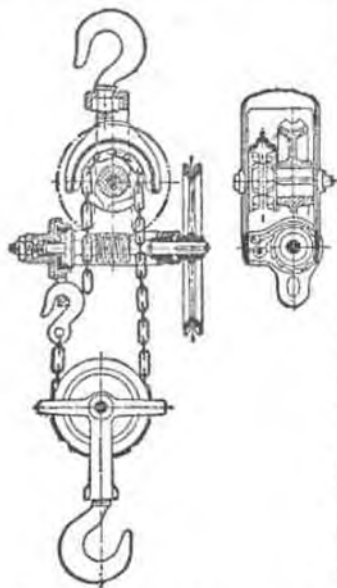


борами, либо червячная. Шестерни имеют четыре зубца; изготавливаются из квадратной стали и закаливаются. Станина из литого железа или литой стали. Коэффициент полезного действия от 0,4 до 0,6.

Цепные блоки. Подъемная сила от 0,5 до 10 т. Подъем от 3 до 6 м. Требуется возможно малый вес, поэтому необходим материал высокого качества с высоким допуском напряжением. Дифференциальный цепной блок Вестона в настоящее время устарел, ибо дает сильный износ цепи и цепного блока и весьма малый коэффициент полезного действия. Его заменяют червячными цепным блоком Беккера. Двухходовой червяк из ковальной стали с бронзовым червячным колесом, смазка маслом. Коэффициент полезного действия 0,62. Станина из ковального железа (фиг. 1180). Калиброванные кругловертные цепи. Червячный тормоз



Фиг. 1180.

Беккера. Поверхность трения коническая в конструкции Беккера, для плоской поверхности в конструкции Пехачека и цилиндрическая поверхность у Болцана.

Таблица 1. Винтовые подъемные блоки с фрикционным тормозом Е. Беккера.

Наибольш. подъемн. сила . . . kg	300	500	600	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500
Вес { с цепью для подъема в 3 м kg груза и ручной цепи в каждый лишний 1 м подъема kg	22	28	25	37	46	65	78	100	120	160	185
	2,5	3	3,5	4,5	5	7	8	10	12	14	16,5
	450	500	600	740	800	900	1000	1120	1200	1300	1300
Полная длина в сложенном состоянии (между внутр. концами крюков) mm	7	8	7	8	9	10,5	12	14	16	17,5	18,5
Толщина цепного железа . . . mm											

без подвижн. блока

с подвижным блоком.



Фиг. 1181.

Новейшие ценные блоки с цилиндрическими зубчатыми колесами по В и н д го ф у (фиг. 1181). Весьма высокий коэффициент полезного действия—до 0,9, зубчатые колеса закрыты кожухом, вес незначителен, небольшой размер, пыль и ржавчина на работу прибора влияния не оказывают. Тормоз с наклонными зубьями по В и н д го ф у. Поверхность трения, составленная из дисков, очень велка, износ соответственно мал.

Таблица 2. Блоки с цилиндрическими зубчатыми колесами системы Пехачека.

Наиб. подъемн. сила . . . kg	250	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	4000	5000
Вес для высоты подъема в kg	19	25	34	45	65	85	106	35	43	60
Вес на каждый 1 лишний метр высоты подъема более в kg	2,5	2,5	3	3,5	4,5	6	7	4	5	6
Размер между внутр. гранями крюков . . . mm	280	350	360	390	450	470	550	550	600	660
Наружн. diam. колеса . mm	160	210	250	304	378	378	450	210	240	304
Усилие тяги в цепи . . . kg	25	30	33	35	49	62	62	30	33	35
Толщина цепного железа mm	8	8	9,5	11	12,5	14	14,5	8	9,5	11

без подвижн. блока

с подвижн. блоком.

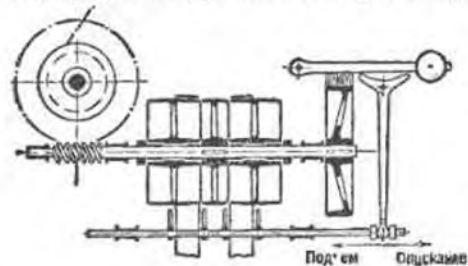
2. Передача от приводного вала.

Область применения. Целесообразна лишь в тех случаях, где уже имеется для других целей постоянно вращающийся приводный вал, поэтому применяется только для лебедок и подъемников в мастерских. Производительность находится в зависимости от передачи, служащей для соединения (сцепления) подъемника с передаточным валом.

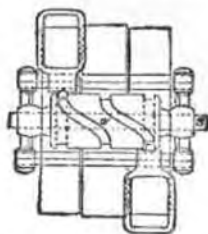
Клиновые (фрикционные) колеса. Диаметр движущего колеса около 250 mm; большое колесо, в клинообразный обод которого входит движущее колесо, имеет диаметр 1000 до 1500 mm; число клинообразных желобов—4. Сила, передаваемая по окружности одного клинообразного желоба—около 25 kg. Допускаемая скорость по окружности 4 м/сек. Наибольшая производительность поэтому $100 \cdot \frac{4}{25} = 5$ P. S. Обода обоих фрикционных колес входят друг в друга на глубину не более 5 mm, а в противном случае происходит сильный износ. Сцепление колес достигается путем взаимного их нажатия, при чем неизбежны толчки. Подъемники и лебедки, с применением клинообразных фрикционных колес, могут поэтому применяться лишь до скоростей груза в 0,4 м/сек.

Фрикционные соединения. Соединения при помощи разрезных пружинных колец по Штукенгольцу. Разрезное кольцо из чугуна, или, лучше, из марганцевой бронзы изготавливается так, чтобы оно пружинило во внутрь; кольцо в раздвинутом состоянии надевается на обточенный по цилиндру чугунный барабан. При помощи особого клина, концы кольца могут быть раздвигаемы, кольцо прилегает тогда к окружности цилиндрического барабана, производя на него равномерное давление. Коэффициент трения около 0,1. Соединения с применением тормозной ленты встречаются и в американских конструкциях. К стальной ленте прикрепляются на торец деревянные колодки (тополь), и в таком виде лента накинута вокруг чугунного диска. Применяется только в помещениях, где

нет сырости, ибо дерево гигроскопично. Коэффициент трения около 0,2. У обоих указанных фрикционных соединений давление не должно прево-



Фиг. 1182.



Фиг. 1183.

сходить $p = 5$ до 7 ат , ибо при увеличении давления коэффициент трения значительно уменьшается. Допускаемая скорость на окружности до 3 м/сек .

Допускаемая производительность $pv = 3$ до 5 . Фрикционные соединения с разрезными кольцами, при диаметре их до 400 мм , могут передавать до 10 Р. С. Соединения с тормозными лентами при диаметре шкива 800 мм передают до 30 Р. С. Большие нагрузки сокращают продолжительность службы.

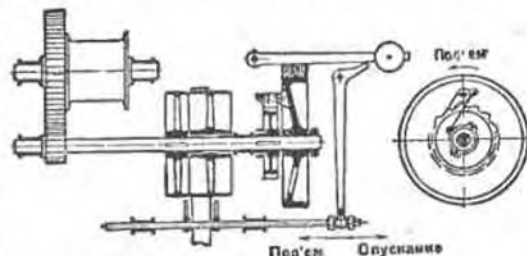
Передача холостым и рабочим шкивами. Применяется одинарный ремень шириной до 150 мм . Допускаемая нагрузка до 7 кг на 1 см ширины ремня. В виду необходимости иметь направляющие вилки скорость ремня не более 10 м/сек . Наибольшая производительность передачи поэтому не превышает 15 Р. С.

Тормоза. Для червячной передачи передача движения при помощи системы открытого и скрещенного ремней или при помощи обращенной передачи с двумя фрикционными соединениями; это необходимо для возможности опускания порожнего крюка. Полная надежность действия, ибо заданная скорость опускания никогда не может быть превзойдена. Для удержания груза на месте достаточен тормоз, который замыкается от действия особого груза и может быть разомкнут как при подъеме, так и при опускании груза с помощью особой тяги, соединяющей этот груз с распределителем ременной передачи. На фиг. 1182 представлена схема расположения приборов. Распределитель ременной передачи дол-

Фиг. 1184.

жен иметь такую конструкцию, при которой открытый ремень неподвижен, в то время когда скрещенный ремень перемещается, и наоборот; это достигается при помощи специального барабана, на окружности которого выточены круглые и спиральные канавки (фиг. 1183). Если бы оба ремня перемещались одновременно, то холостым шкивам следовало бы придавать двойную швину.

Обращенная передача с разрезными фрикционными кольцами по фиг. 1184. Если передача производится цилиндрическими зубчатыми колесами, то порожний крюк спускается сам собой при разомкнутом тормозе. В этом случае достаточен один открытый ремень. Тормоз должен быть храповой для того, чтобы подвешенный у крюка груз, будучи приподнят, не мог опускаться. На фиг. 1185 показана схема подобной установки. Детальная конструкция храпового тормоза приведена ниже (электрическая передача). Один ремень допускается в тех случаях, когда машинист может наблюдать опускающийся груз, ибо, в противном случае, легко превзойти допускаемую скорость опускания груза; для подъемников необходимо поэтому проектировать передачу открытым и скрещенным ремнем.



Фиг. 1185.

3. Передача движения двигателями внутреннего сгорания.

Область применения. Передача целесообразна во всех случаях, где нет электрического тока: на стройках и при временных установках. Двигатели внутреннего сгорания не могут быть пущены в ход под нагрузкой, почему условия пользования ими для подъемных машин также же, как для передачи от приводных валов, а именно: фрикционные соединения, или ременная передача скрещенным и открытым ремнем; производительность ограничивается пределом 15 Р. С.

Двигатель. По возможности компактная конструкция, малый собственный вес и спокойный ход без сотрясений; наиболее подходящими являются быстроходные двух- или, лучше, четырех-цилиндровые двигатели автомобильного типа. Регулирование скорости может происходить в ограниченной степени при помощи прорыва испаряшек.

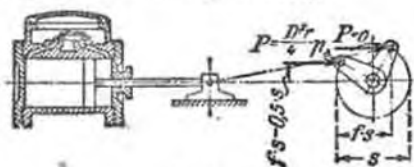
Тормоза, как и при передаче от приводных валов.

4. Передача паровыми машинами.

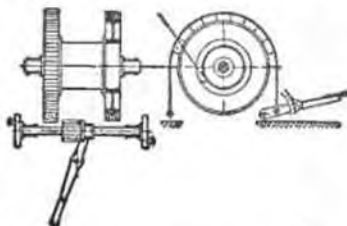
Область применения. Парообразование в специальных котлах применяется редко, ибо в этих случаях подъемник не всегда готов для действия. Для шахтных подъемных машин, судовых лебедок и пловучих кранов пар берется из котельной установки, предназначенной для других

целей. Длинные паропроводы обуславливают большие расходы по их содержанию и потерям пара.

Паровая машина. Необходимое условие, чтобы машина могла быть пущена в ход под полную нагрузку и во всех положениях кривошипа. Машины должны быть двойные с кривошипами под углом в 90°; наполнение не менее 0,75 хода поршня. Размеры паровых цилиндров определяются для условий пуска в ход при наименьшем положении кривошипа; последнее имеет место, когда золотник одного из цилиндров закрыт паропускное окно (фиг. 1186).



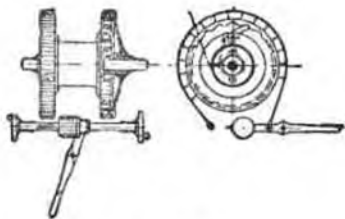
Фиг. 1186.



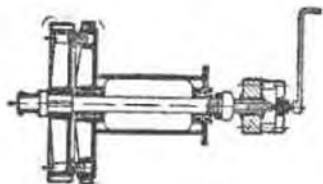
Фиг. 1187.

Момент при пуске в ход $= \frac{1}{4} D^2 \tau p_a \cdot (fs - 0,5s)$, где D — диаметр цилиндра в м, p_a — начальное давление в kg/cm^2 , f — наполнение в %, s — ход поршня в м.

Немедленно после пуска машины в ход, паровпускной клапан несколько прикрывается для того, чтобы машина не могла „повести“, т. е. чрезмерно увеличить число оборотов. Во избежание сотрясений число оборотов машины не более 200. Конструкция машины должна быть возможно проста: обыкновенный коробчатый золотник. Механизм перемены хода применяется только для судовых подъемников; переставные золотники для небольших машин и Стефенсонова кулепа — для больших.



Фиг. 1188.



Фиг. 1189.

Тормоза. Наиболее распространенная, но и наименее целесообразная установка показана на схеме фиг. 1187. Тормозная лента натягивается pedalю и удерживается в натянтом положении собачкой; движущая шестерня подвижная. Для подъема и опускания груза необходимо обслуживать четыре рукоятки: запорный клапан, рычаг от шестерни, pedal и собачку.

Более совершенной является установка по фиг. 1188. Тормозная лента замыкает храповой тормоз при помощи особого груза и размывает его от действия педали; шестерня подвижная. Здесь требуются только три рукоятки: у запорного клапана, у рычага шестерни и pedal. Груз в приданном положении удерживается на месте более надежно, чем в предыдущей схеме.

Наиболее простое решение приведено на схеме фиг. 1189. Тормоз конструируется как фрикционная муфта, вставленная между барабаном лебедки и цилиндрическим зубчатим колесом передаточного механизма; отныне устраняется необходимость отодвигания шестерни. Кривошипный вал удерживается от вращения в обратную сторону при помощи храпового колеса и собачки. Обслуживаются лишь две рукоятки: запорный клапан и тормозной рычаг. Фрикционная муфта имеет форму чугунного диска, обхваченного тормозной лентой с деревянной обкладкой.

5. Передача сжатым воздухом.

Область применения. Подъемные ворота в горном деле, когда для отделения грунта пользуются пневматическими буровыми машинами. Применяются двойные машины, как и при паровом действии; отверстие для отработанного воздуха непосредственно у золотниковой коробки без специальных патрубков; образующийся при расширении свог может тогда легко удалиться. Пневматические ворота все более и более вытесняются электрическими; последние более экономичны в действии и не подвержены влиянию погоды.

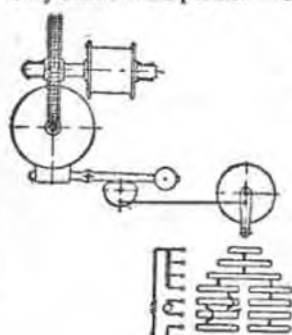
В мастерских, где работа производится пневматическими инструментами, применяются пневматические подъемники прямого действия. Удержание груза на месте возможно лишь в том случае, если воздушный цилиндр снабжается особым масляным тормозным цилиндром. Большой габарит по высоте. Воздух подводится при помощи равновесного рукава, почему подъемник может перемещаться лишь на незначительное расстояние. Часто применяется в Америке. Вытесняется электрической передачей.

6. Электрическая передача.

Область применения. Экономичность, надежность действия, готовность к действию во всякое время, портативность и подвижность электрических подъемных машин, а равно и легкая управляемость послужили причиной почти всеобщего применения электрической передачи для подъемных машин. По всей вероятности в ближайшее время все остальные типы передач, за немногими лишь исключениями, будут вытеснены передачей электрической.

Электродвигатели. Постоянный ток. В тех случаях, когда машина может наблюдать поднимаемый груз и когда отрицательных нагрузок нет, — сервес-мотор является наиболее подходящим для разного рода подъемников; он обладает большим моментом при пуске в ход, и скорость его автоматически устанавливается в зависимости от величины нагрузки. Шпунтовой двигатель применяется в тех случаях, когда машинист не может видеть поднимаемого груза и где имеет место отрицательная нагрузка; это встречается у всех подъемных машин, полезный груз которых отчасти уравновешивается противовесом, и у всех двух-

Таким образом, тормоз должен удерживать грузы на месте перед опусканием и после опускания, а равно и замедлять движение груза и течение времени, предшествующего его остановке—остановочный тормоз,—тормоз должен также принимать на себя работу опускающегося груза при установившемся его движении с данной скоростью—спускной тормоз.—Остановочный тормоз должен быть всегда тормозом механическим, спускным тормозом может служить также и электродвигатель, надлежащим образом включенный в сеть.



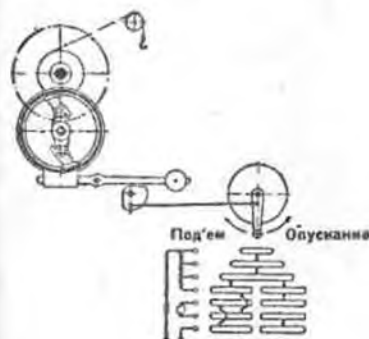
Фиг. 1192.

Кулачный остановочный диск. На фиг. 1192 представлена схема такого тормоза. На одну из осей движущегося механизма надет на шпонке тормозной диск, у которого колодки или тормозная лента смыкаются от действия нагрузки или пружины. Двойной кулак, соединенный с пусковым реостатом, например, при помощи тяги размыкает тормоз как при подъеме груза, так и при его опускании. Одновременное размыкание тормоза и разгон двигателя при начале подъема далеко не всегда имеют место, почему кулачный остановочный тормоз применяется у подъемников с червячной передачей; при этой последней, даже в случае весьма крутого червяка, обратный ход не может последовать немедленно. В виду необходимости иметь соединительную тягу между пусковым реостатом и тормозом, последний находит применение лишь тогда, когда машинист может находиться непосредственно у поднимаемого груза, т.-е. „при управлении на близком расстоянии“.

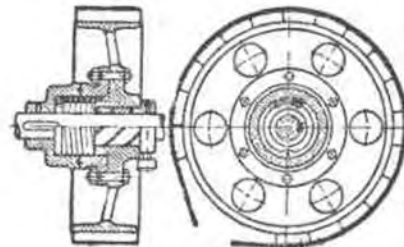
Храповой остановочный диск. Схема на фиг. 1193. Тормозной диск не надет нагуло на ось, а соединен с движущим механизмом при помощи храповика и собачки. Груз, действующий на тормоз, приподнимается рычагом, непосредственно связанным с пусковым реостатом, лишь при опускании груза; во время подъема груза тормозной диск отделяется от движущего механизма при помощи храпового механизма. При начале подъема здесь обратное движение груза вниз невозможно; этот тип тормоза поэтому может применяться для подъемников, у которых передача производится плоскими зубчатыми колесами. Храповой механизм должен быть снабжен либо управляющей собачкой, которая во время подъема автоматически выходит из зацепления, либо frictionной собачкой, зажимающейся в обод соответственного фрикционного диска. Этот тормоз, так же как и предыдущий, в виду имеющейся соединительной тяги между кулаком и реостатом, служит лишь для управления на близком расстоянии. Одна из лучших конструкций—завода Шюрмаш—показана на фиг. 1194.

Остановочные тормоза с грунтовыми магнитами. Схема на фиг. 1195. Тормозной диск насажен нагуло на один из валов движущего механизма; нагрузка тормоза, как во время подъема груза, так и при его опускании, приподнимается электромагнитом, включенным

в цепь параллельно с электродвигателем. Одновременное поднятие тормозного груза и пускание двигателя в ход здесь обеспечено, поэтому тормоз применим для передачи цилиндрическими зубчатыми колесами.

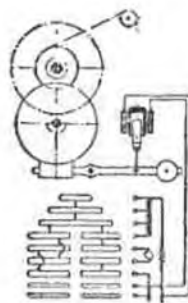


Фиг. 1193.

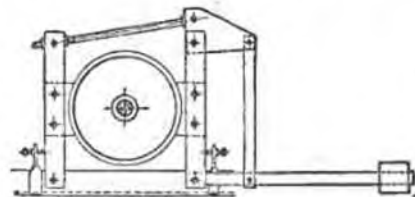


Фиг. 1194.

Соединительной тяги между тормозным грузом и пусковым реостатом не требуется, почему управление тормозом может происходить „на расстоянии“. При трехфазном токе электромагнит заменяется особым электродвигателем, который при работе вращается, прижимаясь к особому пружинному основанию, через который проходит ток до тех пор, пока тормоз разомкнут. Передача от этого электро-



Фиг. 1195.

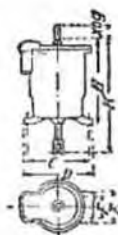


Фиг. 1196.

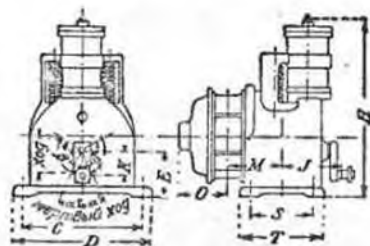
мотора к тормозному грузу производится при помощи зубчатой полосы или зубчатого сектора. Конструкция предпочтительнее тормоз с двойной колодкой (фиг. 1196), подающийся, по сравнению с ленточным тормозом, более точной регулировке, и не подвергающийся вал изгибу. Тормозные диски от 200 до 1500 мм диаметром, по нормам DIN 535.

Таблица 3. Шунтовые подъемники с магнитами для тормозов (зав. AEG, фиг. 1197).

Подъемная сила при 25% 40% времени включения	Поъем	C	D	E	F	H	K
7	4,5	30	86	110	—	—	204
12,5	9,5	40	104	130	—	—	311
19	14	60	120	150	—	—	312
30	21	80	180	225	105	60	385
86	52	50	300	350	150	100	508
93	60	80	300	350	150	100	425
95	76	100	350	410	180	120	496
130	100	150	400	470	220	150	615



Фиг. 1197.



Фиг. 1198.

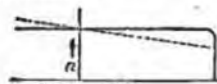
Таблица 4. Трехфазные тормозные моторы (зав. AEG, фиг. 1198).

	P	h	C	D	E	H	J	K	M	O	S	γ	α°	β°
Открытый	50	100	346	396	145	≈ 550	166	70	189	137	17-	48	23°	120°
Закрытый	35	100	346	396	145	≈ 550	166	70	221	154	17-	238	25°	120°

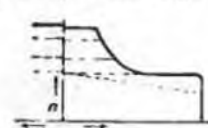
(P—подъемная сила в кг; h—подъем).

Генераторный спусковой тормоз. Если шунтовой двигатель или мотор с контактными кольцами включить таким образом, чтобы он вращал канатный барабан в направлении, соответствующем опусканию груза, то этот двигатель превращается сам собой в генератор, как только максимальная его скорость будет пройдена, примерно, на 10%; дальнейшее увеличение скорости невозможно (фиг. 1199). Включение предварительного сопротивления увеличило бы скорость опускания. Применение подъемника и рудничные лебедки. Помощью мотора с регулируемым маг-

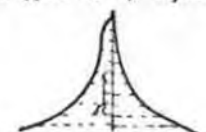
нитным полем (фиг. 1200) скорость спуска может быть понижена до $1/2$ и $1/4$. Выгоден при бестоходных лифтах. Схема Леонарда допускает регулирование скорости спуска почти до нуля (фиг. 1201). Применяется у шахтных подъемных машин.



Фиг. 1199.

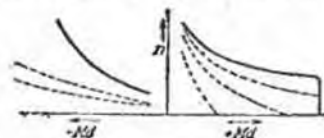


Фиг. 1200.



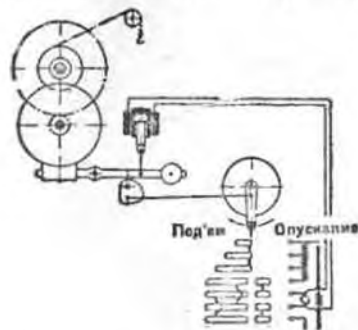
Фиг. 1201.

Коротко-замкнутый спусковой тормоз. Шунтовой двигатель выключается из сети при опускании груза и коротко замыкается через магнитное поле и предварительное сопротивление. Регулирование скорости спуска через сопротивление (фиг. 1202—1203). При 1 периоде спуска через магнитное поле проходит как ток короткого замыкания, так и ток сети, и, вследствие этого, получается сильное возбуждение, при чем скорость пуска будет незначительна. Здесь применяют обыкновенный спусковой тормоз для кранов. При моторах с контактными кольцами спускающаяся тяжесть тормозится выключением тока обратного направления.



Фиг. 1202—1203.

Кулачковый спусковой тормоз. Кулачковый остановочный тормоз может быть применен так же, как и спусковой; для этой цели пуско-



Фиг. 1204.

вой реостат (или контроллер) должен иметь такую конструкцию, чтобы при обратном движении распределительной рукоятки сначала не происходило бы смещения тока, а лишь размыкание тормоза (фиг. 1193). Работа опускающегося груза превращается путем трения в теплоту. Допустимая

нагрузки трущихся поверхностей будет соответственно малой. Вследствие отсутствия магнитного тормоза это — одно из простейших приспособлений для тех случаев, когда ножатый находится вблизи подъемника. Применяется для береговых кранов.

Спускание тормоза с шунтовыми магнитами. Если магнитный остановочный тормоз при помощи тяги соединить с пусковым реостатом, то его можно одновременно утилизировать как тормоз спусковой (фиг. 1204). Схема применима для передачи цилиндрическими зубчатыми колесами, но не для управления на расстоянии. Допускаемая нагрузка и область применения — как для кулачного спускового тормоза.

Допустимая работа трения на 1 cm^2 трущейся поверхности = pv , где плоскостное давление в ат: $p = N/f$; скорость скольжения: $v = 2R$ т.л.: 60 в м/сек, где:

N — давление на поверхность трения в кг;

f — поверхность трения в cm^2 ($= 2R\pi b^{3/4}$ у ленты обхватом $3/4$ окружности и $= 2lb$ у двух колодок длиной l см и шириной b см);

n — количество оборотов/мин;

$pv \leq 20$, для кратковременной работы и слабого отвода тепла (деревянные колодки),

≤ 10 , при длительной работе и плохом отводе тепла (металлические поверхности, погруженные в масло, или хорошо смазанные деревянные колодки с охлаждающимся водой тормозным диском),

≤ 30 , при длительной работе и хорошем отводе тепла (металлические поверхности, погруженные в масло, или хорошо смазанные деревянные колодки с охлаждающимся водой тормозным диском).

б) Подвешивание груза.

1. Цепи из круглого железа. Цепи некалиброванные, с короткими звеньями. Применяются в случаях большой жесткости проводочного каната, либо когда канат ржавеет.

Таблица 5. Цепи. Размеры согласно норм DIN 672 (фиг. 1205).
Размеры в мм.

Кругл. желез. диам. d	Внутр. шир. b	Внутр. длина l	Полеск. усилие тяги в кг	Вес 1 м кг	Кругл. желез. диам. d	Внутр. шир. b	Внутр. длина l	Полеск. усилие тяги в кг	Вес 1 м кг
7	10	22	350	1,1	24	36	67	5 500	13
8	12	24	500	1,35	27	40	75	6 750	17
9,5	14	27	750	2	30	45	84	8 500	21
11	17	31	1000	2,7	33	49	92	10 500	25
13	20	36	1500	3,8	36	54	100	12 250	30
16	24	45	2500	6	40	60	110	15 100	36
19	29	53	3500	8,1	44	66	120	18 500	45
22	34	62	4500	11					

[Цепи следует испытывать по всей длине на удвоенное полезное усилие тяги. При приемках следует брать пробу для испытания сопротивления разрыву на каждые 50 м длины. Сопротивление разрыву — 4-кратное в установках полезное усилие тяги. При невыгодных условиях, напр., с ударами, указанные значения для полезного усилия уменьшены вдвое].

Материал — литая сталь (пудлинговая сталь только по особому заказу).

Испытание производится на растяжение и изгиб. Расчет обыкновенно ведется только на растяжение с соответственно уменьшенным напряжением:

$$P = (2d^2\pi : 4) \cdot K_2$$

[Сопротивление разрыву (получено разрывом 3—5 звеньев)¹⁾:

$$K_2 = 2400 \text{ kg/cm}^2 \text{ (нормы морского министерства)}$$

$$K_2 = 2800 \text{ kg/cm}^2 \text{ (согласно данным ДЕМАН)}$$

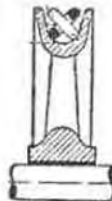
Допускаемое напряжение:

$$K_2 = 600 \text{ kg/cm}^2 \text{ в благоприятных случаях (четырёхкратный коэффициент безопасности),}$$

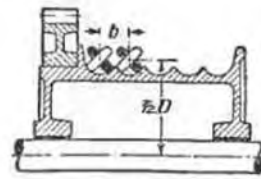
$$K_2 = 300 \text{ kg/cm}^2 \text{ в неблагоприятных случаях (восьмикратный коэффициент безопасности).}$$

Цепной блок и барабан. Сечение канавки делают так, чтобы цепь лежала в любом положении: отсюда радиус $= 1,75d$ (фиг. 1206 и 1207); ширина бороздки $b = 3d$ (d — диаметр круглого железа). Диаметр блока и барабана $D \geq 20d$ с целью уменьшения напряжения от изгиба. Укрепление цепи на барабане согласно фиг. 1208. Укрепление

конца — одним или двумя винтами. Избегать перекручивания цепи.



Фиг. 1206.



Фиг. 1207.



Фиг. 1208.

Калиброванные цепи с короткими звеньями. Применяются при ручных приводах, так как благодаря неизбежным ударам и срабатыванию при механических приводах точные размеры нельзя было бы сохранить.

¹⁾ См. стр. 1.

Таблица 6. Цепи. Размеры по DIN 671 (фиг. 1200).

Ручная цепь. Размеры в мм.

Круглое железное diam. d	Внутр. ширина b	Внутрен. длина l	Половая сила kg	Вес 1 м в kg
6	8	18,5	175 250	0,5 0,72



Фиг. 1200.

Подъемная цепь. Размеры в мм.

Круглое железное diam. d	Внутр. ширина b	Внутр. длина l	Половая сила kg	Вес 1 м в kg
7	8	22	350	1
8	9,5	24	500	1,3
9	11	27	750	1,9
11	13	31	1000	2,7
13	16	36	1500	3,75
16	19	45	2500	5,8
19	23	53	3500	8
23	28	64	5000	12

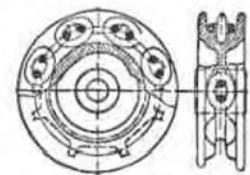
Цепи немыываются всей своей длиной на двукратное полезное усилие. При этом же следует брать пробу для испытания сопротивлению на разрыв на каждые 30 м цепи. Сопротивление разрыву \geq четырехкратное полезного усилия тяги. Сила, являющаяся вследствие опоздания при спуске, включая растгивающее усилие, являющееся весом поднимающейся тяжести, не должна превосходить величину полезного усилия тяги, указанного в таблицах.

Материал. Литое железо, прочностью 36 до 40 kg/mm² с удлинением 22—18%.

