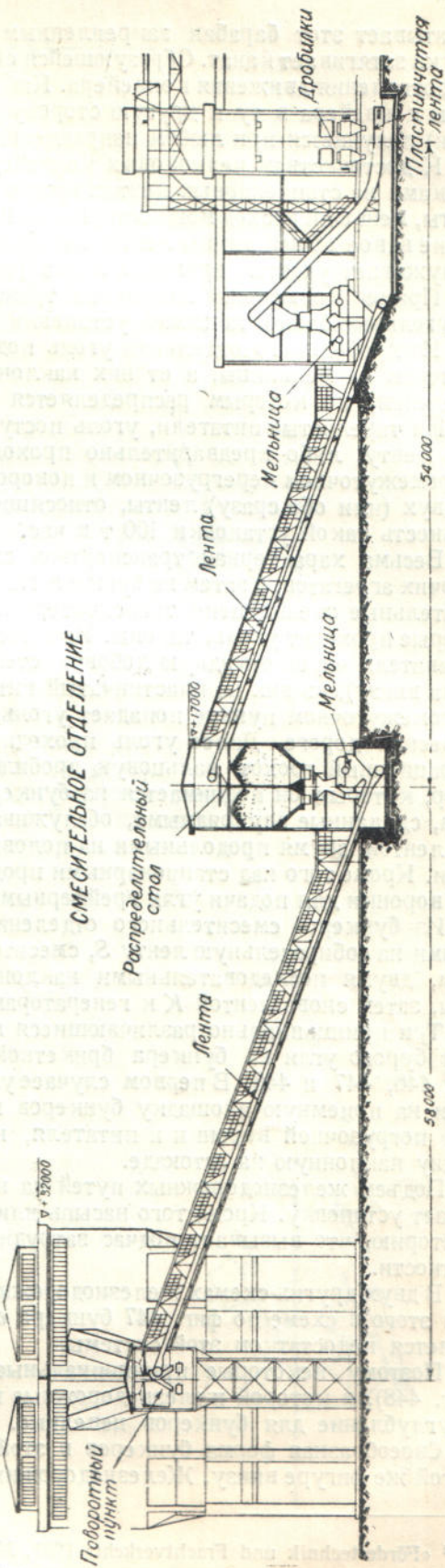
Фиг. 440. Общий вид челнокового конвейера (Шахтострой).



Фиг. 442. Челноковый конвейер с непостоянным движением (Stephens-Adamson).

Фиг. 443. Схема наматывания каната на шпиль конвейера.

УГОЛЬНЫЕ БАШНИ
СМЕСИТЕЛЬНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ



Фиг. 44. Подача угля лентами на бункера коксовой установки (Westfälische Mb. Ges.).

охватывает этот барабан закрепленным с одного конца пеньковым канатом и слегка затягивает канат. Образующейся силы трения достаточно для преодоления сопротивления движения конвейера. Как видно из схемы на фиг. 443, движение рамы конвейера в ту и другую сторону (обозначенное прямолинейными стрелками) получается при любом направлении вращения барабана.

К достоинствам челноковых конвейеров по сравнению с разгрузочными тележками на стационарных лентах нужно отнести: отсутствие лишних перегибов ленты, меньший расход мощности, меньшие габаритные размеры в высоту и уменьшение вдвое общей длины ленты над бункерами, так как челноковый конвейер обслуживает участок примерно в два раза больший своей длины.

Пример применения ленточных транспортеров для доставки молотого угля на угольные башни коксовой установки виден на фиг. 444.

Из дробильного отделения уголь подается изогнутым пластинчатым транспортером на мельницы, а от них наклонной лентой на бункера смесительного отделения, по которым распределяется вращающимся столом. Из бункеров, пройдя тарелчатые питатели, уголь поступает либо непосредственно на наклонную ленту, либо предварительно проходит добавочный размол на мельнице. В промежуточном перегрузочном и поворотном пункте уголь сгружается на одну из двух (или обе сразу) ленты, относящие его на угольные башни. Производительность такой установки 100 т в час.

Весьма характерная транспортная схема доставки угля лентами к ряду рабочих агрегатов, а затем на бункера газового завода видна на фиг. 445.¹ Последовательные звенья цепи транспортерных, рабочих и контрольных агрегатов, которые проходит уголь, таковы. Из вагона, опоражниваемого с помощью опрокидывателя через откидную лобовую стенку, уголь поступает в ямы (на схеме слева внизу), из них на пластинчатый питатель и на ленту *M*. На эту ленту в промежуточном пункте попадает уголь, подвозимый по проволочно-канатной подвесной дороге. Далее уголь проходит магнитный сепаратор, снова ленту, вибрационный грохот, вальцовую дробилку (крупный уголь) и ковшевый элеватор, которым он поднимается на бункера смесительного отделения. Эти бункера, сделанные двухрядными, обслуживаются короткой поперечной реверсивной лентой, двумя продольными на половину длины бункеров и двумя челноковыми. Кроме того над стационарными продольными лентами установлены приемные воронки для подачи угля грейферными кранами со склада.

Из бункеров смесительного отделения уголь подается тарелчатыми питателями на собирательную ленту *S*, смесительный шнек, затем, по местным условиям, двумя последовательными наклонными лентами *W* на автоматические весы, затем снова лентой *K* к генераторам.

Три принципиально различающиеся между собой схемы подачи с помощью лент бурого угля на бункера брикетной фабрики или котельной видны на фиг. 446, 447 и 448. В первом случае уголь в ж.-д. вагонах поступает по насыпи на приемную площадку бункеров и из бункеров, с помощью передвижной погрузочной воронки и питателя, на две продольные ленты в тоннеле и одну наклонную на эстакаде.

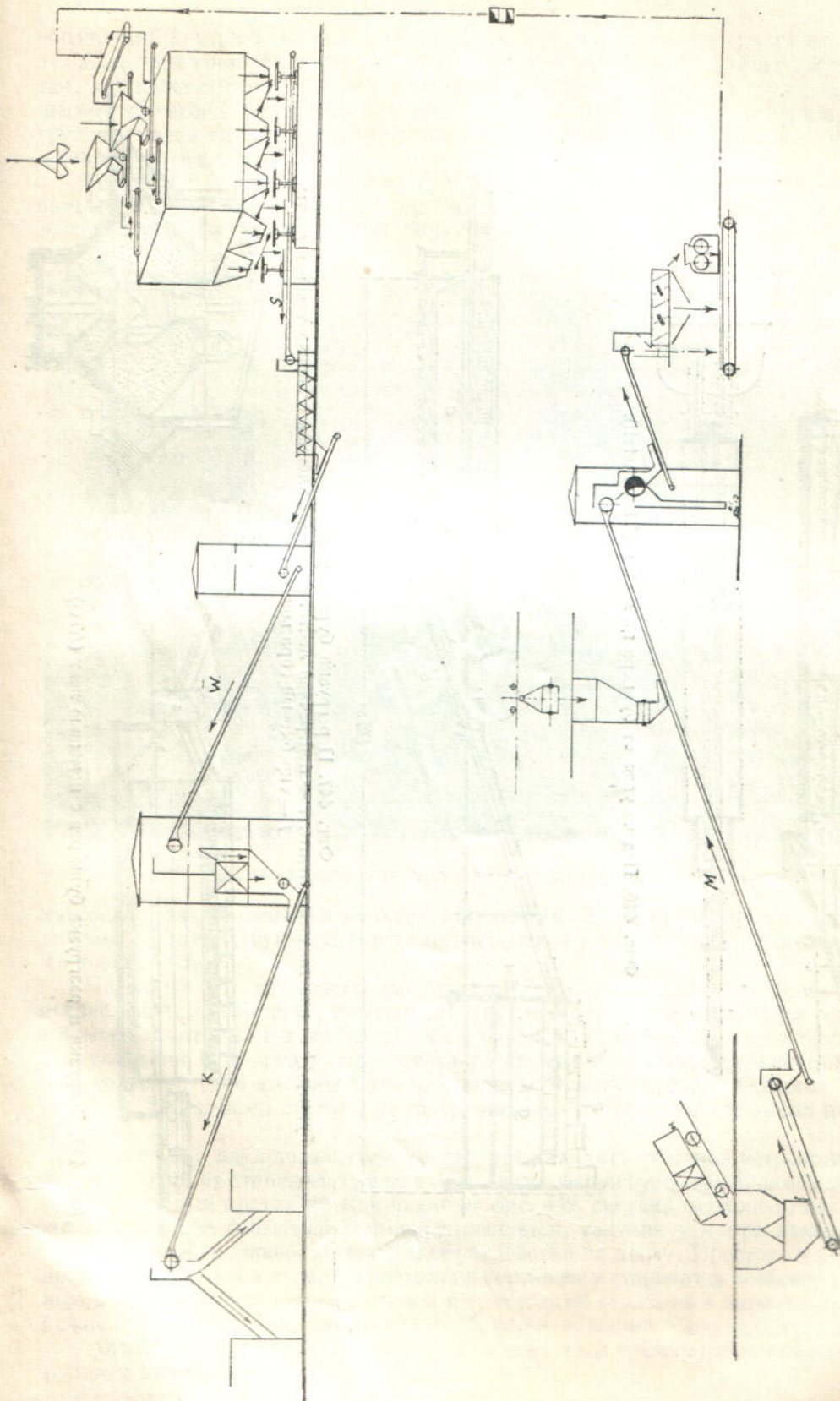
Подъем железнодорожных путей на насыпь или эстакады значительно удорожает установку. Кроме того насыпь или эстакада загромождает прилегающую территорию, что вызывает подчас затруднения в сообщении по участку данной местности.

