

Инж. И. Нерославский

Инж. Д. Житков

74
35г.

**ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ
МАШИНЫ
И ТРАНСПОРТНЫЕ
УСТРОЙСТВА**

УД. 10.001 00
В-кн. ВТА РККА
им. Кагановича

ОНТИ ГОСМЕТАЛЛУРГИЗДАТ 1934

НТБ
ДНУЖТ

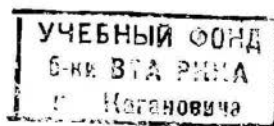
Инж. И. НЕРОСЛАВСКИЙ и инж. Д. ЖИТКОВ
Доценты Московского института цветных металлов



4600

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА

*Краткий курс
применительно к программам
технологических и металлургических
вузов*



ОПТИ 1934 СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ПО ЧЕРНОЙ И ЦВЕТНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ
МОСКВА • ЛЕНИНГРАД • СВЕРДЛОВСК

ДРУК

**НТБ
ДНУЖТ**

ПРЕДИСЛОВИЕ

При ведении курса подъемно-транспортных устройств во втузах, где этот предмет не является основным, и преподаватели и студенты испытывают большие затруднения из-за отсутствия на книжном рынке соответствующих руководств. Имеющиеся книги по подъемно-транспортному оборудованию (П. С. Козьмин, Ганфштенгель, Л. Г. Кифер, Бетман, Берлов и др.), будучи предназначены главным образом для конструкторов-проектировщиков и инженеров-специалистов по внутри-заводскому транспорту, представляют для студентов не специально транспортных и машино-строительных вузов слишком громоздкий материал, из которого приходится извлекать лишь отдельные места — не более 20% из каждой книги.

Неудобство ведения курса по слишком большому количеству книг, содержание которых в большей своей части не соответствует программам металлургических и технологических вузов, затруднительность преподавания при этих обстоятельствах — побудили авторов выпуском настоящей книги восполнить этот пробел в технической литературе.

Настоящая книга составлена применительно к программам вузов и техникумов, уделяющих изучению подъемно-транспортных устройств 70—100 учебных часов. Это руководство дает учащимся более или менее полное представление об основных типах грузоподъемных машин и транспортных устройств со всеми основными расчетами, достаточными для ориентировки при общем проектировании фабрично-заводских предприятий и при выдаче заказов машиностроительным заводам, изготавливающим подъемно-транспортное оборудование.

Главы 1, 2 и 3 до § 11 вкл. 1 части и 2 часть настоящей книги составлены инж. И. Нерославским; глава 3, начиная от § 12, и главы 4, 5, 6, 7 и 8 первой части составлены инж. Д. Житковым.

При составлении книги авторы пользовались следующими источниками:

- Проф. Г. Бетман, Грузоподъемные машины, 1928;
- Проф. М. Берлов, Детали машин;
- R. Hänchen, Winden und Krane, 1932;
- Инж. Хеннен, Внутризаводской транспорт;
- Проф. П. С. Козьмин, Элеваторы, транспортеры, конвейеры;
- Проф. Г. Ганфштенгель, Перемещение массовых грузов, 1927;
- Prof. H. Aumund, Hebe- und Förderanlagen, 1926;
- Zimmer, The Mechanical Handling and Storing of Materials, 1922;
- Проф. Спиваковский, — Конвейерные установки, 1932;
- Инж. М. Бурштейн — Ленточные транспортеры с каталогами и чертежами специальных машиностроительных заводов и фирм.

Авторы

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	7
Глава 1	
Современное состояние техники подъемных и транспортных устройств .	7
Глава 2	
Классификация грузоподъемных и транспортных устройств .	10
I. Грузоподъемные машины	
Глава 3	
Общие детали	12
§ 1. Канаты пеньковые	12
§ 2. Канаты проволочные	14
§ 3. Цепи сварные	18
§ 4. Цепи пластинчатые (цепи Галля)	21
§ 5. Цепи разборные	23
§ 6. Блоки канатные	24
§ 7. Цепные блоки для некалиброванных цепей .	25
§ 8. Цепные блоки для калиброванных цепей .	25
§ 9. Блоки для цепей Галля и разборных цепей .	28
§ 10. Барабаны	29
§ 11. Барабаны шпильей .	33
§ 12. Простые крюки	36
§ 13. Двурогие крюки .	41
§ 14. Подвешивание крюков	43
§ 15. Приспособления для захватывания грузов	45
§ 16. Рукоятки и тяговые колеса	50
§ 17. Зубчатые остановы .	54
§ 18. Фрикционный останов .	56
§ 19. Тормоза	58
§ 20. Муфты для могорной передачи	76
§ 21. Ходовые колеса и рельсы	77
§ 22. Сопротивление движению	81
§ 23. Крановые рельсы .	84
§ 24. Закрепление крановых рельс	85
Глава 4	
Полиспасты	86
§ 1. Неподвижный блок .	—
§ 2. Подвижной блок . .	—
§ 3. Кратные полиспасты	87
§ 4. Применение полиспастов	88
Глава 5	
§ 1. Передачи в грузоподъемных машинах .	91
§ 2. Скорости движения грузов	93
§ 3. Определение мощности мотора для передвижения крана	94
§ 4. Определение мощности могора для подъема груза	96

§ 5. Электрический привод	97
§ 6. Электромоторы .	—
§ 7. Мощность мотора .	99
§ 8. Пуск и включение мотора	100
§ 9. Аппараты для управления	—

Глава 6

Простейшие грузоподъемные машины	101
§ 1. Подъемные тали .	—
§ 2. Электрические тали	103
§ 3. Подвижные кошки	105
§ 4. Тельферы (электротали на кошках)	106
§ 5. Лебедки	111
§ 6. Домкраты	120

Глава 7

Мостовые краны .	127
§ 1. Крановые балки	129
§ 2. Концевые балки	132
§ 3. Движение крана .	134
§ 4. Расчет механизма для движения крана	135
§ 5. Ручной мостовой кран .	140
§ 6. Тележки крана	141
§ 7. Расчет ручной тележки на 10 т	—
§ 8. Мостовые электрические краны	145
§ 9. Тележки мостовых кранов .	147
§ 10. Мостовые краны специального назначения	155
§ 11. Козловый кран	158

Глава 8

Поворотные краны	158
§ 1. Поворотный кран с постоянным вылетом .	—
§ 2. Поворотный кран с неподвижной колонной . . .	161
§ 3. Определение усилия, необходимого для поворота крана .	165
§ 4. Поворотный кран с переменным вылетом .	167
§ 6. Деррик-кран .	169
§ 6. Велосипедные краны .	172
§ 7. Стенные велосипедные краны	175
§ 8. Подвижные поворотные краны	177
§ 9. Паровой железнодорожный кран с грейферной лебедкой	182
§ 10. Автомобильные краны	184

II. Транспортные устройства

1. Транспортные устройства с гибкими тяговыми органами.