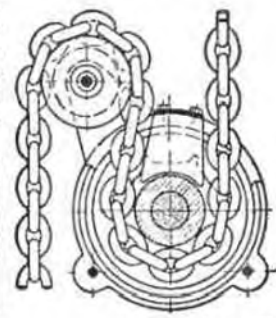
Напряжение. Меньшее, нежели у круглых железных цепей, для избежания вредных изменений формы вследствие плохого обхвата колеса. $k_2 \leq 600$ kg/cm² — в благоприятных условиях (постепенное торможение).

$k_2 \leq 300$ kg/cm² — в менее благоприятных условиях (резкое торможение).

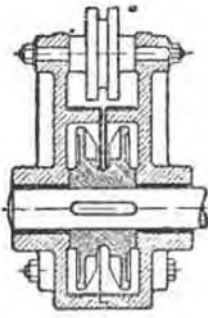
Цепные колеса. Позволяют возможное уменьшение грузового плеча и применение большой длины цепей при наименьшей потреб-



Фиг. 1210



Фиг. 1211.



ности в месте. На тяговом колесе они дают возможность ручного привода с любой высоты ($d = 6$ до 7 мм). Тяга рабочего на ручной цепи ≤ 30 kg. Цепное колесо с 8-ю зубцами (фиг. 1210).

Если l — длина звена в свету и z количество зубьев цепного колеса, то радиус делительного круга

$$r = \frac{1}{2} \sqrt{\left[\frac{l}{\sin(90^\circ/z)} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos(90^\circ/z)} \right]^2}$$

Для слабых цепей с большим количеством зубьев (тяговое колесо) можно принять

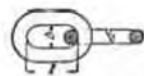
$$r = l : 2 \sin(90^\circ/z).$$

Концы цепи, сбегаящий со шкива, следует отклонить при помощи направляющего ролика a или бугеля так, чтобы зацепление происходило по крайней мере на половине окружности цепного колеса; скребок должен освобождать звенья цепи (фиг. 1211).

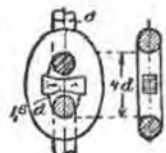
Калиброванная и некалиброванная конвейерная цепь с длинными звеньями. Область применения: для цепных дорог, для буровых шахт.

Материал: литая сталь (пудлинговая сталь по особому заказу)

Приход: цепной шкив с выступами с радиально закрепляемыми захватами для калиброванных конвейерных цепей; гладкие цепные блоки с двумя желобами с промежуточным блоком для некалиброванных конвейерных цепей.



Фиг. 1212.



Фиг. 1213.

Таблица 7.

Размеры по DIN 670

(фиг. 1212), размеры в мм.

Круглое железное diam. d	Внутр. ширина b	Внутрен. длина l	Вес 1 м в kg
16	24	56	5,2
18	27	63	6,5
20	30	70	8,2
22	33	77	10
24	36	84	12
26	39	91	14,5
28	42	98	16,5
30	45	105	19

Цель с распорками. Применяется для якорей; прочность на 20% больше цепей без распорок. Форма согласно фиг. 1213.

Нагрузка:

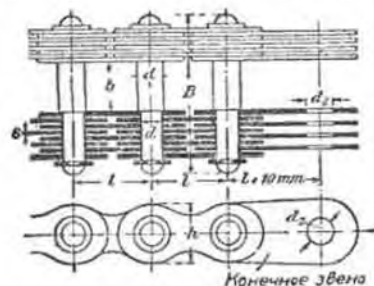
Сопротивление разрыву $K_{br} = 2700$ kg/cm² (норма морского министерства).

Пробная нагрузка . . . $k_p = 1800$ kg/cm² (норма морского министерства).

Допускаемое напряжение $k_2 = 955$ kg/cm² (норма морского министерства).

2. Цепь Галля. Применяется вследствие высокого относительного давления на болты только при небольших скоростях $< 0,5$ m/sec. Вследствие быстрого ржавления не применяется на открытом воздухе; недопустимо также применение ее в пыльных помещениях. Большой вес

исключает применение этого рода цепей для больших подъемов. Употребление этих цепей выгодно при весьма большом растягивающем усилии, небольших скоростях и небольшом ходе. Необходима хорошая смазка.



Фиг. 1214.

Давление на стенки болтов:

$$p = P : dsi = 800 \text{ до } 1100 \text{ kg/cm}^2.$$

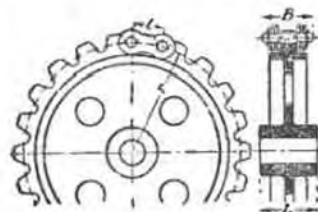
Таблица 8. Цепи Галля, размеры¹⁾, зав. Цобель, Нейберт и К^о (Шмалькальден).

P — скрытая грузоподъемность, q — собственный вес в kg/m и i — количество пластин.

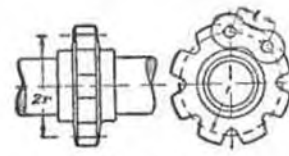
P kg	t mm	i	s mm	h mm	d mm	d_1 mm	b mm	B mm	d_2 mm	q kg/mm	Примечания
100	15	2	1,5	12	4	5	12	23	6	0,7	Сделана без подкладки
250	20	2	2	15	6	7,5	15	38	9	1,0	
500	25	2	3	18	8	10	18	38	12	2,0	
750	30	4	2	20	9	11	20	45	13	2,7	
1 000	35	4	2	27	10	12	22	50	15	3,8	Сделана с подкладкой
1 500	40	4	2,5	30	12	14	25	60	18	5,0	
2 000	45	4	3	35	14	17	30	67	1	7,1	
3 000	50	6	3	38	17,5	22	35	90	26	11,1	
4 000	55	6	4	40	21	24	40	110	32	16,5	Сделана с подкладкой
5 000	60	6	4	46	23	26	45	118	34	19,0	
6 000	65	6	4	53	24	28	45	125	36	24,0	
7 500	70	8	4,5	53	26	32	50	150	40	31,5	
10 000	80	8	4,5	65	30	34	60	165	45	34,0	Скреплен пая болтами.
12 500	85	8	5	70	31	35	65	180	47	44,8	
15 000	90	8	5,5	75	34	38	70	195	50	51,1	
17 500	100	8	6	80	36	40	75	208	54	58,1	
20 000	110	8	6	85	38	43	80	215	56	74,4	Сделана пая болтами.
25 000	120	8	6,5	100	40	45	90	235	60	83,3	
30 000	130	8	7	106	45	50	100	255	65	100,0	

¹⁾ См. также стр. 283.

Цепное колесо¹⁾. Оси цепей (фиг. 1215) из кованной стали и цепные колеса (фиг. 1216) из литой стали снабжаются по сторонам ободами, на которые накладываются головки накладок. Наименьшее количество зубьев $z = 8$; профиль головок зубьев образуется частями окружности круга, описываемого вокруг центра смежного звена. Предохранительный кожух недопустим. Радиус делительного круга: $r = t : [2 \sin (180/z)]$.



Фиг. 1215.



Фиг. 1216.

Направляющие ралки имеют, вместо зубьев, гладкие цилиндрические вентри, на которые и ложатся болты.

3. Проволочный канат. Преимущества каната — надежность в работе, так как разрушение происходит лишь постепенно, большая эластичность, занимает незначительное место на барабанах; незначительный собственный вес, бесшумный ход, что делает удобным применение этого каната для больших скоростей (до $v = 30 \text{ m/sec}$). Многорядные канаты применяются с большим коэффициентом полезного действия для подъема больших грузов (до 250 т).

Конструкция. Проволочные канаты из большого количества тонких проволок более гибки, нежели канаты из малого количества толстых проволок, но более подвержены заржавлению. Крутка по способу Альберта избегается легче и более прочна, чем крутка вкрест, но канат более скручивается при нагрузке и разгрузке, поэтому она применяется только у направляемых тжестей. Канаты у которых отсутствует скручивание, составлены из прядей с правым и левым ходом.

Наиболее употребительны:

Канат для шахтных подъемников. Диаметр барабана и скорость велики, ржавление опасно, поэтому канат делается из толстых проволок; большей частью 2 или 3 мм. Диаметр барабана > 1000 диаметров проволоки и > 100 диаметров каната.

Канат для подъемников с треугольными прядями. Сердешинки прядей не пенные, а состоят из трех фасонных проволок, образующих вместе треугольник. Компактностью обуславливается незначительный диаметр каната и хорошее залегание каната на желобке и прядей между собой.

Крановый канат из круглых прядей. Диаметр барабана и скорость каната малы, поэтому канат изготовляется из тонких проволок; большей частью 0,8—2 мм. Диаметр барабана ≥ 500 диаметров проволоки.

¹⁾ См. также стр. 282.

Таблица 9. Проволочный канат для кранов, подъемников, блоков, DIN 655.

Крутка на крест

Крутка по способу Альберта.



Фиг. 1217 а, б.

Фиг. 1218 а, б.

правый ход г, левый ход I

правый ход г, левый ход I.

Проволоки в прядях имеют направление противоположное прядям в канате.

Проволоки в прядях и пряди в канате имеют одинаковое направление.

Обозначение проволочного каната с диаметром в 20 мм из 6 прядей по 37 проволок диаметром 0,9 мм; проволочный канат В 20, DIN 655¹⁾.

Т и п	Прядь каната Кол-во проволок для 1 пряди	Общее кол-во проволок	Диаметр каната в мм	Диам. отдельн. пров. в мм	Сечение всех пров. в канате в мм ²	Аналитич. вес в кг/мм	Сопротивление кг/мм ²			
							130	160	180	
А	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2290	2570
				8	0,5	22,4	0,21	2910	3580	4030
				9,5	0,6	32,2	0,30	4190	5150	5800
				11	0,7	43,9	0,41	5700	7020	7900
				13	0,8	57,3	0,54	7450	9170	10310
				14	0,9	72,5	0,68	9430	11600	13050
				16	1,0	89,4	0,84	11630	14300	16090
				17	1,1	108,3	1,02	14060	17380	19490
				19	1,2	128,9	1,22	16760	20620	23300
				20	1,3	151,3	1,43	19670	24190	27290
				22	1,4	175,2	1,66	22820	28060	31590

Фиг. 1219.

6 × 19 = 114 проволок
в 1 волокончатой впадине

Т и п	Прядь каната Кол-во проволок для 1 пряди	Общее кол-во проволок	Диаметр каната в мм	Диам. отдельн. пров. в мм	Сечение всех пров. в канате в мм ²	Аналитич. вес в кг/мм	Сопротивление кг/мм ²			
							130	160	180	
В	6	37	222	9	0,4	27,9	0,26	3630	4460	5020
				11	0,5	43,6	0,41	5670	6980	7850
				13	0,6	62,8	0,69	8160	10050	11300
				15	0,7	85,4	0,81	11100	13660	15370
				18	0,8	111,6	1,06	14510	17660	20090
				20	0,9	141,2	1,34	18360	22590	25420
				22	1,0	174,4	1,65	22670	27900	31390
				24	1,1	211,0	2,00	27450	33750	37990
				26	1,2	251,1	2,38	32640	40180	45260
				28	1,3	294,7	2,80	38310	47150	53050
				31	1,4	341,7	3,24	44420	54670	61510
				33	1,5	392,3	3,72	51000	62770	70610
6 × 37 = 222 проволок в 1 волокончатой впадине	6	37	222	35	1,6	446,4	4,24	58090	71420	80360
				37	1,7	509,9	4,78	65510	80620	90700
				39	1,8	564,9	5,38	73440	90380	101680
				42	1,9	629,4	5,97	81820	100700	113290
				44	2,0	697,4	6,62	90660	111600	125530
				20	0,7	140,9	1,33	18320	22540	25360
22	0,8	183,9	1,74	23900	29420	33100				
25	0,9	232,8	2,21	30260	37250	41900				
С	6	61	366	28	1,0	267,5	2,73	37380	46000	51750
				31	1,1	347,8	3,30	45210	55650	61600
				34	1,2	413,9	3,93	53800	66200	74500
				36	1,3	485,8	4,61	63150	77790	87440
				39	1,4	563,4	5,35	72440	90140	101410
				42	1,5	646,8	6,14	84050	103490	116420
				45	1,6	735,9	6,99	95670	117740	132460
				48	1,7	830,7	7,89	107990	132910	149630
				51	1,8	931,4	8,84	121090	149030	167650
				53	1,9	1037,7	9,85	134900	166090	186790
				56	2,0	1149,8	10,92	149470	183970	206900

В



Фиг. 1220.

6 × 37 = 222 проволок
в 1 волокончатой впадине



Фиг. 1221.

6 × 61 = 366 проволок
в 1 волокончатой впадине

Поддерживающий канат. Состоит из одного струга, либо из очень толстых круглых проволок, либо из фасонных проволок, образующих гладкую поверхность. Большая сопротивляемость ржавчине и износу, но малая гибкость, поэтому у натяжных роликов необходимо включать ценные звенья. Исключительно для подъемных всяческих дорог.

Загрузка. Применяется сиенс-мартемовская стальная проволока с сопротивлением на разрыв $K_2 = 12\ 000$ до $18\ 000$ кг/см². Сопротивление каната на разрыв на испытательной машине на 10% меньше сопротивлений разрыву, помещенных в таблице значений для отдельной проволоки.

$$\text{Полное напряжение } k = k_2 + k_b,$$

$$\text{Напряжение от растягивания } k_2 = S \cdot \frac{1}{4} \pi f,$$

¹⁾ Канаты скручиваются накрест или с правым ходом, если не предъявляется особое требование с левым ходом. В этом случае обозначение будет следующее: канат ВЛ 20 DIN 655. Сечение каната и вес метра могут различаться на $\pm 5\%$ от установленного веса.

При расчете сопротивления износу берут сумму всех проволок составляющих канат. Значение сопротивления износу отдельных проволок, составляющих канат, может различаться со средним значением всего каната на $\pm 10\%$. Сечение барабана, шкивов и роликов берут обозначение 50С-кратным сечения проволоки. Желобки должны умещать в себе $\frac{1}{2}$ объема каната. Расстояние желобков выбирается так, чтобы канаты при отклонении не касались друг друга. Зацепление каната в желобках не должно иметь места.

Канаты из проволок с сопротивлением в 130 и 160 кг/мм² бывают голые или оцинкованные, со 180 кг/мм² исключительно голые.

Материал: стальная проволока с сопротивлением 130—180 кг/мм².

Напряжение при изгибе $k_b = cE \cdot \delta : D$.

Здесь S — статическая нагрузка + сопротивление массы в кг, δ — толщина проволоки в мм, D — диаметр барабана в мм, i — количество проволоки в сечении, $E = 2150000 \text{ kg/cm}^2$ для стальной проволоки.

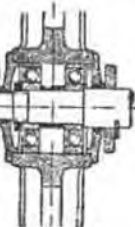
Исааксен (Z. d. V. d. I. 1907, стр. 652) рекомендует $c = 1/2$ для кабатов, изгибаемых в одном направлении, и $c = 1$ для кабатов, изгибаемых попеременно в обоих направлениях.

$k = 12000/10$ или $18000/10$ для цепей при пассажирском движении
 $k = 12000/6$ или $18000/6$ для грузового транспорта.

Канатный блок. Канатный блок снабжен одним желобом согласно фиг. 1222 (нормы DIN 690) без подкладки под канатом в ободу. В большинстве случаев необходимы предохранительные ободки для предупреждения соскальзывания каната из бороздки. Канатный блок с шариковым подшипником см. фиг. 1222.

Таблица 10. Профиль желоба поддерживающего ролика (DIN 690) (фиг. 1222).

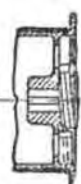
Диаметр каната	b	e	r
6,5—9	30	20	18
9,5—14	40	30	25
15—20	56	40	32
22—28	72	50	40
28—31	80	60	48
33—39	95	72	56
42—48	115	85	64
51—56	135	100	75



Фиг. 1222.



Фиг. 1223.



Фиг. 1224.



Канатный барабан имеет винтообразно выточенную полукруглую сечени бороздку: ширина бороздки приблизительно на 2 мм больше толщины каната. Отклонение каната от среднего положения $\leq 1/50$.

Укрепление каната производится таким образом, чтобы канат, уменьшающийся в толщине благодаря постепенному старению пеньковой

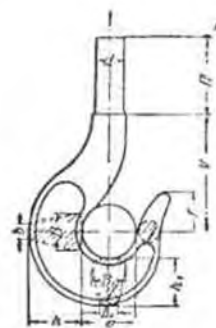
сердцевина, не мог выскользнуть и мог бы быть легко заменен. Целесообразно либо укрепление многократным обкручиванием вокруг ступицы барабана (фиг. 1223), либо укрепление посредством клина (фиг. 1224).

4. Пеньковый канат применяется в виде петли для подвешивания грузов на крюк (см. таблицу 11).

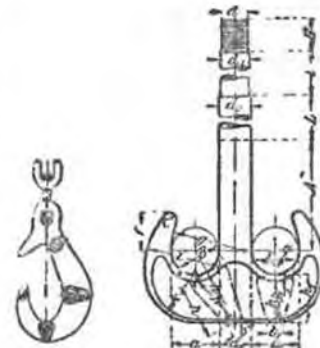
Таблица 11. Размеры пенькового каната.

(Зап. Фельтен и Гильом, Кельн на Рейне).

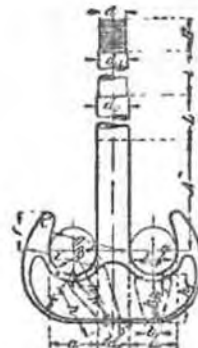
Толщина каната мм	Вес каната кг/м	Грузоподъемность в кг при 8-кратной прочности		
		Резьба черная лопка	Чистая шпильная лопка	Пальмовая шпильная лопка
13	0,14	130	145	165
16	0,21	200	230	251
18	0,25	254	290	330
20	0,31	314	350	393
23	0,39	416	470	519
26	0,51	531	600	663
29	0,67	600	740	825
33	0,80	855	960	1067
36	0,96	1017	1145	1271
39	1,15	1194	1340	1492
46	1,50	1661	1870	2055
52	1,95	2122	2390	2599
55	2,25	2246	2498	2783
60	2,55	2473	2755	3180
65	2,90	2694	2984	3563
70	3,50	2855	3221	3846
75	3,90	3160	3587	4101
80	4,50	3328	4020	4460
85	5,00	3757	4395	4890
90	5,60	4133	4948	5404
95	6,30	4675	5400	5932
100	7,20	5163	5887	6478
110	8,50	6076	6886	7508
120	9,60	7206	8051	8890
130	11,50	8300	9286	10163
140	13,60	9610	10577	11535
150	15,30	10810	11760	12865



Фиг. 1225.



Фиг. 1226.

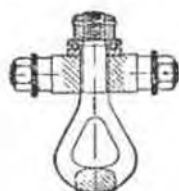


Фиг. 1227.

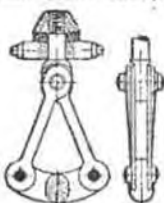
5. Грузовые крюки. Обыкновенные крюки (фиг. 1225) с большим отверстием, для небольших скоростей подъема до 0,25 м/сек. (См. таблицу 12, стр. 923). Обыкновенные крюки с малым отверстием в предохранителем от выскакивания каната (фиг. 1226) для больших скоростей. Двойные крюки (фиг. 1227, таблица 12а, стр. 923) для литейных и механических мастерских.

Ушко составленные из 1 части (фиг. 1228) для грузов ниже 25 тонн; составленные из трех частей для грузов свыше 25 тонн (фиг. 1229).

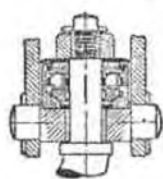
Укрепление крыка. Целесообразно правление крыка вокруг оси на шариковых подшипниках (фиг. 1230). Медное кольцо, помещаю-



Фиг. 1228.

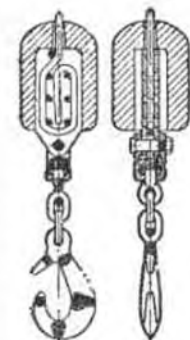


Фиг. 1229.



Фиг. 1230.

щего во втулке, предупреждает выскакивание обоймы катания: под гайкой положена предохранительная подкладка. Между грузом и крюком целесообразна обыкновенная цепь длиной 0,5—1 м (фиг. 1231) для того, чтобы крюк легко можно было оттянуть в сторону. Между подвижным блоком и крюком целесообразно устройство двойного шарнира или подвеса (фиг. 1232) для избежания напряжения при изгибе в цапфе крюка. Рекомендуется, вследствие малой эластичности, вставлять пружины при подвесе; при проволочных канатах пружины излишни, так как канат сам по себе эластичен.



Фиг. 1231.

Нагрузка. При форме крюка, где радиус кривизны средней кривой линии крюка $R = r + e_1$, подъемную силу крюка для критического сечения получаем (в кг) из формулы для δ (т. е., отд. Сопрот. матер., стр. 720):

$$P = k_2 x F \cdot r : e_1$$

Здесь F — критическое сечение в см^2 , k_2 — допускаемое растягивающее усилие, $k_2 = \text{кг}/\text{см}^2$, r — радиус отверстия в см , e_1 — расстояние центра тяжести сечения от растягиваемого волокна. x — см. том I, стр. 720.

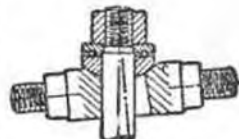
Расчет крюка как бруска прямоугольного сечения даст на 40—50% меньшее напряжение.

Материал — вязкое сварочное железо; $k_2 = 900$ — $1200 \text{ кг}/\text{см}^2$, в зависимости от качества материала.

Допускаемое растягивающее усилие сердечника нарезки:

$$k_2 = 500 - 600 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Допускаемое давление на поверхность папфы: $p = 100 \text{ ат}$. При расчете двойного крюка берут половину тяжести на каждую половину крюка, и направленные силы под углом $\alpha = 45^\circ$.



Фиг. 1232.

Ушко, состоящее из одной части, можно рассчитывать как балку, закрепленную с обоих концов:

$\frac{1}{8} Pl = Wk_b$ (l — расстояние между опорами),
где для эллиптического сечения высотой h и шириной b
 $W \approx 0,1 bh^2$.

Ушко, состоящее из трех частей, рассчитывают как свободно лежащую балку:

$$\frac{1}{4} Pl = Wk_b$$
 (l — расстояние между опорами).

Таблица 12. Грузоподъемный крюк для подъемных машин. (ДЕМАГ) (фиг. 1225).

Грузоподъемность в т	Высота разрезки, м	Сечение						Высота			f	d
		B	b	h	B ₁	b ₁	h ₁	V	V ₁ (*)	H		
1	50	40	18	50	36	18	45	135	225	95	50	28
2,5	70	58	25	70	50	25	60	160	280	110	60	38
5	90	78	30	90	62	30	75	200	325	135	70	50
7,5	100	95	40	110	80	40	95	225	380	175	80	60
10	120	110	45	130	90	45	110	270	410	190	90	70
15	140	135	50	160	110	50	140	315	490	205	105	75
20	160	145	58	175	125	58	150	360	570	240	120	90
25	180	160	65	190	140	65	165	405	620	270	135	100
30	200	175	70	205	150	70	180	450	700	300	150	110
40	220	200	80	230	175	80	205	500	710	350	165	120
50	240	220	90	255	190	90	225	540	720	380	180	135
60	260	240	95	280	210	95	250	590	780	410	195	150
75	280	265	105	310	235	105	280	630	850	450	210	170
100	300	300	120	360	270	120	325	700	975	500	225	200

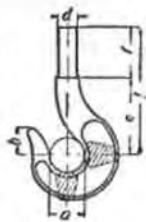
* Значения V_1 относятся к грузовым крюкам, применяемым между канатами башмаки и имеющими поэтому более длинную шейку; обычно употребляемые формы и размеры показаны на фиг. 1225.

Таблица 12а. Двойной крюк (фиг. 1227).

Грузоподъемность в т	Высота разрезки, м	Сечение						Высота A	Нарезка d	Н H	Сверель		
		b	B	h	b ₁	B ₁	h ₁				d ₁	d ₂	d ₃
5	80	25	60	80	25	55	70	180	44,45	55	48	53	53
7,5	85	30	70	103	30	65	80	220	57,15	70	60	65	65
10	110	35	50	115	35	80	90	240	63,50	75	67	72	72
12,5	120	40	90	131	40	80	105	260	63,50	75	67	72	72
15	130	40	100	143	40	95	115	280	69,85	80	73	78	78
17,5	150	45	110	158	45	100	120	320	82,55	95	86	95	105
20	150	45	110	158	45	105	120	320	82,55	95	86	95	105
25	160	50	130	180	50	115	140	360	95,25	110	98	105	115
30	180	55	140	194	55	125	150	400	101,6	115	105	115	125
40	200	55	150	218	55	135	170	440	114,3	130	120	130	140
50	220	65	170	244	65	150	190	500	127,0	145	130	140	155

Таблица 13. Крюк для подъемников (DIN 687) (фиг. 1233).

Грузоподъемность в т	Величина зава а	L ¹⁾	b	c	f ²⁾	d
1	50	245	50	151	94	28
2,5	70	274	60	170	104	38
5	90	332	70	200	132	48
7,5	100	421	80	246	175	60
10	120	451	90	261	190	67
15	140	522	100	315	207	73
20	160	613	120	370	243	86
25	180	675	140	410	265	98
30	200	713	150	427	286	105
40	220	837	160	500	337	120
50	240	887	185	525	362	130
60	240	981	200	590	391	145
75	290	1050	220	600	450	170
100	330	1200	240	700	500	195



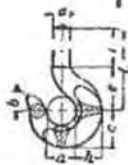
Фиг. 1233.

1) Размеры для серийного изготовления. Для единичных случаев размеры зависят от высоты поперечной балки, в которую вставляется крюк.

Материал и сечение крюка следует выбирать с 5-кратным запасом прочности для данной подъемной силы. Такая же надежность должна быть и у сечения сердечника цапфы после ее обработки. Крюки должны быть хорошо отожжены. Выполнение: необработанные. Материал: литая сталь.

Таблица 14. Крюк с цапфой для ручного подъемного механизма (DIN 688) (фиг. 1234).

Грузоподъемность в кг	Величина зава а	L	b	c	e	f	h	d
50	25	65	16	25	35	30	18	1
100	28	75	18	30	40	35	20	10
150	30	85	20	35	45	40	23	13
250	35	95	22	40	50	45	27	16
500	42	115	24	50	60	55	33	20
1000	48	135	26	60	70	65	40	23
1500	52	145	28	65	75	70	45	26
2000	55	155	30	70	80	75	50	29
3000	60	170	35	75	90	80	54	32
4000	65	185	40	80	100	85	58	39
5000	70	200	45	90	110	90	62	45
7500	85	240	60	105	135	105	70	51



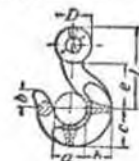
Фиг. 1234.

Примечание к таблице 14. Материал и сечение крюка следует выбирать с 5-кратным запасом прочности для данной подъемной силы. Такая же надежность должна быть и у сечения сердечника цапфы после обработки его. Крюки должны быть хорошо отожжены. Выполнение: необработанные. Материал: литая сталь.

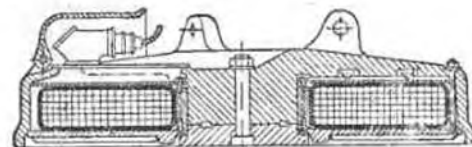
Таблица 15. Крюк с кольцом для ручного подъемного механизма (DIN 689) (фиг. 1235).

Грузоподъемность в кг	Величина зава а	L	b	c	e	h	Кольцо	
							D	d
50	25	55	16	25	35	18	20	8
100	28	65	18	30	40	20	25	10
150	30	75	20	35	45	23	30	14
250	35	88	22	40	50	27	38	17
500	42	104	24	50	60	33	44	19
1000	48	120	26	60	70	40	50	22
1500	52	130	28	65	75	45	55	24
2000	55	140	30	70	80	50	60	26
3000	60	160	35	75	90	54	70	30
4000	65	175	40	80	100	58	75	32
5000	70	195	45	90	110	62	85	35

Примечание к таблице 15. Материал и сечение крюка следует выбирать с 5-кратным запасом прочности для данной подъемной силы. Крюки должны быть хорошо отожжены. Выполнение: необработанные. Материал: литая сталь.



Фиг. 1235.



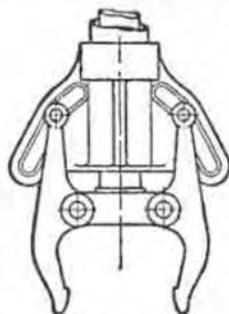
Фиг. 1236.

6. Магнитные подъемники для чугуна, обрезков железа, опилок, металлических стружек (фиг. 1236).

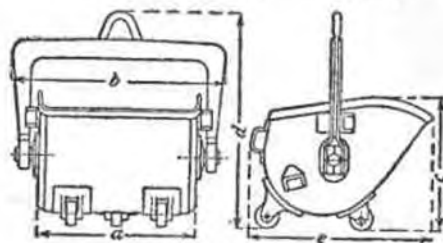
Таблица 16. Круглые машины (ДЕМАГ) (фиг. 1236).

Сечение в мм	Высота в мм	Вес в кг	Расход энергии в кВт	Средняя производительность в кг для						
				Болванки	Грубое листовое железо	Тонкое листовое железо	Штампы	Дробилки	Чугунные опилки	Стальные опилки
700	225	270	1,3	4000	2500	500	250	200	150	100
900	250	500	2,6	8000	4000	750	350	300	200	150
1100	255	800	4,0	11000	5000	1000	500	400	250	250
1300	325	1400	5,5	15000	6000	1500	700	600	550	350
1400	345	1850	6,5	18000	7000	2000	850	750	750	500
1550	375	2300	8,0	20000	8000	2500	1200	1000	2,40	600
1750	385	2800	10,0	25000	9000	3000	1400	1200	3,00	700
1900	395	3200	11,0	30000	10000	4000	1600	1400	1100	800

Катушка помещается в особом ящике, прикрепленна болтами и эластично прижата пружиной к кожуху, благодаря чему возможно тепловое сжатие и расширение без зазоров. Катушка наматывается особой машинной, просушивается в вакууме и покрывается сверху особой, подогретой и превращен-



Фиг. 1237.



Фиг. 1238.

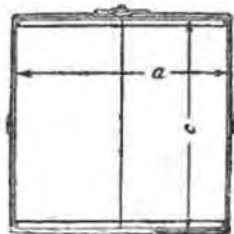
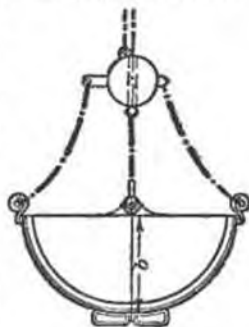
ной в жидкость массой, под высоким давлением. Эта масса является хорошим изолятором. Снаружи катушка изолирована слюдой и снабжена целым рядом бандажей.

7. Клещи. Грузовая цепь смыкает клещи, особая вспомогательная цепь их размыкает. Существенное сбережение в рабочей силе получается лишь тогда, когда клещи подвешены не к гибким канатам, а к жесткому стержню (фиг. 1237).