В двух других схемах железнодорожные пути расположены на уровне почвы. Для этого в схеме по фиг. 447 бункера *a* сильно опущены в почву, что также является недостатком этой системы.

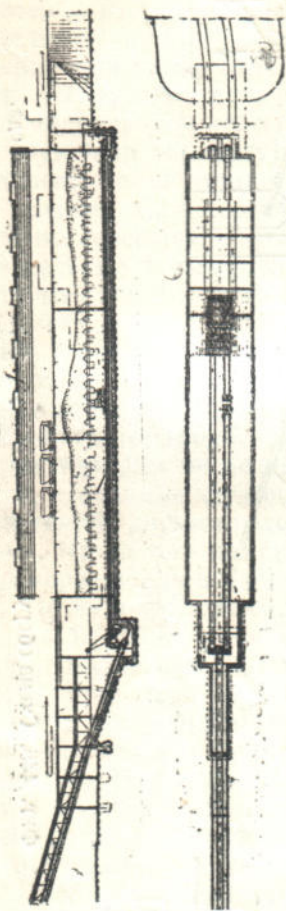
Поэтому некоторые принципиальные преимущества имеет третья схема (фиг. 448), в которой железнодорожные пути уложены тоже на уровне почвы, но углубление для бункеров невелико.

Своеобразная форма бункеров в этой системе видна в поперечном разрезе на той же фигуре внизу. Железнодорожные составы входят в сквозной тоннель,

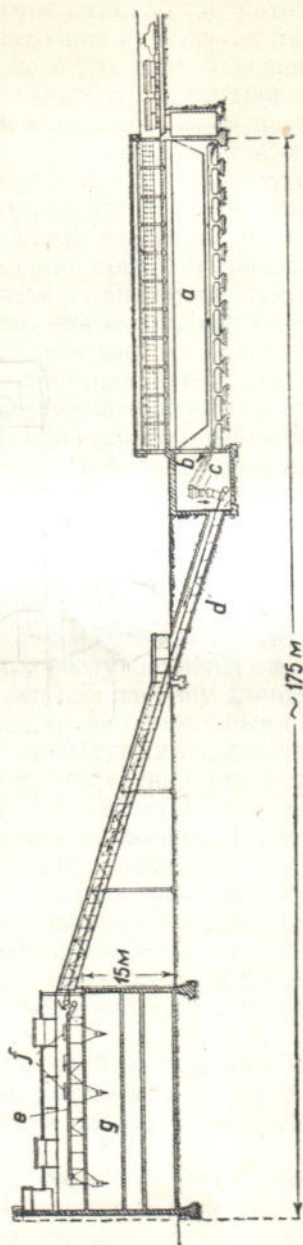
¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1931, № 3/4, стр. 35.



Фиг. 445. Схема оборудования лентами углеподачи газового завода.

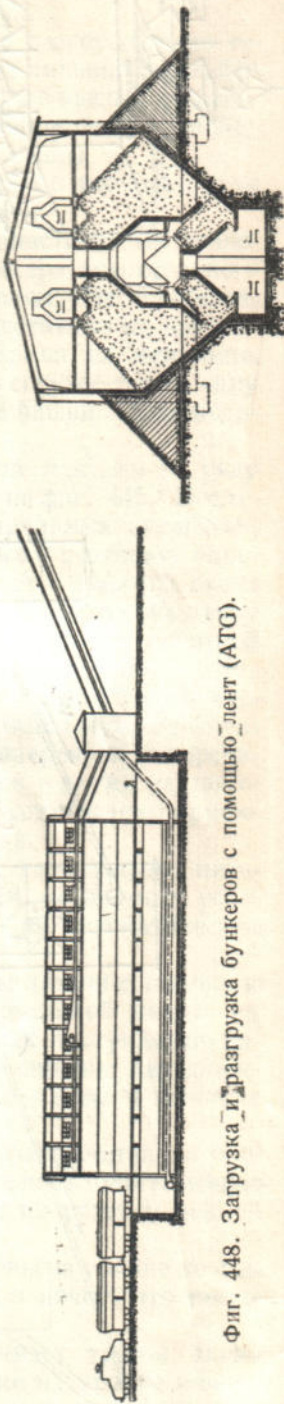


Фиг. 446. Подача угля от бункера по лентам (Rheinmetall).



Фиг. 447. Перегрузка бурого угля.

a — бункер, *b* — пластинчатые ленты, *c* — поперечная лента, *d* и *e* — наклонная и горизонтальная ленты, *f* — скребковый сбрасыватель.



Фиг. 448. Загрузка и разгрузка бункеров с помощью лент (ATG).

образуемый внутренними стенками бункера, и сыпают свое содержимое в ниже лежащее отделение бункера, емкость которого на единицу длины рассчитана так, что каждая сторона может полностью принять количество груза, сыпавшегося из вагона. Отверстие бункера сделано в виде сплошного прореза, и отгрузка из него материала производится сгребающим прибором по типу, изображенному на фиг. 272—274.

Благодаря устройству промежуточной наклонной стенки, первым сгребается на ленту вновь выгруженный из вагонов материал, и только после опорожнения нижних отделений бункера начинается отгрузка главной массы



Фиг. 449. Подача на ленте угля от ствола бункера сортировки (Skip Compagnie).

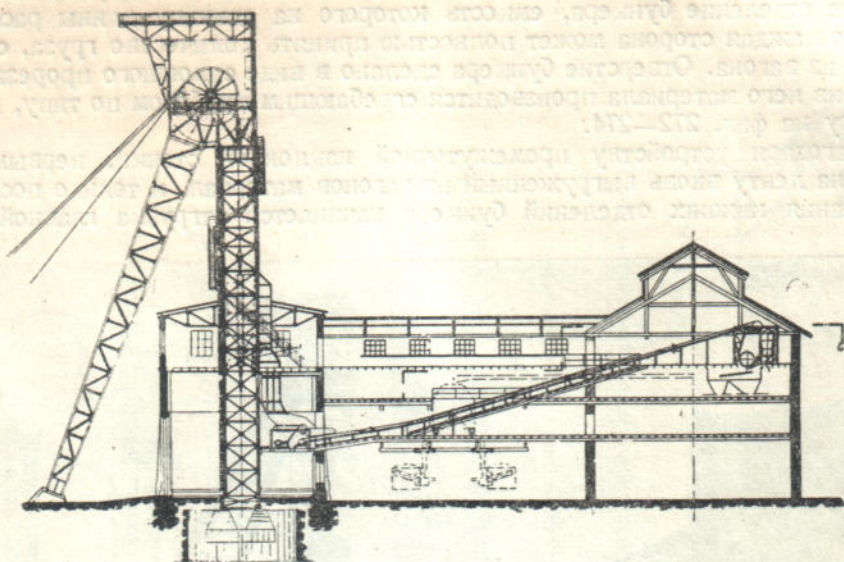
материала, заключенного в верхних отделениях. Это дает возможность держать нижние отделения бункера всегда порожними и готовыми для принятия груза из нового состава.

□ Поданный на ленты материал относится ими либо непосредственно к месту потребления, либо перегружается на другие ленты, расположенные наверху, с помощью которых и магазинируется в бункере. Понятно, что при этой системе оборудования бункеров длина фронта разгрузки и производительность ленточных транспортеров должны быть назначаемы в соответствии с режимом подачи угля так, чтобы ж.-д. составы не задерживались излишне долгое время под разгрузкой.