Глава 1

Ленточные транспортеры	186
§ 1. Общее устройство	—
§ 2. Детали ленточных транспортеров	188
§ 3. Скорость и производительность ленточных транспортеров	207
§ 4. Расчет мощности ленточных транспортеров и определение прочных размеров ленты	210

Глава 2

Видоизменения ленточных транспортеров .	213
§ 1. Передвижные ленточные транспортеры	—
§ 2. Сетчатые транспортеры . .	215

Глава 3	
Ценные (пластинчатые, лотковые и гусеничные) транспортеры	215
§ 1. Общее описание и производительность	215
§ 2. Детали цепных транспортеров	220
§ 3. Расход сил в цепных транспортерах	224
Глава 4	
Скребокковые транспортеры и волочилки	225
Глава 5	
Транспортные устройства для вертикального перемещения	235
§ 1. Элеваторы для сыпучих и кусковых грузов (общее описание)	—
§ 2. Детали элеваторов	236
§ 3. Определение производительности	244
§ 4. Определение потребной мощности	245
§ 5. Особые случаи применения элеваторов	247
Глава 6	
Пространственные транспортеры (конвейеры)	256
§ 1. Общее описание	—
§ 2. Конвейеры с жестко-закрепленными ковшами	—
§ 3. Конвейеры с качающимися ковшами	258
§ 4. Конвейеры с отклонениями в вертикальной и горизонтальной плоскостях	263
§ 5. Круговые конвейеры (круговые подвесные транспортеры)	267
<i>II. Транспортные устройства без гибких тяговых органов.</i>	
Глава 7	
Шнеки (транспортерные винты)	271
§ 1. Детали шнека	272
§ 2. Размеры и производительность шнека	276
§ 3. Расчет потребной мощности шнека	277
Глава 8	
Транспортирующие трубы	278
Глава 9	
Качающиеся транспортеры	280
§ 1. Детали качающихся жолобов	282
§ 2. Расчет производительности качающихся жолобов и потребной мощности	285
Глава 10	
Гравитационные устройства	286
§ 1. Винтовые спуски	—
§ 2. Роликовые транспортеры	287
Глава 11	
Вспомогательные приспособления (затворы и питатели)	294
Глава 12	
Экономика внутривозовского транспорта и выбор типа грузоподъемных и транспортных устройств	300

ВВЕДЕНИЕ

Глава I

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕХНИКИ ПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

Во всех без исключения промышленных предприятиях приходится иметь дело с перемещением грузов внутри предприятия, подъемом их вверх, передвижением в горизонтальном направлении, опусканием вниз, передвижением в наклонном направлении и т. п. Так на любом работающем заводе или фабрике необходимо груз, пришедший к заводу в виде сырья, принять из вагона или парохода и передать его на склад сырья, в нужный момент перебросить из склада к производственным цехам, внутри производственных цехов передавать его от одной рабочей операции к другой, по мере превращения сырья в полуфабрикат и фабрикат и, наконец, готовый фабрикат транспортировать на склад готовых изделий и оттуда в вагон, автомобиль и т. п. для вывоза с территории завода к потребителю.

Точно так же при постройке нового завода необходимо соответствующим образом подавать к рабочим точкам строительные материалы, машины в разобранном виде к месту их установки, держать на весу отдельные части машины на время их прилаживания и прикрепления и т. д.

Все эти передвижения и перемещения грузов внутри фабрично-заводской или строительной территории объединяются общим понятием „внутризаводской транспорт“, или по немецкой терминологии „ближний транспорт“ (Nahtransport), в отличие от транспорта внешнего или дальнего — перемещения грузов вне заводской территории.

Подъем и перемещение грузов вручную, когда приходится иметь дело с тяжелыми грузами или с грузами, передаваемыми в больших количествах, неэкономичен, протекает медленно и зачастую представляет опасность для занятых на этих работах людей.

Поэтому уже с древнейших времен можно наблюдать стремление ввести в транспортные операции механизмы для ускорения человеческого труда. Еще в древнем Египте при постройках пирамид применялись блоки, рычаги, валы и тому подобные простейшие машины. Для орошения полей применялись „ведерные цепи“ — прообраз нашего современного элеватора. Также с древних времен известен транспортный винт Архимеда, употреблявшийся вначале также для подъема воды.

В средние века начали строиться блоки, полиспасты и ручные подъемные краны для перегрузки больших тяжестей. Так в данцигском порту до сего времени сохранился кран грузоподъемностью в 6 т, построенный в 1442 г.

До изобретения парового двигателя (в начале XIX столетия) транспортная техника ограничивалась перечисленными механизмами, имевшими своим назначением лишь некоторое ускорение труда человека и животных, но не их замену. Только с изобретением паровой машины, а затем и электрического двигателя, — параллельно быстрому развитию промышленности, — стала развиваться и техника подъемно-транспортных оборудований, причем это развитие до начала девятисотых годов нынешнего столетия шло главным образом по линии развития подъемных устройств (кранов).

В начале этого столетия стал внедряться в промышленность принцип „поточного производства“, иногда называемый „фордизмом“ — по имени американского фабриканта Форда, впервые в широком масштабе применившего организацию работ по принципу поточного производства на своих автомобильных заводах. Чрезвычайно удачная организация фордовских заводов послужила толчком к быстрой перестройке сначала американской, а затем и европейской промышленности на поточное производство. Это обстоятельство, в свою очередь, повлекло за собой необычайно быстрое развитие техники нового вида транспортных устройств и оборудований, — до того не имевших большого применения в промышленности, — для массовых, или поточных, грузов. В настоящее время имеется целый ряд предприятий, иногда очень крупных, с годовой продукцией в десятки и сотни тысяч тонн фабрикатов, где вся без исключения работа по передвижению и подъему грузов автоматизирована, и человеческая мускульная работа таким образом заменена работой механизмов.

Поточным производством называется такая организация работы в предприятии, когда обрабатываемые предметы движутся от одной рабочей операции к другой, и каждый рабочий производит только одну, точно ограниченную операцию, направляя обрабатываемый предмет для следующей операции соседнему рабочему. Эта передача полуфабрикатов от одной рабочей операции к другой и является внутривозвратским транспортом. Транспорт и рабочие операции должны быть так увязаны между собой, чтобы обрабатываемые предметы транспортировались к местам рабочих операций (рабочим точкам) совершенно своевременно, не создавая простоев механизмов и рабочих (непроизводительно затрачиваемое время), с одной стороны, и заторов обрабатываемых предметов в процессе производства — с другой.

Значение транспортных операций в предприятиях поточного производства очень велико: установлено, что правильность организации транспортного процесса в таких предприятиях не менее важна, чем организация самого технологического процесса.

Общее стремление удешевить себестоимость продукции предъявляет соответствующие требования и к транспортным операциям: они должны быть дешевы и не ложиться большим накладным расходом на работу предприятий. Как правило, механизированный транспорт ложится на единицу продукции меньшим накладным рас-

ходом, чем ручной транспорт. Приводим показательный пример (по Бурштейну).

В ленинградском порту выгрузка или погрузка вагонов, платформ или автогужевого транспорта с подвозкой на тачках на расстоянии до 40 м оплачивается 47 коп. с тонны сыпучих грузов. Грузчик может перевезти в течение 8-часового рабочего дня около 10 т грузов.