8. Передвижные ковши. Передвижные ковши для массового транспортирования должны иметь такую форму, при которой опорожнение происходит по возможности без помощи рабочего.

Опорожняющиеся ковши (фиг. 1238) опорожняются при помощи подъема защелки и после опорожнения автоматически возвращаются обратно в нормальное вертикальное положение. Форма ковшей должна удовлетворять условию; чтобы центр тяжести наполненного ковша был расположен над точкой подвеса, центр тяжести порожнего ковша, напротив того, под точкой подвеса.

Шарнирные корыта (фиг. 1239) состоят из двух частей, каждая сечением в четверть круга, соединенных шарниром; подъемный канат прикреплен к шарниру и удерживает корыто в сомкнутом состоянии. Второй канат прикреплен к наружным краям корыта; при его натяжении и ослаблении подъемного каната корыто раскрывается; опорожнение происходит, таким образом, управлением с площадки, без помощи рабочих.



Фиг. 1239.

Литейный ковш (фиг. 1240) для жидкого чугуна подвешивается к скобе и поворачивается от руки при помощи червячной передачи или лучше, с площадки машиниста, при помощи вспомогательного подъемного механизма с электродвигателем.

Колошниковые ковши (фиг. 1241) имеют такую форму, при которой канат (ослабленный) предварительно надевает на ковш крышку, делая, таким образом, выход колошниковых газов невозможным; при дальнейшем ослаблении каната воронкообразное дно ковша опускается, и находящийся внутри него материал высыпается.

Таблица 17. Опорожняющиеся ковши (ДЕМАГ) (фиг. 1238).

Объем м ³	a	b	c	d	e	Вес кг
0,5	970	1300	810	1300	1125	262
1,0	1120	1496	965	1670	1370	540
2,0	1812	2172	1020	1750	1880	778
3,0	2014	3584	1350	2200	2000	1620

Таблица 18. Шарнирное корыто (ДЕМАГ) (фиг. 1239).

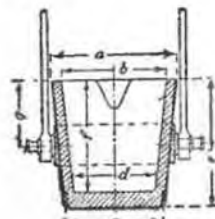
Объем м ³	a	b	c	Вес кг
1,0	1450	650	1430	490
1,5	1650	700	1600	580
2,0	1700	750	1800	630
2,5	1850	850	1900	750
3,0	2000	950	2000	900

Таблица 19. Литейный ковш (ДЕМАГ) (фиг. 1240).

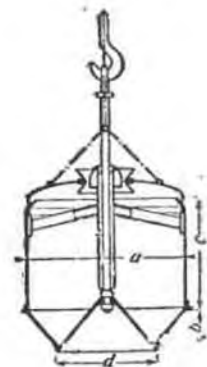
Объем м ³	a	b	c	d	e	f	g	Вес в кг	
								без фурго-торопки	с фурго-ропкой
30	3280	1980	3030	1684	2360	2050	900	6400	11550
40	2510	2-70	2230	1825	2480	2260	1000	8560	15260
50	2660	2310	2350	1976	2700	2470	1075	10230	18230

Таблица 20. Колошниковый ковш (ДЕМАГ) (фиг. 1241).

Объем м ³	a	b	c	d	Вес кг
4	3000	325	1200	1350	2450
6	2150	480	1520	1350	3500
8	2400	500	1600	1500	4600
10	2750	600	1640	1640	5800



Фиг. 1240.



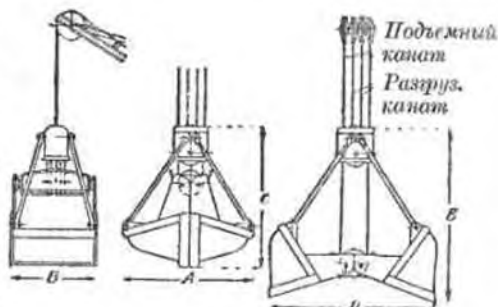
Фиг. 1241.

9. Шарнирные ковши (алягаторы). Состоят из двух ковшей, установленных в раме; последняя подвешена к опорожняющей цепи;

смыкающая цепь прикреплена к ковшам через посредство системы блоков, у которой неподвижные блоки прикреплены к раме. Составляющая по направлению створа ковшей, действующая вертикально вниз, равна собственному весу ковшей за вычетом натяжения смыкающих цепей. Смыкающая сила поэтому тем больше, чем больше передаточное число системы блоков. Передача для угольных ковшей 1:4 до 1:6, для зерна 1:2. Вместо блоков можно применить другой способ передачи: передаточные барабаны, зубчатые колеса.

Таблица 21. Экскаватор для канатной установки (ДЕМАГ) (фиг. 1242).

Объем м ³					
	A	B	C	D	E
1	2050	1100	2160	2430	2500
1 ¹ / ₄	2150	1200	2350	2550	2650
1 ¹ / ₂	2275	1300	2500	2650	2850
1 ³ / ₄	2375	1400	2650	2750	3100
2	2475	1500	2750	2850	3250
2 ¹ / ₄	2600	1575	2870	2960	3400
2 ¹ / ₂	2700	1650	2950	3030	3550
2 ³ / ₄	2800	1700	3050	3160	3650
3	2900	1750	3150	3270	3750
3 ¹ / ₂	3000	1850	3250	3450	3900
4	3100	1950	3400	3650	4050
4 ¹ / ₂	3200	2050	3500	3850	4200



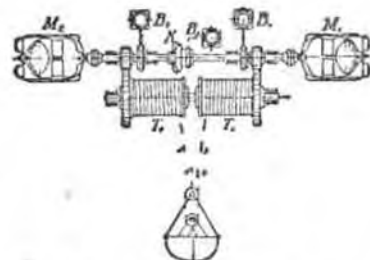
Фиг. 1242.

Таблица 21 (продолжение). Экскаватор для канатной установки.

Вычисл. объем м ³	Легкая конструкция			Средняя конструкция			Тяжелая конструкция		
	Вес кг	P кг	d мм	Вес кг	P кг	d мм	Вес кг	P кг	d мм
1	1500	2500	18	2500		17	3400	5500	19
1 ¹ / ₄	1600	2750	14	2800	4250	18	3700	6500	20
1 ¹ / ₂	1700	3200	15	3000	5750	19	4100	7500	22
1 ³ / ₄	1950	3500	15	3300	6250	20	4600	8500	23
2	2100	4000	16	3600	7000	21	5100	9500	25
2 ¹ / ₄	2300	4250	17	4000	8000	23	5700	10500	26
2 ¹ / ₂	2550	4750	17	4600	9000	25	6300	12000	28
2 ³ / ₄	2950	5500	18	5200	10000	26			
3	3200	6000	20						
3 ¹ / ₂	3600	6750	21						
4	3950	7500	22						
4 ¹ / ₂	4250	8250	23						

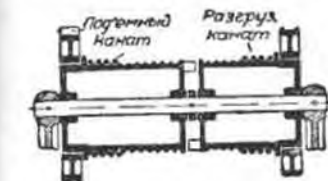
P = подъемная сила крана
d = толщина каната в мм

Алигатор опускается книзу всегда в раскрытом состоянии. Для этой цели барабан размыкающей (опоражнивающей) цепи вращается свободно на валу, на котором вадет барабан смыкающей цепи; посредством особого останова перил барабан сцепляется с валом таким образом, что алигатор остается сомкнутым, когда размыкающий (опоражнивающий) барабан предоставлен самому себе (фиг. 1243). Если при помощи тормоза втягивать размыкающий барабан, то алигатор раскрывается под влиянием собственного веса и опускается по мере того, как

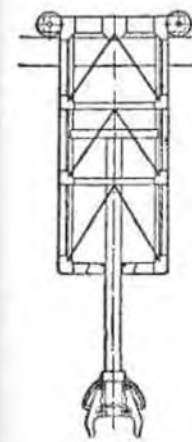


Фиг. 1243.

Фиг. 1244. M, M₂ — моторы, B, B₂ — тормоза, K — муфта, V₁ — шлицы для муфты, T₁ — замыкающий барабан, T₂ — разгрузочный барабан.



размыкающий барабан вращается под действием тормоза. При помощи описанных алигаторов с двух цепей опорожнение ковшей может происходить на какой угодно высоте, что значительно способствует сохранению углей.

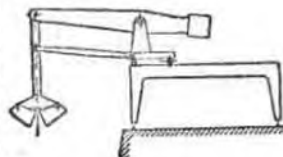


Фиг. 1245.

Алигаторы с одной цепью могут быть опоражниваемы только в наивысшем своем положении; для этой цели приделанный к ковше вынорный крюк освобождается особым останком, при чем крюк отделяет систему блоков от ковшей и раскрывает их. Замедление в открывании нары ковшей достигается масляным тормозом.

10. Направление груза. У обыкновенных подъемных машин и шахтных подъемников устанавливаются направляющие бруссы или рельсы.

У катучих лебедок, где требуется вполне точное движение груза без расклинивания или колювания, например, быстроперемещающиеся ковши сталелитейных, краны (мелкие) для болванок, погрузочные краны с лапами (вместо



Фиг. 1246.

крюков), применяются направляющие клетка (фиг. 1245). Для обслуживания этих кранов рабочих не требуется, потому они экономичны в эксплуатации.

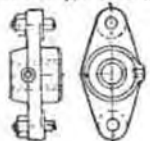
У американских алигаторов (краны Гуле) применяются направляющие коромысла (фиг. 1246). Для обслуживания также точно рабочих не требуется.

с) Нормы движущего механизма крана.

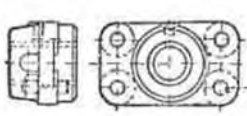
Диаметр кранового вала по нормам DIN 537 в мм:

25	35	45	55	70	90	110	140	180
30	40	50	60	80	100	125	160	200.

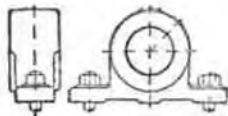
Фланцевый подшипник, согласно DIN 502 и 503, снабжен 2 болтами от 25 до 180 мм и 4 болтами (фиг. 1247) для диаметра отверстия от 35 до 180 мм (фиг. 1248).



Фиг. 1247.

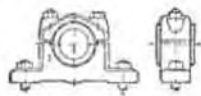


Фиг. 1248.

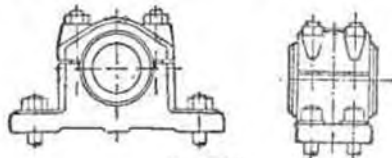


Фиг. 1249.

Диаметр стакана — таблица DIN 504 для отверстия подшипника от 25 до 140 мм (фиг. 1249).



Фиг. 1250.



Фиг. 1251.

Подшипники — таблица DIN 505 и 506 с двумя болтами (фиг. 1250) нормированы для 25 — 140 мм и с четырьмя болтами (фиг. 1251), для 80 — 220 мм.

Муфты — таблицы норм составляются.



Фиг. 1252.



Фиг. 1253.

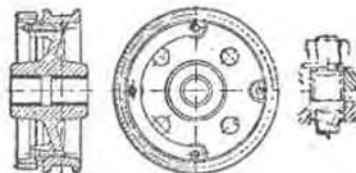
Ходовые колеса — по DIN 691 до 698 — снабжены гребнем (фиг. 1252), односторонним гребнем для диаметров от 200 до 1200 мм и без гребня нормированы с равнобокой или односторонней втулкой, с заклепанным (фиг. 1253) или привалочным зубчатым венцом (фиг. 1254).

д) Лебедки.

Конструкция. Весьма существенное достижение хорошей связи двигателя с движущим механизмом; для малых лебедок проектируется общая фундаментная плита из чугуна; для больших лебедок железная рама из

прокатных профилей, связанных узловыми накладками, а в углах — козырьками. Установка двигателя на самостоятельном основании дает надежную конструкцию даже и при условии применения упругих соединительных муфт.

Валы устанавливаются в обыкновенных (нормальных) свободно стоящих подшипниках или в боковых станиках (рамах трапециевидной формы); последние из чугуна корытообразного сечения или листового железа со вставленными чугунными втулками. Чугунным станикам целесообразно придавать такую форму, при которой они могли бы служить также и для помещения червячных колес, быстроходных цилиндрических зубчатых колес; одновременно служат хорошим предохранительным приспособлением против несчастных случаев. Для валов меньше 300 оборотов/мин. могут применяться подшипники на шариках, занимающие меньше места и обладающие меньшим начальным сопротивлением при трогании с места. Коэффициент трения в покое для обыкновенных подшипников (скольжение) 0,24, а для подшипников на шариках — 0,0015 по Штрибеку. При числе оборотов больше 300/мин. обыкновенные подшипники с кольцевой смазкой более долговечны, чем подшипники на шариках.



Фиг. 1254.

Подшипники лебедки — применяются на постройках и при грузочных работах.

1. Фрикционные барабаны. Движущий шкив (фиг. 1255) применяется для обыкновенных подъемных машин и шахтных подъемников. Для устранения скольжения между проволочным канатом и желобом канатного шкива, величина мертвого груза t должна быть не меньше той, которая определяется по уравнению:

$$T : t = e^{2\mu\alpha}$$

Под величиною T подразумевается сумма из полезного груза, мертвого груза и давления от инерции масс; под величиною t подразумевается мертвый груз за вычетом давления от инерции масс. По опытам Баумана (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 1883), коэффициент трения

- = 0,129 для проволочного каната по чугунному шкиву,
- = 0,158 для проволочного каната по чугунному шкиву, желоб которого выложен дубом,
- = 0,163 для проволочного каната по чугунному шкиву, желоб которого выложен кожей,

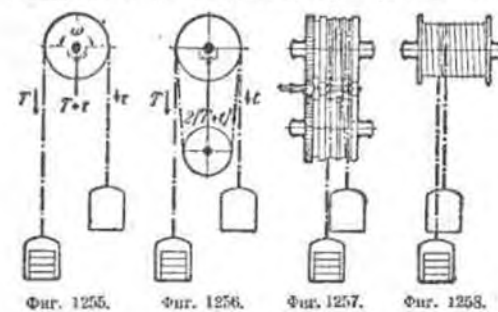
поэтому применяется боковая часть шкивы, обода которых выложены в желобках деревом или кожей. Диаметр шкива должен быть настолько велик, чтобы с одной стороны проволока у канатов не подвергалась чрезмерно большим изгибающим напряжениям, а с другой, — давление на единицу поверхности прилегания каната не было чрезмерно большим. Если среднее давление на единицу поверхности шкивом через P_m , то

$$P_m = (T + t) : 2Rd,$$

где R —радиус шкива, d —диаметр каната; у существующих установок значение p_m колеблется в пределах 5 и 8 ат, достигая, в среднем, 6,5 ат. Если приведенные значения для p_m будут выше, коэффициент трения уменьшится.

Угол обхвата дуги составляет у обыкновенных подъемных машин большую часть 180°, у шахтных подъемников обыкновенно 190°.

Движущий шкив снабжен направляющим роликом (фиг. 1256). Движущий шкив снабжается двумя роликами; обхват увеличивается до 360°, почему достаточно меньший мертвый груз t .



разгибается. Направляющий ролик может быть конструирован как натяжной ролик.

Двойной движущий шкив (фиг. 1257). Если передача движения производится на оба шкива, то угол обхвата при двух желобках увеличивается до 540°, а при трех желобках—до 900°. Длина барабана должна быть достаточна для того, чтобы во время одного подъема груза канат мог переходить от одной закранны барабана до другой. Степень полезного действия и продолжительность службы каната такие же, как у обыкновенного канатного шкива. Усилие t может быть уменьшено по желанию. Диаметр барабана выбирается в зависимости от диаметра проволок составляющих канат.

Барабан для наматывания (фиг. 1258). Для уменьшения вредного трения между канатом и барабаном, реакция t может быть помещена мертвым весом подъемной площадки или в других случаях особым противовесом. Третье средство состоит в применении особого барабана для наматывания, приводимого в движение с известным опережением посредством ремня или муфты, так что конец каната t , приводимого в движение ведущим шкивом, достаточно натянут. При опускании барабан должен освобождаться от привода посредством стопорного механизма и тормозиться при помощи особого тормоза.

2. Шпиль (фиг. 1259). Шпиль применяются для маневров с железнодорожными вагонами на станциях—сила тяги 1 т, скорость от 0,6 до 1 м/сек; во внутренних портах—для буксировки судов, сила тяги 2 тонны, скорость от 0,1 до 0,6 м/сек; в морских портах—для буксировки морских судов, сила тяги от 3 до 5 т, скорость от 0,2 до 0,4 м/сек. Движущий механизм устанавливается в герметическом чугунном ящике,

из которого выходит наружу вертикальный вал с барабаном. Шпиль представляют вертикальные конические барабаны, на которых в 2 до 3 оборотов наматываются канаты произвольной длины; часть каната, свивающаяся с барабана, снимается рабочим. Применяемые для передачи движения гидравлические двигатели с тройными цилиндрами, вследствие неплотностей поверхностей и в набивках, причиняют частые остановки в работе; электрическая передача является поэтому для шпилей наиболее целесообразной. При постоянном токе применяют шунтовые или менее чувствительные последовательные двигатели, передающие движение барабану при помощи передачи червячными, коническими или цилиндрическими шестернями; для достижения двух различных скоростей часто барабану придают два различных диаметра. Плотный чугунный ящик для движущего механизма либо снабжается входными люками, либо движущий механизм прикрепляется к приходящей крышке ящика, которая для осмотра может быть откинута винтом вокруг двух шарниров. Для того, чтобы обе руки оставались свободными для обслуживания каната, вымыкание тока часто достигается давлением ноги на кнопку, а пусковому реостату придают такие размеры, при которых двигатель обязательно трогается с места, при чем остальные сопротивления автоматически выключаются.

из которого выходит наружу вертикальный вал с барабаном. Шпиль представляют вертикальные конические барабаны, на которых в 2 до 3 оборотов наматываются канаты произвольной длины; часть каната, свивающаяся с барабана, снимается рабочим. Применяемые для передачи движения гидравлические двигатели с тройными цилиндрами, вследствие неплотностей поверхностей и в набивках, причиняют частые остановки в работе; электрическая передача является поэтому для шпилей наиболее целесообразной. При постоянном токе применяют шунтовые или менее чувствительные последовательные двигатели, передающие движение барабану при помощи передачи червячными, коническими или цилиндрическими шестернями; для достижения двух различных скоростей часто барабану придают два различных диаметра. Плотный чугунный ящик для движущего механизма либо снабжается входными люками, либо движущий механизм прикрепляется к приходящей крышке ящика, которая для осмотра может быть откинута винтом вокруг двух шарниров. Для того, чтобы обе руки оставались свободными для обслуживания каната, вымыкание тока часто достигается давлением ноги на кнопку, а пусковому реостату придают такие размеры, при которых двигатель обязательно трогается с места, при чем остальные сопротивления автоматически выключаются.

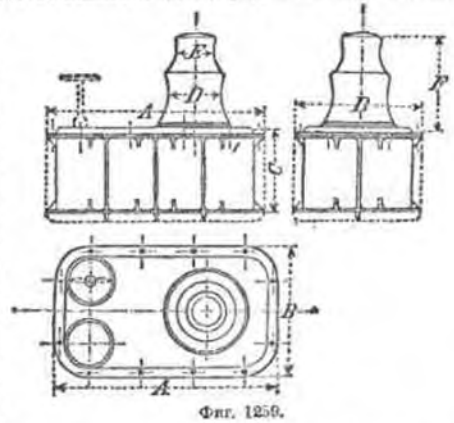
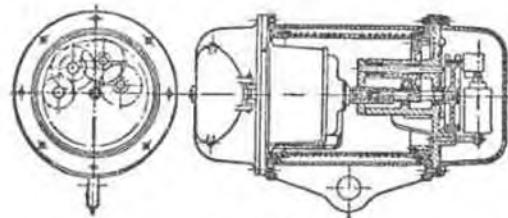


Таблица 22. Нормальные шпиль с внутренним распределительным механизмом (ДЕМАГ) (фиг. 1259).

Сила тяги kg	Скорость вращения м/мин	Мощность двигат. P. S.	Размеры в миллиметрах						Общий вес шпиль (без я.) kg
			A	B	C	D	E	F	
500	45	8	1720	1050	735	350	—	870	2300
1000	30	9	2000	1350	975	420	28	870	2970
1500	30	12	2000	1500	975	420	28	800	3400
2000	30	14	2000	1350	975	420	28	870	3200
3000	25	24	2450	1400	1200	475	32	870	4400
4000	20	30	2450	1400	1200	475	32	870	4400
5000	15	30	2450	1400	1200	475	32	870	4400

3. Электрическая таль требует компактной конструкции электроконструкции Демаг (фиг. 1260) барабан состоит из кожуха литого железа, помещающегося на роликовых опорах, укрепленных в коробке из литого железа. Мотор прикреплен болтами к этой коробке и, большей частью, помещен внутри барабана, так



Фиг. 1260.

что только один коллектор находится снаружи и поэтому легко доступен. Передача происходит при помощи четырех пар зубчаток, помещенных внутри барабана.

Для всех нагрузок применяется магнитный тормоз. Вал мотора и вал тормоза работают в шариковых подшипниках.

Таблица 23. Тали (ДЕМАГ) (фиг. 1260)

Подъемная сила kg	500	1000	2000	3000	5000
Ход m	6	7	7,5	7,5	7,5
Скорость хода m/sec	0,12	0,09	0,07	0,07	0,07
Мощность мотора P. S.	1	1,7	3	3,3	6
Вес kg	200	250	400	420	650

В. Подъемники и приспособления для подачи.

а) Подъемники.

Назначение: грузоподъемники в амбарах, пассажирские подъемники в магазинах, гостиницах и т. п. Эксплуатация и постройка согласно особым предписаний.

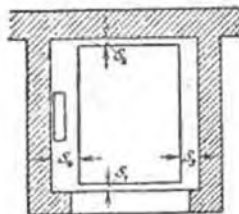
Привод, за исключением малых подъемников для кухонь и др., — электромотором. Размеры шахты по нормам DIN от 1361 до 1365. Наибольшая и наименьшая грузоподъемность; кабина нормирована: площадь — фиг. 1261; свободное пространство шахты — фиг. 1262 и 1263; шахта — внутри совершенно гладкая.

Направляющие. Из прокатного железа, в



Фиг. 1261.

большинстве случаев таврового для грузового подъемника, с прокладкой из твердого дерева у пассажирских подъемников (недостаток: усадка, разбухание, расширение и коробление). Двутавровое железо с угольцинным, оструганным бруском у американских подъемников. Подвес направляющих тяг рекомендуется на балке блока для того, чтобы предохранительное приспособление подверглось только растяжению. Напряжение при изгибе направляющей при эксцентрической нагрузке кабины. Автоматическая смазка башмаков (ползунов).



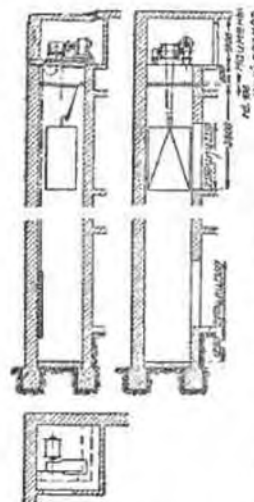
Фиг. 1262.

Кабина. Железный остов с крышей и стенками из перфорированного листового железа для грузоподъемников, с облицовкой деревом для пассажирских лифтов. У последних задвижная дверь.

Противовес — для уравновешивания кабины и половины полезного груза. Движение в направляющих устроено так, чтобы в случае разрыва каната противовес не мог упасть на кабину. Противовес на раме прокатного железа из ряда сложенных друг на друге чугунных плит. Чугунные ползуны на той же раме.

Канат. В Германии подвешивание кабины предписано на двух канатах, в Англии — на 4-х, в Америке — на 6-ти. Преимущество большего количества канатов: применение блоков меньшего диаметра. Противовес на 1 или 2 канатах, проще — подвешен на барабане. Установка лебедки в Германии — в подвале, из-за жужжания электромотора. В Америке установка лебедки над шахтой, из-за лучшего и более удобного ущемления каната.

Лебедка. При высоте подъема до 25 м, в высоких домах барабану (фиг. 1264) предпочитают ведущий шкив (фиг. 1265), так как ширина барабана слишком велика. Ведущий шкив предохраняет от перемещения конечных положений. Скорость хода в первом случае 0,5 до 1 m/sec, в последнем от 1 до 3 m/sec. Передача от электромотора на барабан посредством 3-ступенчатой червячной передачи, у ведущего же шкива — посредством зубчатых колес; муфта, соединяющая вал электромотора с валом червячной передачи, служит одновременно двойным колодочным тормозом. Мотор шунтовый, так как при подъеме кабины без груза и при опускании ее с грузом, нагружается отрицательно.

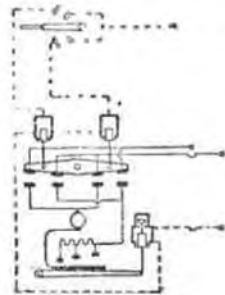


Фиг. 1263.

При высоте подъема до 25 м, в высоких домах барабану (фиг. 1264) предпочитают ведущий шкив (фиг. 1265), так как ширина барабана слишком велика. Ведущий шкив предохраняет от перемещения конечных положений. Скорость хода в первом случае 0,5 до 1 m/sec, в последнем от 1 до 3 m/sec. Передача от электромотора на барабан посредством 3-ступенчатой червячной передачи, у ведущего же шкива — посредством зубчатых колес; муфта, соединяющая вал электромотора с валом червячной передачи, служит одновременно двойным колодочным тормозом. Мотор шунтовый, так как при подъеме кабины без груза и при опускании ее с грузом, нагружается отрицательно.

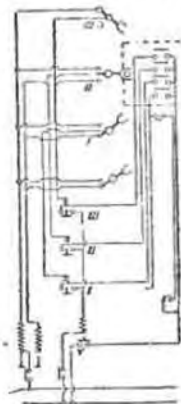
щее движение по контактам) или магнитными шлюзами, посредством особого электромагнита для каждого контакта (преимущества: замыкание контактов скачками). Явления при выключении: мгновенное открывание всех контактов для скорости подъема груза до 0,6 м/сек и одновременное действие магнитного тормоза. При больших скоростях подъема груза необходимо электрическое торможение посредством усиления магнитного поля шунтового электромотора, для смягчения удара при остановке.

Рычажное управление — для подъемников с проводником в гостиных и магазинах. Выключение происходит при помощи контактного рычага (фиг. 1270).



Фиг. 1270.

Управление посредством нажимного контакта для подъемников без проводника в домах. Выключение производится самым пассажиром нажатием кнопки, соответствующей этажу; выключение происходит автоматически. Для этого требуется этажный выключатель для каждого этажа, шут-



Фиг. 1271.

товой выключатель для каждой кнопки и переключатель для остальных контактов (фиг. 1271). Конструкции разнообразны и зависят от того, будет ли приведение в движение происходить механически или посредством электрической передачи.

Предохранители. Выключатель для предохранения от перехода за коночные положения. Устанавливать двойные.

Дверные заноры и выключатели. Первые — для предохранения дверей от открывания до тех пор, пока кабина не остановится против выходных дверей шахты. Последние — для невозможности движения подъемника до момента закрытия дверей кабины (фиг. 1273).

Выключатель с ненапрянутой канатом должен выключать мотор в тех



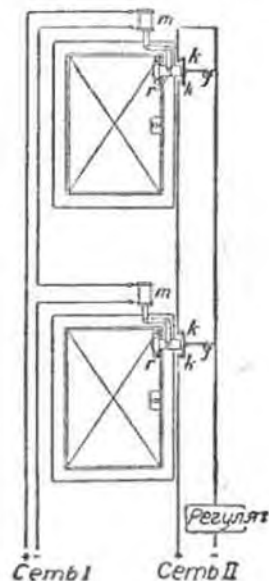
Фиг. 1272.

случаях, когда, вследствие действия предохранительного приспособления, канаты сделаются слишком свободными.

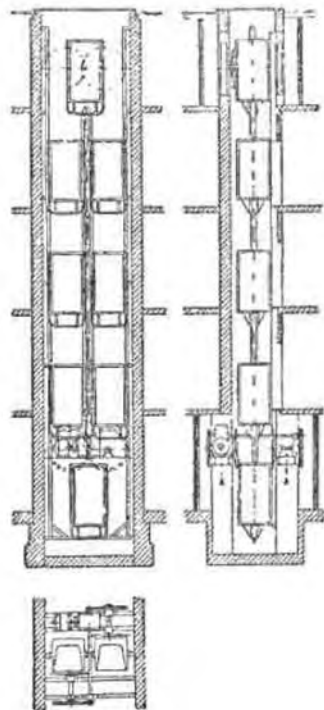
Буфер. Масляный, пневматический для ограничения предельного положения — постоянно применяется в Америке, в Германии применяется мало, но рекомендуется. Пример — фиг. 1272.

Контакт на полу. Пол кабины пружинит и, как только на него наступают, замыкает цепь тока, в которую включены и внешне нажимные кнопки.

Нория. Для концевых, банок и торговых предприятий. Для магазинов недостаточно работоспособны; для гостиных — неудобны. Две бесконечные цепи из стали 170—200 мм висят по диагонали по отношению



Фиг. 1273.



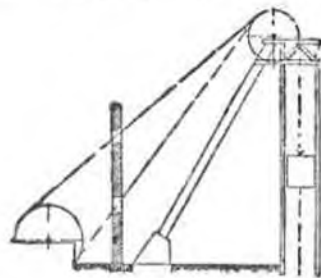
Фиг. 1274.

к кабине (фиг. 1274). Цепи движутся в направляющих коробчатого сечения, предохраняющих выгибание цепи при поломке. Кабины сверху и наверху открыты. Скорость не более 0,25 м/сек. Нажимные контакты для остановки в случае опасности — при входе, и очень часто в кабинках. У входа в кабины откидные двери для предохранения слишком выдвинутых ног.

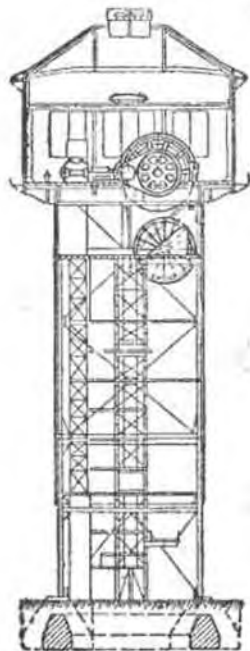
б) Шахтные подъемные машины.

Подмости. До сих пор шахтные подъемные машины находились сблизи шахты (фиг. 1275), в новых же установках, приспособленных также и для подачи, помещены в особой клетке над шахтой (фиг. 1276).