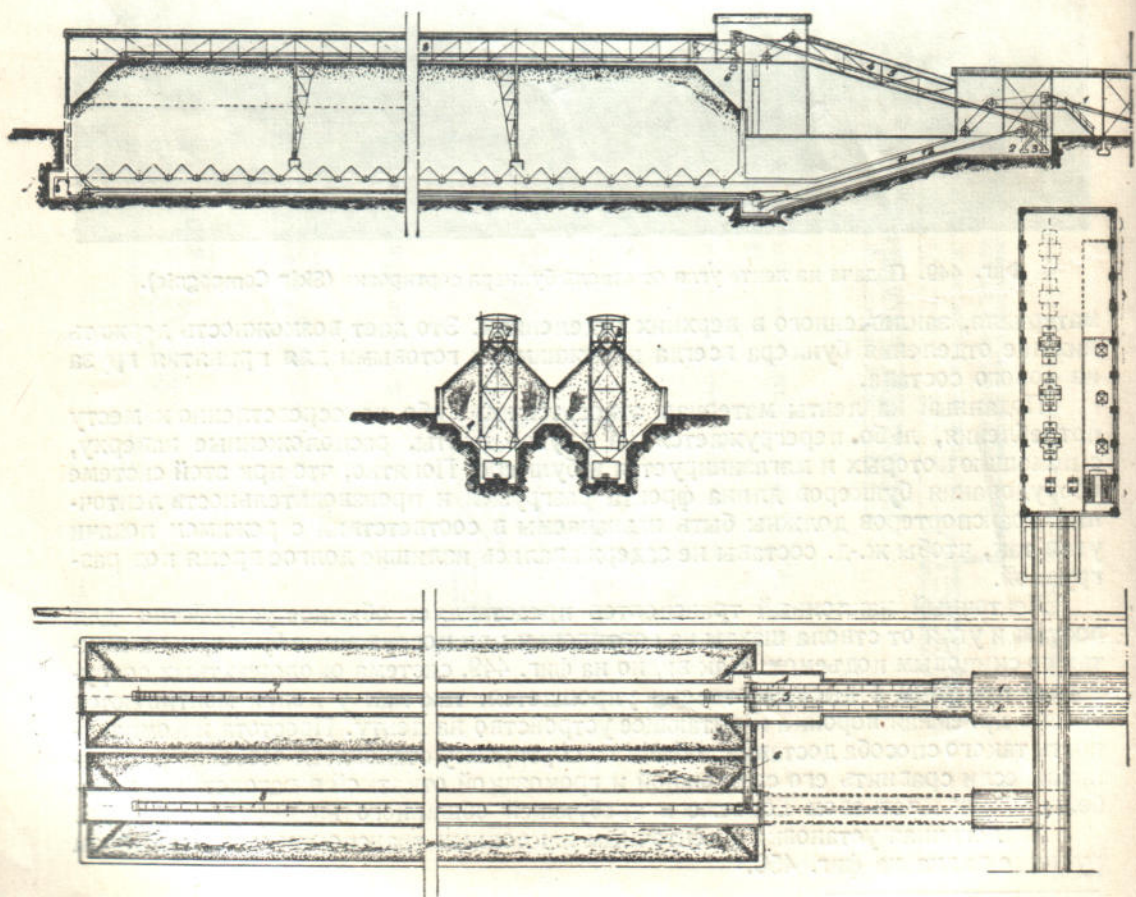
Ленточный наклонный транспортер представляет обычное устройство для доставки угля от ствола шахты на сортировку или погрузочные бункера на шахтах со скиповым подъемом. Как видно на фиг. 449, система околошахтных сооружений при этом в высшей степени упрощается, так как у копра монтируются только приемная воронка и питающее устройство на ленту. Простота и компактность такого способа доставки добычи на сортировку становятся особенно рельефными, если сравнить его со сложной и громоздкой откаткой в вагонетках, неизбежной при клетьевом подъеме и требующей обширного надшахтного здания.

Аналогичная установка с ленточным наклонным транспортером на калийном руднике видна на фиг. 450.¹

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1934, № 11/12, стр. 131.



Фиг. 450. Подача на ленту калия от ствола шахты.
т — приемная воронка, *п* — питатель, *о* — лента.

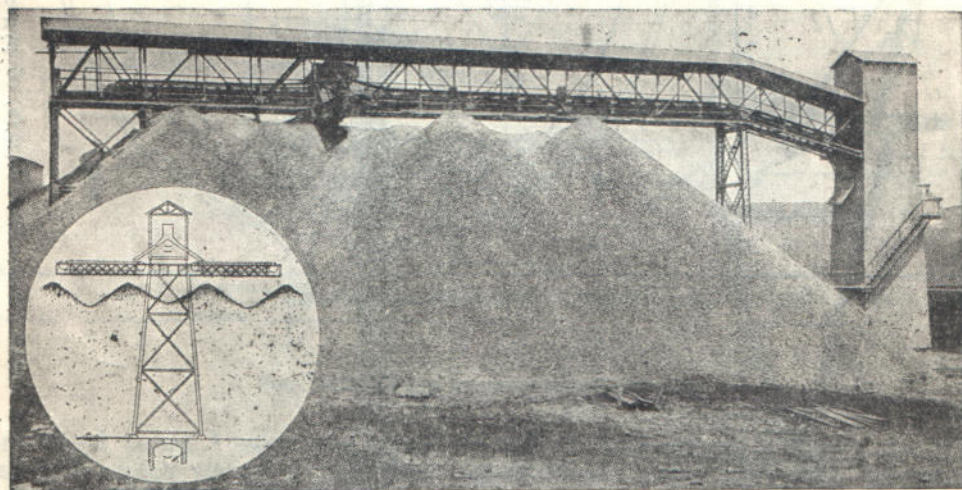


Фиг. 451. Полубункерный склад коксовой установки.

§ 4. Обслуживание штабельных складов

Ленточные транспортеры входят также довольно часто в систему оборудования открытых складов насыпных грузов. Кроме рассмотренного уже случая применения передвижных транспортеров на складе циркульной формы, приведем несколько других примеров оборудования складов лентами.

На фиг. 451 представлен типовой склад дробленого угля при коксовой установке. Из бункеров дробильного отделения уголь крупностью 0—100 мм подается по ленте 7—7 к распределительному пункту, где он либо перепускается на ленты 2 и 3, относящиеся его к смесительному отделению, либо по наклонным лентам 7 и 8, монтированным на двух параллельных эстокадах, сгружается в штабели, имеющие, в рассматриваемом случае, емкость 25 500 т. На параллельную ленту 8 уголь попадает по короткой поперечной передаточной ленте 6. Вместительность для угля под эстокадами служат продольные бетонированные открытые ямы с боковыми подпорными стенками и лотковым дном, так называемые полубункера.



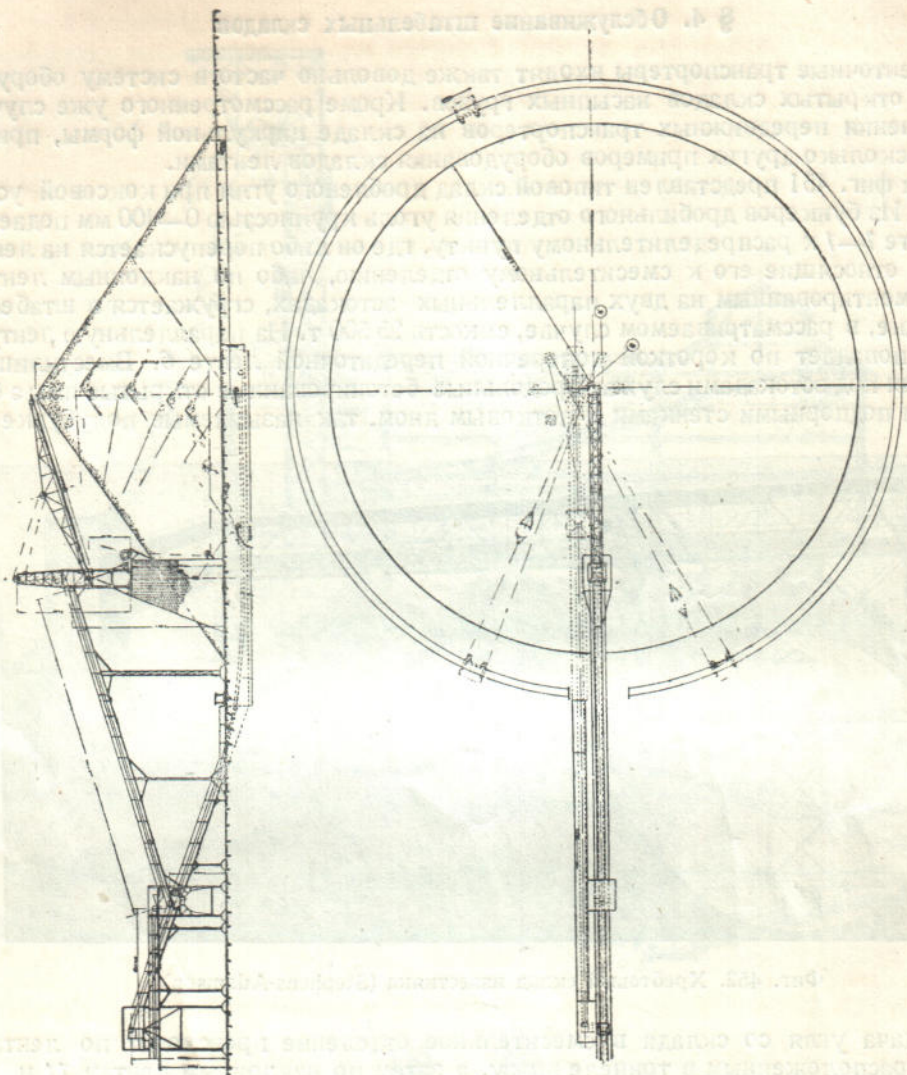
Фиг. 452. Хребтовый склад известняка (Stephens-Adamson).