Если же заменить грузчиков ленточным транспортером, то при ширине ленты в 400 мм и длине 40 м транспортер сможет перебросить в час около 40 т сыпучих грузов (зерно, уголь и т. п.), а в 8-часовой рабочий день — около 320 т грузов, т. е. заменит собой 32 грузчиков, зарплата которых за 8 час. составит 150 руб. Стоимость же содержания транспортера за это время, включая амортизационные расходы, не превышает 40—50 руб.

Выгодность замены ручного транспорта механизированным усматривается из сопоставления стоимости механической и ручной работы, затрачиваемой на перемещение единицы груза.

Стоимость транспорта единицы груза (тонны) вручную определяется стоимостью рабочей силы в единицу времени (в один день) и производительностью рабочего a (в тоннах) за тот же отрезок времени. Стоимость рабочей силы складывается из заработной платы рабочего A и накладных расходов: страховых взносов, надзора, жилстроительства и прочих O , падающих на одного рабочего за тот же промежуток времени. Таким образом, стоимость переноски вручную тонны груза выражается формулой:

$$S_{ручн} = \frac{A + O}{a}$$

Обозначим:

B — капитальные затраты на устройство транспортного сооружения, куда входят стоимость самого сооружения, фундамента под него и монтажа;

K_a % — ежегодные амортизационные отчисления на капитал B , т. е. $\frac{K_a \cdot B}{100}$ — сумма ежегодных отчислений (в руб.);

r % — ежегодный ремонт транспортного сооружения, тогда $\frac{rB}{100}$ — стоимость ремонта (в руб.);

E — стоимость затрачиваемой в течение года энергии на приведение механизма в движение (в руб.);

M — стоимость смазочных и вспомогательных материалов за этот же срок (в руб.);

Σ_p — сумма расходов на оплату обслуживающего персонала, складывающаяся из годовых окладов необходимого количества обслуживающих рабочих и накладных расходов на них;

Q — годовой грузооборот, приходящийся на данный механизм (в т);

тогда $S_{мех}$ — стоимость механического транспорта 1 т груза определится следующей формулой:

$$S_{мех} = \frac{\frac{K_a + r}{100} B + E + M + \Sigma_p}{Q}$$

НТБ
ДНУЖТ

Очевидно, что заменять ручной транспорт механическим выгодно, если $S_{\text{мех}} < S_{\text{ручн}}$, т. е. если

$$\frac{K_a + r}{100} B \frac{E + M + \Sigma_p}{Q} < \frac{A + O}{a}.$$

Из этого неравенства видно, что механическая установка тем выгодней по сравнению с ручной работой, чем меньше амортизационные и ремонтные расходы на нее, т. е. чем она долговечней и прочней, чем меньше расходы на энергию и вспомогательные материалы, чем меньше расходы на обслуживающий персонал, чем выше зарплата рабочих по ручному транспорту грузов и чем выше грузооборот механизма.

Таким образом с развитием промышленности, т. е. с повышением зарплаты и ростом грузооборота создаются условия, при которых механизация транспортно-подъемных работ становится все более и более выгодной по сравнению с ручным трудом.

Общие требования, предъявляемые к подъемно-транспортным оборудованию промышленных предприятий, можно формулировать:

1) транспорт должен быть точен по времени и по количеству перевозимых грузов;

2) подъемно-транспортные оборудования должны быть максимальным образом приспособлены к требованиям технологического процесса, не должны стеснять помещения и мешать производственной работе;

3) транспорт должен быть дешев;

4) транспорт должен быть безопасен.

Глава 2

КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

Как выше указывалось, транспорт промышленных предприятий подразделяется на два основных вида:

1) транспорт внешний, подвозящий извне к предприятию сырье, топливо, строительные материалы и т. п. и отвозящий из предприятия готовую продукцию и отбросы или отходы производства;

2) транспорт внутренний, производящий все подъемные и транспортные операции в пределах территории предприятия.

Назначение настоящего курса — рассмотрение и изучение транспорта второго рода, т. е. внутривозовского, который, в свою очередь, подразделяется на транспорт междучеховой и внутрицеховой.

Первый предназначен для связи между отдельными цехами предприятия и для обслуживания отдельных производственных центров предприятия, питая их материалами со склада и изделиями других цехов и удаляя продукцию и отходы производства из данного цеха; второй — для обслуживания отдельных технологических операций, связывая между собой отдельные рабочие точки (станки, машины, нагревательные приборы и т. п.) обособленного технологического процесса.

По направлению перемещения грузов грузоподъемные и транспортные оборудования бывают трех видов: 1) для вертикального перемещения; 2) для горизонтального перемещения; 3) для смешанного — горизонтального и наклонного перемещения.

По характеру перемещаемых грузов транспортные оборудования подразделяются на оборудования для сыпучих грузов и для штучных грузов.

Наконец, по самому характеру транспортных операций, производимых подъемно-транспортными устройствами, их подразделяют на два следующих вида:

1. Устройства, предназначенные для подъема и транспорта грузов различного веса и формы, передвигающихся в различных направлениях в границах площади, обслуживаемой одним подъемно-транспортным устройством (например краны на ремонтных заводах, устройства для подачи материалов на стройках и т. п.), — иначе говоря, оборудования для единичных грузов. Такие оборудования условно принято называть грузоподъемными машинами (хотя, строго говоря, эти оборудования производят не только подъем, но иногда и горизонтальное перемещение грузов). Сюда относятся всевозможные краны, лебедки, полиспасты и пр.

2. Устройства для перемещения так называемых „массовых грузов“, или „потоков грузов“, т. е. грузов однохарактерных, идущих в большом количестве в одном направлении, как например подача угля со склада в котельную, передвижение обрабатываемых изделий в предприятиях массового производства от одной технологической операции к другой и т. п.

Такие устройства называются транспортными устройствами, и к ним относятся получившие чрезвычайно большое распространение в последние годы транспортеры, элеваторы (нории), конвейеры и некоторые другие.

*

При рассмотрении оборудования внутризаводского транспорта мы разобьем настоящий курс на два основных раздела по последнему признаку, т. е. будем рассматривать отдельно грузоподъемные машины для единичных грузов и транспортные оборудования для массовых грузов.

НТБ
ДНУЖТ

I. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Глава 3

ОБЩИЕ ДЕТАЛИ

Большинство грузоподъемных оборудований имеет целый ряд сходных деталей: канаты, цепи, крюки, барабаны, блоки, тормоза и храповики.

§ 1. Канаты пеньковые

Материал, устройство и конструкция. Пеньковые канаты прядутся большей частью из русской, немецкой (баденской и силезской) и манильской пеньки. Лучшими по прочности и гибкости считаются баденские канаты, затем идут русские и на последнем месте стоят манильские канаты, которые более жестки и применяются значительно реже, хотя при равной грузоподъемности они и легче европейских канатов.

Канаты бывают круглые и плоские, т. е. сечение каната представляется в виде круга или прямоугольника. Последние употребляются сравнительно редко, и мы ограничимся рассмотрением только круглых канатов.



Фиг. 1. Пеньковый канат.

Круглые канаты, диаметром до 50 мм, состоят обычно из 3 прядей; каждая прядь свита из большого числа скрученных пеньковых нитей, так называемых каболок (фиг. 1).