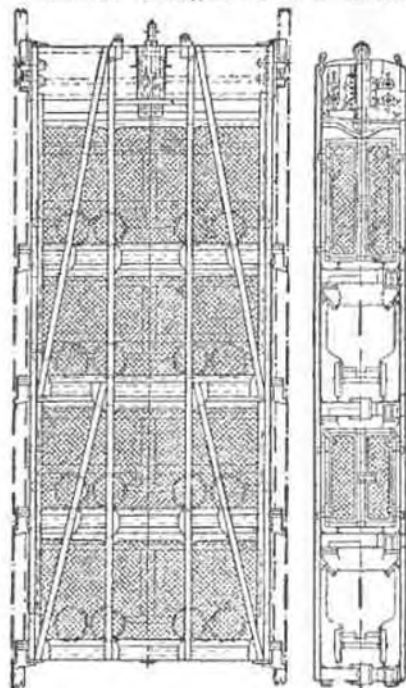
Преимущество последнего способа остается свободное место в шахте.



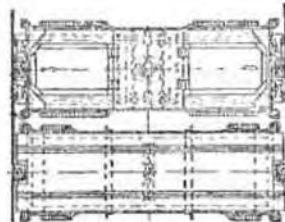
Фиг. 1275.



Фиг. 1276

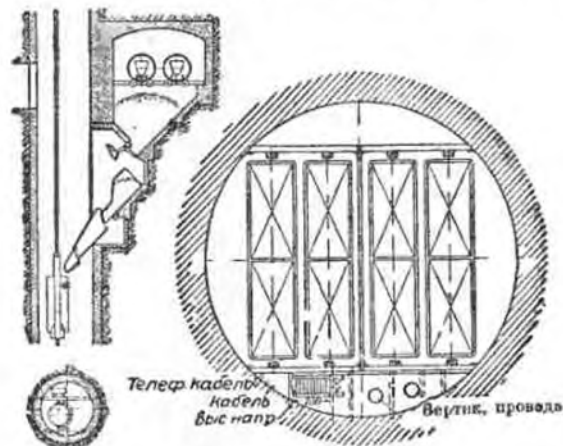


Фиг. 1277.



Переход от тихоходных к быстроходным подъемным шахтным машинам с передачей посредством зубчатых колес—дает в результате небольшие размеры и вес, благодаря чему новейшие установки легко помещаются на подмостки. Промежуток между приспособлением подъемной клетки и нижней поверхностью канатного шкива—около 10 м.

Остов. До сего времени в качестве подъемных рудодоставочных приборов применяются вагонетки, устанавливаемые в многостажных остовах (фиг. 1277 и 1279). Преимущества: легкий надзор за содержанием вагонеток в течение дня, вынавание угля невозможно. Недостатки: большой



Фиг. 1278.

Фиг. 1279.

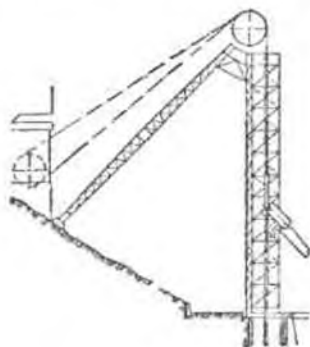
мертвый груз, что требует толстого каната, для больших глубин непригодно. Большие наусы для вдвигания и выдвигания вагонеток, отсюда же большая производительность.

Ковш. Подмость сделана в виде направляемого ковша, загрузка которого происходит из бункера, выгрузка же производится опрокидыванием, или открыванием задвижек в дне (фиг. 1278 и 1280). Преимущества: незначительный мертвый вес, легкий канат, пригодность для больших глубин. Небольшая науса для разгрузок, автоматическая разгрузка. Большая производительность. В Америке и Южной Африке в употреблении надува, в Европе вводится с недавнего времени.

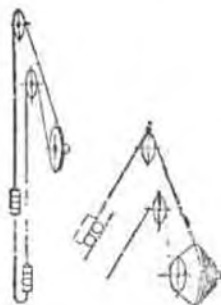
Канатная передача. Для вертикальных шахт шкив с нижней тягловой канатом системы Кенне является наиболее целесообразным приводом (фиг. 1281). Преимущества: узкая подъемная машина, незначительная вращающаяся масса; предусмотрено предохранение нарушения границ конечных волокон, могущих произойти ввиду врезания каната со шкива. В вагонных шахтах живший тягловый канат не

применяется. В Америке употребляются конусообразные барабаны (фиг. 1282). Благодаря этому достигается приближенное уравнивание каната. В Южной Африке применяются преимущественно многожелобчатые шквы (фиг. 1283).

Барабан с ленточным канатом — исключительно для спуска в шахту. Цилиндрический барабан без нижнего тягового каната для шахт, не имеющих прямого выхода на дневную поверхность.



Фиг. 1280.



Фиг. 1281.

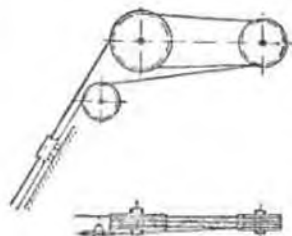


Фиг. 1282.

Канат. Из стальных проволонок от 1 до 3 шп, из 6-ти прядей, крутка по способу Альберта. Подлежит в настоящее время нормализации. Наименьший диаметр шкива $1000 \times$ диаметр проволоки, еще лучше $1500 \times$ диаметр проволоки. Скорость каната до 30 м/сек в глубоких шахтах.

Сопротивления. Статическое сопротивление поднимающегося каната: полезный груз, мертвый груз вагонетки и шахтной подмости, вес верхнего каната, трение воздуха ($\approx 1\%$ статического сопротивления) и сопротивление воздуха ($\approx 4fv^{1,275}$ по Рутсу, где f — поверхность основания кабины в m^2 ; v — скорость кабины в м/сек). Отрицательное статическое сопротивление у опускающегося каната: мертвый груз ненагруженной кабины и противовеса, вес нижнего тягового каната; положительное статическое сопротивление у отходящего каната: трение направляющего бруса и сопротивление воздуха (такие же как и у поднимающейся кабины).

Динамическое сопротивление у поднимающегося каната: масса поднимающейся кабины и масса верхнего каната после ускорения. Динамическое сопротивление у опускающегося каната: масса опускающейся кабины



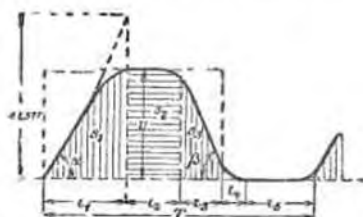
Фиг. 1283.

и масса нижнего тягового каната вследствие ускорения. Сюда еще прибавляется динамическое сопротивление вращающихся масс.

Начальное ускорение при паровой тяге $tg \alpha \approx 1,2$ до 1,6; при электрической тяге $\approx 0,7$ до 0,9; конечное замедление при паровой тяге $tg \beta \approx 1,2$ до 1,4; при электрической тяге 1,2 до 1,4. Полнота диаграммы пуска в ход (рис. 1284)

$s_1 : t_1 v \approx 0,6$ при паровой тяге; $\approx 0,5$ — при электрической. Полнота диаграммы остановки $s_2 : t_2 v \approx 0,5$ в обоих случаях, к чему следует еще прибавить время для точного въезда $s_3 \approx 3$ до 5 сек. Пауза для выгрузки $s_4 \approx 20$ сек при подмости с механическим вычетом; ≈ 6 до 8 сек — при ковшах.

При употреблении шкива Кепле следует выдержать следующее условие:



Фиг. 1284.

$$T : t \leq e^{\mu \omega},$$

где: T — натяжение в восходящем канате,

t — в нисходящем канате,

$\mu \approx 0,1^2$ с картонной прокладкой и промасленным канатом,

$\omega \approx 0,6 \times 360^\circ$ при обыкновенном устройстве,

$$e^{\mu \omega} \approx 2,73^{0,18} \times 1,2^2 \approx 2.$$

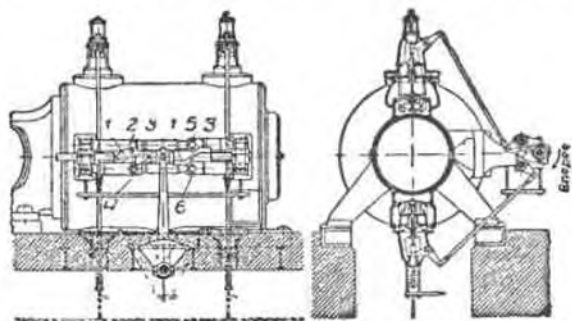
Предохранительное приспособление. Значительная живая сила опускающейся кабины может быть остановлена только на пути тормозов в 10 м. Направляющие брусья состоят, большей частью, из дерева, поэтому непрочны; железные брусья очень редко встречаются. Предохранительные приспособления с тормозными колодками применяются поэтому очень редко; в большинстве же случаев применяются предохранительные устройства, включающиеся в деревянные брусья. Ножи по системе Уайдейтча работают очень надежно, но становятся ненадежными, как только деревянные брусья начинают изнашиваться. Диск круговых ножиц захватывает равномерно, но не выбрасывает щенок. Рубашок системы Шонфельда (фиг. 1285) режет равномерно и дает стружкам свободный выход.



Фиг. 1285.

Паровой привод. Надежность работы требует машины, момент вращения которой лишь незначительно колеблется в период одного поворота шкива тягового каната. Экономичность требует машины с возможно малой охлаждающейся поверхностью. Оба эти условия делают машину, действующую передачей зубчатых колес на шкив, наиболее целесообразной. До сего времени в ходу были тихоходные машины, с непосредственным соединением с валом шкива тягового каната машины, с сильно колеблющимся моментом вращения и большой охлаждающей поверхностью. В настоящее время изготовление и работа зубчатых колес из стали с косыми зубьями не представляет никаких затруднений.

Наиболее рациональны с точки зрения теплотехники: машины двукратного расширения с отбором пара для целей отопления (химические заводы, рудники каменные), или для паровых турбин, с отбором пара с пред-



1) Вид сбоку. 2) Выпуск спереди. 3) Вид сверху. 4) Выпуск сзади. 5) Вид сбоку. 6) Выпуск сзади.

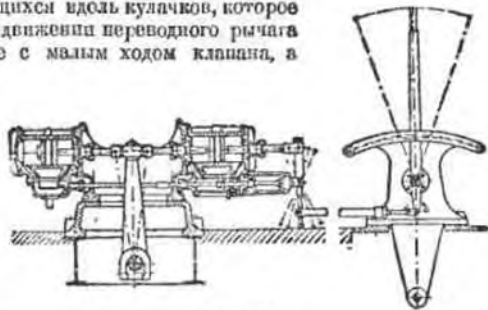
Фиг. 1286.

шествующим аккумулярованием пара. Выгодный расход пара при непрерывной работе: от 11 до 16 kg на шахтную лошадиную силу в час ($\frac{\text{часовой полезный груз} \times \text{глубина}}{75 \times 3600}$); в течение 8 часов максимальной нагрузки

от 16 до 22 kg на шахтную лошадиную силу в час.

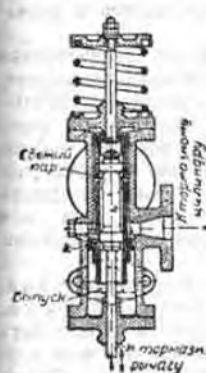
Парораспределение Крафта (фиг. 1286) посредством перемещающихся вдоль кулачков, которое при незначительном передвижении переводного рычага дает полное наполнение с малым ходом клапана, а при дальнейшем передвижении — малое наполнение с большим ходом клапана. Перемещение кулачков передним паровым цилиндром, соединенным с цилиндром с маслом для остановок (фиг. 1287).

Тормоз с двойными колодками, действующими на обод шкива Келе. Тормоз замыкается весом и открывается от парового цилиндра. Распределительный клапан представляет собою в то же время редукционный клапан и сконструирован таким образом, что тормозная сила растет пропорционально ходу (фиг. 1288). Часто тормоз закрывается давлением пара, но не действием гири; в этом случае требуется особый тормоз для остановки.



Фиг. 1287.

Регулятор устанавливает наибольшую скорость для каждого положения клетки; до тех пор, пока задвижка открыта (фиг. 1289) полностью, поршень, приводимый в движение от указателя шахтного подъемника, давит масло от нижней части поршня к верхней. В случае, если циркуляция масла будет тормозиться кулачком, приводимым в движение указателем глубины, тогда давление масла под поршнем увеличивается; бла-



Фиг. 1288.

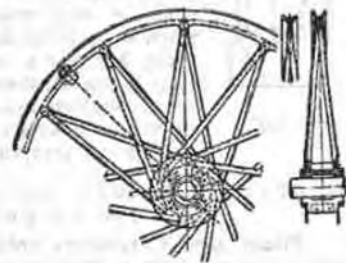


Фиг. 1289.

годаря этому распределитель отводится в нулевое положение и ступенчатый тормоз замыкается.



Фиг. 1290.



Фиг. 1291.

Канатным барабанам и канатным шкивам целесообразно придавать такую форму, чтобы спицы их подвергались напряжению на скатание и растяжение, но ни в коем случае не на изгиб (фиг. 1290 и 1291).

Электрический привод — см. следующую часть.

е) Электрические шахтные подъемники.

В зависимости от назначения подъемной машины, ее действия, глубины шахты и местных условий, — передача движения производится: движущими шкивами (машинами Келе), барабанами (цилиндрическими, коническими, коническо-цилиндрическими) или бобинами (катушками).

При выборе системы электрической передачи для всей установки необходимо руководствоваться главным образом: безопасностью, стоимостью первоначально устройства и способностью маневрирования подъемником, системой электрического тока, расстоянием до силовой станции и размерами этой станции.

Электрические подъемные машины имеют большое преимущество перед паровыми машинами в виду достижения при большой безопасности, главным образом, при переходе клетки за пределы платформы; это обстоятельство часто служит решающим в пользу выбора электрической передачи. Размеры силовой станции имеют значение при решении вопроса об уравнении нагрузки при помощи махового колеса или батарей; расстояние от силовой станции до подъемника обуславливает выгодность присоединения подъемника к общей сети электрического тока или установки самостоятельного двигателя с генератором для выработки электрической энергии].

Передача движения двигателем постоянного тока. Регулирование пусковым реостатом якорной цепи.

Двигатель постоянного тока, даже при малой мощности, может быть построен для столь малого числа оборотов, что почти во всех случаях возможно непосредственное сцепление между валами двигателя и подъемной машины. Пусковой реостат в якорной цепи обуславливает большие потери напряжения при трогании с места и торможении. Обыкновенным пусковым реостатом в якорной цепи регулирование числа оборотов в надлежащей степени при слабой или отрицательной нагрузке невозможно. Фиг. 1292 показывает установку Мейера, по которой параллельно якорю включено дополнительное сопротивление для регулирования числа оборотов также при слабой и отрицательной нагрузке; устройство допускает хорошее регулирование при всех нагрузках, но дает большие потери в сопротивлениях.



Фиг. 1292.

Привод от мотора постоянного тока, регулирование посредством динамо.

Общие данные, точность соединения. Неудобства пусковых реостатов в якорной цепи, а именно: зависимость скорости от нагрузки, большие потери в сопротивлениях и т. п., отпадают при наличии динамо для управления. Для того, чтобы уменьшить расход энергии, затрачиваемой на возбуждение магнитного поля мотора, а также для нагревания магнитной катушки, в паузах вводится сопротивление, и сила тока возбуждения уменьшается на 30%, или магнитная обмотка совершенно выключается. В последнем случае требуется схема быстрого соединения возбуждения.

Так как количество оборотов мотора, работающего с постоянной силой магнитного поля, соответствует напряжению якоря и напряжению динамо, снабжающего мотор подъемника, динамо для управления, регулируется изменением силы магнитного поля, то количество оборотов подъемного мотора почти не зависит от его нагрузки, и потери в сопротивлениях почти совершенно нет.

[На точность регулирования оказывает влияние остаточный магнетизм регулирующего динамо и потери напряжения в цепи якоря, так как количество оборотов шунтового мотора постоянного тока:

$$n = \frac{(e \pm IR_a) 60 \cdot 10^8}{\mathcal{E}_a z_a} \cdot \frac{a}{p}$$

Здесь p обозначает количество полюсов, z_a —число действующих якорных проводов, e —напряжение в вольтах, R_a —сопротивление якоря в омах Ω , \mathcal{E}_a —силовой поток. Хотя фактор IR_a при полном количестве оборотов будет по отношению к e мал и, в зависимости от величины мотора, будет равен от 0,05 до 0,1 e_{\max} , все же то обстоятельство, что подъемные машины часто работают при уменьшающемся грузе ($-IR_a$) и IR_a при малом e (незначительной скорости)—имеет большое влияние, привело к особо точной схеме распределения, которая должна, по возможности, выключить влияние этого фактора. Затем должно быть исключено влияние остаточного магнетизма динамо, которое особенно заметно вблизи нулевого положения].

Привод регулирующего динамо, выравнивание колебаний нагрузки.

1. Непосредственный привод динамо от паровой машины или турбины. Для достижения экономичности работы приводной машины, регулирующей динамо, необходимо предусмотреть либо выравнивающее приспособление для колебаний нагрузки, как, например, аккумуляторную батарею, соединенную непосредственно с буферными, или же вторую, достаточно нагруженный генератор, непосредственно соединенный с приводной машиной, для получения основной нагрузки.

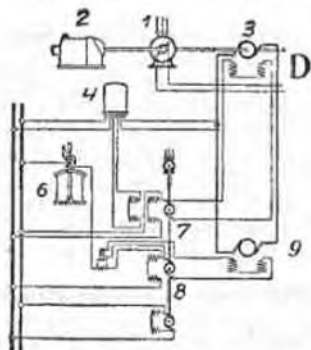
В случае привода динамо от турбины, благодаря превосходному регулированию турбины, если обеспечить нагрузку вторым, в достаточной степени нагруженным, генератором, можно пренебречь другим средством для выравнивания колебаний нагрузки.

Пример. Установка на шахтах Франкенберг, выполненная фирмой Браун и Бовери (фиг. 1293). Генератор переменного тока, дающий основную нагрузку в четыре раза больше среднего расхода энергии установки. Мощность в результате испытаний этой установки следующие: глубина—512 м, полезный груз 5000 кг/ход, наибольшая скорость подъема 10 м/сек, наибольшее количество перемещаемого груза 150 т/ч. При испытании, произведенном 0-вом падюра за паровыми котлами, получились следующие результаты: часовое количество перемещаемого груза—170,2 т, при среднем полезном грузе в 6500 кг, удельный расход пара для генератора переменного тока—6,27 кг/кВтч и для установки—7,96 кг/шахтных P. S. h при основной нагрузке генератора 3750 kW, давление пара 12 ат, температуре пара 300° и количестве охлаждающей воды 1250 м³/ч при 28°].

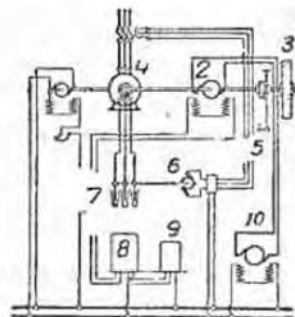
2. Привод регулирующего динамо при посредстве переменного или постоянного тока (сист. Леонарда). Указанные в п. 1 приспособления применяются в случае незначительности расстояния между силовой станцией и подъемником. При больших расстояниях, а также в случае необходимости присоединения подъемника ко всем машинам силовой станции, регулирующее динамо следует приводить в движение особым мотором, большую часть мотором переменного

тока. Для достижения равномерности нагрузки применяется маховое колесо (смет. Ильгера) и аккумуляторная батарея.

Уравнительное действие махового колеса происходит при помощи реле, лежащего перед умформером, а также при помощи регулирующего сопротивления, лежащего в роторе. Уменьшение количества обо-



Фиг. 1298. 1—генератор, 2—паровая турбина, 3—регулирующее динамо, 4—распределительный аппарат, 5—динамо-возбудитель I, 6—схема на управление, 7—динамо-возбудитель II, 8—динамо-возбудитель III, 9—двигатель подъемника.



Фиг. 1294. 1—динамо-возбудитель, 2—регулирующее динамо, 3—маховое колесо, 4—генератор, 5—муфта, 6—реле, действующее при изменении силы тока, 7—индуктивный реостат, 8—распределительный аппарат с переключателем, 9—выключатель на случай опасности.

ротов достигает 10—12% (считая дополнительное скольжение). Реле соединяется сопротивлением для увеличения скольжения таким образом, что с уменьшением или уменьшением среднего расхода тока на $5-10\%$ количество оборотов умформера уменьшается или увеличивается. Фиг. 1294 дает схему установки системы Ильгера без предохранительных приспособлений.

Таблица 24. Мощность и результаты испытаний оборудованных установок.

Установки	Постройки для глубины		Длительность испытаний	Общая кол-во часов работы подъемника	Полная груз	Глубина в момент испытания	Наибольшая скорость подъемника	Расход энергии кВт/ч, P. S.
	t/h	m						
Шахта 11 рудника Гельзеншурхе, Рейнланде	127,5	1 000	24 часа	2 692	4 600	369	16	2,03
Рудник Цельму у Гамма	175	900	1 год	335 704	5 600	740	18	1,74
Шахта, Эмме, гор. доре в рудник Гельден, Гд лаодия	197	800	1 месяц	78 900	4 800	325	18	1,56
Калиновый зав. Зигерсхал А. О., 4еу шенхаль	70,5	750	3 года	358 119	1 500	667,5	19	1,72

При двух подъемных машинах, стоящих почти рядом, умформеры могут быть соединены, и достаточно одного махового колеса с размерами, соответствующими одной общей машине. Маховое колесо помещается с одной стороны общего агрегата, состоящего из мотора, регулирующего динамо и махины возбудителя, и соединенного с ним муфтой, выключающейся на полном ходу. Кроме того, в праздничные и воскресные дни умформер может быть и совершенно выключен, и для каждого отдельного подъема работать без маховика при уменьшенной скорости подачи. На предприятиях, имеющих периодически пониженную работу, как, например, на калийных рудниках, работа может производиться с временным выключением махового колеса и уменьшением количества оборотов.

При наличии аккумуляторной батареи, вместо махового колеса употребляют буферное динамо. Расход энергии тот же, что и в установках системы Ильгера, но все же стоимость установки и расходы по эксплуатации будут выше, вследствие расходов по амортизации батареи и эксплуатационных расходов. Относительно вспомогательных средств для правильного применения батареи см. выше.

Таблица 25. Значения, полученные в результате измерений расхода на холостой ход маховых колес умформера.

Установка	Маховое колесо			Умформер	
	Вес t	Диаметр m	Расход ≈ kW	Количество оборотов n/min	Расход на холостой ход kW
Де Вендель, Россельн, Сабрикен	22,5	3,8	30	500	45
Голланд. рудники Георлен	18	3,6	26	500	41
Эммер-Липпе, Дательн	2 × 40	4,4	85	375	120

[Колеса закрыты кожухом из жести.

Годовой расход на смазку, замену частей и т. п. для подъемников, умформеров с маховыми колесами был установлен до войны.

1. П рудник Цоллерн, подача 450 000 t на 300 m—1000 марок.

2. Стинесс шахта III/IV, подъемная машина № 1, 350 000 t на 500 m—650 марок.

3. Шахта Гервух рудника Вендель у Гамма, подача 350 000 t на 740 m—1000 марок].

Если общая мощность находящихся в работе генераторов достаточна по отношению к расходу энергии всей установки, то можно пренебречь выравнивающим нагрузкой и поставить умформер без махового колеса. Нужно заметить, что тогда отпадает временная помощь, которая может быть оказана при наличии батареи и махового колеса. В машинах с передаточным колесом уменьшение типа нагрузки при пуске в ход нижним канатом сложнее, нежели с верхним канатом. С этой же целью целесообразно пуск в ход производить при равномерно понижающемся ускорении.

В последних конструкциях умформер включается с места стоянки вожатого, что значительно понижает потери на холостой ход.

Привод при помощи асинхронного мотора переменного тока.

Стоимость установки при непосредственном пуске при помощи асинхронного мотора переменного тока меньше, чем при установках умформера. Однако, получаются значительные недостатки: неблагоприятная диаграмма расхода энергии и сильный толчок на силовой станции в момент включения, так как количество расходуемой энергии соответствует произведению тока на пуск и сопротивление; зависимость скорости подачи от нагрузки, что сильно затрудняет нахождение хорошего предохранительного приспособления; большие потери в пусковом реостате, отсюда плохой коэффициент полезного действия установки при незначительной глубине; привод вала при помощи зубчатой передачи, так как мотор переменного тока для малого количества оборотов трудно построить. Применение приспособлений, уравнивающих колебание нагрузки, очень затруднено, и их работа не вполне надежна, так как эти приспособления очень плохо переносят толчки при включении мотора.

Скорость подачи, для того чтобы пусковой момент, как фактор чрезвычайно важный для величины реостата, был ограничен, следует взять незначительную, в противном случае число вагонок на один подъем машины будет очень велико. Опрокидывание площадки, вследствие увеличения потерь, следует избегать. В виду указанных недостатков, описанные установки применяются для больших мощностей лишь в очень редких случаях, большей же частью они применяются для средних или малых мощностей. Однако, за последнее время, при хороших предохранительных тормозах, обладающих преимуществом регулирования при различных нагрузках, в широких пределах, с быстрым, свободным от ударов действием в случае порчи, и независимых от персонала вспомогательных приспособлений для остановки машины, — простота управления и надежность установок с приводом от асинхронного мотора переменного тока значительно усовершенствованы, так что в последнее время эти машины получают все большее применение, тем более, что мощность станций по сравнению с расходом энергии подъемниками энергии за последнее время также выросла.

Передача движения от реульсионного мотора или трехфазного последовательного мотора.

Число оборотов реульсионного мотора (применяется двойной коллекторный мотор, составленный из двух реульсионных Дери), а равно и трехфазного последовательного мотора регулируется путем перемещения щеток; в виду этого не требуется пускового реостата и регулирующего сопротивления, и весь распределительный механизм значительно проще. Для электрического торможения при замедлении или при подвешивании груза во избежание самовозбуждения между сетью и стальной или оттягивания рычага в обратную сторону следует включить сопротивление. Отсутствие потерь в сопротивлениях при пуске в ход и замедлении дает значительно более выгодную диаграмму расходов энергии, чем при обыкновенном асинхронном трехфазном моторе. Характеристика моторов соответствует, однако, характеристике последовательного мотора, но они не могут быть построены для небольшого числа оборотов вала.

Все недостатки установки с приводом от мотора переменного тока (зависимость скорости подъема от нагрузки и трудность проектирования предохранительных приборов, необходимость зубчатой передачи) поэтому имеют место и в данном случае. Для больших подъемников, больше 1000 P. S., рассматриваемые машины не применяются, но они рациональны для подъемников средних и малых. Расход энергии для малых подъемников значительно выгоднее, а для подъемников средних, всего более 400 P. S., лишь немного выгоднее, чем в установках по схеме Леонарда и умформера без махового колеса. Точное сравнение первоначальной стоимости установки и степеней полезного действия производится в каждом отдельном случае. Для средних мощностей приводу при помощи асинхронных моторов отдается предпочтение перед реульсионным или мотором с последовательным возбуждением.

Предохранительные приборы для электрических подъемников.

1. — Тормоза¹⁾. Требуется установка маневренного тормоза и предохранительного тормоза. У машины с барабанами и бобинами устанавливается еще для холостого барабана и холостой бобины остановочный или створный тормоз, обыкновенно натягиваемый ручным маховиком и вентом.

Маневренный и предохранительный тормоза приводятся в действие сжатым воздухом, а иногда электромотором или тормозным магнитом. В большинстве случаев комплект приборов, действующих сжатым воздухом, представляет два тормозные цилиндра, из коих один вместе с рычажной передачей и тормозными колодками служит маневренным тормозом, а другой с таким же комплектом приборов — предохранительным тормозом. У маневренного тормоза сжатый воздух непосредственно натягивает тормозные колодки, а для ослабления колодок требуется лишь небольшой груз; у тормоза предохранительного тормозные колодки, напротив того, натягиваются тормозным грузом, который при нормальной работе поддерживается в приведенном состоянии сжатым воздухом; таким образом, тормозный груз предохранительного тормоза производит торможение лишь при небольшом давлении воздуха, или когда воздух вытесняется из тормозного цилиндра.

У подъемников, приводимых мотором постоянного тока от регулировочной динамо, маневренный тормоз служит только для полной остановки с уже замедленной инерцией, ибо уменьшение скорости при всякой нагрузке достигается исключительно электрическим путем, — перестановкою рычага, действующего на реостат поля регулировочной динамо-машины. Если движение передается подъемнику от трехфазного мотора любой конструкции, то для торможения в широкой мере используются маневренные тормозы.

Предохранительный тормоз служит для остановки подъемника в случаях опасности; тормоз этот начинает действовать при переходе подъемной клетки за платформу,

¹⁾ Конструкция и расчет — см. стр. 944.

в случаях прерыва тока, а также при перегрузке в электрической части, когда машинист, в случае опасности, должен производить рычагом включение тормоза.

Вышеуказанные условия достигаются при помощи вентиля, установленного на тормозном цилиндре и соединенного с тормозным магнитом. Быстрое действие предохранительного тормоза обуславливается свободным падением тормозного груза.

Сжатый воздух подается особым небольшим компрессором, работающим от мотора и снабженным автоматическим прибором для включения и выключения. С компрессором соединен воздушный колпак, в котором скапливается сжатый воздух.

2. Запасный выключатель. При начале действия предохранительного тормоза одновременно должно быть приостановлено действие подъемного мотора. Для этой цели устанавливается запасный выключатель, который у машин, приводимых от регулируемой динамомашин, находится в магнитной цепи последней; эта цепь при помощи реостата постепенно выключается. У машин с приводом от мотора переменного тока—запасный выключатель находится в цепи статора.

3. Предохранительный аппарат. Главная цель предохранительного аппарата—достичь такого замедления подъемной клетки, приближающейся к верхней платформе, при котором эта клетка, перемещаясь за пределы платформы, могла бы быть остановлена, независимо от нагрузки, с такой быстротой, чтобы дальнейшее движение клетки по направлению к канатному шкиву над шахтой было бы невозможно. При схеме Леонарда условие это достигается наиболее просто и надежно тем, что маневренный рычаг, при помощи передвижной гайки указателя глубины, приводится в нулевое положение соответственно желаемой рабочей диаграмме, по мере приближения клетки к концу хода. Для подъемников, работающих от асинхронного мотора переменного тока, приведение маневренного рычага в нулевое положение дает желаемые результаты лишь при достаточной нагрузке мотора. Равным образом и у двойных коллекторных моторов и у моторов переменного тока с последовательным возбуждением степень замедления при приведении рычага в нулевое положение зависит от нагрузки. Благодаря этим условиям, проектирование предохранительного аппарата представляет значительно большие трудности, чем у машин, приводимых от мотора постоянного тока с регулируемой динамомашинной.