Подача угля со склада в смесительное отделение происходит по лентам 9 и 10, расположенным в тоннеле внизу, а затем по наклонным лентам 11 и 12 к распределительному пункту, в котором уголь перегружается на поперечные ленты 2 и 3.

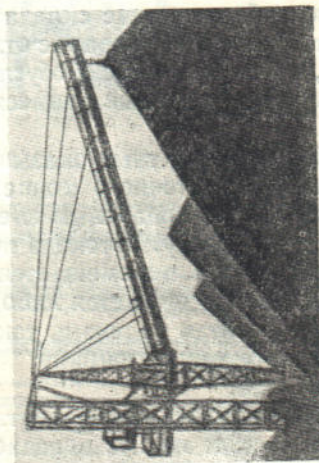
Таким образом все оборудование склада и транспорт угля осуществлены здесь с помощью лент. Такое оборудование отличается большой гибкостью и надежностью действия, но вместе с тем обуславливает высокие капитальные затраты на тонну емкости, оправдывающиеся только при интенсивном грузообороте на складе.

Менее дорогим и более компактным оказывается хребтовый склад по фиг. 452, образуемый под эстокадой ленточного конвейера. Материал, в данном случае известняк, поднимается вверх черпаковым элеватором, расположенным в закрытой башне, и сгружается на ленту. Эстокада под лентой сделана однопролетной, по нижнему поясу ее снаружи перемещается тележка, несущая две коротких поперечных ленты. Материал сгружается либо по рукавам разгрузочной каретки непосредственно, либо по лентам тележки, так что образующийся под эстокадой штабель получает значительную ширину. Представленный на фиг. склад вмещает 25 000 т известняка.

Для обратной подачи служит также лента, расположенная в тоннеле. Нетрудно видеть, что самотеком на нее попадает только часть материала, около половины содержимого штабеля, другую же часть приходится подгребать вручную или каким-либо вспомогательным устройством. Следовательно и степень механизации транспортных операций на этом складе ниже, чем на предыдущем. В ряде



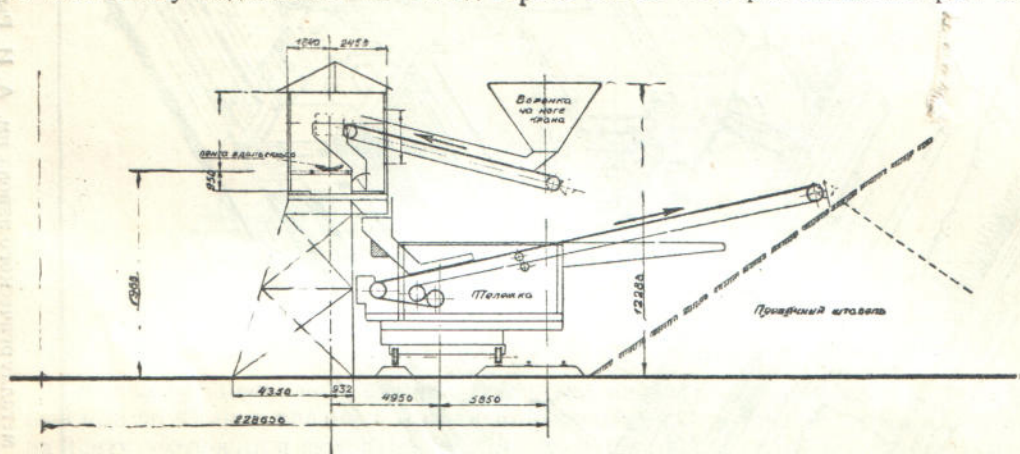
Фиг. 454. Схема конического склада, оборудованного лентами и скрепером.



Фиг. 453. Склад кокса, оборудованный ленточной стрелой (Нескз).

выполненных установок хребтовый склад образуют без помощи поперечной тележки, и уширение штабеля, а также обратную подачу со склада выголяют передвижным грузчиком или краном.¹

Еще один тип склада, оборудованный лентами и применяемый для штабелирования кокса, показан на фиг. 453. Элеватором или чаще лентой кокс поднимается к основанию ленточной подвижной стрелы, с головки которой он сыпается в конический штабель. Стрела может подниматься и опускаться, а также поворачиваться вокруг вертикальной оси. В начале насыпки стрела опущена, так что кокс сбрасывается на землю с небольшой высоты и не крошится; по мере роста штабеля стрела подтягивается вверх. Поворот стрелы позволяет образовывать два или несколько отдельных штабелей соответственно количеству подаваемых на склад сортов кокса. Изображенный на фиг. 454



Фиг. 455. Склад с продольной лентой.

конический склад,² емкостью около 17 000 м³ при высоте насыпки до 20 м, предусматривает также и обратную механизированную отгрузку материала (известняк, руда, антрацит, кокс) по ленте, помещенной в подземном тоннеле. Не сгруженные на ленту самотекком остатки материала подгребаются к центру склада скрепером. Если требуемая производительность по подаче на склад весьма высока, например в несколько сот тонн в час, то лента оказывается в таких случаях часто наиболее рациональным типом транспортного устройства, с успехом конкурирующим с любым другим способом перемещения груза.

Система склада с продольной лентой, примененного на одной из крупных американских коксовых установок, показана на фиг. 455. Разгрузочная тележка на продольной ленте сгружает уголь на поперечную ленту, монтированную на стреле и движущуюся вдоль склада по почве на своей тележке. Таким образом на складе образуется продольный первичный штабель, из которого грейфером на кране (на фиг. 455 не показан) уголь распределяется по всей площади склада. Для обратной погрузки грейфер грузит в воронку на ноге крана, из которой другая лента, подвешенная тоже на кране, поднимает уголь на продольную ленту склада.

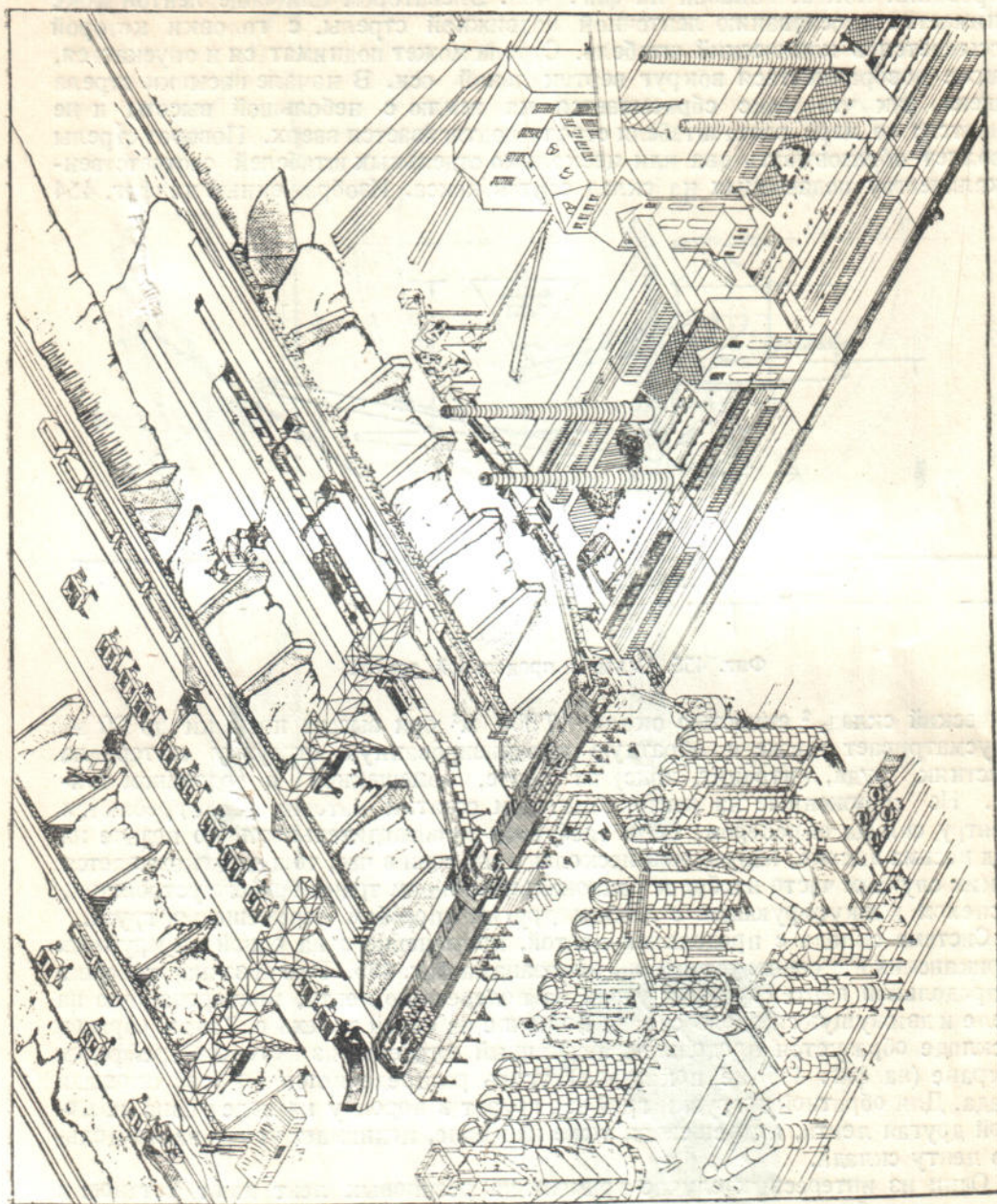
Один из интересных случаев применения резиновых лент дают установки на складах и бункерах для сырых материалов доменного цеха. На одном новом американском заводе ленты полностью заменили обычные для американской практики перегрузочные мосты с грейферными тележками и трансферкары.