Пеньковые канаты применяются главным образом во временных установках. Простые, не подвергнутые специальной обработке канаты гигроскопичны и, будучи влажными, скоро загнивают и разрушаются. Для предохранения от сырости пеньковые канаты пропитываются древесным дегтем или карболинеумом. Такая пропитка хотя и ослабляет канат (приблизительно на 25%) и утяжеляет его, но значительно удлиняет срок его службы.

При работе на канатах особенно вредно отражаются крутые частые перегибы через блоки и барабаны, поэтому стремятся делать блоки для пеньковых канатов диаметром не меньше 10-кратного диаметра каната. Кроме того при подъемных устройствах необходимо стремиться к тому, чтобы канаты при проходе через блоки и барабаны перегибались в одном направлении (фиг. 2).

Расчет. Диаметр пенькового каната определяется по действующему усилию из условий разрыва:

$$S = 0,66 \frac{\pi d^2}{4} k_2,$$

где

S — полезная нагрузка;

d — диаметр в см;

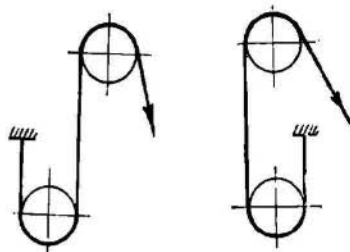
$0,66 \frac{\pi d^2}{4}$ — действительное поперечное сечение;

k_2 — допускаемое напряжение в кг/см².

Обычно временное сопротивление на разрыв, в зависимости от состояния каната, колеблется от 500 кг/см² для старых канатов до 1300 кг/см² для новых канатов.

При расчетах принимается 12—10-кратный запас прочности, при допускаемом напряжении k_2 в пределах от 40 до 100 кг/см², а иногда для канатов особо хорошего качества, при блоках и барабанах диаметром не меньше 15—20 диаметров каната принимают k_2 до 130 кг/см².

Ниже приводится таблица допускаемых нагрузок для разных сортов пеньковых канатов.



Фиг. 2. Перегиб канатов на блоках.

Таблица 1

Круглые пеньковые канаты

(k_2 принято равной одной десятой разрывного)

Диам. каната (d) в м.м	Из лучшей русской пеньки		Из лучшей силезской пеньки		Из лучшей баденской пеньки		Наименьший диаметр барабана (D) в м.м					
	Белевой		Смоленый		вес 1 м в кг	допускаемая нагрузка $k_2 = 125$ кг/см ²						
	вес 1 м в кг	допускаемая нагрузка $k_2 = 100$ кг/см ²	вес 1 м в кг	допускаемая нагрузка $k_2 = 88$ кг/см ²				вес 1 м в кг	допускаемая нагрузка $k_2 = 100$ кг/см ²			
13	0,13	130	—	—	0,14	145	—	0,14	165	155	$D = 12 d$	
16	0,20	200	0,22	176	0,21	230	0,23	200	0,21	251		190
18	0,24	254	—	—	0,25	290	—	—	0,25	330	220	$D = 11 d$
20	0,30	314	0,33	275	0,31	350	0,34	315	0,31	393	220	
23	0,38	416	0,42	363	0,39	470	0,43	416	0,39	519	255	"
26	0,50	531	0,56	463	0,51	600	0,58	531	0,51	663	285	
29	0,65	660	0,72	578	0,67	740	0,75	660	0,67	825	290	$D = 10 d$
33	0,78	855	0,87	748	0,80	960	0,90	855	0,80	1067	330	
36	0,93	1017	1,04	890	0,96	1145	1,07	1017	0,96	1271	360	"
39	1,10	1194	1,25	1044	1,15	1340	1,28	1194	1,15	1492	360	
46	1,45	1661	1,65	1453	1,50	1870	1,70	1661	1,50	2055	415	$D = 9 d$
52	1,90	2122	2,15	1857	1,95	2390	2,20	2122	1,95	2599	470	

§ 2. Канаты проволочные

Применение, материал, конструкция. Проволочные канаты являются наиболее применяемыми в подъемных устройствах и имеют целый ряд преимуществ перед цепями: при равной прочности они весят приблизительно в восемь раз меньше; на барабане занимают приблизительно в три раза меньше места, стоимость их значительно



Ф. г. 3. Канат альбертовой свивки.

ниже чем стоимость цепей. Кроме того в работе они бесшумны и более безопасны, так как перед разрывом канат разломачивается вследствие разрыва отдельных проволок и можно своевременно заменить его новым. С другой стороны, вследствие меньшей гибкости каната по сравнению с цепью, канатные блоки и барабаны приходится делать значительно большего диаметра, чем цепные блоки и барабаны.



Фиг. 4. Канат крестовой свивки.

Для канатной проволоки обычно применяется сталь тигельная с временным сопротивлением $12\,000 \div 18\,000 \text{ кг/см}^2$



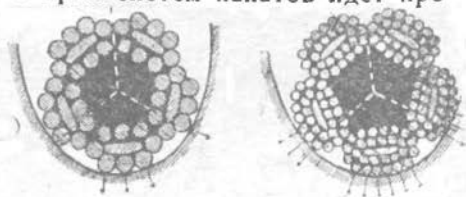
Фиг. 5. Канат крестовой свивки с сердцевинной из трехгранной проволоки.

или плуговая (Pflugstahldraht) с временным сопротивлением $18\,000 \div 20\,000 \text{ кг/см}^2$. Канаты из плуговой стали ценятся выше.

Конструкция канатов. Проволока для прядения канатов берется обычно круглого

сечения диаметром от 0,4 до 1,2 мм, причем канаты из тонкой проволоки более гибки. Для некоторых систем канатов идет проволока специальных профилей.

Проволочный канат состоит из нескольких проволочных прядей или стренг (в канатах диаметром до 50 мм из 6), навитых винтообразно вокруг пеньковой сердцевинки, причем в каждой отдельной стренге проволоки, в свою очередь, навиты также около пенькового сердечника. Направление навивки отдельных проволок в прядях иногда совпадает с на-



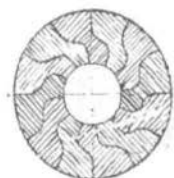
Фиг. 6. Поперечное сечение каната с овальными стренгами.

правлением навивки самих прядей в канате, — так называемая „свивка Альберта“ (фиг. 3), — иногда противоположно направлению прядей, и тогда получаются канаты „крестовой свивки“ (фиг. 4).

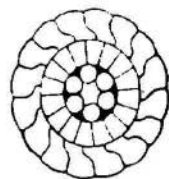
Особые конструкции канатов. Некоторые фирмы изготовляют проволочные канаты специальных конструкций. Так например довольно часто встречаются канаты, у которых сердечники отдельных прядей имеют треугольное или прямоугольное сечение; пряди с прямоугольными сердечниками имеют эллиптическое сечение. Такие канаты изнашиваются меньше, так как давление между канатом и блоком распределяется на большее число проволок чем при канатах с круглыми прядями (см. фиг. 5, 6).

Также применяются канаты из проволок фасонных профилей, так называемые канаты „закрытой“ или „полузакрытой“ конструкции. Такие канаты, благодаря своей гладкой поверхности, менее изнашиваются и меньше подвергаются ржавлению, но они менее гибки и значительно дороже. Употребляются такие канаты почти исключительно в воздушно-канатных дорогах (см. фиг. 7, 8).