Предохранительным аппаратам у машин по схеме Леонарда придается такая конструкция, при которой им гарантируется также сохранение определенного наибольшего ускорения; в соединении с указателем глубины можно достичь, что аппараты лишь медленно освобождают маневренный рычаг соответственно желаемой рабочей диаграмме.

4. Концевые выключатели у стени шахты. На случай неточности установки предохранительного аппарата, возможность движения клетки ниже платформы (по направлению к канатному шкиву) устраняется путем установки особого концевых выключателя у стени шахты; установка производится на $1/2$ метра выше той наименьшей точки, до которой

поднимается подъемная клетка при нормальной работе; клетка, открывая при своем движении концевой выключатель, действует на предохранительный тормоз, который останавливает машину.

Расчет электрических подъемников.

Для расчета необходимы нижеследующие данные:

H — глубина шахты в м,

L — количество подаваемого груза в т/ч,

N — количество груза на один подъем в кг (см. ниже),

G — вес подъемной клетки в кг,

W — вес вагончика в кг,

число вагонов на один подъем,

число этажей в одной клетке,

число промежуточных платформ,

v_0 — наибольшая допускаемая скорость подъема в м/сек,

t_4 — промежуток времени между двумя последовательными подъемами в сек.,

система машины с указанием способа передачи, движущий шкив, машина с барабанами, бобинами и т. п.

На фиг. 1295 до 1298 приняты машины с полным уравновешением каната (машины с движущим шкивом, цилиндрические барабаны с нижним подвижным канатом).

Нижеследующие формулы непригодны для машин с коническими барабанами и для бобин.

Массы и моменты отнесены к среднему радиусу и в расчет принимаются угловые скорости и ускорения.

Диаграмма скоростей (фиг. 1295). Необходимое число подъемов в 1 час $z = 1000 L : N$ и общее время в секундах для одного подъема

$$T = 3600 : z = 3,6 N : L.$$

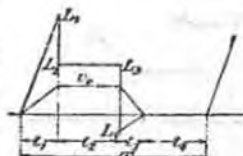
По определению p_a (ускорение) и p_n (замедление) скорость v_0 определяется по глубине h и по времени подъема $t = T$ (шага между двумя подъемами),

$$v_0 = tk - \sqrt{(tk)^2 - 2Hk}, \text{ где}$$

$$k = p_a p_n : (p_a + p_n).$$

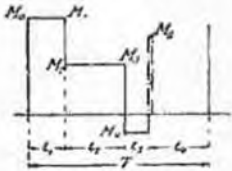
Целесообразный выбор величин N , v_0 , t_4 , p_a , p_n в допускаемых пределах, в зависимости от поставленных требований, оказывает выгодное влияние на первоначальную стоимость подъемника и на расходы по его эксплуатации.

Допускаемое ускорение p_a зависит от конструкции механической части. У машин с барабанами оно принимается от 1,2 до 1,5 м/сек² и более (тем меньше, чем больше подкающие передвижению массы, пбб при этом вращающий момент при начале движения не влзает невыгодно на размеры мотора). У машин с движущим шкивом p_a принимается

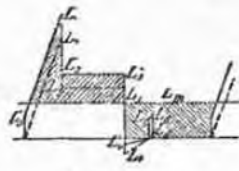


Фиг. 1295.

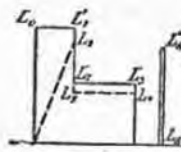
лишь от 0,7 до 0,8 от полученной величины. Замедление p_e определяется с таким расчетом, чтобы при остановке мотора находящиеся в движении массы могли свободно двинуться по инерции. Этому условию удовлетворяет значение $p_e = g \cdot \eta_m$, где m — отношение общего веса находящихся в движении масс и относенных к подъемному канату к весу полезного груза, а η — общая степень полезного действия и η всей установки. Величина η принимается, для машин с движущим шкивом при $v_0 = 15$ м/сек и непосредственном сцеплении мотора с валом подъемника, равной 0,85 до 0,9, при больших скоростях несколько меньше; для машин с барабанами принимается, в зависимости от веса барабанов, на несколько сотых меньше. При больших массах и если время, заданное для подъема, невелико, необходимо выбирать большую величину для p_e , так что некоторая часть движущей энергии ватормаживается; в установках по схеме Леопарда это условие достигается обратным отдачею энергии в сеть, т. е. без значительных потерь. Степень полезного действия шахты и механической части может быть определена по формуле: $\eta = I_h I_g : 2 I_h$, где I_h — ток, расходуемый подъемным мотором при подъеме, а I_g — ток, возвращаемый в сеть при опускании нагруженной клетки для одинаковой скорости клетки в обоих случаях.



Фиг. 1296.



Фиг. 1297.



Фиг. 1298.

Диаграмма производительности подъемного мотора (фиг. 1295).

$L_2 = N v_0 : 75 \eta$ при полном уравновешении веса каната. В противном случае $L_2 \geq L_3$ и к N необходимо прибавить избыток веса каната; для η принимается в расчет увеличение полезного груза, т. е. принимается $N' = N : \gamma$, ибо общее сопротивление в механической части остается неизменным в течение всего хода.

$$L_1 = L_2 + M p_0 v_0 : 75 \quad L_4 = L_3 - M p_0 v_0 : 75,$$

где M — сумма всех масс, отнесенных к подъемному канату.

Определение нагретая мотора соответствующего его тока в данное время, производится по «эффективной мощности мотора», который для $L_2 = L_3$ (и аналогично для $L_2 \geq L_3$) определяется по формуле

$$L_e = \sqrt{L_1^2 t_1 + L_2^2 t_2 + L_4^2 t_3} : T.$$

Размеры мотора определяются по наибольшему вращающему моменту при трогании с места.

Диаграмма вращающих моментов подъемного мотора (фиг. 1296). У машин без уравновешения каната имеем $M_0 > M_1$. Вращающий момент M_0 нужен в то время, когда в конце подъема нижняя клетка ставится на поддерживающие кулаки, а верхняя клетка должна быть

поднята выше поддерживающих кулаков для того, чтобы эти последние подвезли под клетку. Мощность мотора по отношению к наибольшему вращающему моменту должна быть проверена, особенно у машин с барабанами и бобинами.

Диаграмма расхода энергии (фиг. 1297 и 1298). На фиг. 1297 показан для схемы Леопарда расход энергии регулирующей динамомашинной без расхода энергии на возбуждение и на вспомогательные аппараты. Имеем

$$L_1' = L_1 \cdot (\eta_1' \eta_1''), \quad L_2' = L_2 \cdot (\eta_2' \eta_2''), \quad L_4' = L_4 \eta_3' \eta_3'',$$

где η_1' и η_1'' — степени полезного действия якоря подъемного мотора и распределительной динамо при трогании с места, η_2' и η_2'' — то же при достижении мотором полного числа оборотов, η_3' и η_3'' — то же во время замедления. Величину L_0' можно принимать приблизительно = $0,9 \cdot (L_1' - L_1)$.

Прямая $L_5' L_6'$ приблизительно параллельна $I_0' L_1'$ и $I_5' = L_0'$ и рассматривается, когда в конце подъема требуется еще установка клетки на кулаки.

[Изменение расхода энергии репульсионного мотора и трехфазного с последовательным включением происходит с той лишь разницей, что начальное ускорение принимается несколько больше, чем в конце времени для трогания с места. То же самое происходит и с динамомашинной для управления в случае трогания с места с понижающимся ускорением].

На фиг. 1298 показан расход энергии асинхронного трехфазного подъемного мотора. L_1' , L_2' и L_3' определяются из L_1 , L_2 и L_3 с применением в расчет степени полезного действия мотора при соответствующей мощности. L_6' соответствует тому случаю, когда требуется приподнять клетку для подведения под нее поддерживающих кулаков. Для неизменяющегося вращающего момента при трогании с места имеем

$$L_0' = L_1'.$$

[Для определения общего расхода энергии следует, в зависимости от системы машины, принимать в расчет расход на возбуждение (см. ниже), на воздушный компрессор для тормоза, вспомогательные аппараты (тормозные магниты), потери на трение в маховом колесе и преобразователе (см. ниже), степень полезного действия мотора, передающего движение распределительной динамомашине, дополнительные потери от сопротивления на скольжении (в среднем = $1/2 \delta \%$, если δ — дополнительное скольжение в %) или потерю в буферной динамомашине (см. ниже), потери в проводах. На фиг. 1295 до 1299 не принято опрокидывание, а поэтому расход энергии будет тот же, что и при установке].

Диаграмма расхода энергии для возбудительной машины в установке по схеме Леснарда (фиг. 1299). Изменение расхода энергии для возбуждения подъемного мотора происходит по ломаной линии 0—1—2—3—0, а динамо для трогания с места по линии 1—4—5—2. Во время перерывов действия подъемника (остановок) возбуждение подъемного мотора ослабляется в половину путем включения соаргивания. (Следует



Фиг. 1299.

принимать в расчет время для достижения полного возбуждения, необходимого для трогания с места).

Определение веса махового колеса. Если назовем через F_2 в P. S. sec площадь избыточной энергии по отношению к L_m среднему расходу энергии регулируемой динамомашини, согласно диаграммы фиг. 1297, к которой следует прибавить еще величину площади F'_2 над прямой L_m (фиг. 1299), то будем иметь

$$GD^2 = \frac{536750 F'_2}{n_1^2 - n_2^2}, \quad J = \frac{134,2 F_2}{\gamma(n_1^2 - n_2^2)},$$

где GD^2 — вращающий момент махового колеса в кгм^2 , J — момент инерции в м^2 , γ — удельный вес махового колеса, n_1 и n_2 — числа об./мин., $n_2 = 0,88 n_1$.

У маховых колес Ильгера наибольшая окружная скорость принимается для колес литой стали 100 до 150 м/сек; число об./мин. в зависимости от веса колеса 375 до 1500, наибольший диаметр до 4,4 м (в виду перевозок по железной дороге). Изготовлены колеса весом до 50 т. Потери от трения см. стр. 949; расчет — см. Стодола, Паровые турбины. 6 издание, Берлин. 1924 г., Юл. Спрингер.

Определение размеров буферной машины и батареи. Двухшаровая машина для агрегата, состоящего из буферной и распределительной динамомашини, должна иметь мощность L_m P. S., т. е. $L_m T$ P. S. sec на один подъем. Достижение буфером выравнивания не происходит без потерь, поэтому $L_m T$ не равно F — расходу энергии распределительной динамомашини. Если η_g и η_m обозначают степени полезного действия буферной машины, работающей как динамо и как мотор, η_b — для батареи, то буферная машина воспринимает как динамо F_1 P. S. sec (заштрихованная площадь ниже линии L_m на фиг. 1297) и отдает батарее $F_1 \eta_g$ P. S. sec; последняя отдает буферной машине как мотору $F_1 \eta_g \eta_b$, а распределительной динамомашине передается $F_1 \eta_g \eta_b \eta_m = F_2$ P. S. sec, где F_2 избыток площади над прямой L_m (фиг. 1297). Двухшаровая машина отдает непосредственно F_3 P. S. sec (площадь ниже линии L_m на фиг. 1297 незаштрихованная). Отсюда следует

$$F_1 + F_3 = L_m T; \quad F_1 \eta_g \eta_b \eta_m = F_2; \quad F_2 + F_3 = F.$$

L_m выбирается с таким расчетом, чтобы приведенные уравнения имели место; после этого мощность и сила тока для буферной динамо и батареи определяются по фиг. 1297; иногда принимается в расчет расход энергии для возбуждения (см. стр. 955). Следует учесть, что при малом количестве подъемов, когда расход энергии должен оставаться почти равномерным, удары надвигшиеся на батарею будут гораздо больше, нежели при полном количестве подъемов.

С. Краны.

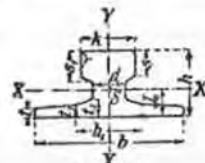
а) Катучие краны.

Применение. Наиболее подходящая форма крана для всех внутренних (крытых помещений) и для всякой прямоугольной площади. Ручная передача только для кранов, весьма редко обслуживаемых, во всех других

случаях всегда электрическая передача; последняя особенно выгодна для подъема груза и для продольного перемещения крана. Для каждого из трех движений: подъема груза, поперечного или продольного его перемещения, ставится по одному электродвигателю; первые два устанавливаются на лебедке (тележке или кошке), последний — на середине крановой балки.

Подъемный механизм. Необходимо, чтобы подъем груза происходил в точности по вертикали, почему оба конца каната от канатного блока (или полснasta) всегда должны навиваться на барабан. Для грузов до 10 т четыре подъемные каната при двух подвижных блоках внизу и одном уравновешивающем блоке сверху; передача 1:2. Для грузов до 25 т шесть канатов: два подвижные блока с одним уравновешивающим блоком внизу и два блока сверху; передача 1:3. Если проектируются парные цилиндрические зубчатые колеса, то барабан должен быть разрезан надвое части, свободно вращающиеся на одной и той же оси; этим достигается равномерное распределение давления на оба зубчатые колеса.

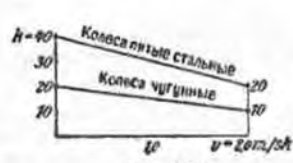
Машинист помещается не на лебедке, почему управление ею должно производиться на расстоянии. Остановочный тормоз конструируется по-тому как магнитный тормоз. Для отсужного тормоза может служить генераторное торможение при постоянном токе и коротко замкнутое торможение при трехфазном токе, грузовой тормоз или последовательно включенный магнитный тормоз; первые две системы имеют наибольшее распространение. В случае коротко замкнутого тормоза рекомендуется центробежный сигнальный звонок. При наивысшем положении крюка происходит автоматическое выключение лебедки.



Фиг. 1300.



Фиг. 1301.



Фиг. 1302.

Увеличение скорости подъема малых грузов достигается в больших катучих кранах при помощи последовательно-параллельного включения двух двигателей или переключением одного двигателя на два самостоятельные подъемные механизма, при помощи электромагнитной сцепной муфты или установку специального двигателя мотора для вспомогательного подъемного механизма.

Механизм для перемещения лебедки (тележки). Рельс из плоского железа 60 · 30 до 120 · 60 или специального профиля по фиг. 1300. Прикрепление к крановой балке заклепками по фиг. 1301.

Для грузов до 20 т и скоростей поперечного перемещения до 0,5 м/сек колеса чугунные, свыше этих норм колеса стальные. Допускаемая нагрузка определяется из

$$Q = kDb,$$

где Q — давление на колесо в кг (от полезного груза и собственного веса лебедки), D — диаметр колеса в см и b — полезная ширина рельсовой

голки в ст. Допускаемое давление k выбирается тем меньше, чем больше скорость перемещения лебедки, а соответственно этому и износ (см. диаграмму фиг. 1302).

Таблица 26. Рельсы для подвижного мостового крана Роте Эрдс. Размеры в мм.

Профиль №	Высота h	Шпиринг основания		Р е б р о				Шпиринг головки k	Толщина головки		Радиус изгиба r
		b	b_1	t	t_1	t_2	d		s	s_1	
1	55	125	54	8	11	14	24	45	20	23,5	3
2	65	150	66	9	12,5	17,5	31	55	25	25,5	4
3	75	175	78	10	14	20	38	65	30	34	5
4	85	200	90	11	15,5	22	45	75	35	38,5	6

Профиль №	Сечение cm^2	Вес kg	Расстояние центра тяжести mm	Момент инерции cm^4	Момент со- противления cm^3
1	28,7	22,5	22,7	94	29
2	41,1	32,2	26,5	185	48
3	55,8	43,8	30,6	328	74
4	72,6	57	35,2	523	105

Сопротивление от трения Z_r в kg по начальной окружности зубчатого колеса определяется по уравнению

$$Z_r \cdot r = Qm + Q\mu\rho$$

(фиг. 1303), где r —радиус зубчатого колеса в см, Q —давление на колесо в kg, m —плечо катящегося трения в см, μ —коэффициент трения и ρ —радиус шайфы в см. Величина m принимается равной 0,05 до 0,1 см в зависимости от того, насколько точно обработаны колеса и насколько хорошо выправлены рельсы. Величина $\mu = 0,1$. Кроме сопротивления движению от трения, необходимо принимать сопротивление инерции масс движению Z_m ; последнее определяется по

$$Z_m \cdot r = (Q : g) \text{tg} \alpha R,$$

где R —радиус круга катания колеса в см, а Z_m измерено по начальной окружности зубчатого колеса.

В виду того, что начало движения у последовательных электродвигателей происходит по параболе, необходимо принимать

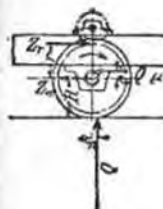
$$\text{tg} \alpha = 2v : t_m$$

при чем для разгона принимают t_m равным от 3 до 4 сек.

Рекомендуется установка автоматических выключателей на обоих концах кранового пути.

Конструкция передвижной лебедки. Рама большую часть составляет из полос корытного железа, склепанных в углах при помощи угольников и узловых листов (косынок). Чугунные подшипники привин-

чиваются к особым строганным планкам, приклепанным к раме. Для увеличения, по возможности, высоты и ширины обслуживаемого помещения, необходимо стремиться к достижению возможно малой строительной высоты и малой строительной длины передвижной лебедки. Для медленно перемещающихся кранов в мастерских—быстроходные двигатели с червячной передачей; для быстроходных кранов в металлургическом деле—медленно вращающиеся двигатели и зубчатая передача. В новейших кранах передвижная лебедка снабжается в нижней своей части поворотной укосною, отчего увеличивается рабочее поле крана.



Фиг. 1303.



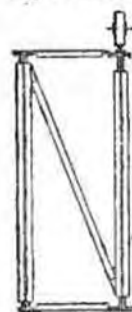
Фиг. 1304.



Фиг. 1305.



Крановые балки (фермы) подвергаются вертикальным усилиям от полезного груза, собственного веса крановой балки и собственного веса лебедки. Для передачи горизонтальных усилий от давления масс (инерции) необходимы хорошие боковые крепления при помощи горизонтальных балок. При пролетах менее 15 м крановая балка состоит из двух сплошных главных балок и двух вспомогательных решетчатых



Фиг. 1306.



Фиг. 1307.

балок (фиг. 1304) или из четырех сплошных балок (фиг. 1305). Балки для больших пролетов составляются либо из двух главных и двух вспомогательных решетчатых балок (фиг. 1306), или, лучше, из двух главных решетчатых балок с консолями и специальных подрельсовых (покранных) балок для перемещающейся внутри лебедки (фиг. 1307). Для крановых балок с выгодой применяются профили с широкими полками, ибо они должны воспринимать как вертикальные, так и горизонтальные изгибающие моменты.

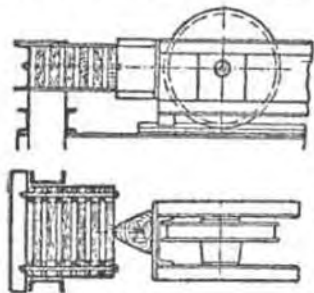
продольное перемещение со скоростью до 1 м/сек. Полезный груз при применении аллигаторов от 2 до 5 т; подъемная сила от 5 до 10 т.

Передвижная лебедка (или кошка). Раньше применялся неподвижный движущий механизм с передачей движения лебедке при помощи бесконечного каната. Преимущество — малый собственный вес передвижной лебедки, а следовательно и малое сопротивление масс (инерции) при разгоне. Фиг. 1314: канатная передача с вращающимися подъемными блоками по типу старых литейных катучих кранов; весьма большое сопротивление, ибо при передвижении лебедки подъемные блоки вращаются под нагрузкой. Схема по фиг. 1315 дает конструкцию канатной передачи с подъемными блоками, не вращающимися при перемещении лебедки (Штукенгольц). Неудобство всех канатных передач: сильный износ канатов, быстро перемещающихся по многим канатным шкивам.

В последнее время отдается предпочтение электрической передаче с установкой движущего механизма на самой лебедке.

Неудобство: большой собственный вес лебедки, а потому и большое сопротивление от инерции масс при трогании с места. Преимущества: нет износа канатов; платформа машиниста может находиться у самой лебедки, при чем достигается лучший надзор и большая надежность при обслуживании крана.

Груз подвешен на двух канатах при помощи одного подвижного блока; точного подъема по вертикали не требуется. Медленно вращающийся двигатель с зубчатыми передачами. Тормоз для перемещения лебедки



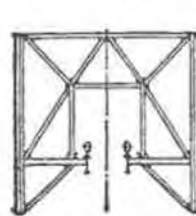
Фиг. 1317.

рассчитывается с запасом и проектируется двойным: короткозамкнутый и магнитный остановочный тормоз. В конечных точках подъема груза и перемещения лебедки установлены автоматические выключатели. Также устанавливаются буфера; пружинные буфера не могут воспринимать всей живой силы, масляные буфера легко портятся, лучше устанавливать ряд деревянных, легко заменяемых, досок, которые по порядку ломаются (рис. 1317), конструкции П р е д е р а, или наклонные плоскости на концах пути, на которые насаживается катучая лебедка.

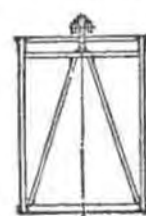
Крановые балки (фермы). Значительные пролеты обуславливают хорошее боковое крепление и правильное использование материала. Обычно проектируют две решетчатые фермы, верхние пояса которых непосредственно соединены между собою горизонтальной решетчатой фермой. Рельсы для передвижной лебедки располагаются внутри (фиг. 1318). Преимущество: малая строительная высота. Неудобство: нижние пояса могут непосредственно крепиться.

Рельсы для передвижной лебедки подвешены снизу (фиг. 1319). Преимущество: оба нижние пояса могут быть непосредственно между собою связаны. Неудобство: несколько большая строительная высота.

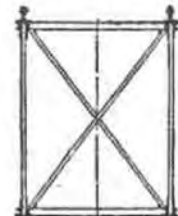
Рельсы для лебедки располагаются сверху (фиг. 1320). Лебедка в этом случае конструируется как поворотный край, при чем груз приближается сбоку моста. Преимущество: достигается хорошее боковое крепление, не требуется специальных балок для поддержания рельсов лебедки. Небольшие боковые отклонения ковши (или крюка) могут быть достигнуты поворотом укосины без перемещения всего моста.



Фиг. 1318.

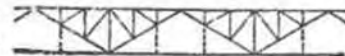


Фиг. 1319.



Фиг. 1320.

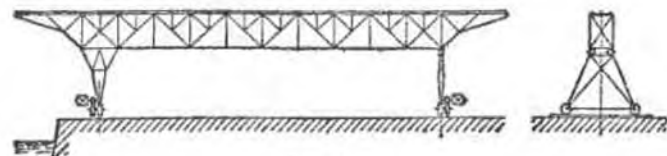
При движении лебедки по верху, требуется такое очертание фермы, при котором длина панели верхнего пояса составляла бы $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{6}$ длины панели нижнего пояса; дополнительное местное изгибающее напряжение верхнего пояса тогда незначительно (фиг. 1321).



Фиг. 1321.

Если лебедка перемещается между фермами или по низу, то выбирается такое очертание фермы, при котором длина панели верхнего пояса равна длине панели нижнего пояса или половине ее длины.

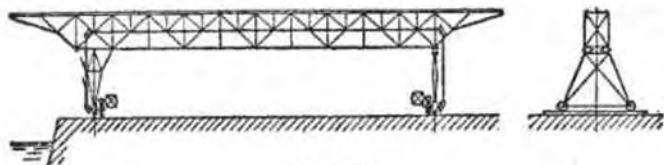
Механизм для перемещения моста. Необходимо, чтобы перемещение всего моста при расположении нагрузки на одном конце происходило равномерно, без перекашивания моста. Разница в сопротивлении перемещению на обоих концах моста должна быть устранена; это достигается следующими способами:



Фиг. 1322.

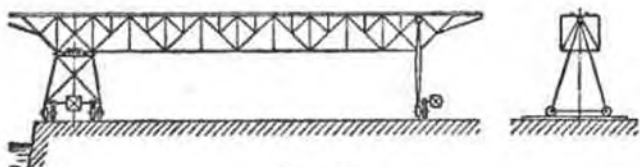
(Фиг. 1322). Одна из мостовых опор неразрывно (жестко) связана с мостовыми фермами, другая опора (мытник) соединена с мостом при помощи горизонтального шарнира, для возможности свободного расширения моста от теплоты. Каждая опора снабжается самостоятельным шунтовым электродвигателем для перемещения моста. Половина разницы сопротивлений движению на обоих концах моста вызывает в мостовых

фермах изгибающие напряжения в горизонтальной плоскости; влече действующего усилия равно пролету моста. Преимущество: простота конструкции передвижного механизма.



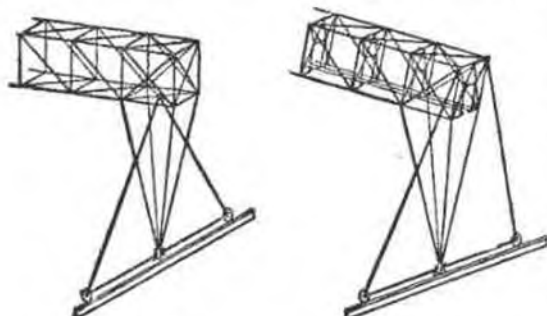
Фиг. 1323.

При помощи шарового вала (фиг. 1323). Соединение обоих опор с мостовыми фермами такое же, как и в предыдущем случае. Каждая опора снабжается самостоятельным последовательным двигателем; оба



Фиг. 1324.

двигателя соединены между собою общим валом. Размер вала определяется с таким расчетом, чтобы он мог передавать половину разницы сопротивлений на концах моста. Преимущество: разгрузка ферм, ибо усилия передаются через вал. Неудобство: большое сопротивление при перемещении моста, ибо вследствие прогиба мостовой фермы вал заклинивается в поддерживающих его подшипниках.



Фиг. 1325.

Фиг. 1326.

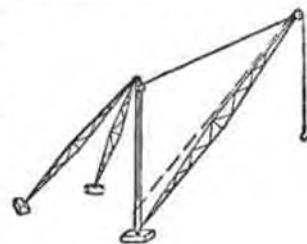
при помощи поворотного круга и устанавливается на рельсовый путь, колес которого достаточно широка для достижения надлежащей устойчивости от давления ветра всего крана поперек пути. Вторая опора соединяется с мостом при помощи шарового шарнира (или двух подвесных

сторжней). Мост может устанавливаться только под определенным углом к оси пути (не более 10°). Каждая опора снабжается самостоятельным вращательным двигателем. Особые выключатели не допускают возможности установки моста под углом (к пути) большим допустимого. Вместо поворотного круга может быть установлена колонна (фиг. 1325); в этом случае для каждой опоры требуется один только рельс. Один шарнир в верхней части колонны может быть заменен двумя, при этом получается более свободный проход (фиг. 1326).

Движущие механизмы для обоих опор должны, во всяком случае, быть снабжены магнитными остановочными тормозами для удержания возможности (при бездействии кранов) угла моста от давления на него ветра. Кроме того необходимы особые предохранительные башмаки, которые захватывают за съедовые рельсы в то время, когда мостовой край не работает. Лучше, в нижней части моста привнести зацепки, захватывающие в неподвижные стойки на концах пути, как только мостовой край пришел в крайнее положение, и снимаемые рукой обратно (изготовление фирмы Крупн в Грузошерье).

с) Поворотные краны.

Применение. Преимущество поворотного крана состоит в том, что под крюком всегда много свободного места; краны этого типа поэтому весьма удобны для свободного перемещения под ними громоздких грузов и применяются с успехом в тех случаях, когда приходится поднимать и перемещать разного рода грузы для обслуживания набережных. Неудобство поворотного крана — ограниченная площадь для обслуживания. В виду этого в металлургических и механических мастерских поворотные краны вытеснены катучими, а для обслуживания складочных дворов и площадей — уступают место мостовым кранам. Неподвижный поворотный кран для больших грузов имеет применение в кораблестроительных верфях. Как вспомогательный кран применяется для катучих кранов, у которых лебедка снабжается поворотной укосной, а равно и для мостовых кранов.



Фиг. 1327.

1. Установка поворотной части крана. Поворотные краны, в зависимости от конструкции поворотной укосной, приводятся к пяти различным типам.

Поворотный кран с концевыми цапфами. Для легких кранов до статического кранового момента $N a_m \leq 5 \text{ mt}$ опорой может служить прочная каменная стена; для более тяжелых кранов опорной стойкой имеет форму особой клановой железной конструкции (фиг. 1327). В обоих случаях укосная крана с концевыми цапфами может вращаться лишь в пределах полукруга, что значительно затрудняет их применение.

Равнодействующая V всех вертикальных сил, действующих на вращающуюся часть крана:

$$V = N + E_1 + E_2 + \dots + E_n$$

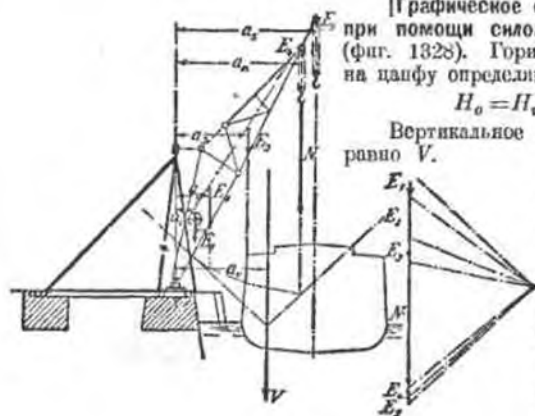
а плечо a_e этой равнодействующей определяется по уравнению

$$Va_e = Na_n + E_1 a_1 + E_2 a_2 + \dots + E_5 a_5.$$

[Графическое определение V и a_e при помощи силового многоугольника (фиг. 1328). Горизонтальные давления на цапфу определяются по:

$$H_o = H_u = Va_e : h.$$

Вертикальное давление на цапфу равно V .



Фиг. 1328.

При этом принято, что канатный барабан установлен на самой поворотной укосине; если же барабан установлен у неподвижной стены или опоры, то натяжение в канате соответственно влияет на величину давления на цапфу. Сопротивление от трения при повороте укосины, измеренной у (верхней) головки укосины, определяется по

$$W_r = \frac{H_o \mu r_o}{a_n} + \frac{H_u \mu r_u}{a_n} + \frac{V \mu r_e}{a_n},$$

где r_o и r_u — радиусы верхней и нижней цапфы, а r_e — средний радиус пятника.