Ленточный транспорт применен также на нашем металлургическом заводе им. А. И. Рыкова, при переоборудовании его рудного двора. Общая схема рудного двора трех доменных печей с вертикальным подъемом гидна на фиг. 456. Справа видны ленточные транспортеры, расположенные в подземном тоннеле, несущие

¹ См. например изд. Шахтостроя, Угольные аварийные склады на шахтах, 1933.]

² По проекту Днепропетровского филиала Угольного института.

кокс от рампы коксовых печей на коксортировку, а от нее — на бункера, установленные вдоль фронта печей. Распределение по бункерам производится также лентами.



Фиг. 456. Общий вид переоборудования рудного двора металлургического завода им. А. И. Рыкова с помощью ленточных транспортеров (Шахтострой).

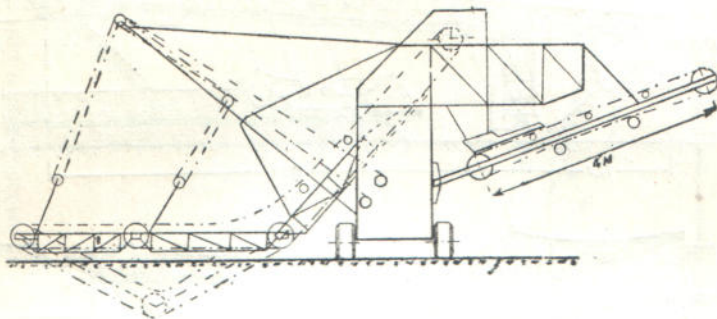
Руда и известняк, сброшенные из вагонов под эстакады, нагружаются на поперечные ленты с помощью одноковшевых экскаваторов и промежуточных перегрузчиков с ленточной стрелой. Кроме того для этой цели могут служить имеющиеся на заводе грейферные порталные краны. За короткий промежуток со времени пуска система показала хорошие эксплуатационные свойства.¹

¹ М. М. Налимов, Механизация рудного двора на Рыковском металлургическом заводе, «Внутризаводской транспорт» 1934, № 1, стр. 65.

§ 5. Ленточные транспортеры на землечерпательных установках

В большом количестве конструкций многоковшовых экскаваторов, применяемых на всякого рода строительных и мелиорационных земляных работах, для рытья траншей, а также на открытых разработках полезных ископаемых, преимущественно бурого угля, ленточные транспортеры входят как составная часть этих снарядов.

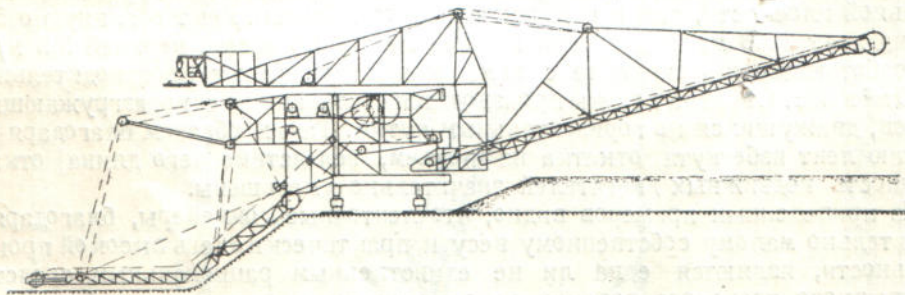
Пример короткого, длиной 4 м, ленточного транспортера на стреле легкого передвижного многоковшового экскаватора, служащего для рытья широких рвов, виден на фиг. 457.



Фиг. 457. Легкий многоковшевый траншейный экскаватор с ленточной стрелой.

Ковшевая цепь экскаватора укреплена на двухшарнирной раме, образующей при опускании среднего шарнира профиль рва. Вынутый грунт пересыпается на ленту и относится ею в сторону, так что вдоль рва, с одной его стороны, насыпается земляной вал.

Более мощный многоковшевый экскаватор, предназначенный для рытья каналов и снабженный ленточной стрелой длиной 40 м, виден на фиг. 458. Экскаватор перемещается на двух парах рельсов. Он снабжен дизельным двигателем мощностью 475—550 л. с., генератором и восьмью электродвигателями.



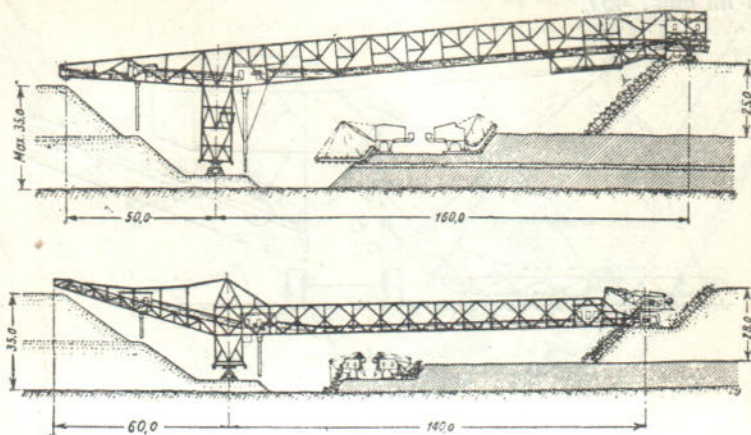
Фиг. 458. Многоковшевый экскаватор для рытья каналов с лентой на стреле (Кгирр).

Ковшевая цепь сбрасывает грунт на питающую ленту шириною 1200 мм и длиной 6,5 м, которая передает его на ленту на стреле шириною 1100 мм. Длина таких стрел на мощных экскаваторах достигает 50 м, а в отдельных случаях даже 75 м.

Ленточные транспортеры являются необходимой составной частью так называемых отвальных мостов, или мостовых перегружателей, перекрывающих вскрытый и разрабатываемый пласт и служащих для переброски пустых пород в выработанное пространство. Два таких моста видны на фиг. 459. У одной опоры, перемещающейся по снимаемым наносам, монтирован экскаватор. Другая опора моста, башенного типа, опущена в выработанное пространство. Ленточный транспортер в пролете и вылете установлен на нижнем поясе моста и закрыт шатром. Ширина лент на отвальных мостах нередко принимается до 2 м, скорость — до

4 м в секунду.¹ Теоретическая производительность такой ленты дает указанную уже цифру 5000—5400 м³ в час.

Преимущество отвального моста перед другими видами перемещения пустых пород заключается в том, что он транспортирует породу по кратчайшему пути, заменяя ряд последовательных агрегатов — добычной экскаватор, откатку в большегрузных вагонах и отвальный экскаватор. Однако, вследствие большого веса, составляющего обычно несколько тысяч тонн, и высокой стоимости, применение моста рентабельно только при очень больших количествах перерабатываемой породы, по некоторым подсчетам не ниже 30 000 м³ в сутки.



Фиг. 459. Отвальные мосты, оборудованные многоковшевыми экскаваторами и лентами.

Для уменьшения капитальных затрат на оборудование, взамен моста было предложено применить два последовательных наклонных ленточных транспортера по схеме, показанной на фиг. 460.²

Решетчатые фермы, на которых установлены транспортеры, имеют шарнирные опоры на гусеничном ходу, из коих средняя сделана общей. Шарнирное закрепление ферм допускает отклонение каждой из них относительно другой как в вертикальной плоскости, так и в плоскости лент. Ленты имеют в длину по 50 м, ширина лент 1200 мм и скорость нижней ленты 1,6 м/сек, верхней 3,3 м/сек. Три работающие в комплекте с ними экскаватора дают производительность по 700 м³ в час. Откатка породы производится составами из саморазгружающихся вагонов, движущихся по горизонтальным путям. Таким образом благодаря применению лент избегнута откатка на подъем, вследствие чего длина откатки и мощность подвижных двигателей значительно уменьшены.