Для работы в сырых местах, для предохранения от ржавления, употребляются канаты из оцинкованной проволоки. Грузоподъемность оцинкованных канатов несколько ниже чем неоцинкованных.



Фиг. 8. Поперечное сечение каната „Simplex“ завода Полич.



Фиг. 7. Поперечное сечение спирального каната из фасонной проволоки.

Расчет. При подъеме груза и навивании на барабан или блок проволоки каната испытывают растяжение, изгиб и кручение (последнее вследствие того, что проволоки в канате навиты по винтовой линии). Для уменьшения напряжений на изгиб и кручение необходимо брать блоки и барабаны возможно большего диаметра. Обычно диаметр блока D не менее 1000δ (δ — диаметр проволок, составляющих канат). В виде исключения иногда $D = 500 \delta$.

На рудничных подъемниках принимают $D \geq 1500 \delta$.

Обозначим:

- S — наибольшее разрывающее усилие (статическая нагрузка + динамическая нагрузка) в кг;
- δ — диаметр проволоки в см;
- i — число проволок в канате;
- D — диаметр блока или барабана;
- E — модуль упругости.

Для стальной проволоки:

$$E = 2\,150\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения в прямом канате:

$$k_2 = \frac{S}{i \frac{\pi \delta^2}{4}};$$

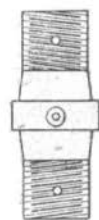
НТБ
ДНУЖТ

напряжение изгиба (формула Баха):

$$\tau_b = \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D};$$

полное напряжение в канате:

$$\sigma_{\max} = \frac{S}{i \frac{\pi \delta^2}{4}} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D} = \frac{S}{i \frac{\pi \delta^2}{4}} + 800\,000 \frac{\delta}{D};$$



Фиг. 9. Муфта.

σ_{\max} не должно превышать допускаемого напряжения k_z , причем степень надежности принимается для подъемных устройств, работающих с перерывами 6 ÷ 8-кратная, а для работающих в тяжелых условиях — 8 ÷ 10-кратная.

$k_z \cong 1500$ кг/см² для проволоки из тигельной стали;

$k_z \cong 1900 - 2000$ кг/см² для проволоки из плуговой стали.

При подъеме больших грузов вес груза обычно распределяют на несколько ветвей каната, что позволяет применять канаты меньших диаметров.

Приводим таблицу нагрузок на проволочные канаты из стальной проволоки (табл. 2).

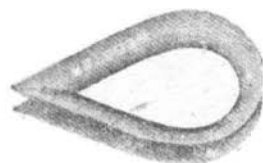
Сращивание канатов между собой и прикрепление к канатам отдельных деталей.

Для сращивания канатов между собой их соединяют при помощи особых муфт (фиг. 9) или, что считается лучшим способом, их „сплескивают“ между собой, для чего на некоторой длине (1,5 ÷ 2 м) концы их расплетают и затем свивают вместе расплетенные концы обоих канатов.

Для прикрепления к канатам отдельных деталей, например крюков и т. п., применяются следующие приспособления:

1. Канатные коуши — железные или стальные желобчатые скобки (фиг. 10), в желобок которых вкладывается сложенный в виде петли канат. Петлю закрепляют, привязывая конец каната проволокой или зажимая специальными хомутами.

2. Конические канатные втулки. Втулка представляет собою конусную стальную трубку с ушками для продевания болта. Конец каната пропускается через втулку и расплетается. Пеньковая сердцевина на расплетенном конце вырезается, концы проволок обрезаются ступеньками и загибаются, вследствие чего конец каната утолщается. Это утолщение втягивают в кони-



Фиг. 10. Канатный коуш.

Разрывающая нагрузка проволочных канатов для кранов, подъемников, полиспастов и пр.

Тип каната	Номинал. диам. каната	Диам. про-волокни	Площадь сеч. всех проволок в канате	Расчетн. вес 1 м	Расчетный разрывающий груз при напряжении		
	мм	мм			мм ²	кг	13 000
6 × 19 = = 114 про- волоки и 1 пень- ковая сердце- вина	6,5	0,4	0,143	0,135	1 860	2 290	2 570
	8,0	0,5	0,224	0,21	2 910	3 580	4 030
	9,5	0,6	0,322	0,30	4 190	5 150	5 800
	11,0	0,7	0,439	0,41	5 700	7 020	7 900
	13,0	0,8	0,573	0,54	7 450	9 170	10 310
	14,0	0,9	0,725	0,68	9 430	11 600	13 050
	16,0	1,0	0,894	0,84	11 620	14 300	16 090
	17,0	1,1	1,083	1,02	14 080	17 330	19 490
	19,0	1,2	1,289	1,22	16 760	20 620	23 300
	20,0	1,3	1,513	1,43	19 670	24 190	27 230
20,0	1,4	1,755	1,66	22 820	28 060	31 590	
6 × 37 = = 222 про- волоки и 1 пень- ковая сердце- вина	9,0	0,4	0,279	0,26	3 630	4 460	5 020
	11,0	0,5	0,436	0,41	5 670	6 980	7 850
	13,0	0,6	0,628	0,59	8 160	10 050	11 300
	15,0	0,7	0,854	0,81	11 100	13 660	15 370
	18,0	0,8	1,116	1,06	14 510	17 860	20 900
	20,0	0,9	1,412	1,34	18 360	22 590	25 420
	22,0	1,0	1,744	1,65	22 670	27 900	31 390
	24,0	1,1	2,110	2,00	27 430	33 750	37 980
	26,0	1,2	2,511	2,38	32 640	40 180	45 200
	28,0	1,3	2,947	2,80	38 310	47 150	53 050
	31,0	1,4	3,417	3,24	44 420	54 670	61 510
	33,0	1,5	3,923	3,72	51 000	62 770	70 610
	35,0	1,6	4,464	4,24	58 030	71 420	80 350
	37,0	1,7	5,039	4,78	65 510	80 620	90 700
39,0	1,8	5,649	5,36	73 440	90 380	101 680	
42,0	1,9	6,294	5,96	81 820	100 700	113 290	
44,0	2,0	6,974	6,62	90 660	111 600	125 530	
6 × 61 = = 366 про- волоки и 1 пень- ковая сердце- вина	20,0	0,7	1,409	1,33	18 320	22 540	25 360
	22,0	0,8	1,839	1,74	23 900	29 420	33 100
	25,0	0,9	2,328	2,21	30 260	37 250	41 900
	28,0	1,0	2,875	2,73	37 380	46 000	51 750
	31,0	1,1	3,478	3,30	45 210	55 650	61 600
	34,0	1,2	4,139	3,93	53 800	66 200	74 500
	36,0	1,3	4,858	4,61	63 150	77 730	87 440
	39,0	1,4	5,634	5,35	73 240	90 140	101 410
	42,0	1,5	6,478	6,14	83 080	103 490	116 420
	45,0	1,6	7,359	6,99	95 670	117 740	132 460
48,0	1,7	8,297	7,89	107 990	132 910	149 530	

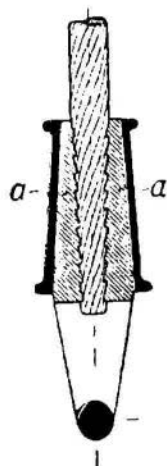
ческое отверстие втулки и затем втулку заливают свинцом. Принимаемые размеры показаны на табл. 3.