Сопротивление при повороте массы груза и укосины, также измеренное у головки укосины

$$W_m = M \operatorname{tg} \alpha.$$

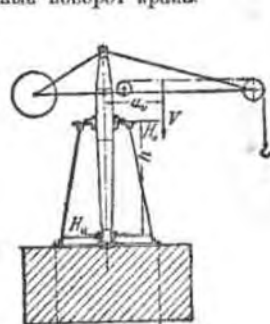
В виду того, что изменение скорости при трогании с места происходит по параболе, можно принимать $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2v}{t_a}$, где время для трогания с места t_a принимается равным 4 до 6 секунд. M представляет массу полезного груза $N : g$ плюс массу укосины, отнесенную к ее головке, т. е.

$$\frac{E_1}{g} \cdot \frac{a_1^2}{a_n^2} + \frac{E_2}{g} \cdot \frac{a_2^2}{a_n^2} + \dots + \frac{E_5 a_5^2}{g a_n^2}.$$

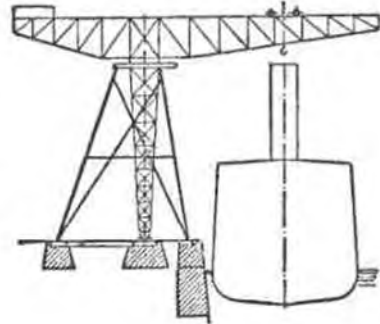
Преимущество кранов с концевыми цапфами: жалый собственный вес укосины, легкое поворачивание. Неудобство: рабочее поле ограничено полукругом.

Поворотный кран с вращающейся колонной и горизонтальным вылетом. Конструкция применяется для легких кранов при крановом

момента до $Na_n \leq 20$ тл. Колонна стальная по фиг. 1329 и 1330. Конструкция (стойка), поддерживающая кран, расположена не рядом, как в предыдущем случае, а непосредственно под краном, почему возможен полный поворот крана.



Фиг. 1329.



Фиг. 1330.

Равнодействующая V всех вертикальных сил, действующих на поворотную часть крана, а равно и плечо ее действия a_e определяются согласно вышеприведенному. Горизонтальные давления на цапфу равны:

$$H_o = H_u = Va_e : h.$$

Размеры колонны должны быть рассчитаны на изгибающий момент в верхней шейке $M_o = H_u h = Va_e$.

Сопротивление от трения при поворачивании крана зависит от конструкции верхней шейки, подверженной нагрузке H_o . Обыкновенный подшипник вызывает, в виду большого диаметра шейки, значительное сопротивление от трения, при чем рекомендуется лишь для небольших кранов. В виду большого диаметра шейки, подшипник на шариках очень дорог, подшипник на катках — неудобен. В новейших кранах этого типа на горизонтальном вылете устанавливаются один или два опорные ролика большого диаметра с двумя или тремя направляющими катками; опорные ролики катятся без скольжения по опорному кольцу, прикрепленному к стойке крана. При одном опорном ролике имеем

$$W_r = \left(\frac{H_o m}{R_r} + \frac{H_u \mu r_e}{R_r} \right) \frac{R_l}{a_n} + \frac{H_u \mu r_u}{a_n} + \frac{V \mu r_e}{a_n}.$$

При двух опорных роликах сопротивление от трения несколько больше. R_r — радиус опорного ролика, r_e — радиус цапфы этого ролика, R_l — радиус опорного кольца, m — плечо катящего трения = около 0,05 см.

Величина $W_m = M \operatorname{tg} \alpha$, как и в предыдущем случае.

Преимущества крана с вращающейся колонной: свободное место для поворачивания громоздких грузов, удобная установка противовеса. Неудобство: весь момент крана должен восприниматься как поворотной колонной, так и неподвижной опорной стойкой, почему при больших грузах конструкция тяжела.

[Краны, опорная стойка которых заменяется шахтой из каменной кладки (тип Ферберна), больше не строятся из-за значительной стоимости фундамента].

Поворотный кран с неподвижной колонной. Для легких кранов до $Na_n \leq 20$ т колонна стальная по фиг. 1331, для тяжелых кранов — колонна решетчатая по фиг. 1332. Опорная колонна находится внутри крана и, следовательно, возможен полный оборот крана на 360° .

Определение V , a_r , H_o и H_m — как и в предыдущем случае. Колонна не должна также и в этом случае передавать изгибающий момент $M_b = H_o h = Va_r$; допустимое напряжение колонны как и в предыдущем случае.

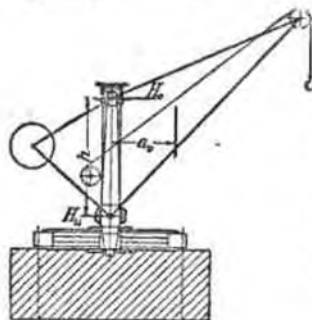
Величина сопротивления при поворачивании крана в зависимости от конструкции нижней опоры. Предпочтение отдается опорным роликам большого диаметра; в этом случае W_r достигает той же величины, как и в предыдущем случае. Преимущества крана с непод-

вижной колонной: простая установка противовеса, небольшой вес укрупнения. Неудобство: момент крана, как и в предыдущем случае, должен передаваться через колонну крана, отчего для больших кранов конструкция тяжела.

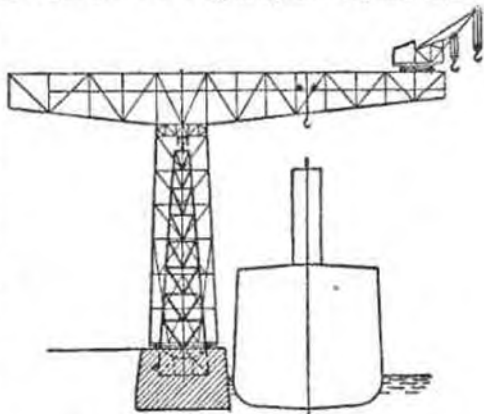
Поворотный кран с поворотным кругом на колесах. Для легких кранов до $Na_n \leq 50$ т конструкция по фиг. 1333. Для больших грузов этот тип нецелесообразен, ибо распределение опорного давления на большое количество колес требует сложной конструкции. Крановый момент и здесь передается только при помощи вертикальных упоров. Спереди необходимы два опорных колеса для обеспечения надлежащей устойчивости. Сзади достаточно одно колесо, если давление на его ось не выходит чрезмерно большим.

Определение V и a_r по предыдущему.

Давление на одно переднее колесо $V_f = \frac{1}{2} [V(R_r + a_r) : (R_c + a_r)]$.



Фиг. 1331.



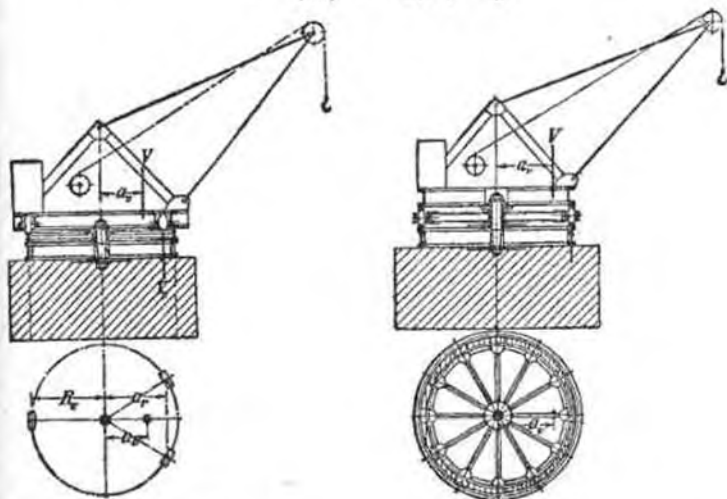
Фиг. 1332.

давление на заднее колесо

$$V_h = V(a_r - a_c) : (R_c + a_r).$$

В этом случае также необходимо располагать противовес таким образом, чтобы равнодействующая V как при порожнем, так и при полной нагрузке криво оставалась внутри рельса поворотного круга. Средняя цапфа konstruiруется как анкерное соединение, воспринимающее лишь вытягивающие усилия; при нормальной работе крана в этой цапфе напряжений нет. Сопротивление от трений при поворачивании крана

$$W_r = \left(\frac{V m}{R_r} + \frac{V \mu r_c}{R_r} \right) \cdot \frac{R_c}{a_n}.$$



Фиг. 1333.

Фиг. 1334.

Преимущества поворотного круга на колесах: легкая и дешевая конструкция, свободное место для установки подъемной лебедки. Неудобства: сопротивление крана поворачиванию весьма велико в случае, если диаметр колес не будет достаточно большим; во время морозов смазка осей, около которых вращаются тяжело нагруженные колеса, — затруднительна.

Поворотный кран с поворотным кругом на матах. Поворотный круг располагается внизу (фиг. 1334) или сверху (фиг. 1333). Этот тип особенно пригоден для больших грузов, ибо значительное число катков допускает весьма равномерное распределение давления по окружности поворотного круга.

Определение V и a_r — как выше.

Распределение давления на катки статически неопределимо. Для приблизительного расчета представим себе кольцо, по которому переме-

щаются катки, как некоторую кольцевую площадь, подверженную внецентренной нагрузке силой V (фиг. 1336). Тогда имеем давление.

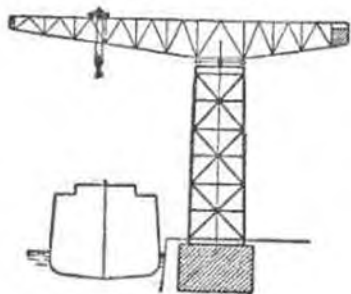
$$p_d = V : (D\pi b), \quad p_e = Va_e : \omega = Va_e : (0,8 D^2 b).$$

Наибольшее давление со стороны укосины

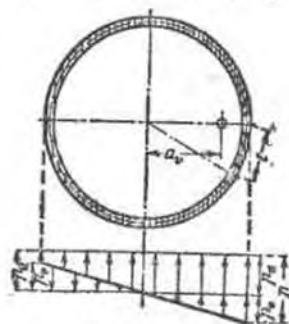
$$p = p_d + p_e,$$

где p_d —давление, вызываемое центральной нагрузкой, а p_e —внецентренной нагрузкой, D —средний диаметр кольцевой поверхности, b —ширина кольцевой поверхности и ω —момент сопротивления кругового кольца.

Если представим себе, что вырезали из кольцевой поверхности часть длиной t (равно расстоянию между катками) подверженную давлению p , то получим, приблизительно, давление на нагруженный каток. Ввиду прогиба поворотного круга, действительное давление на каток будет несколько менее вычисленного приближенного. Если p_e будет больше, нежели p_d , то принимается в расчет лишь часть кольца, подверженная положительной нагрузке (см. сопротивление прямых брусьев, т. I, стр. 618 и сл.).



Фиг. 1335.



Фиг. 1336.

Расположение противовеса должно удовлетворять условию, чтобы равнодействующая V как при порожнем, так и при нагруженном крюке оставалась внутри кольца. Средняя напфа конструируется как предохранительное авкерное скрепление. Сопротивление от трения

$$W_r = 2 \left(\frac{V_m}{2R_r} \right) \cdot \left(\frac{R_c}{a_n} \right).$$

Преимущества: нет трения в цапфах, почему край весьма надежен в действии и весьма легко поворачивается; свободное место для лебедки; равномерное распределение давления на поворотный круг, почему особенно пригоден для больших грузов. Неудобство: кроме кольца у неподвижного поворотного круга, необходимо еще второе кольцо у поворотной части крана.

Подъемный механизм. Так как при поворотных кранах машинист почти всегда находится у поворотного механизма, то для легких грузов до 5 т, достаточно применения храпового тормоза, служащего как оста-

новочным, так и опускным тормозом. Взамен храповых тормозов можно применять также и магнитные тормоза, обслуживаемые от руки.

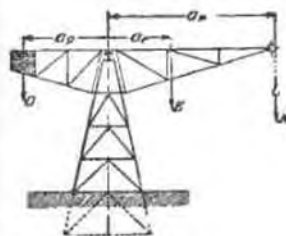
Передача от медленно вращающегося двигателя канатному барабану производится большей частью при помощи двух пар цилиндрических колес. Двигатель и лебедка устанавливаются всегда на одной общей фундаментной плите.

При грузах больше 50 т для лебедки устанавливаются два двигателя в последовательно-параллельном соединении. Кроме того, устанавливается магнитный остановочный тормоз и коротко-замкнутый опускной тормоз; в некоторых случаях опускной тормоз проектируется как грузовой.

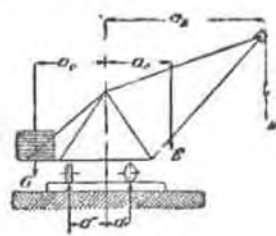
Укосина или вылет проектируется по возможности легкой для избежания излишнего свешивающегося груза. Очертание укосины должно допускать свободное движение под ней громоздких грузов. Раньше при давали укосине форму сплошной изогнутой балки, в последнее время укосины решетчатые.

Поворотный механизм. Последовательный электродвигатель соединяется с двухходовым червяком, который сцепляется с червячным колесом, насаженным на вертикальный вал. На нижнем конце вертикального вала насажена шестерня, сцепляющаяся с зубчатой дугой. Магнитный остановочный тормоз насажен на червячный вал. Если в каком-либо месте на пути укосины может происходить случайный удар последней о неподвижные предметы, то между двигателем и червяком рекомендуется включить фрикционную муфту.

Противовес. Для кранов, укосина или вылет которых вращается в неподвижно закрепленных подшипниках, а равно при неподвижной или вращающейся колонне,—нет безусловной необходимости в установке противовеса; последний, однако, целесообразен, либо им уменьшается на половину крановый момент, если расположить противовес с таким расчетом, чтобы крановый момент при полной нагрузке был равен крановому моменту при порожнем крюке (фиг. 1337).



Фиг. 1337.



Фиг. 1338.

Если

E — полный собственный вес в kg без полезного груза,
 a_e — расстояние центра тяжести,

тогда

$$E = E_1 + E_2 + \dots$$

$$a_e = \frac{E_1 a_1 + E_2 a_2 + \dots}{E};$$

это будет наиболее удобное значение для произведения

$$Ga_g = Ea_g + \frac{1}{2} Na_n.$$

Каждый из множителей произведения G и a_g может быть выбран по желанию.

Для остальных типов поворотных кранов, а равно и для кранов с поворотными кругами,—установка противовесов неизбежна, ибо равнодействующая V как при полной нагрузке крана, так и при порожнем крюке должна находиться внутри опорной окружности. Величина и место расположения противовеса определяются согласно следующих условий (фиг. 1338),

нагруженный кран:

$$G[a_g + a'] > N[a_n - a'] + E[a_e - a'];$$

$$\text{порожний кран: } G[a_g - a'] < E[a_e + a''].$$

Основание (фиг. 1339). Общее давление V на фундамент и плечо его действия a_e определяется из E равнодействующей поворотной части крана и ее плеча I , собственного веса F' неподвижной части крана и веса S фундамента.

Общее давление тогда определяется по

$$S = V + E + F'$$

и плечо a_s , на котором это давление приложено, по

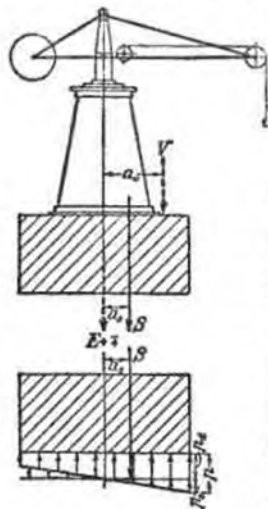
$$Sa_s = Va_e.$$

Висцентренное действие силы S вызывает в подошве фундамента давление на грунт в пределах p_{\max} и p_{\min} (фиг. 1340). Сила S должна представлять равнодействующую этих давлений по величине и направлению:

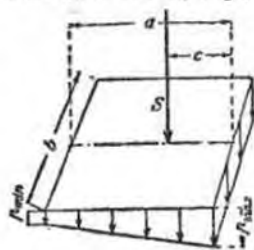
$$1. \quad S = (p_{\max} + p_{\min}) \cdot (ab : 2)$$

$$2. \quad e = \frac{a}{3} \cdot \frac{p_{\max} + 2p_{\min}}{p_{\max} + p_{\min}}$$

(e — расстояние центра тяжести в граници, при чем $e = \frac{a}{2} - a_s$).



Фиг. 1339.



Фиг. 1340.

Отсюда находим:

$$p_{\max} = 2S \cdot [2 - (3c : a)] : ab$$

Если сила S настолько эксцентрична, что $c < a : 3$, то давления на грунт распределяются лишь из одну часть подошвы основания (фиг. 1341), и тогда имеем: $S = (p_{\max} : 2) \cdot 3cb$, откуда $p_{\max} = 2S : (3bc)$.

2. Изменение вылета. Применяется в. Для кранов в сборочных мастерских необходима точная установка груза; это достигается перемещением груза в радиальном направлении.

Вылет с катушкой ножкою. На длине вылета может перемещаться кошка, по канатным блокам которой направляется подъемный канат. При этой конструкции сопротивление от трения

$$W_r = \frac{Nm}{R} + \frac{N_1 r}{R} + 2 \left(\frac{N}{2} \right) \sqrt{2} \left(\frac{r_1}{R_1} \right) + \frac{N_1 r_2}{R_2},$$

где N — полезный груз, R — радиус колеса у катушки кошки, r — радиус оси этого колеса, R_1 — радиус канатного блока у кошки, R_2 — радиус подвижного блока, и соответственно r_1 и r_2 — радиусы осей у этих блоков, μ — коэффициент трения паффы и m — плечо действия катящегося трения.

К полученной величине необходимо еще сделать прибавку на жесткость каната, которая для упругих проволочных канатов при достаточно больших канатных блоках принимается равной 5% от полезного груза. Кошка перемещается при помощи бесконечного каната от двигателя, установленного на укосине (вылете).

Преимущества: вполне горизонтальное перемещение груза и небольшое сопротивление перемещению кошки. **Неудобства:** большой собственный вес и большая строительная длина передвижной кошки, тяжелая конструкция вылета, большое сопротивление движению.

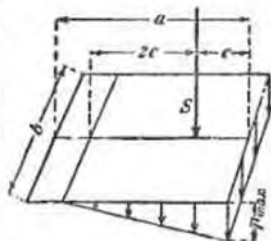
Укосина подвижной лебедки. Сопротивление при перемещении уменьшается по

$$W_r = \frac{Nm}{R} + \frac{N_1 r}{R} + \frac{Em}{R} + \frac{E_1 r}{R},$$

где E — собственный вес подвижной лебедки. Трение каната совершенно отсутствует.

Преимущества: горизонтальное перемещение, незначительное сопротивление при перемещении. **Недостатки:** большой собственный вес в большие размеры лебедки, тяжелая укосина. Применение рекомендуется в тех случаях, когда собственный вес лебедки по отношению к полезному грузу не велик, как это имеет место при небольших скоростях подъема.

) Полезный груз — в кг, радиусы — в см.



Фиг. 1341.

Качающаяся укосина (при помощи блока) (фиг. 1342). Одновременно с радиальным перемещением груза происходит его поднятие и опускание. Наибольшее натяжение Z в канате, качающем укосину, имеет место при крайнем положении груза; при натяжном блоке с количеством i канатов

$$Z = (iS\alpha + Eb - SR) : r,$$

где iS — полезный груз, E — собственный вес укосины и S — натяжение в поднимаемой грузовой цепи.

Преимущества: укосина должна быть рассчитана лишь на продольно-изгибающие усилия (не подвергается обыкновенному изгибу), отчего конструкция получается легкой. Недобудства: движение груза не вполне го-

ризонтальное, что неудобно для обслуживания сборочных мастерских; сопротивление весьма велико, отчего движущий механизм тяжел; вследствие износа каната вся конструкция быстро изнашивается, отчего обслуживание не вполне безопасно. Система часто применяется в Англии (краны Деррика).

Качающаяся укосина (при помощи винта) (фиг. 1343). Здесь сопротивление S будет наибольшим также при крайнем положении груза. Натяжение Z в винте (при двух винтах) будет:

$$Z = (iS\alpha + Eb - SR) : 2r$$

где iS — груз, E — собственный вес укосины и S — натяжение подъемного каната.

Для малых кранов устанавливаются один винт, при чем укосина имеет в сечении форму треугольника; для тяжелых кранов — два винта, а сечение укосины прямоугольное. Во всех случаях винты приводятся в движение коническими зубчатыми колесами; последние располагаются концентрически по отношению к шарниру, около которого происходит вращение винта.

Преимущества: легкая укосина. Недобудства: движение происходит не по горизонтали, сопротивление движению весьма велико. Эта система часто применяется в Германии.

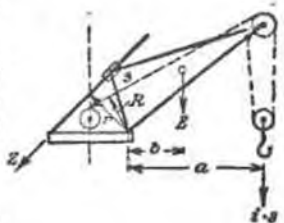
Длинные винты подвергаются значительному изгибающему моменту от действия собственного веса; в этом случае применяются вертикальные винты с неподвижными опорами на обоих концах с особою соединительною тягой между гайкой винта и укосиной; горизонтальная составляющая натяжения тяги воспринимается катками, прикрепленными к гайке, и направляющей, прикрепленной к железной конструкции стойки (фиг. 1344, патент ДЕМАГ).

В новейших конструкциях подъемный канат перемещается по системе блоков, расположенных по направлению винтового штифеля; при вытягивании укосины подъемный канат удаляется. Перемещение груза при

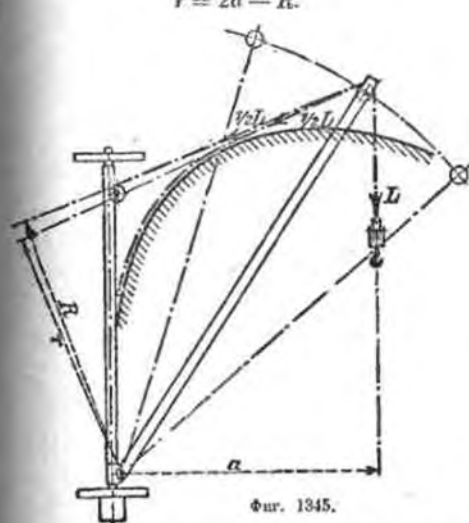
этом происходит почти по горизонтальной, сопротивление движению значительно меньше (патент ДЕМАГ). Почти горизонтальное перемещение груза достигается также тем, что один из грузовых канатов от подвижного блока, перекинутый через блок укосины, навивается на барабан, расположенный в верхней части крана, тогда как другой грузовой канат от того же подвижного блока, обвивая второй блок укосины, проходит по прикрепленному к укосине изогнутому пути канат имеет направление по этому пути и к нему прикрепляется (фиг. 1345). Путь должен иметь такое очертание, чтобы сумма моментов грузовой каната, действующих на укосину, была равна нулю:

$$La - \frac{1}{2} \cdot LR - \frac{1}{2} Lr = 0;$$

$$r = 2a - R.$$



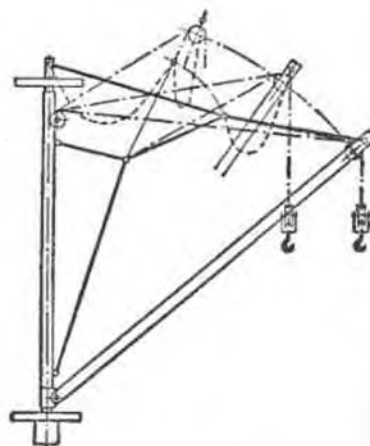
Фиг. 1343.



Фиг. 1345.



Фиг. 1344.



Фиг. 1346.

Собственный вес укосины может быть уравновешен противовесом.

Приблизительно то же достигается при помощи многоугольника, составленного из натянутых канатов (фиг. 1346, патент Фосс).

3. Передвижные поворотные краны. Применение. Краны, перемещающиеся вдоль набережных, служат для установки груза в определенном месте; скорость перемещения крана может быть в этом случае

незначительна. Перемещение с большей скоростью, до 2 м/сек, требуется для кранов в сталелитейных мастерских. Перемещаемостью железнодорожных кранов пользуются для их передвижения в составе поездов; в этом случае не требуется механизма для самопередвижения крана, но тележка снабжается буферами, кранками, буксами и рессорами нормального для железных дорог типа.

Устойчивость. Рельсовые захваты должны быть рассматриваемы лишь как предохранительное приспособление, в действие их при нормальной работе не включается, ибо они вредно действуют на рельсовый путь. Для достижения надлежащей устойчивости требуется, чтобы опрокидывание крана начиналось лишь при опрокидывающем грузе K , несколько превышающем

наибольшую подъемную силу крана (фиг. 1347). При подъемной силе более $3t$, опрокидывающий груз превосходит подъемную силу в 1,5 раза, а при меньшей подъемной силе — в два раза.

Для достижения требуемой устойчивости необходим надлежащий противовес.

Условие: $\frac{Ka_n + E_1a_1 + \dots - Ga_g + WO}{K + E_1 + \dots + G + W} \leq \frac{s}{2}$ дает наименьшее значение для приведения $G \cdot [a_g + (s:2)]$.

Ненагруженный кран должен точно так же обладать надежной устойчивостью, т. е. должен опрокидываться при опрокидывающем грузе U , который был бы приложен к головке укосины по направлению связи вверх. Этот опрокидывающий груз можно принимать равным $0,5 N$.

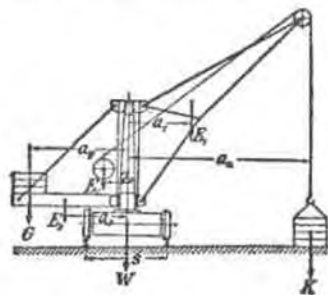
Условие $-\frac{(-Ua_n + E_1a_1 + \dots - Ga_g + WO)}{-U + E_1 + \dots + G + W} \leq \frac{s}{2}$ дает наибольшее значение для приведения $G \left(a_g - \frac{s}{2} \right)$.

Между этими пределами можно свободно выбирать значения для G и a_g .

У кранов с колонной, согласно вышеприведенного, необходимо, чтобы напряжение колонны как при порожнем, так и при нагруженном кране было одинаково.

Условие $Na_n + E_1a_1 + \dots - Ga_g = -(E_1a_1 + \dots - Ga_g)$ дает в этом случае наиболее целесообразную величину приведения Ga_g .

Если кран вращается на поворотном круге, то необходимо руководствоваться всеми соображениями, приведенными выше, относительно противовеса для кранов этого типа.



Фиг. 1347.

Передвижной ходовой механизм. Если обозначим, как и раньше, через V — равнодействующую вращающейся части, a_g — ее плечо и W — вес тележки (фиг. 1348), то плечо действия t общей равнодействующей $V + W$ будет:

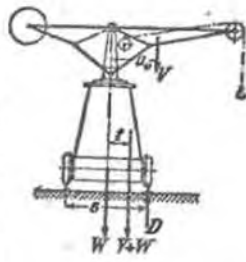
$$t = (Va_g \pm WO) : (V + W).$$

Ширина колеи для небольших кранов соответствует нормальной колеи железных дорог 1,435 м; для прибрежных кранов большей частью 2,5 м, для тяжелых кранов до 6 м. Колеса из стального литья. Число колес = 4, если давление на колесо не более 20 т; при большем давлении — 8 колес. Размеры колес, как и для катучих кранов. Сопротивление от трения при передвижении крана определяется, как и для катучих кранов, равным

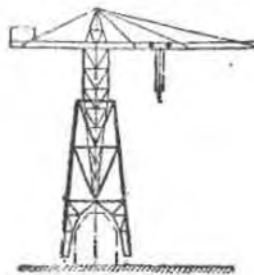
$$W_r = \frac{(V + W)m}{R} + \frac{(V + W)\mu r}{R}.$$

Передача движения на ось производится по типу, общепринятому для городских электрических дорог, т. е. при помощи подвешного электродвигателя и двойной зубчатой передачи цилиндрическими колесами.

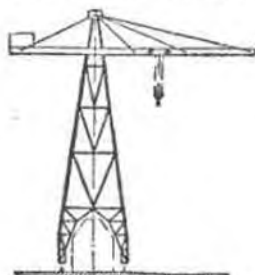
Крановая тележка. Большею частью скелетируется из прокатных профилей; чугунные отливки более не применяются: они громоздки, дороги и ломки. Опоры укосины на поворотной колонне; движущий механизм



Фиг. 1348.



Фиг. 1349.

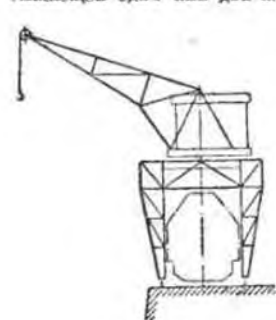


Фиг. 1350.

неподвижен; свободное место для обслуживания, движение крана в узких проходах; конструкция допускает обслуживание громоздких грузов. Собственный вес крана велик, ибо вес движущего механизма не может быть использован как противовес. В случае же, если укосина упирается в неподвижную колонну или поворотный круг, при чем механизм укреплен на укосине, — можно ограничиться незначительным противовесом.

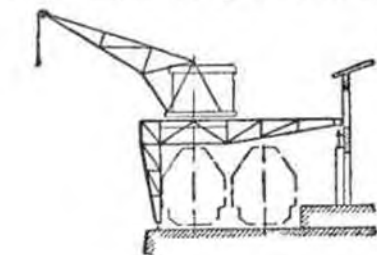
Катучие башенные краны. Применяются для искусственных гражданских сооружений и судостроительных заводов. Ширина рельсовой колеи от 4 до 5 м. Тележка представляет форму башни. Вылет соединяется либо с поворотной колонной (фиг. 1349), либо с неподвижной колонной (фиг. 1350).

Рамные краны (порталы). Для использования весьма дорогого места на береговых тележках придается форма рамы (или портала, обхватывающей один или два железнодорожных габарита или пути (фиг. 1351).



Фиг. 1351.

тележке для достижения более равномерной разгрузки небольших судов внутреннего плавания. На средней силовой горизонтальной оси, передающей движение тележке, вращается мотор последовательного возбуждения или трехфазный, от козлов этой оси передача колесам тележки производится при помощи двух вертикальных валов и конических колес. Цели Галля размещают и потому не рекомендуются. Для предохранения от угоза под давлением ветра устанавливаются магнитные тормоза, а при бездействии крана — особые рельсовые захваты.



Фиг. 1352.

Угловые набережные краны (или угловые порталы) допускают еще лучшее использование площади набережной, чем краны предыдущего типа. Угловая балка своими обращенными к матерку колесами катится по рельсу подкрановой балки, расположенной на некоторой высоте у стены портового склада (фиг. 1352). Перекрывает от двух до трех путей. Детали, как и в вышеприведенном случае.

Двойные краны. Имеется поворотный кран, а под ним проложен путь для передвижного катучего ворота. Путь перемещается вдоль для

того, чтобы при перемещении крана и остановках — выходить из пределов такедажа (фиг. 1353).

Подвесные поворотные краны. Пристраиваются к лебедкам катучих кранов для увеличения их рабочего поля. К катушке лебедки прикрепляется поворотный круг или поворотная колонна (фиг. 1354). Средина планки заменяется направляющим роликом. В настоящее время исполняется для грузов до 30 т. Вылет не превосходит 5 м.