Из приведенных примеров видно, что ленточные конвейеры, благодаря их относительно малому собственному весу и практически очень высокой производительности, являются едва ли не единственным рациональным средством непрерывного транспортирования на вскрышных и отвальных работах.³

§ 6. Специальные случаи применения лент

а) Ленты для вертикального подъема

Мы уже видели (фиг. 433), что две ленты, прижимающиеся одна к другой на рабочем участке и движущиеся с равными скоростями в одну сторону, могут применяться для огускания без крошения насыпных грузов, например угля.

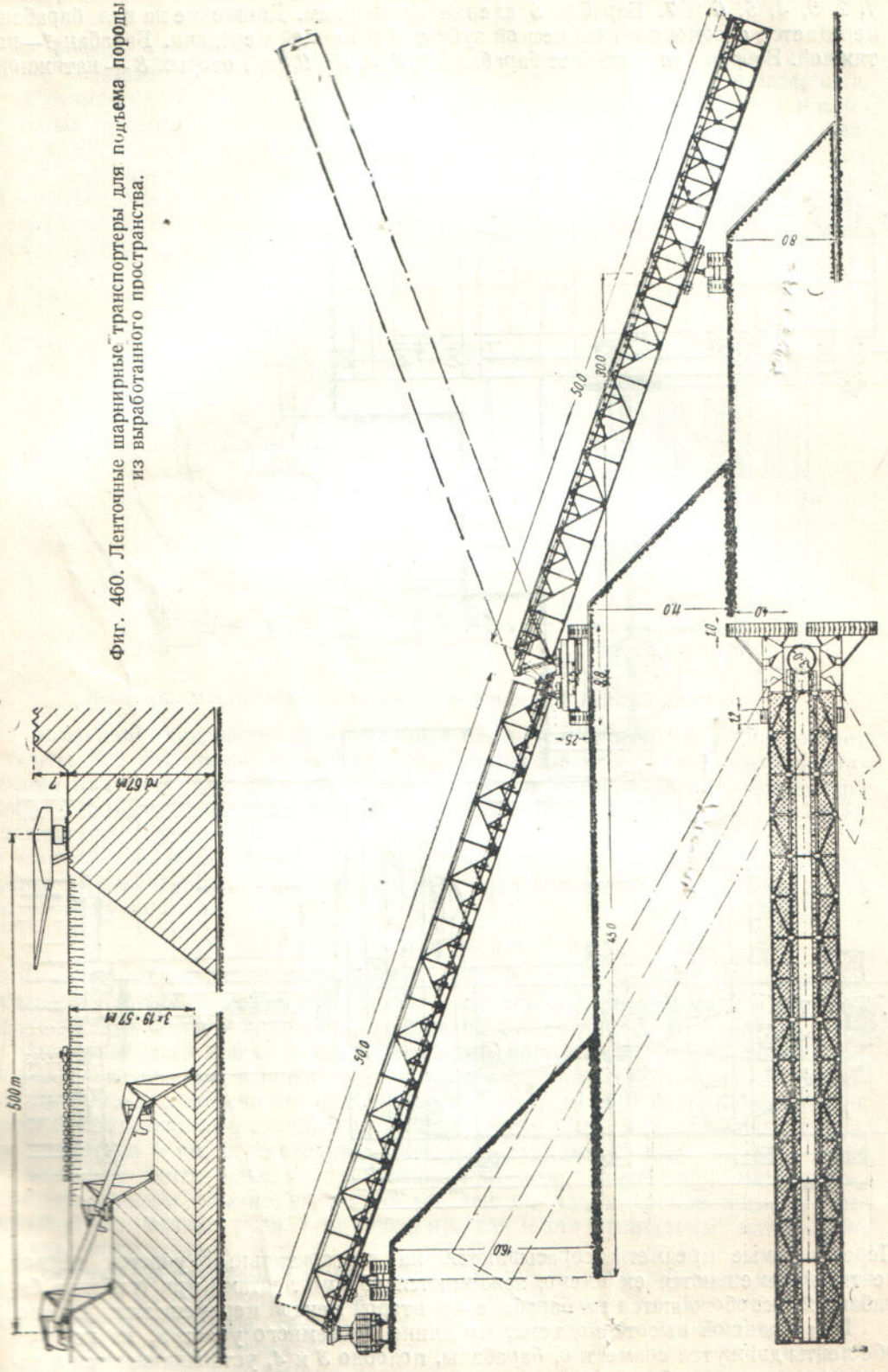
Аналогичным образом две ленты могут служить и для подъема нетяжелых и нетвердых предметов, например листов картона, тряпок, мотков пеньки, хлопчатой бумаги и пр.

¹ «Braunkohle» 1934, № 15, стр. 254.

² «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1933, № 9—10, стр. 100.

³ Подробнее см. проф. В. А. Добровольский, Многочерпаковые экскаваторы, 1934; Еф. Шешко, Экскаваторные горные работы, 1932.

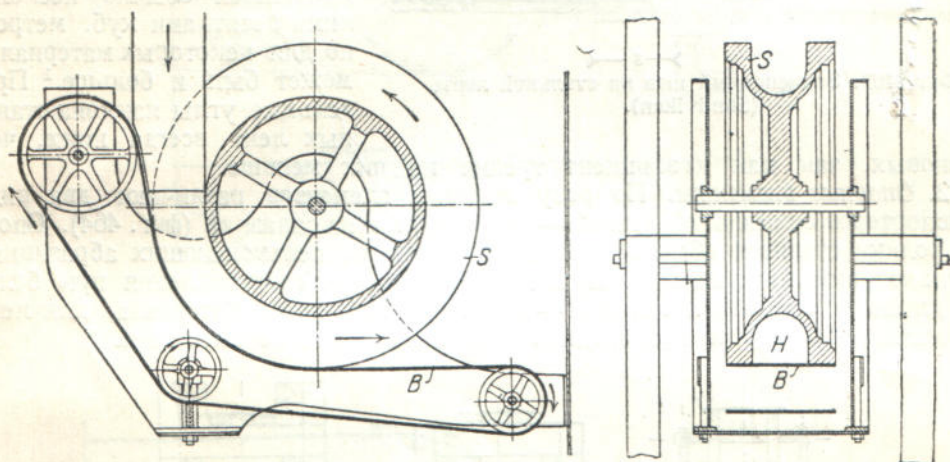
Фиг. 460. Ленточные шарнирные транспортеры для подъема породы из выработанного пространства.



между ними предметы. При незначительной высоте подъема, как на установке по фиг. 461, применение лент может быть оправдано только специальными условиями.

б) Метательная лента

Сообщение материалу живой силы на изогнутой по радиусу гибкой, движущейся с большой скоростью ленте и дальнейшее свободное движение материала под действием накопленной живой силы, представляет один из интересных и плодотворных принципов перемещения материала на небольшие расстояния в тех случаях, когда по местным условиям подвод механического устройства непосредственно к пунктам отгрузки материала представляет затруднения. Таковы случаи загрузки закрытых вагонов, трюмов судна (фиг. 432), подача складочного материала в выработанное пространство в рудниках (фиг. 547 и 552), загрузка печей и реторт и пр.



Фиг. 462. Метательная лента для загрузки реторт (машина Бровера).

Метательное устройство для последней цели видно на фиг. 462. Оно состоит из ленты *B* с нашитыми на ней для поперечной жесткости тонкими металлическими полосками, огибающей три отклоняющих барабана и большое быстро вращающееся колесо *S* с жолобчатым ободом, образующим кольцевую полость *H*, являющуюся продолжением подводящей материал трубы.

Существенным недостатком всякой такой машины, который пока нельзя считать преодоленным, являются сильное пылеобразование, имеющее место при работе устройства.

в) Стальная гибкая лента

1. *Лента.* Одна из разновидностей гибкой ленты, которая в некоторых случаях с успехом заменяет резиновую, — это тонкая лента из мягкой безуглеродистой стали, изготавливавшаяся до последнего времени только в Швеции.

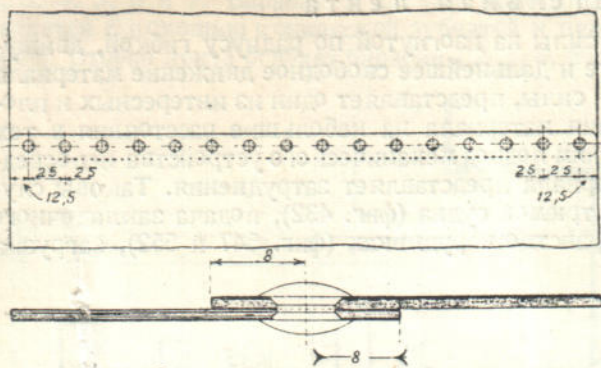
Толщина такой ленты равна 0,8—0,9 мм, нормальная ширина до 400 мм. По более поздним фирменным данным, достигнуто приготовление лент шириною до 800 мм, толщина которых принята 1 мм. Для образования бесконечной ленты ее соединяют заклепочным швом внахлестку (фиг. 463) с помощью заклепок диаметром 5 мм, с расстоянием между заклепками 25 мм.