Таблица 3

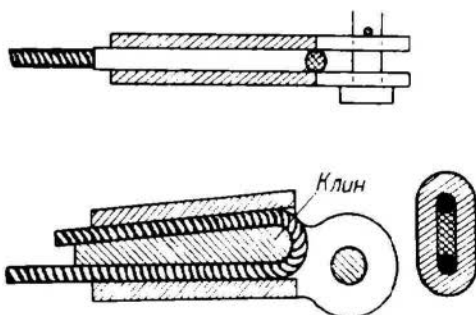
Вес конических канатных втулок.

Д каната в мм	Вес в кг	Д каната в мм	Вес в кг
6—7	0,4	16	2,5
8	0,6	18—20	3,7
10	0,8	22—24	4,5
12	1,4	26—30	7,0
14	1,8		

3. Канатные клиновые втулки (фиг. 11, 12). Канат удерживается во втулке посредством двух зубчатых клиньев или одного гладкого клина.



Фиг. 11.



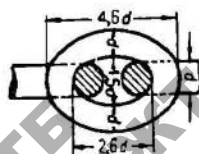
Фиг. 12.

Канатные клиновые втулки.

§ 3. Цепи сварные

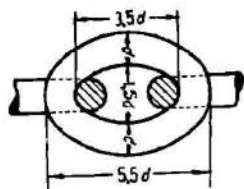
Материал и конструкция. Цепи изготовляются из круглых прутков мягкого сварочного железа (с временным сопротивлением $k_2 = 2500 \div 3500 \text{ кг/см}^2$) и представляют собою систему овальных звеньев, из которых каждое соединяется с двумя соседними. Употребляющиеся для подъемных устройств сварные цепи бывают двух типов: короткозвенные и длиннозвенные (фиг. 13 и 14).

Указанные на чертежах размеры цепей приняты не всеми заводами, и некоторые заводы эти размеры изменяют.



Фиг. 13. Сварная короткозвенная цепь.

Короткозвенные цепи при навивании на блоки или барабаны подвергаются меньшим изгибающим напряжениям (фиг. 15), и блоки или барабаны могут быть для короткозвенных цепей меньшего диаметра; поэтому в большинстве случаев для подъемных устройств применяются цепи короткозвенные, несмотря на то, что длиннозвенные дешевле и легче.



Фиг. 14. Сварная длиннозвенная цепь.

Когда требуется особая точность в соблюдении формы и размеров звеньев, как например при проходе через цепные зубчатые блоки, цепи после сварки „калибруют“, т. е. проводят через добавочную штамповку, точно подгоняющую звенья под необходимые размеры.

Соединительные звенья и добавочные устройства. Для сращивания отдельных отрезков цепи между собой употребляются так



Фиг. 15. Работа цепи на изгиб на барабане.

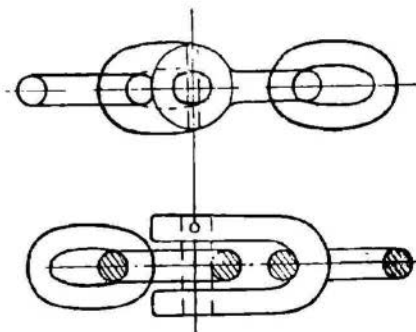
называемые соединительные звенья и цепные замки. Устройство их видно из фиг. 16 и 17.

Цепные замки являются соединениями разборными, соединительные же звенья, состоящие из двух склепываемых половин, — соединения постоянные.

Для образования из цепи петель применяются специальные крючья и кольца (см. 18 и 19), которые захватывают любое звено по длине цепи.

Для свободного вращения цепи в нее вводят вертлюг (фиг. 20).

Расчет цепей. При подъеме груза звенья цепи работают на растяжение и изгиб. Точный учет напряжений звена может быть произведен расчетом его как криволинейного бруса.



Фиг. 16. Цепной замок.

Практически достаточно рассчитывать звенья цепи только на растяжение, с соответственно пониженным допускаемым напряжением k_2 .

Обозначим:

S — нагрузка на цепь в кг;

d — диаметр цепного железа;

k_2 — допускаемое напряжение в кг/см².

Полагая, что растяжению сопротивляются два сечения звена, получаем:

$$S = 2 \frac{\pi d^2}{4} k_2$$



Фиг. 17. Соединительное звено.

Допускаемые нагрузки для короткозвенных некалиброванных цепей

Диам. цепного железа d	Допускаемые нагрузки в случае			Вес 1 пог. м короткозвенной цепи d	Диам. цепного железа d	Допускаемые нагрузки в случае			Вес 1 пог. м короткозвенной цепи
	I	II	III			I	II	III	
	кг	кг	кг			кг	кг	кг	
5	250	200	125	0,58	20	4000	3200	2000	8,98
6	360	288	180	0,81	21	4410	3528	2205	9,90
7	490	392	245	1,10	22	4840	3872	2420	10,87
8	640	512	320	1,44	23	5290	4232	2645	11,90
9	810	648	405	1,82	24	5760	4608	2880	12,94
10	1000	800	500	2,25	26	6760	5408	3380	15,18
11	1210	968	605	2,72	28	7840	6272	3920	17,61
12	1440	1152	720	3,24	30	9000	7200	4500	20,22
13	1690	1352	845	3,80	33	10890	8712	5445	24,46
14	1960	1568	980	4,41	36	12960	10368	6480	29,11
15	2250	1800	1125	5,06	39	15210	12168	7605	34,16
16	2560	2048	1280	5,75	43	18490	14792	9245	41,53
17	2890	2312	1445	6,50	46	21160	16928	10580	47,53
18	3240	2592	1620	7,28	49	24010	19208	12005	53,82
19	3610	2888	1805	8,14	52	27040	21632	13520	60,73

Наружные размеры звеньев: длина 4,6 d , ширина 3,5 d .

Для некалиброванных цепей в зависимости от различных условий работы допускаемое напряжение k_z принимается:

I. $k_z = 600 \text{ кг/см}^2$ (4-кратная степень надежности) для легко нагружаемых цепей, тогда:

$$S = 1000 d^2 \text{ или } d = 0,032 \sqrt{S}$$

II. $k_z \leq 500 \text{ кг/см}^2$ (5-кратная степень надежности) для тяжелых условий работы цепи и

$$S = 800 d^2; \\ d = 0,035 \sqrt{S}$$

III. $k_z \leq 300 \text{ кг/см}^2$ (8-кратная степень надежности) для особо тяжелых условий работы и

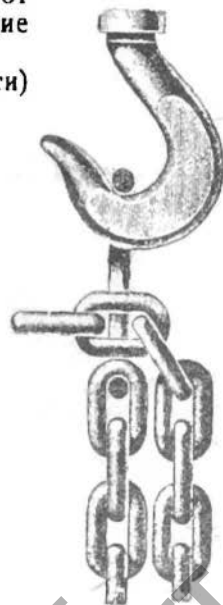
$$S = 500 d^2; \\ d = 0,045 \sqrt{S}.$$



Фиг. 18. Приспособления для образования петель из цепи.