Двухколесные (велосипедные) краны. Служат для перемещения грузов в узких проходах между машинами орудиями. Поддерживающий рельс ввязу, опорный рельс сверху (фиг. 1355). Тележка крана представляет сплошную балку со вставленной в нее колонной литой стали. Укосина из сплошной балки или решетчатой (легче и дешевле).

Определены равнодействующей V всех вертикальных сил, действующих на вращающуюся часть, а равно в плеча a_v — как и выше.

При расположении укосины по направлению ездового рельса — будем иметь давление в верхнем и нижнем подшипнике

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_{ol} = H_{ul} = V a_v \cdot h.$$

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_s = H_t = \frac{V a_v}{h_t + h + h_s}.$$

Давление в подшипниках (фиг. 1357):

$$H_{oq} = \frac{H_t h_t}{h}; \quad H_{uq} = H_{oq} + H_t.$$

Применение. В портах и на верфях для погрузки на суда тяжелых предметов от 50 до 250 т (котлы, орудия, машины). Часто снабжаются для возможности самонеременения, гребными винтами; скорость передвижения от 1,5 до 2,5 м/сек. Движущий механизм крана большей частью от паровой машины; в некоторых случаях между паровой машиной и движущим механизмом крана — электрическая передача. На плавучем понтоне должно быть достаточно места для перевозки тяжелых грузов.

Плавучие понтоны. Расчет — см. IV том, отдел Судостроение.

того, чтобы при перемещении крана и остановках — выходить из пределов такедажа (фиг. 1353).

Подвесные поворотные краны. Пристраиваются к лебедкам катучих кранов для увеличения их рабочего поля. К катушке лебедки прикрепляется поворотный круг или поворотная колонна (фиг. 1354). Средина планки заменяется направляющим роликом. В настоящее время исполняется для грузов до 30 т. Вылет не превосходит 5 м.

Двухколесные (велосипедные) краны. Служат для перемещения грузов в узких проходах между машинами орудиями. Поддерживающий рельс ввязу, опорный рельс сверху (фиг. 1355). Тележка крана представляет сплошную балку со вставленной в нее колонной литой стали. Укосина из сплошной балки или решетчатой (легче и дешевле).

Определены равнодействующей V всех вертикальных сил, действующих на вращающуюся часть, а равно в плеча a_v — как и выше.

При расположении укосины по направлению ездового рельса — будем иметь давление в верхнем и нижнем подшипнике

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_{ol} = H_{ul} = V a_v \cdot h.$$

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_s = H_t = \frac{V a_v}{h_t + h + h_s}.$$

Давление в подшипниках (фиг. 1357):

$$H_{oq} = \frac{H_t h_t}{h}; \quad H_{uq} = H_{oq} + H_t.$$

Применение. В портах и на верфях для погрузки на суда тяжелых предметов от 50 до 250 т (котлы, орудия, машины). Часто снабжаются для возможности самонеременения, гребными винтами; скорость передвижения от 1,5 до 2,5 м/сек. Движущий механизм крана большей частью от паровой машины; в некоторых случаях между паровой машиной и движущим механизмом крана — электрическая передача. На плавучем понтоне должно быть достаточно места для перевозки тяжелых грузов.

Плавучие понтоны. Расчет — см. IV том, отдел Судостроение.

того, чтобы при перемещении крана и остановках — выходить из пределов такедажа (фиг. 1353).

Подвесные поворотные краны. Пристраиваются к лебедкам катучих кранов для увеличения их рабочего поля. К катушке лебедки прикрепляется поворотный круг или поворотная колонна (фиг. 1354). Средина планки заменяется направляющим роликом. В настоящее время исполняется для грузов до 30 т. Вылет не превосходит 5 м.

Двухколесные (велосипедные) краны. Служат для перемещения грузов в узких проходах между машинами орудиями. Поддерживающий рельс ввязу, опорный рельс сверху (фиг. 1355). Тележка крана представляет сплошную балку со вставленной в нее колонной литой стали. Укосина из сплошной балки или решетчатой (легче и дешевле).

Определены равнодействующей V всех вертикальных сил, действующих на вращающуюся часть, а равно в плеча a_v — как и выше.

При расположении укосины по направлению ездового рельса — будем иметь давление в верхнем и нижнем подшипнике

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_{ol} = H_{ul} = V a_v \cdot h.$$

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_s = H_t = \frac{V a_v}{h_t + h + h_s}.$$

Давление в подшипниках (фиг. 1357):

$$H_{oq} = \frac{H_t h_t}{h}; \quad H_{uq} = H_{oq} + H_t.$$

Применение. В портах и на верфях для погрузки на суда тяжелых предметов от 50 до 250 т (котлы, орудия, машины). Часто снабжаются для возможности самонеременения, гребными винтами; скорость передвижения от 1,5 до 2,5 м/сек. Движущий механизм крана большей частью от паровой машины; в некоторых случаях между паровой машиной и движущим механизмом крана — электрическая передача. На плавучем понтоне должно быть достаточно места для перевозки тяжелых грузов.

Плавучие понтоны. Расчет — см. IV том, отдел Судостроение.

того, чтобы при перемещении крана и остановках — выходить из пределов такедажа (фиг. 1353).

Подвесные поворотные краны. Пристраиваются к лебедкам катучих кранов для увеличения их рабочего поля. К катушке лебедки прикрепляется поворотный круг или поворотная колонна (фиг. 1354). Средина планки заменяется направляющим роликом. В настоящее время исполняется для грузов до 30 т. Вылет не превосходит 5 м.

Двухколесные (велосипедные) краны. Служат для перемещения грузов в узких проходах между машинами орудиями. Поддерживающий рельс ввязу, опорный рельс сверху (фиг. 1355). Тележка крана представляет сплошную балку со вставленной в нее колонной литой стали. Укосина из сплошной балки или решетчатой (легче и дешевле).

Определены равнодействующей V всех вертикальных сил, действующих на вращающуюся часть, а равно в плеча a_v — как и выше.

При расположении укосины по направлению ездового рельса — будем иметь давление в верхнем и нижнем подшипнике

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

$$H_{ol} = H_{ul} = V a_v \cdot h.$$

При расположении укосины нормально к ездовому рельсу (фиг. 1356) — давление на рельсы (верхний и нижний) будет:

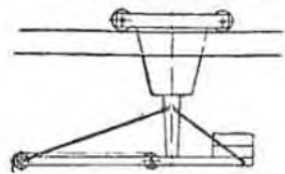
$$H_s = H_t = \frac{V a_v}{h_t + h + h_s}.$$

Давление в подшипниках (фиг. 1357):

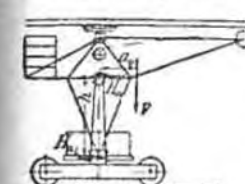
$$H_{oq} = \frac{H_t h_t}{h}; \quad H_{uq} = H_{oq} + H_t.$$

Применение. В портах и на верфях для погрузки на суда тяжелых предметов от 50 до 250 т (котлы, орудия, машины). Часто снабжаются для возможности самонеременения, гребными винтами; скорость передвижения от 1,5 до 2,5 м/сек. Движущий механизм крана большей частью от паровой машины; в некоторых случаях между паровой машиной и движущим механизмом крана — электрическая передача. На плавучем понтоне должно быть достаточно места для перевозки тяжелых грузов.

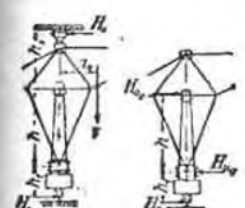
Плавучие понтоны. Расчет — см. IV том, отдел Судостроение.



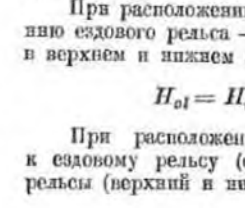
Фиг. 1354.



Фиг. 1355.



Фиг. 1356.



Фиг. 1357.

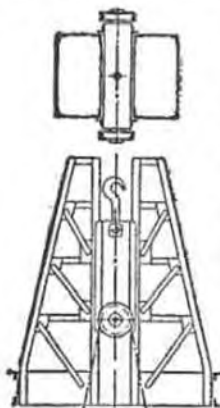
Укосина. Прежде употреблялись подъемные укосины. В настоящее время предпочитают поворотный край на плавучем погоне.

Преимущества: противовес во вращающейся укосине, опущенный вниз — 2 м над палубой, — чем достигается стабильность.

е) Сталелитейные краны.

Условия работы. Применявшиеся раньше неподвижные гидравлические краны и перемещающиеся по широкой колее паровые краны — в настоящее время вытеснены электрическими кранами; последние занимают меньше места и обслуживают большую площадь. Ручная работа по обслуживанию крана заменяется работой клещей и захватов, управляемых с платформы машиниста. Аккуратная и быстрая работа клещами и захватами возможна лишь тогда, когда подвешенный груз не может раскачиваться, а находится всегда между неподвижными и вполне жесткими направляющими. Вследствие залипания не следует применять чувствительных частей, как, например, винтовые шпильки или фрикционные муфты; по этой причине цилиндрическим зубчатым колесам отдается предпочтение перед червячными передачами. В виду усиленной работы крана допускаемое напряжение в его частях должно быть незначительно. Для предотвращения изломов частей крана при случайных ударах груза о стенки печи и т. п., — между электродвигателем и передачей вставляются особые предохранительные фрикционные муфты. В крайних положениях крана имеются концы выключателя, пружинные или масляные буфера. Части, находящиеся в соприкосновении с раскаленными болванками, должны быть легко заменяемы; входящие вблизи крана части, кабели, должны быть защищены от действия лучистой теплоты; будка машиниста защищается стенкой из слюдяных листов.

Литейный ковш для томасовского и мартеневского производства. К передвижной лодке прикрепляется решетчатая станина (фиг. 1358) с двумя направляющими, между которыми перемещается вертикально полун; последний одним концом подвешен к кабелям, а на другом конце снабжен двумя крюками, поддерживающими боковые шарфы литейного ковша. Кабели могут быть заменены цепью Галля, ибо эти цепи подвешены на рессорах. опрокидывание ковша достигается при помощи вспомогательных опрокидывающих подъемных механизмов. Наблюдение за выливающейся сталью производится с платформы машиниста, при чем платформа перемещается по крановым фермам (по Штукенгольцу) при помощи специального электродвигателя. Размеры см. стр. 984.



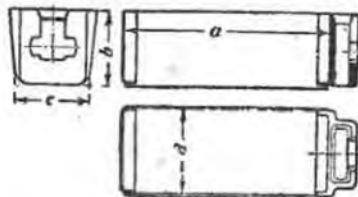
Фиг. 1358.

Таблица 28. Ковши (ДЕМАГ),

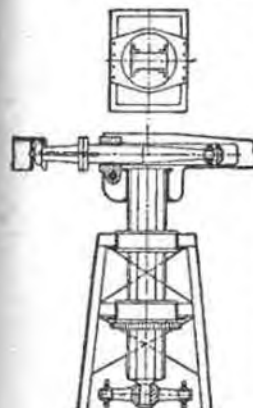
фиг. 1359.

Объем м ³	фиг. 1359.				Вес в кг
	a	b	c	d	
0,32	1500	400	485	580	875
0,5	1800	500	500	600	470
0,66	1835	500	500	700	650

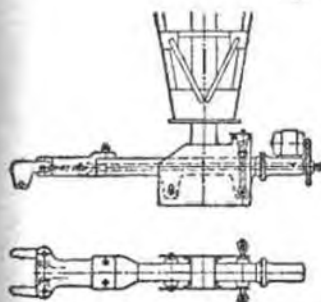
1 м³ обрешка железа весит 300 кг,
1 м³ " " " в настилках весит
1300—1600 кг.



Фиг. 1359.



Фиг. 1360.



Фиг. 1361.

Кран для загрузочных лотков мартеневских печей. К лодке привешивается решетчатая станина (фиг. 1360), в которой установлена вертикально передвигающаяся в поперечном направлении из прокатной стали или составная из прокатных профилей. На нижнем конце колонны укреплено горизонтальное коромысло, вращающееся около горизонтальной оси и удерживаемое на месте рессорой; при ударе лотка об под печи коромысло может слегка поворачиваться около своей оси. Коромысло поддерживает лоток, который устанавливается на месте при помощи засова, управляемого с платформы машиниста. Коромысло вращается около продольной своей оси, отчетливо все содержимое лотка выгружается в мартовскую печь. Достигается всего пять движений: продольное и поперечное перемещение, подъем, поворачивание около вертикальной оси и вращение лотка около горизонтальной оси коромысла при опрокидывании лотка. Размеры см. таблицу 29.

Кран для насадки (загрузки) болванок. Общее устройство такое же, как и в предыдущем случае для лотков, с той лишь разницей, что коромысло поддерживает не лоток, а клянци (фиг. 1361), которыми захватывается болванка при помощи электродвигателя. В общем достигаются четыре перемещения: продольное и поперечное, поворачивание и смыкание клещей. Для тяжелых болванок применяются ширококолейные тележки с выступающим полом, на котором установлено несколько катков; обыкновенный катучий кран укладывает болванку на эти катки. Горизонтально

Таблица 29. Электрические краны для загрузочных лотков мартеновских печей.

Подъемная сила	Пролет	Скорости					Высота подъема	Наибольшее давление на колеса крана	Расстояние между осями	Вылет до передней грани лотка
		Подъемная	Движение лебедки	Движение крана	Поворотная	Опрокидывающая				
kg	м	м/мин	м/мин	м/мин	м/мин	м/мин	кг	м	м	
1. 1000	8	6,5	40	105	3,5	12	0,9	11 000	3,9	4,75
	12	6,5	40	95	3,5	12	0,9	12 000	3,9	4,75
	16	6,5	40	95	3,5	12	0,9	13 200	4,1	4,75
	20	6,5	40	85	3,5	12	0,9	14 300	4,1	4,75
	25	6,5	40	70	3,5	12	0,9	15 500	4,1	4,75
2. 2500	8	5,5	35	60	3	10	1	13 000	3,9	5
	12	5,5	35	80	3	10	1	14 700	3,9	5
	16	5,5	35	80	3	10	1	16 100	4,1	5
	20	5,5	35	70	3	10	1	17 200	4,1	5
	25	5,5	35	60	3	10	1	18 500	4,2	5

Таблица 30. Электрические литейные краны с жесткими направляющими 1).

Подъемная сила	Пролет	Скорости				Высота подъема	Наибольшее давление на колеса крана	Расстояние между осями крана	Число подшипников колес	
		Главной лебедки		Вспом. лебедки						
kg	м	Подъемная около	Движение лебедки около	Движение крана около	Подъемная около	Движение лебедки около	около	около	около	
		м/мин	м/мин	м/мин	м/мин	м/мин	м	кг	м	
Главная лебедка 50 т	12	2,2	35	70	6,5	42	7	44 200	4 100	4
	16	2,2	35	65	6,5	42	7	47 300	4 100	4
Вспом. лебедка 10 т	20	2,2	35	60	6,5	42	7	50 100	4 100	4
	25	2,2	35	55	6,5	42	7	52 900	4 100	4
Главная лебедка 60 т	12	2,0	30	70	6,5	42	7,5	51 100	4 500	4
	16	2,0	30	65	6,5	42	7,5	54 800	4 500	4
Вспом. лебедка 10 т	20	2,0	30	60	6,5	42	7,5	57 700	4 500	4
	25	2,0	30	55	6,5	42	7,5	60 600	4 500	4
Главная лебедка 70 т	12	2,0	30	65	5,6	38	7,5	39 200	2 × 2 400	6
	16	2,0	30	60	5,6	38	7,5	43 100	2 × 2 400	6
Вспом. лебедка 15 т	20	2,0	30	55	5,6	38	7,5	45 500	2 × 2 400	6
	25	2,0	30	50	5,6	38	7,5	48 300	2 × 2 400	6
Главная лебедка 80 т	12	2,0	25	55	5,6	38	8	45 700	2 × 2 500	6
	16	2,0	25	50	5,6	38	8	48 700	2 × 2 500	6
Вспом. лебедка 15 т	20	2,0	25	45	5,6	38	8	51 300	2 × 2 500	6
	25	2,0	25	40	5,6	38	8	54 500	2 × 2 500	6
Главная лебедка 100 т	12	1,8	20	55	4,2	33	10	55 100	2 × 2 600	6
	16	1,8	20	50	4,2	33	10	58 000	2 × 2 600	6
Вспом. лебедка 20 т	20	1,8	20	45	4,2	33	10	61 200	2 × 2 600	6
	25	1,8	20	40	4,2	33	10	64 600	2 × 2 600	6

1) Данные таблиц 30, 31, 32 и 33 фирмы ДЕМАГ.

Таблица 31. Электрические краны для насадки (загрузки) болванок.

Подъемная сила	Пролет	Скорости				Высота подъема	Наибольшее давление на колеса крана	Расстояние между осями	Вылет до передней грани лотка
		Подъемная	Движение лебедки	Движение крана	Поворотная				
kg	м	м/мин	м/мин	м/мин	м/мин	кг	м	м	
1. 1000	8	6,5	40	115	3,5	1	9900	3,9	3,5
	12	6,5	40	100	3,5	1	11 000	3,9	3,5
	16	6,5	40	100	3,5	1	12 100	4,1	3,5
	20	6,5	40	90	3,5	1	13 200	4,1	3,5
	25	6,5	40	80	3,5	1	14 400	4,1	3,5
2. 2000	8	5,5	35	95	3	1,2	11 500	3,9	4
	12	5,5	35	85	3	1,2	12 700	3,9	4
	16	5,5	35	85	3	1,2	14 000	4,1	4
	20	5,5	35	75	3	1,2	15 100	4,1	4
	25	5,5	35	65	3	1,2	16 300	4,2	4

Примечание к таблице 31. Указанное выше давление на колеса относится к расположению коромысла нормально к реальному пути крана. Если коромысло, в одно из крайних положений лебедки, находится под колесом крановой балки, то давление на это колесо увеличивается для 1. на 16%, для 2. на 17%, тогда как противоположное колесо разгружается на соответствующую величину.

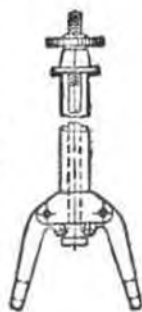
Перемещающийся штебель проталкивает болванку в печь. Выпимание болванки из печи производится горизонтальными передвижными клещами. Размеры — см. табл. 31.

Краны для болванок и обслуживания печей ниже уровня пола. Перемещающаяся станина снабжается вертикальной колонной и клещами, по типу клещей применяемых для выталкивания болванок из изложниц. Размеры — см. табл. 32, стр. 986.

Краны для выталкивания болванок из изложниц. Вертикальный стержень склепан из прокатного железа и подвешен на проволочных канатах (фиг. 1362). По оси стержня установлен вертикальный винтовой шпindel, перемещающийся вертикально особым электродвигателем. При движении шпинделя книзу сначала клещи смыкаются и захватывают изложницу; при дальнейшем движении шпинделя книзу уже происходит выталкивание болванки из изложницы. Если клещам придать наклонную форму, то кран может быть применен для подъема в перемещения болванок. Размеры — см. табл. 33, стр. 987.

Г) Краны с канатным приводом.

Область применения. Кран с канатным приводом и неподвижными опорами для обслуживания построек, стенов; с подвижными же опорами — для обслуживания складов. Препимущество: более дешевая установка и менее продолжительный монтаж, нежели у мостовых кранов. Недостаток: незначительная производительность вследствие большого пути незагруженного ковша.



Фиг. 1362.

Таблица 32. Электрические краны для болванок и обслуживания печей ниже уровня пола.

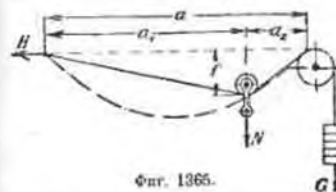
Подъемная сила	Продолжительность	Скорости				Высота подъема	Наибольшее давление на колесо крана	Расстояние между осями	Число колес
		Подъема	Движения лебедки	Движения крана	Число вращений в мин.				
kg	м	м/мин	м/мин	м/мин	ш	kg	м		
3000	8	30	60	135	5	4	10100	3,2	4
	12	30	60	150	5	4	11700	3,2	4
	16	30	60	145	5	4	12800	3,3	4
	20	30	60	140	5	4	13600	3,3	4
	25	30	60	135	5	4	14100	3,4	4
5000	8	22	55	140	5	4	11300	3,2	4
	12	22	55	132	5	4	12800	3,2	4
	16	22	55	128	5	4	13900	3,3	4
	20	22	55	125	5	4	14800	3,3	4
	25	22	55	120	5	4	15700	3,4	4
15000	8	22	45	135	4	4,5	13200	3,3	4
	12	22	45	125	4	4,5	14600	3,3	4
	16	22	45	120	4	4,5	15800	3,4	4
	20	22	45	105	4	4,5	17100	3,4	4
	25	22	45	100	4	4,5	18300	3,6	4
10000	8	18	40	130	4	5	14800	3,4	4
	12	18	40	120	4	5	16600	3,4	4
	16	18	40	115	4	5	17900	3,6	4
	20	18	40	110	4	5	18900	3,6	4
	25	18	40	100	4	5	20300	3,7	4
15000	8	18	40	130	3	5	17500	3,4	4
	12	18	40	125	3	5	19600	3,4	4
	16	18	40	115	3	5	21200	3,6	4
	20	18	40	105	3	5	22400	3,6	4
	25	18	40	95	3	5	23800	3,7	4

Таблица 33. Электрические краны для выталкивания болванок из изложниц.

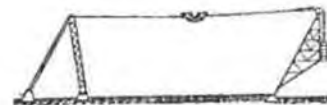
Подъемная сила	Продолжительность	Скорости				Высота подъема	Наибольшее давление на полость крана	Давление на болванку	Число колес	Расстояние между осями
		Подъема	Движения лебедки	Движения крана	Число вращений в мин.					
kg	м	м/мин	м/мин	м/мин	ш	kg	t		м	
3000	8	30	65	150	5	5	11100	45	4	3,5
	12	30	55	145	5	5	12500	45	4	3,5
	16	30	55	140	5	5	13600	45	4	3,5
	20	30	55	135	5	5	14300	45	4	3,5
	25	30	55	130	5	5	15100	45	4	3,5
5000	8	22	50	135	5	5	13300	50	4	3,6
	12	22	50	130	5	5	14800	50	4	3,6
	16	22	50	125	5	5	15900	50	4	3,6
	20	22	50	120	5	5	16900	50	4	3,6
	25	22	50	115	5	5	17700	50	4	3,6
7500	8	22	45	125	4	5	15800	55	4	3,7
	12	22	45	120	4	5	17400	55	4	3,7
	16	22	45	115	4	5	18900	55	4	3,7
	20	22	45	100	4	5	20100	55	4	3,7
	25	22	45	95	4	5	21700	55	4	3,7
10000	8	18	40	125	4	5,5	18300	65	4	3,8
	12	18	40	115	4	5,5	20100	65	4	3,8
	16	18	40	110	4	5,5	21800	65	4	3,8
	20	18	40	95	4	5,5	23300	65	4	3,8
	25	18	40	90	4	5,5	24900	65	4	3,8
15000	8	18	35	100	3	5,5	22200	75	4	3,9
	12	18	35	90	3	5,5	24800	75	4	3,9
	16	18	35	78	3	5,5	26300	75	4	3,9
	20	18	35	70	3	5,5	28100	75	4	3,9
	25	18	35	65	3	5,5	29800	75	4	3,9

Вследствие собственного веса каната, оба конца его образуют приближенную параболу.

Натяжной груз может действовать, посредством включения куска цепи натянутаго на ролик, — на канат; опорой может служить „качающаяся опора“ (фиг. 1366).



Фиг. 1365.



Фиг. 1366.

Подвижная лебедка и подъемный мотор. Установка мотора на лебедке дает менее сложное устройство, но зато — больший собственный вес.

Поддерживающий канат. Путь перемещения — проволочный канат без сердечника, так называемый спиральный канат. Канат состоит из круглых проволок (фиг. 1363), либо внутри — из круглых проволок, а снаружи из фасонных (фиг. 1364), так называемый полусомкнутый канат. Совершенно сомкнутый канат менее рекомендуется, вследствие малой сопротивляемости. Таблица спиральных канатов по Фелтену, Гильому, Карлсверк — см. Стефан, „Воздушные дороги“, изд. 4, стр. 28 и 31.



Фиг. 1363.



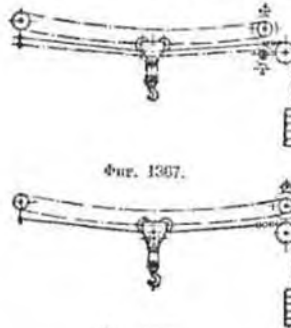
Фиг. 1364.

Напряжение каната. При условии жесткого укрепления в концах каната, каток описывал бы приближенно эллипс, и у обоих концов каната пришлось бы преодолевать крутой подъем. Благодаря прикреплению натяжного груза (фиг. 1365) каток будет описывать параболу, и преодолевать придется уже значительно менее крутые подъемы. У канатов без груза

$$f = (a_1 a_2 : a) (N : H).$$

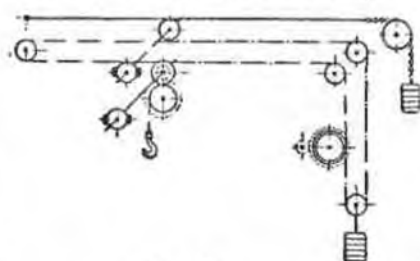
Мотор может быть установлен либо на самой лебедке, благодаря чему приводимый им барабан укрепляется на неподвижном конце каната, или же мотор устанавливается на подмостке и передвигается взад и вперед (фиг. 1367) посредством приводимого им в движение каната.

Тележка без мотора. Оба мотора установлены на лебедке. Грузоподъемный канат управляется собственным весом тележки, но для избежания прогиба ненатянутого грузоподъемного каната требует применения особых мер (на канате катушечные опорные диски для тягового каната).



Фиг. 1367.

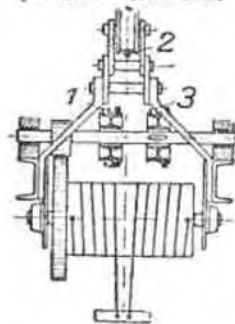
Фиг. 1363.



Фиг. 1369.

Расположение каната очень сложно в тех случаях, когда тележка имеет вертикальное приспособление с замыкающимися и размыкающимися канатами (фиг. 1368).

Катающаяся лебедка с приводным канатом. Мотор покоится на опоре и приводит в движение бесконечный канат, катящийся по приводному шкиву на лебедке, а также приводит барабан на катающейся лебедке (фиг. 1369). Кроме того, крепко втянут разгрузочный канат, обхватывающий второй шкив лебедки, который соединяется с тормозным шкивом (фиг. 1370). Когда тормоз заторможен — груз поднимается, и при переключении мотора — опускается. Если же тормоз разгрузочного каната освобожден и



Фиг. 1370. 1 — тормозной канат; 2 — ведущий канат; 3 — приводной канат.



Фиг. 1371.

тормоз шкива заторможен, — катающаяся лебедка перемещается. Управление мотором производится вспомогательным током, посредством провода для скользящего контакта. Тяжелые захваточные приспособления

нужны исключительно между лебедкой и захватом, приводной же и разгрузочный канаты — тонкие, всегда натянуты и не прогибаются. Собственный вес лебедки — незначительный.

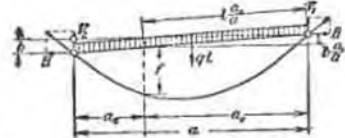
Опоры. На установку неподвижных опор не требуется больших затрат; чаще же всего неподвижные опоры устраиваются для временных установок (фундаментный ров, заграда), так как они допускают обслуживание по одному направлению. Опора, состоящая из одной неподвижной части, а второй — катящейся по кругу, допускает обслуживание сектора (фиг. 1371). Две опоры, движущиеся по рельсам, допускают обслуживание четырехугольника. Для принятия усилия, растягивающего канат, необходимы: широкий рельсовый путь и устойчивые опоры. Благодаря этим условиям расходы по устройству очень велики.

Д. Канатные дороги.

а) Подвесные дороги¹⁾.

Область применения. Употребляются вместо городских железных дорог в тех местностях, где устройство городских железных дорог неудобно, или где плотность населения принуждает заменить другого рода путями. Если местные условия отсутствуют — устройство городских железных дорог обходится значительно дешевле.

Поддерживающий канат. Как в у мостового крана с канатным приводом, — наполовину замкнутый или спиральный канат; верный предпочтительнее для нагруженного каната, второй, в большинстве случаев, берут лишь в качестве каната, по которому возвращается порожняя вагонетка. Также в этом случае канат

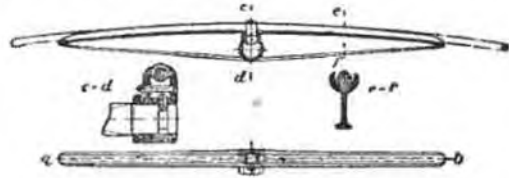


Фиг. 1372.

затянут гирями. Прогиб от собственного веса для приближенной вагонетки

$$f = (ql : 2H) \cdot (a_1 a_2 : a),$$

где ql обозначает принятый вес каната, равномерно распределенный по хорде (фиг. 1372).

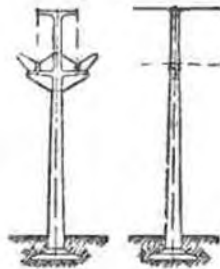


Фиг. 1373.

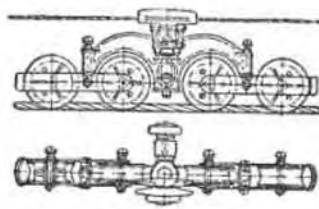
Балансир. Пакладывание каната на опоры должно быть выполнено таким образом, чтобы избежать в канате продольного пвгибающего усилия при проходе через балансир; поэтому целесообразно применение подвижного балансира (фиг. 1373). Фланец ходового колеса перемещается по желобам балансира.

¹⁾ Литература. Стефан, Воздушные канатные дороги, Берлин 1926 г., Юл. Шпрингер.

Опоры. Деревянные опоры дешевы. Железные опоры требуют окраски через каждые три года. Железобетонные опоры в местностях, богатых железом, не слишком дороги и не требуют за собой никакого ухода. Расстояние между опорами зависит от прогиба и от местности; при прокладке по равнине расстояние может быть до 1000 м (фиг. 1374).

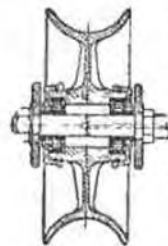


Фиг. 1374.



Фиг. 1375.

Тележки. Для одиночных грузов до 500 кг достаточно двухколесной тележки; груз до 1000 кг требует двух таких тележек, с равномерным распределением давления на балку (фиг. 1375 и 1376). Диаметр ходового колеса от 200 до 300 мм, из мягкой стали, с полукруглым желобом. Напряжение на изгиб в канате, вызываемое давлением колеса, по Изаксену (Z. d. V. d. I., 1907, стр. 652) (фиг. 1377).