Стальные ленты находят применение как для перемещения материалов, транспортируемых обычно на резиновых лентах, например каменный и древесный уголь, мелкая руда, клинкер и пр., так и для специальных материалов, горячих, разъедающих, липких.

Температура материалов может быть выше, чем в случае обычных резиновых лент, однако, во избежание коробления ленты и связанного с ним образования волнистости и перекосов, температура материалов не должна превышать 100°.

Перенос липких материалов на стальной ленте не представляет практических трудностей, так как она легко и полностью очищается от прилипающих частиц.

с помощью скребков. Один из характерных в этом отношении случаев—применение стальной ленты на смолоперегонных заводах. Смола (или ее разновидности) стекает полужидкой струей на движущуюся ленту, застывает и отвердевает на ней, а при огибании лентой приводного барабана откалывается самостоятельно кусками или снимается скребком.

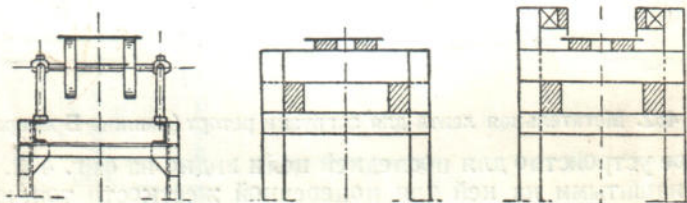


Фиг. 463. Заклепочный шов на стальной ленте (Sandviken).

Производительность стальных лент, вследствие небольшой их ширины, ограничивается обычно несколькими десятками куб. метров, но для некоторых материалов может быть и больше.¹ Предельные углы наклона стальных лент всегда ниже, чем

резиновых, так как коэффициент трения на них меньше.

2. *Опорные элементы.* По роду опорных элементов различают два вида транспортеров со стальной лентой — на роликах и на салазках (фиг. 464). Опорные ролики ставятся обычно для лент без бортов, перемещающих абразивные и сильно грязящие материалы, и для уменьшения сопротивления при большой длине перемещения, салазки — для остальных родов материала, для лент с бортами и без бортов при средней или малой длине перемещения.



Фиг. 464. Основные типы транспортеров со стальной лентой.

Ввиду малой ширины стальных лент и несколько большей жесткости, чем резиновые, вместо сплошных цилиндрических роликов можно устанавливать два нешироких шкива, благодаря чему вес роликов уменьшается. Ширина роликов принимается 50 мм, диаметр по фирменным данным 180 мм, расстояние между внешними краями роликов — три четверти ширины ленты B . В качестве конструктивной разновидности ставят ролики с ребордами.

В случае салазок, изготовляемых из соснового дерева, рабочая поверхность их покрывается графитовой смазкой, периодически возобновляемой. Конструкция с салазками имеет преимущество конструктивной простоты и очень спокойного хода ленты.

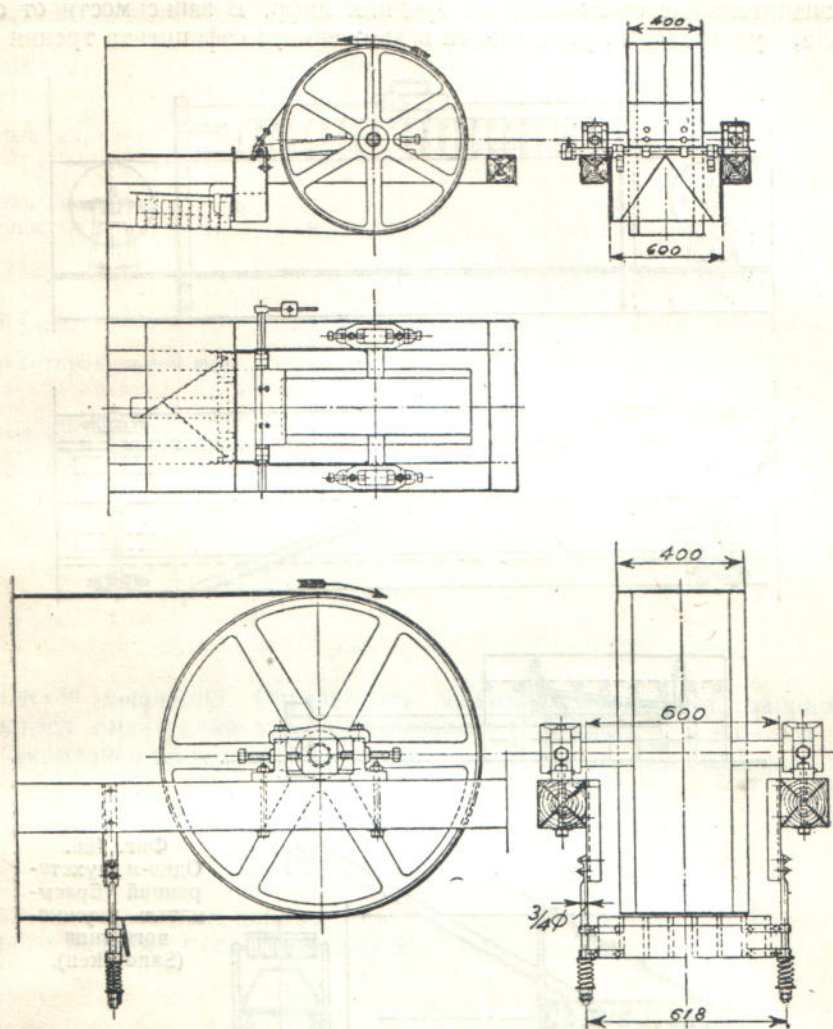
Расстояние между роликами, ввиду большего, чем в случае резиновых, натяжения ленты и малого собственного веса ее, принимается повышенным — от 2—3 до 4 м на рабочей ветви и 10 м на холостой.

3. *Приводной и отклоняющий барабан,* принимая во внимание главным образом прохождение жесткого заклепочного шва, изготавливается нормально диаметра 1 м, расстояние между ветвями сближается с помощью нажимных роликов до 750 мм. Ширина барабана принимается равной $\frac{3}{4} B$, причем средняя треть ширины делается цилиндрической, а крайние — с конусностью 1,5 мм для лучшего центрирования ленты.

В связи с тем что коэффициент трения лент по барабану невысок, а угол обхвата равен 180° или немного больше, сила натяжения ленты должна быть

¹ В последнее время, соединением с помощью продольных швов нескольких полос получают ленты большой ширины.

довольно значительной. Во избежание снижения коэффициента трения вследствие попадания на внутреннюю сторону ленты грязи, а также порчи ленты производится тщательная очистка внутренней стороны набегающей на хвостовой барабан ветви ленты, а также самого барабана, для чего ставят два скребка (фиг. 465, вверху). Как видно из фигуры, первый скребок набирается из тонких пластин, перекрывающих краями одна другую и пружинящих при прохождении под ними заклепочного шва, второй скребок делается цельным и снимаемая им грязь



Фиг. 465. Очистка ленты у барабанов (Sandviken).