Фиг. 19. Приспособление для образования петель из цепи.



Для цепей калиброванных (учитывая добавочные напряжения на звеньях при упоре их в зубья звездочек, k_2 принимается приблизительно в 65% от k_2 для некалиброванных цепей):

I. $k_2 \leq 400 \text{ кг/см}^2$ для мало нагружаемых цепей и

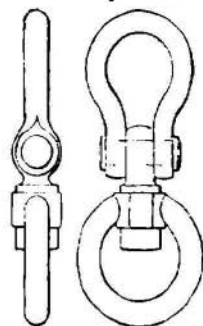
$$S \leq 600 d^2;$$

II. $k_2 \leq 300 \text{ кг/см}^2$ для тяжелых условий работы цепи и

$$S \leq 480 d^2;$$

III. $k_2 \leq 200 \text{ кг/см}^2$ для особо тяжелых условий работы цепи и

$$S \leq 300 d^2.$$



Фиг. 20. Вертялюг.

Выше приведена табл. 4 допускаемых нагрузок для некалиброванных короткозвенных цепей.

§ 4. Цепи пластинчатые (цепи Галля)

Материал и конструкция. Пластинчатые цепи, применяемые для подъемных оборудований, имеют следующее устройство: отдельные пластинки соединяются между собой цевками, служащими шарнирами для цепи. Пластинки изготавливаются чаще всего из сименс-мартеновской стали, иногда из железа. Цевки всегда стальные. Края пластинок бывают прямые или вырезные.

Пластинки цепи укрепляются на цапфах цевок различными способами, в зависимости от грузоподъемности цепи: для небольших нагрузок цапфы расклепываются непосредственно на наружных пластинках, для средних нагрузок под головку цапфы подкладывается шайба и для больших нагрузок цапфы прошплинтовываются.

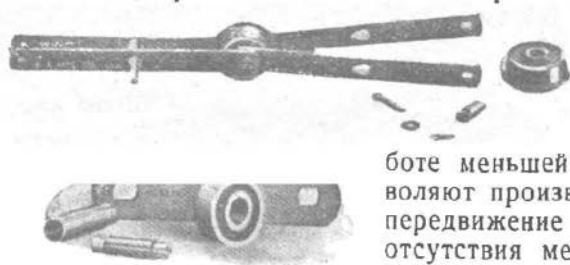
Пластинчатые цепи в транспортерах и элеваторах, находящиеся в непрерывном движении и подвергающиеся частым перегибам, снабжаются особыми втулками, закрепляемыми во внутренних звеньях, хотя они в общем и слабее нагружены, чем подъемные цепи.

Шарнирный болт, закрепленный во внешних звеньях цепи, вращается во втулке, и давление от натяжения цепи распределяется на большую поверхность соприкосновения между болтом и втулкой, чем уменьшается износ цепей. Цепи транспортеров и элеваторов часто снабжаются роликами, вращающимися на втулках (фиг. 21). Эти ролики служат для горизонтальных транспортеров ходовыми роликами и в то же время при огибании цепью приводных звездочек устраняют скольжение зубьев звездочек по втулкам цепей, чем предохраняют от износа как самые цепи, так и приводные звездочки. Цепи для транспортеров обычно берутся с значительно большим шагом, чем специально подъемные цепи.

Для прикрепления к цепи крюка или отдельных деталей служат так называемые „концевые звенья“, в которые пропускается специальный болт на распорной трубке.

Пластинки цепей, предназначенных для транспортеров или эле-

ваторов, имеют приклепанные или приваренные, а иногда отштампованные заодно с звеном цепи лапки для прикрепления пластин транспортера или ковшей элеватора.



Цепи Галля по сравнению с сварными цепями имеют более правильный шарнир, вследствие чего требуют в работе меньшей затраты энергии и позволяют производить более быстрое их передвижение по блокам. Вследствие отсутствия мест сварки они более надежны, чем сварные цепи, кроме того



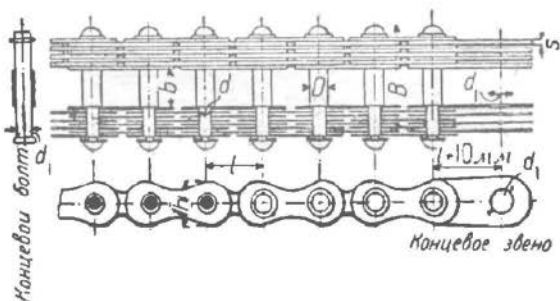
Фиг. 21. Пластинчатые цепи с роликами.

они могут наматываться на звездочки с небольшим числом зубцов, чем уменьшается плечо поднимаемого груза. При работе цепь Галля должна быть хорошо смазываема. Грузовые крюки имеют шариковую опору.

Расчет. Пластинчатые цепи обычно выбираются по таблицам заводов, причем в большинстве случаев, в особенности для быстро движущихся цепей, нагрузку на цепь, даваемую заводом, рекомендуется уменьшать на 50%.

Выбранные по заводским таблицам цепи подвергаются проверочному расчету, причем пластинки проверяются на разрыв по ослабленному отверстию для цапфы сечению, а цапфы проверяются на изгиб и смятие.

Примем следующие обозначения (фиг. 22):
 P — допустимая нагрузка на цепь, состоящая из статической и динамической нагрузок;



Фиг. 22. Цепь Галля.

- l — шаг цепи;
- b — длина средней части цевки;
- D — диаметр средней части цевки;
- d — диаметр цапфы;
- i — число пластинок;
- s — толщина пластинок;
- h — ширина пластинок;
- B — полная ширина цепи;

НТБ
ДНУЖТ

G — вес 1 м цепи;
 d_1 — диаметр концевой болта;
 $k_s = 900 \div 1000 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение на разрыв (для стали).

Тогда для проверки пластинок на разрыв имеем:

$$P \leq k_s i s (h - d),$$

откуда:

$$\frac{P}{i s (h - d)} \leq k_s.$$

Для проверки цевок на изгиб и цапф на смятие принимают $k_b = 800 \text{ кг/см}^2$ и предельную величину на смятие равной 1000 кг/см^2 .

Удельное давление для трущихся поверхностей принимают: для стали по стали или по фосфористой бронзе в $200 \div 250 \text{ кг/см}^2$, для стали по ковкому чугуноу в $100 \div 140 \text{ кг/см}^2$.