Фиг. 1376.

$$k_b = \frac{V}{2} s \sqrt{\frac{E}{HnJ}} \text{ kg/cm}^2,$$

где: V — давление колеса в кг,
 H — усилие, растягивающее канат, в кг,
 n — число проволок,
 s — толщина проволоки в см,
 J — момент инерции проволоки в см⁴.

Полное напряжение:

$$k = k_z + k_b \text{ kg/cm}^2.$$



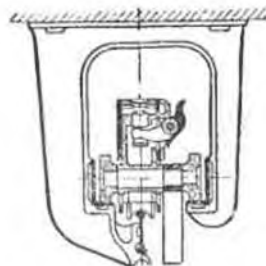
Фиг. 1377.

Наименьший промежуток между подачей двух вагонок колеблется, в зависимости от загрузки, от 25 до 35 секунд. Наименьшее расстояние между двух вагонок поэтому от 50 до 100 м. Сопротивление тележки при скольжении подшипниках 1/100, при опорах на катке — 1/150 веса; последний имеет больше преимущества из-за незначительного количества потребляемого им масла.

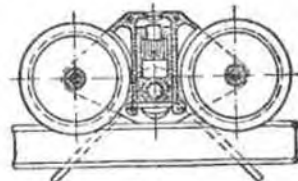
Муфты. Согласно новой конструкции Влейхерта, зажим каната выполняется собственным весом тележки. Открывание производится набегающим вспомогательным катком на приподнятую шину. Муфта по системе Влейхерта фиг. 1378.

Тяговой канат. Применяется нормализованный проволочный стрепг, толщиной от 1 до 2 мм с круткой по способу Альберта. Опорный шкив для тягового каната целесообразно соединить с балансиром поддерживающего каната (фиг. 1379).

Привод. Целесообразен двухшлюпный шкив с направляющим роликком, со включаемым дифференциальным механизмом, чем достигается различные окружные скорости, соответствующие различным конечным напряжениям (патент Онезоре) (фиг. 1380). Для $\mu = 0,16$ (смазанный канат на коже)



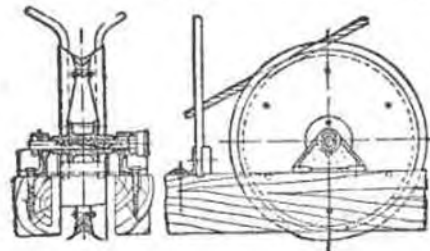
Фиг. 1378.



и $\omega = 2\pi$, тогда $e^{\mu\omega} = 2,6$. Передаваемое окружное усилие U (= полному сопротивлению) $U = T - t$, тогда

$$T : t \leq e^{\mu\omega} \approx 2,6.$$

Патяжной ролик должен находиться непосредственно у привода, так как иначе при впуске в ход канат соскальзывал бы на ведущий шкив. Употребление направляющего ролика в качестве патяжного ролика нецелесообразно, так как только один шкив работает.

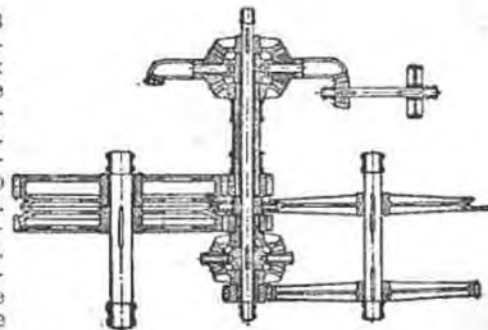


Фиг. 1379.

Скорость $v = 3$ м/сек на равном длинном пути; на коротких промежутках, а также при большом числе изгибов — скорость меньше.

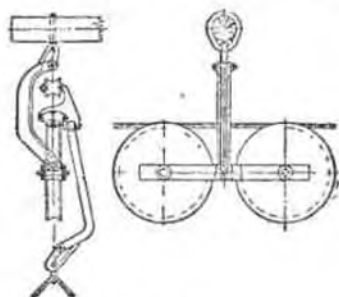
Стоимость установки от 12 000 до 60 000 немецких марок. Стоимость транспорта — от 2,5 до 10 цфен./ткм.

Провод пассажира. В последнее десятилетие подвесные дороги применяются очень часто в качестве

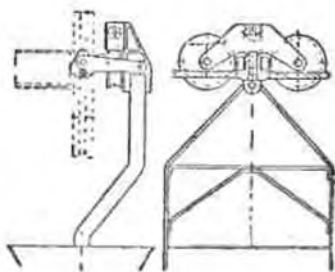


Фиг. 1380.

горных дорог. Лана—Вишник, Боен—Колерв, Рио де Жанейро. При первых постройках дорог этого типа укладывали 2 поддерживающие



Фиг. 1381.



Фиг. 1382.

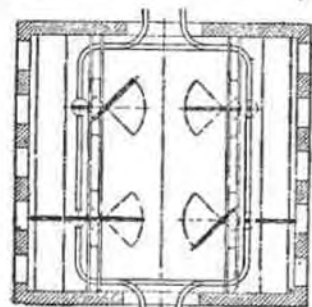
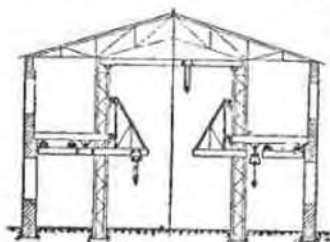
каната один над другим, или рядом; новые конструкции имеют только один канат. Иногда имеется еще неподвижный запасный канат для предохранительного приспособления.

Одновельсовые канатные дороги. Только для легких грузов до 0,5 т.

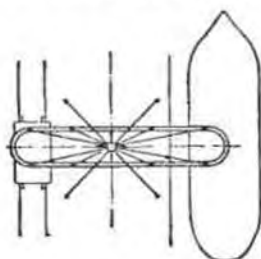
Целесообразны как временные установки, благодаря простоте своего устройства. Тяговой канат является одновременно и поддерживающим. Муфта тележки и канат лучше всего делать замыкающимися силой тяжести (фиг. 1381 и 1382). Опорный шкив снабжен широкими желобами, так что муфта ущемляется в них свободно

а.) Подвесные дороги.

Область применения. Все краны (исключая плавучие) имеют очень

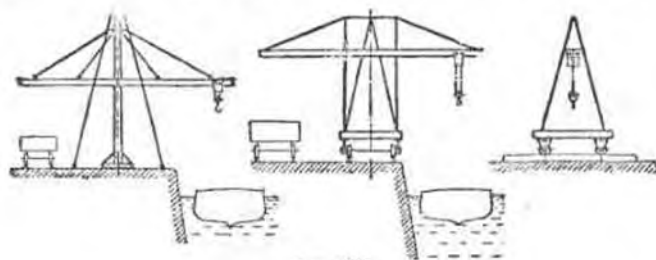


Фиг. 1383.



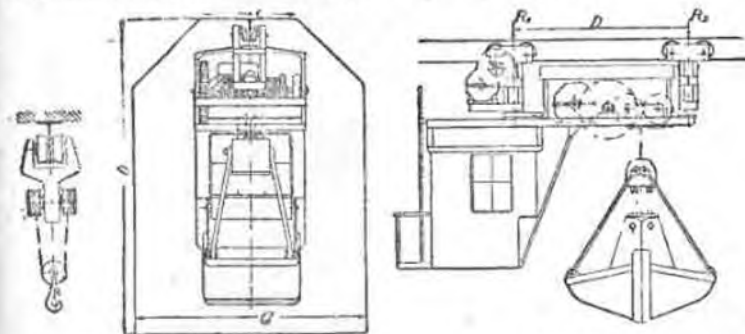
Фиг. 1384.

ограниченную область применения: для перемещения грузов из одного места в другое требуется особое транспортное приспособление. Передвижение их может происходить по земле—узкоколейки, тачки, либо по железной канатной дороге. Преимущество последней: возможность соеди-



Фиг. 1385.

нения транспорта с подъемным механизмом; не мешает движению людей. Подвижные лебедки подвесных дорог могут быть переведены на мостовой



Фиг. 1386.

Фиг. 1387.

Фиг. 1388.

и поворотный краны, если подача энергии происходит по сквозной линии. Применяемы как временно установленные подвесные дороги и передвижные подвесные дороги (фиг. 1383—1385).

Подвижная лебедка с нижним поясом мостовой фермы. В качестве пути служат автавр-вал балка, верхний пояс которой укреплен непосредственно к потолочной балке, на нижнем же поясе покоится подвижная лебедка с тремя или четырьмя ходными колесами (фиг. 13-Г). После дна овальные с горизонтальной осью, либо шпандарнические с наклонной осью; в последнем случае привод односторонний, для облегчения прохождения рывков; расстояние между колесами не слишком мало, с целью избежать углов на прямом пути. При небольших кривых две поворотные тележки с тремя или четырьмя катками каждая. Грузоподъемность от 1

до 5 т. По избежанию качания груз покоится на 2 канатах, для достижения прямого подъема груза, — для каждого из канатов применяется 2 канатные барабаны. Преимущества: незначительная высота установки, несложное укрепление пути, благодаря чему такие устройства с большим удобством применяются в мастерских: нет качания и удобное включение тока. Недостатки: переход на отведенную дорогу может произойти только при помощи стрелок с передвижными тележками, но ни в коем случае не посредством временных стрелок.

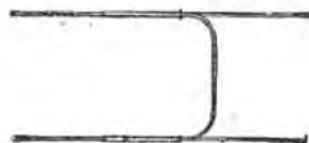
Таблица 34. Подвижные лебедки с нижним поясом мостовой фермы (Демаг).

(Фиг. 1387 и 1388).

Размер	Грузоподъемная сила, кг	Давление тележки		Расстояние тележки D	a		b	e	Назначение или про-форма пути
		R ₁	R ₂		Прямой путь	Путь по кривой			
I	2 400	3 800	4 700	2 900	2 600	3 800	4 200—4 600	1 600	34
II	3 000	4 700	5 000	3 000	2 700	3 500	4 000—4 500	1 600	34
III	3 900	5 700	6 100	3 100	2 800	4 000	4 500—5 400	1 600	36
IV	4 800	6 100	7 000	3 200	2 900	4 200	5 100—5 700	1 600	38
V	5 100	7 100	8 000	3 300	3 000	4 400	5 400—6 000	1 600	40

Подвижная лебедка с верхним поясом мостовой фермы. В качестве пути — балка для подвесных дорог, подвешенная односторонне захватывающим шкворнем (фиг. 1389). Передвижная тележка держит привод при помощи одностороннего рычага. При больших установках две тележки, с двумя катушками каждая. Грузоподъемность от 0,5 до 2 т. Польский механизм такой же, как и у лебедок с нижним поясом мостовой фермы. Преимущества: незначительное сопротивление при передвижении, благодаря чему допускается большая скорость передвижения. При увеличении дтп скорость передвижения следует уменьшить понижением напряжения, для того, чтобы избежать качания. При малой скорости допускается прохождение кривых, радиусом до 2 м. Временные стрелки применяются, благодаря чему они

Фиг. 1389.



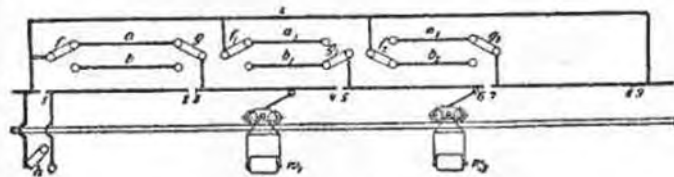
Фиг. 1390.

ссыпаем с устройством применимо для складов с подвижными мостами (фиг. 1390). Недостатки: большая строительная высота, благодаря чему нельзя применить такие устройства в помещении. Токосборники должны быть сконструированы таким образом, чтобы воспринимать качания.

Управление. Управление шнуром требует присутствия водителя, допускает небольшую скорость, и допускается там, где под путем есть

достаточно свободный проход. Управление с подвешенной площадкой удобоприменимо только в больших установках и там, где на пути находится только одна подвижная лебедка. Управление на расстоянии: при помощи контактных приводов сравнительно простое в тех случаях, когда работает только одна лебедка. Семь контактных проводов у двух моторов постоянного тока, пять проводов — у одного мотора постоянного тока и магнитом. В случае работы нескольких подвижных лебедок, требуется автоматическое переключение у каждой из лебедок, на грузовых остановках 7 или 5 контактных проводов, на остальных линиях пути — только 2 контактных провода.

Стрелки. В качестве передвижных платформ — стрелки с передвижными рельсами у I — дорог. Временные стрелки у подвижных лебедок с верхним поясом мостовых ферм.



Фиг. 1391.

Поворотные круги. Применяются только при I — дорогах.

Затвор с задвижкой. При последовательном перемещении нескольких вагонеток без водителя, следует применить приспособление, предохраняющее вагона от набегания друг на друга. Это достигается делением прохода на отдельные дистанции, присоединяемые при помощи выключателя к питательному проводу.

И р и е р. Конструкция Блейхерт (Фиг. 1391): вагонетка IV, движется: вагонетка W₂ может двигаться лишь тогда, когда IV, переводит переключатель из положения I₁ в положение I₂, благодаря чему линия 5—6 получает ток. Вагонетка на линию 1—2 и вагонетка удаляется при помощи ручного рубильника K.

Оборудование тяговым канатом. В случае применения подвешенной дороги, несложной, с небольшим количеством кривых, предназначенной для транспортирования насыпного груза в подвесных вагонетках без польского механизма, которые выгружаются и нагружаются во время движения, — в таком случае вагонетки валушко прикрепляются к непрерывно движущемуся канату. На кривых тяговый канат направляют по канатным шкворням, радиус которых равен радиусу кривой. Это устройство обычно применяется на складах

Фиг. 1392.

с передвигающимися мостами, при чем переход от неподвижной дороги на мостовую подвесную дорогу происходит посредством ряда цепей. а таловый канат образует на мосту петлю (фиг. 1392).

Е. Ручные приборы для перемещения ¹⁾.

Пассажной вес и угла наклона ²⁾ см. том I, стр. 768 и сл., таблицы 6, 7 и 8. Различают транспортеры для работы с перерывами или для непрерывной работы. Пути длиной более 100 м, часто при значительном меньших расстояниях) будут для приборов с непрерывной работой слишком дороги, надзор неудобен, надежность слабая, опасность поломки возрастает с увеличением количества частей, равномерная подача материала затруднена. В таких случаях практикуется поэтому транспортирование в сосудах. Для большей пропускной способности промежутки между засыпками делаются небольшими, т. е. возможно приближаться к непрерывной работе. Пустые и наполненные сосуды должны перемещаться по различным путям. Транспортирование — горизонтальное или со слабым наклоном.

Перемещение происходит без рельс, либо по путям отдельными вагонетками или целыми составами.

Обозначая через

- M — объем вагонетки в m^3 ,
- M' — транспортируемый груз в m^3/h ,
- z — количество транспортируемых вагонеток в час,
- n — количество вагонеток на пути,
- t — расстояние по времени двух вагонеток в сек,
- a — расстояние вагонеток в м,
- v — скорость движения,
- L — длина пути в м.

$$\text{Тогда } z = M : t; \quad t = 3600 : z; \quad a = vt; \quad n = L : a.$$

При этом t должно быть достаточно велико для отпечки, наполнения и прицепки или разгрузки; если t для этого недостаточно, то следует предусмотреть большее количество загрузочных и разгрузочных пунктов. Потребное количество вагонеток составляет из n и из вагонеток, находящихся в загрузочных и разгрузочных пунктах.

¹⁾ Литература: Булье, Транспортирование, Штутгарт, 1908; Гамфонген-сель, Транспортирование грузов, ч. I и II (2-е изд.), Берлин 1921 и 1923; воле „Экономическая загрузка и разгрузка“, изд. 2-е, Берлин, 1919; Миллер, Фольгер, Краузе и транспортные приспособления для рудников, гаваней, портов и мастерских, изд. 2-е, Берлин, 1926; также „Переносные материалы и химической промышленности, Лейпциг, 1914; Ажурид, Подъемные и транспортные установки, т. I, изд. 2-е, Берлин, 1926; Петрокский, Перегрузка грузов, Виссенбург, 1918; Бернат, журнал Н. д. L. W., ч. IV, т. 3, стр. 376. О современной стоимости установки ор. Огера (Буле) подъемные, транспортные и складские приспособления (транспорт на близкие расстояния), выходящие кратно и подъемные дороги в Остгоф-Шек, расчеты по постройкам, изд. 8-е, Виссенбург, 1921; также Булье, журнал Вайтеchnik 1924, стр. 125 и 248 и журнал Glaser 1923, II, стр. 106; затем Güterverkehrsgesetz VDI, Берлин, 1926, а также Мюллер, Булье, журнал VDI, 1926, № 3; Германе, „Германский транспорт в автомобильной Галле, 1926.

²⁾ Улучшенный способ определения угла наклона дает Келлер в журнале Z. d. V. d. L., 1919, стр. 129.

а) Ручные транспортеры.

Часто, наряду с быстрой перемещаемостью транспортеров, у ручных транспортеров, перемещающихся без рельс, достигается также и экономичность. Для транспортирования зерна в амбарах и воды в котельных рекомендуется применение опрокидывающихся вагонеток (фиг. 1393) фирмы Eckdag, Магдебург ¹⁾.

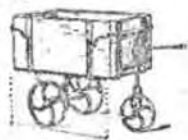
Согласно Круши: один рабочий перемещает в течение 1 часа на расстоянии 1 km на одноколевой тачке 150 kg, 400—500 kg — при помощи опрокидывающейся тачки; при хорошо же проложенном рельсовом пути возможно переместить в то же время на то же расстояние от 1800 до 2000 kg. Лошадь тянет на горизонтальной вахне или песчаной дороге 400—500 kg, на хорошей грунтовой дороге—750—900 kg и на горизонтальном шоссе 2000—2300 kg; на рельсовых же пути та же лошадь способна без особого напряжения переместить до 10 000 kg на то же расстояние, т. е. на $\frac{1}{3}$ скорее, чем на шоссе.



Фиг. 1393.



Фиг. 1394.



Фиг. 1395.

Ручные вагонетки применяются преимущественно для перемещения по полу фабричных помещений. Наиболее целесообразные формы изображены на фиг. 1394 и 1395 (Кригер, Дрезден). Система Кригер — см. Вайтеchnik 1924, стр. 625.

Таблица 35. Транспортная производительность рабочего.

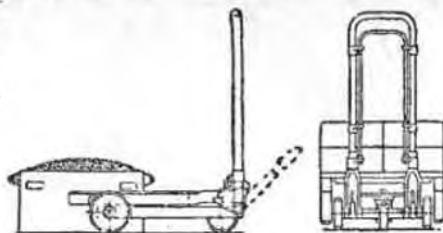
П о з	Подъемная сила в kg		Сила удара в kg	
	Подметка		Подметка	
	Плетен.	Кожан.	Плетен.	Кожан.
Гладкий	32—42	30—40	30—40	22—32
С деревянной настилкой	до 50	35—40	40—50	33—42
Каменный	свыше 50	свыше 50	свыше 50	свыше 50

Согласно опытам Грандта ²⁾, рабочий проявит силу, указанную в таблице 35, на вагонетках без рельс. Хютте, справочный книжка для инженеров-производственников, дает следующие значения для движения груженой ручной тачки одним рабочим.

¹⁾ Ср. также Нидкер „Чистота улиц в немецких городах“, Лейпциг, 1911; Лорр, „Очистка дворов и улиц“, Лейпциг, 1912, а также Гейхен, „Транспортное дело в механических мастерских“, Берлин, 1923, изд. VDI, также журнал „Fördertechnik“, 1925, стр. 39.

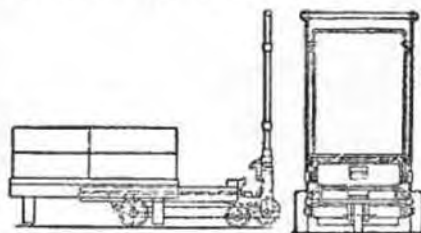
²⁾ Ср. Булье, журнал „Вайтеchnik“, 1924, стр. 626.

Диаметр колеса в мм	Наибольший груз на буферной остано- вой в кг
500	550
470	520
400	490
350	450
300	410
250	370
200	330
150	280

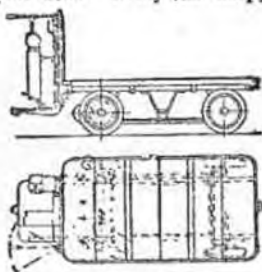


Фиг. 1396.

Ручные тележки. Для сокращения времени загрузки и выгрузки ручные тележки находят многократное применение. Фиг. 1396 показывает ручную тележку с загрузочными козлами, фиг. 1397—тележку для загрузочных ящиков (Вагнер, Рютлинген).

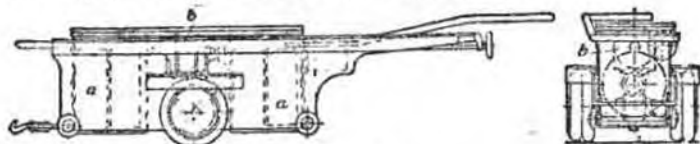


Фиг. 1397.



Фиг. 1398.

Крановые и грузочные тележки (перемещающиеся краны мастерских и подъемные краны) для жел.-дор. мастерских, гаражей, транспортных контор и т. д. (см. Хютте производственный).

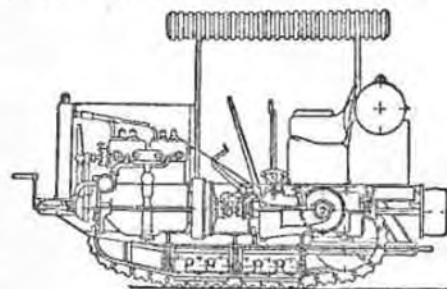


Фиг. 1399.

Моторные вагонетки. (Электро-подъемно-крановые тележки и электро-транспортёр). Фиг. 1399 показывает электро-подъемную тележку системы ВКЭ. Особенности конструкции: электрические вагонетки, автоматическое загрузочное устройство, электро-крановые тележки, электрические транспортёры. Цифры даны — см. таблицу 33¹⁾.

¹⁾ Делаш, ср. Буле, журнал «Bau-technik», 1924, стр. 675, также Шульц, журнал «Glaser Arch.», 1926, I, стр. 101 (MAN), Эсдингс, Ганга-Ллойд, Агекс, С.-Ш., Ланг и т. п.; затем, Z. d. V. d. I. 1923, стр. 965 (Батареи моторных вагонеток).

Одюзельный транспортёр (фиг. 1399): *a* — аккумуляторная батарея, *b* — большой двухколесный двигатель, выхлопная с двойным дымом. Вес 1500 кг; общая длина 3,9 м (без дышла и крюков 2,2 м.). Скорость—1 м сек; подъемная сила 250 кг (до 1000 кг на осужности колес). На прямом пути можно тянуть до 7 жел.-дор. товарных вагонов. На рыхлой почве и на трапе лучше приспособляется.



Фиг. 1400.

Гусеничный и цепной транспортёр¹⁾. Фиг. 1401 показывает малый тип транспортёра в 23 Р. S., востроенный фирмой Ганомег в Ганновере. Гусеничный транспортёр—таблица 37. В 50 Р. S. бывают большие цепные транспортёры.

Таблица 36. Основные размеры электрических вагонеток сист. Блейхерт.

	Серия I	Серия II
	Полезный груз в кг	750
Небольшая скорость в км/ч	4—5	4,5—5,5
Большая	8—13	9—13
Радиус активности в м	25—50	45—65
Наибольший подъем (при полной нагрузке) в %	10	10
Внутренний радиус поворота, дуги в	0,35	0,35
Средняя мощность в Р. S.	2,5	3,5
Наибольшая мощность в Р. S.	5,5	7
Среднее направление в полах	40	40
Скорость баггетов в А.ч.	80—100	180—292

Таблица 37. Гусеничный транспортёр.

Размеры мм	Система		Размеры мм	Система	
	25 Р. S.	50 Р. S.		25 Р. S.	50 Р. S.
<i>a</i>	1 640	2 475	<i>g</i>	680	850
<i>b</i>	2 822	3 935	<i>h</i>	1 100	1 500
<i>c</i>	3 200	4 440	<i>i</i>	1 480	1 900
<i>d</i>	550	8 0	<i>k</i>	2 315	3 430
<i>e</i>	780	950	<i>l</i>	780	853
<i>f</i>	2 150	2 600	<i>m</i>	300	400

[К таблице 37: *a*—расстояние колес, *b*—длина кузова вагона, *c*—наибольшая полная длина, *d*—высота до середины шкива, *e*—высота до пола, *f*—полная высота (включая крышу), *g*—ширина радиатора, *h*—расстояние между центрами колес, *i*—расстояние между концами гусеничной цепи, *k*—длина гусеничной цепи, *l*—ширина вагонетки, *m*—ширина гусеничной цепи].

¹⁾ Журнал Hanomag-Nachrichten 1924, стр. 49 и Буле, журнал Bau-technik 1924, стр. 637.

Грузовой автомобиль. Данные о главных размерах грузовых автомобилей помещены в таблице 38, а также в отделе Автомобили, т. IV.

Таблица 38. Грузовой автомобиль.

Полезн. груз, т	Вес нетто, т				Мощь ст-в в Р. С.				Скорость km/h				Расход горючего (полная нагрузка, ср. скорость) kg/100 km				Полезн. груз, т
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	
1	2,8	—	—	—	10 ¹⁾ 33	—	—	—	42	—	—	—	16	—	—	—	1
2	3,2	2,8	—	3,4	40 ²⁾ 33	45	—	41 ³⁾	32	35	—	36 ⁴⁾	10	18—20 ⁵⁾	—	—	23
3	3,9	3,2	—	3,8	40 ²⁾ 47	15	—	35	29	35	—	35 ⁴⁾	25	22—25	—	—	25
4	4,2	3,8	3,4	4,5	40 ²⁾ 60	—	—	5 ⁵⁾ 35	25	30	33	30 ⁴⁾ 38	30	28—30	25 ⁵⁾	30 ⁵⁾	44
5 ⁶⁾	4,5	4,2	3,7	4,5	40 ²⁾ 60	—	—	35	22	25	20	30 ⁴⁾ 38	34	32—35	32 ⁵⁾	30 ⁵⁾	55

б) Рельсовый транспортер.

Таблица 39. Локомотивы.

Ганномаг	LB	LC	LD	LE	LF	LH	LM	LO	LQ
Мощность в Р. С.	20	30	40	50	60	80	100	150	200
Наиб. длина веса, 6 ф.	3500	3500	4000	4380	4625	5125	5845	6380	6430
Наиб. ширина колеи, 60 см	1365	1236	1263	132	—	—	—	—	—
Наиб. ширина над цилиндром	750	1 15	1358	1410	1475	1605	1850	—	—
Высота дымовой трубы над верхним шпалы	900	—	—	—	—	1753	1800	1839	2100
	1000	—	—	—	—	1855	1900	1930	2200
	2315	2400	2455	2455	2583	2760	3000	3360	385

Пример: Сколько тонн перемещает локомотив (сист. Ганномаг) тип LH 80 Р. С. на подъеме 5% или 1:200?

Решение: Локомотив тянет при нормальных условиях на 5% подъеме поезд (вагон или груз) весом в 242 т (фиг. 1401).

Дороги с рельсовыми путями, уложенными на грунте или на эстакадах, (т. III—Железнодорожное дело). Узкоколейные пути с вагонами емкостью от 0,5 до 1 т.

Перемещение: людьми, животными паровозами и электричеством 5). (см. стр. 365)

Паровые локомотивы.—См. т. III, Железнодорожное дело.—Цифровые данные: локомотивы (с перегревателем) расходуют от 0,15 до 0,185 kg на tkm. Малые конструкции 0,28 kg пара. Паровоз без топки около 0,37 kg/tkm (согласно Ганномаг 0,4 kg насыщенного пара 12 ат

¹⁾ В вид. Ганномаг, II Вессинг, Брауншвейг, III Дабльер, Берлин, IV НАГ—Берлин.

²⁾ Во стандарт для 6 т полезного груза при 4,5 т веса нетто, 80 Р. С., 40/50 km/h и 35 kg/100 km.

³⁾ С шириной (5 т полезн. груз) 29 kg/100 km.

⁴⁾ С шириной (5 т полезн. груз) 37 kg/100 km.

⁵⁾ G I s k a u f, 1920, стр. 551, патен В. Мюллер—Дрезден, журн. Bautechnik 926, стр. 161.

на 1 tkm). Сопротивление движению на горизонтальном пути и при незначительной скорости от 3 до 12 kg на тонну перемещаемого веса.

Строительные локомотивы по данным Ганномаг, Ганновер ¹⁾—значения см. таблицу 39 (пример фиг. 1401).

Электрические локомотивы (т. III, Железнодорожное дело). При расчете коэффициент трения принимается 0,2, т. е. на 100 kg требуется сцепной вес в 500 kg.

Согласно данным Сименса:

Граница мощности при ширине пути в мм. 450 500 600 900 1000 1435
Требуется Р. С. на ось 18 25 35 120 170 300²⁾

Из того же источника известно:

1. Расход энергии (приближен. значения на горизонт. пути) от 40 до 60 Wh/tkm, при сопротивлении поезда от 10 до 15 kg/t, измеренный на токосборителе (без потерь на уформере и вводе).

2. Электролокомотивы с аккумуляторами как выше, без потери в батарее. Коэффициент полезного действия батарей в kWh—около 75%; необходимая энергия для зарядки 55—80 Wh (брутто)/tkm.

Маневренные паровозы. Ширина колеи 1000 мм у малых и 1435 мм у обыкновенных. Два мотора, мощность обоих от 30 до 400 е. Р. С. Усилие тяги от 600 до 3000 kg, скорость движения от 10 до 30 km/h. Вес брутто груза, перемещаемого на горизонтальном пути, от 60 до 350 т. Наибольший базис от 1800 до 2500 мм. Наибольшая длина от 4500 до 5000 мм. Наибольшая ширина от 2000 до 2.500 мм. Строительная высота 2750—3400 мм. Служебный вес 7000—25 000 kg.

Шахтные паровозы. Ширина колеи от 425 до 1000 мм. Большую часть два мотора, общей мощностью от 10 до 150 е. Р. С. Скорость от 4,5 до 12 km/h. Перевозимый груз брутто на горизонтальном пути от 20 до 300 т. Наибольший базис от 700 до 1850 мм. Строительная высота от 1250 до 1800 мм. Вес в рабочем состоянии от 2500 до 25 000 kg.

Заграта работы складается из работы трения подвижного состава с грузом и без него и работы подъема при перемещении по подъемам. Полное трение бывает различно, в зависимости от системы и состояния рельс и вагонов.



Фиг. 1401.

¹⁾ Буле, „Строительная техника“, 1923 г., стр. 408.

²⁾ До сего времени не изготовлен.