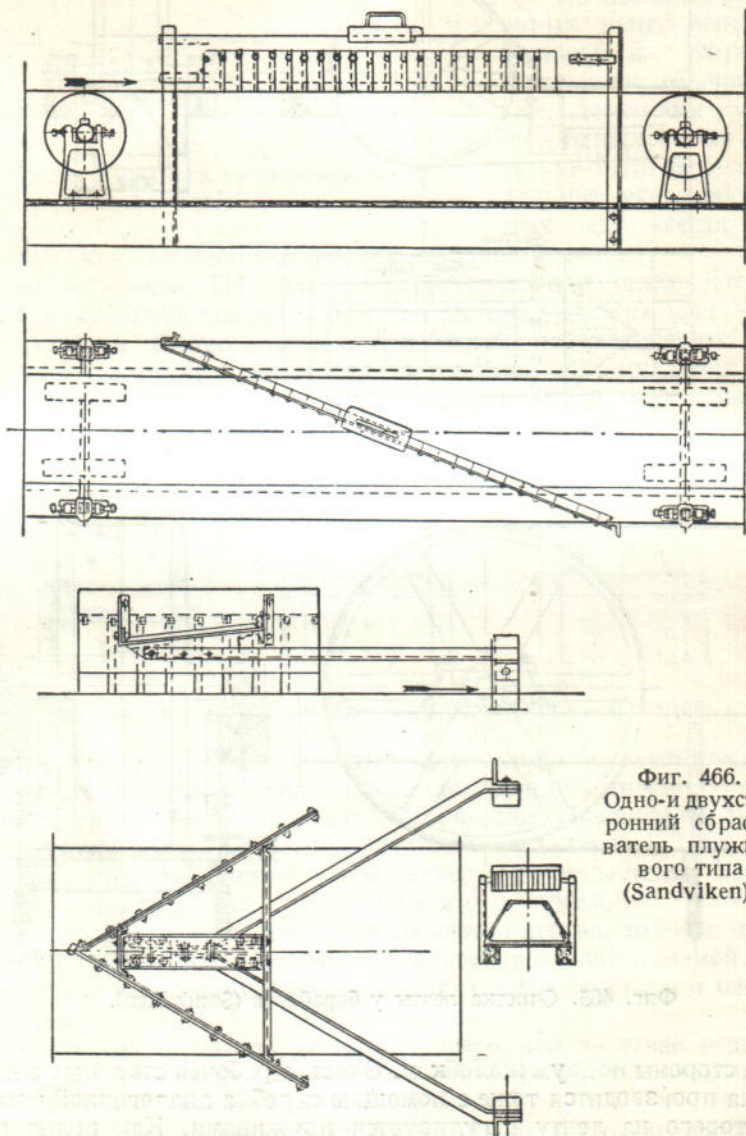
спускается в стороны по двум желобкам. Очистка рабочей стороны ленты у головного барабана производится тоже с помощью скребка аналогичной конструкции, давление которого на ленту регулируется пружинами. Как видно на той же фигуре, валы обоих барабанов вращаются в подшипниках с установочными нажимными винтами. Очень точная установка барабанов, как и опорных роликов, необходима для центрирования хода ленты.

4. *Загрузка и разгрузка.* Загрузка стальной ленты производится с помощью воронок, аналогичных устанавливаемым на резиновых лентах. Падение кускового материала прямо на ленту, во избежание порчи ее, не допускается.

Разгрузка материала производится — концевая у головного барабана и промежуточная с помощью плужковых сбрасывателей или скребков. Ввиду возможности начисто снимать материал без опасности повредить поверхность ленты

и малого коэффициента трения материала о ленту, этот вид промежуточной разгрузки надо в данном случае признать вполне рациональным. Два типа скребков — односторонний съемный и двухсторонний откидной показаны на фиг. 466.

5. *Производительность.* В противоположность резиновым или пластинчатым лентам, объемная производительность которых зависит от ширины и скорости ленты и только в малой степени от рода материала, на стальных гибких лентах последний фактор является решающим и дающим для разных материалов весьма значительные отклонения от средних цифр. В зависимости от свойства материала, кусковатости, угла откоса в движении, коэффициента трения о ленту



Фиг. 466.
Одно- и двухсторонний сбрасыватель плужкового типа (Sandviken).

и борты выбирают тип ленты: без бортов, с вертикальными или наклонными бортами. Практическим путем найдены также оптимальные скорости, дающие наибольшую производительность для постоянной ширины ленты. При больших скоростях, вследствие усиления сыпки материала с ленты или трения о борты, производительность уменьшается. Наибольшая нагрузка в литрах на пог. метр ленты шириною $B = 400$ мм, предельные скорости и углы наклона, а также род лент указаны в таблице 63. На основании этих данных часвая производительность находится по уравнению (23).

Предельные нагрузки, скорости и углы наклона для $B=400$ мм

Род материала	$\frac{q}{\gamma}$ (л/пог. м)	v (м/сек.)	β°	Система транспортера
Древесный уголь	40—50	1,0	14	С вертикальными или наклонными бортами, на салазках
Дробленый каменный уголь (крупностью до кулака) .	13	1,1	12	Без бортов, на роликах или салазках
Дробленая железная руда (крупностью до кулака) .	8—10	1,0	11	—
Цемент (порошок)	8	1,5	12	Без бортов, на роликах
Клинкер (округлой формы) .	4—5	1,0—1,1	6	Без бортов, на роликах
Клинкер (неправильной формы)	6—7	1,0—1,1	14	—
Древесные обрубки (без опилок)	40—60	0,65—1,0	14	С наклонными бортами
Древесные опилки	15	—	14	На роликах или салазках, без бортов
	40—60	—	14	На салазках, с наклонными бортами

6. *Расход мощности.* Определение расхода мощности на стальной ленте производится аналогично как для резиновой. Можно пользоваться приближенной фирменной формулой — для горизонтальных лент на роликах

$$N = \frac{v}{75} \left[\frac{fd}{D} L (q + q_a + q_p) + 50 \right], \quad (313)$$

принимая по фирменным данным $f = 0,15$, q_a — из таблицы 64 и q_p из расчета веса одного ролика около 8 кг (для $B = 400$).

Таблица 64

Вес стальных лент

Ширина × толщину	300 × 0,8	300 × 0,9	350 × 0,9	400 × 0,9	450 × 0,9	500 × 1,0	550 × 1,0	600 × 1,0
Вес q_a (кг/пог. м) . .	1,9	2,4	2,5	2,9	3,26	4,05	4,45	4,85

Для лент на салазках коэффициент трения равен 0,3—0,7, в среднем 0,5, в зависимости от рода материала, его влажности и пыльности. При наличии бортов рекомендуется повышать эти значения на 15%.

В подсчитанную таким образом мощность входит уже расход энергии на плужковом сбрасывателе. Установочную мощность мотора фирма рекомендует принимать с надбавкой в $1\frac{1}{2}$ — $2\frac{1}{2}$ л. с.

Получающийся по такому расчету расход мощности ниже даже, чем на резиновой ленте, что объясняют малым собственным весом ленты и роликов и малыми потерями на оборотных станциях. По свидетельству Zimmer'a, расход мощности на стальных лентах действительно очень мал.

Предельную длину нормальных горизонтальных лент, исходя из условий прочности ленты на шве, считают 50 м — на скользящих опорах (салазки), 100 м — на роликах и 75 м — на смешанных чередующихся по длине салазках и роликах. Впрочем, имеются указания и о более длинных лентах.

Выше был указан ряд достоинств транспортеров со стальными лентами, к которым, как следует из предыдущего, надо еще отнести малый расход мощности, удобную промежуточную разгрузку, простоту конструкции.

Обстоятельствами, тормозящими распространение стальных лент, являются: значительные трудности, связанные с их изготовлением, а также встречающиеся эксплуатационные неполадки — разрывы ленты на шве и перекосы при неровном шве или неодинаковой деформации по ширине ленты.

5. Подземные ленточные конвейеры

§ 1. Общее устройство и детали

Одна из областей применения ленточных транспортеров, в которой они за последние годы неизменно и быстро прогрессируют, — это подземная доставка по забою, по промежуточным штрекам и бремсбергам угля, руды и камня, а также породы и материалов.

Существующие конструкции таких конвейеров еще нельзя считать вполне отвечающими всем требованиям подземной доставки, однако — возможность получить высокую производительность, сравнительно большая длина доставки с помощью одного привода, спокойная и бесшумная работа, некоторая гибкость в вертикальной плоскости, простота ухода и возможность транспортирования вверх по восставанию, а также ряд других достоинств способствуют все большему распространению ленточных конвейеров в подземных условиях.

Развитие механизации зарубки и отбойки угля, применение врубовых машин более совершенного типа и режущих зубков к ним из сверхтвердых сплавов, применение комбайнов и наволочных машин открывают широкие возможности к повышению производительности забоя, а следовательно предъявляют соответствующие требования и к транспортным установкам. Этим повышенным требованиям не всегда могут удовлетворять такие виды подземного транспорта, как скрепер или, при малых углах падения, качающийся конвейер, и в подобных случаях их с успехом заменяет ленточный конвейер.

Главнейшие отличительные особенности подземных ленточных конвейеров состоят в следующем:

1. Габаритные размеры конвейера, особенно в высоту, должны быть весьма ограничены для возможности применения его на тонких пластах.
2. Конструкция конвейера, устанавливаемого в лаве, должна допускать удобную погрузку вручную по всей длине ленты.
3. Вследствие необходимости часто, с продвижением забоя, передвигать конвейер, конструкция его должна допускать быструю разборку и сборку, причем вес и размеры отдельных составных частей установки должны быть невелики и удобны для переноски.

Одним из условий, которое несомненно усилило бы еще преимущество лент, явилось бы рациональное разрешение вопроса о способе механического перемещения конвейера параллельно его оси без полной разборки на составные части, так как этим сократилось бы затрачиваемое на продвижение конвейера время.

4. Необходимым условием надежной работы ленты является установка конвейера строго в одной вертикальной плоскости, а поэтому конструкция конвейера должна обеспечивать правильную сборку отдельных звеньев его по длине.

5. Материал, переносимый подземными конвейерами, — рядовой уголь, часто в больших кусках. При прохождении по роликам крупные куски передают