Таблица 5

Грузоподъемные цепи Галля завода Цобель, Нейберт и К⁰ (Шмалькальден)

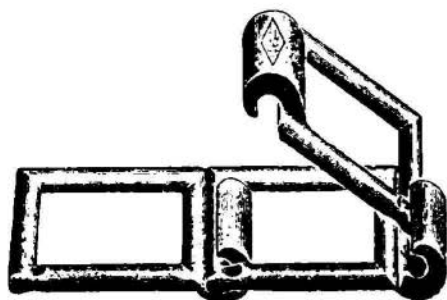
P кг	l мм	i	s мм	h мм	d мм	D мм	b мм	B мм	d_1 мм	G кг/м	Примечания
100	15	2	1,5	12	4	5	12	23	6	0,7	Склепанные без подкладки
250	20	2	2	15	6	7,5	15	38	9	1,0	
500	25	2	3	18	8	10	18	38	12	2,0	
750	30	4	2	20	9	11	20	45	13	2,7	
1 000	35	4	2	27	10	12	22	50	15	3,8	Склепанные с под- кладкой
1 500	40	4	2,5	30	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	
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	Скрепленные бол- тами
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	
25 000	120	8	5,5	100	40	45	90	235	60	83,3	
30 000	130	8	7	106	45	50	100	255	65	100,0	

P — грузоподъемность; G — собственный вес в кг/м; i — количество пластин;
 l — шаг цепи; s — толщина пластин; h — ширина пластинки, b — длина средней части
цевки, D — диаметр средней части цевки, d — диаметр цапфы, B — полная ширина
цепи, d_1 — диаметр концевой болта.

§ 5. Цепи разборные

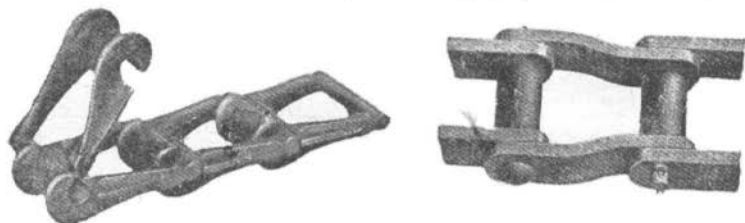
Конструкция и материал. В последние годы в транспортерах и элеваторах, также в подъемных оборудовании малых грузоподъемностей получили большое распространение так называемые разборные или ступчатые цепи. В простейшем виде они состоят из отдельных звеньев прямоугольной формы, у которых одна корот-

кая сторона звена имеет шарнирное углубление, а другая делается круглого сечения и может быть вставлена в шарнир соседнего звена (фиг. 23). Несколько более совершенная форма разборных цепей представлена на фиг. 24, где отдельные звенья соединяются между собой специальными болтами, служащими шарнирами цепи. Очень часто эти цепи имеют специальные приливы для крепления пластин транспортеров или ковшей элеваторов и т. п. — вообще форма звеньев этих цепей может варьировать в самых широких пределах.



Фиг. 23. Разборная цепь, крючков.

Изготавливаются эти цепи обычно отливкой из чугуна с последующим обезуглероживанием (ковкий чугун), иногда из бронзы.



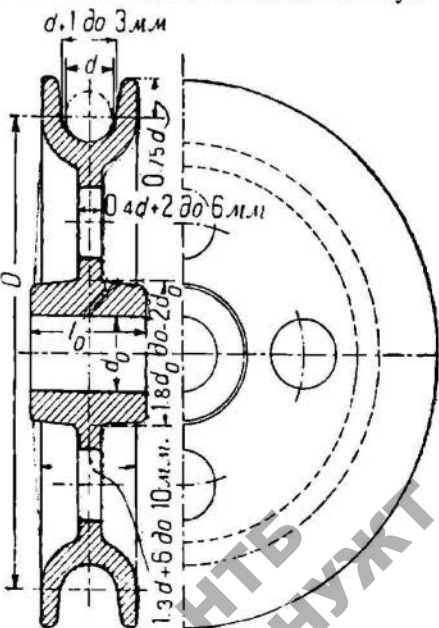
Фиг. 24. Разборная цепь с болтом.

Разборные цепи, так же как и пластинчатые, снабжаются втулкой, отливаемой заодно со звеньями. Втулка принимает давление от шарнирного болта на большую поверхность.

При расчете разборных цепей из ковкого чугуна принимают допустимое напряжение на разрыв $200 + 300 \text{ кг/см}^2$, в зависимости от скорости и общих условий работы цепи, причем здесь предполагается $8 + 10$ -кратный запас прочности. Удельное давление на трущихся поверхностях для ковкого чугуна по ковкому чугуну можно давать $60 + 90 \text{ кг/см}^2$.

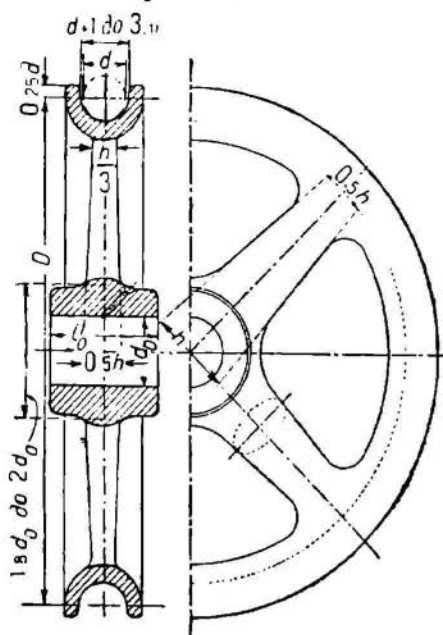
§ 6. Блоки канатные

Материал и конструкция. Блоки обычно отливаются из чугуна. В Америке некоторое распространение имеют также блоки, штампованные из листового

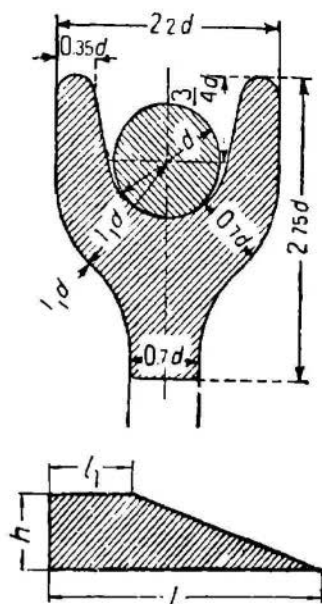


Фиг. 25. Канатный блок.

железа, но у нас они распространения не получили. Обычно принятые конструктивные соотношения для канатных блоков приведены на фиг. 25, 26 и 27.



Фиг. 26. Канатный блок.



Фиг. 27. Ручей канатного блока.

Для пеньковых канатов при ручном приводе диаметры блоков между центрами канатов принимаются так: $D = (7 \div 10) d$, при машинном приводе $D = (30 \div 50) d$, где d — диаметр каната.

Для проволочных канатов при ручном приводе (медленном движении каната) $D \geq (400 \div 500) \delta$, при машинном приводе $D \geq (500 \div 1000) \delta$ и выше, где δ — диаметр отдельных проволок.

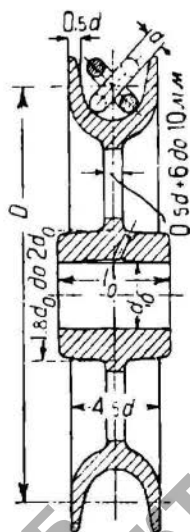
§ 7. Цепные блоки для некалиброванных цепей.

Цепные блоки для сварных некалиброванных цепей имеют следующие соотношения (см. конструкции фиг. 28, 29 и 30).

Обычно при ручном приводе диаметр цепных блоков $D \geq 20 d$; при механическом приводе $D \geq 30 d$, где d — диаметр цепного железа.

§ 8. Цепные блоки для калиброванных цепей

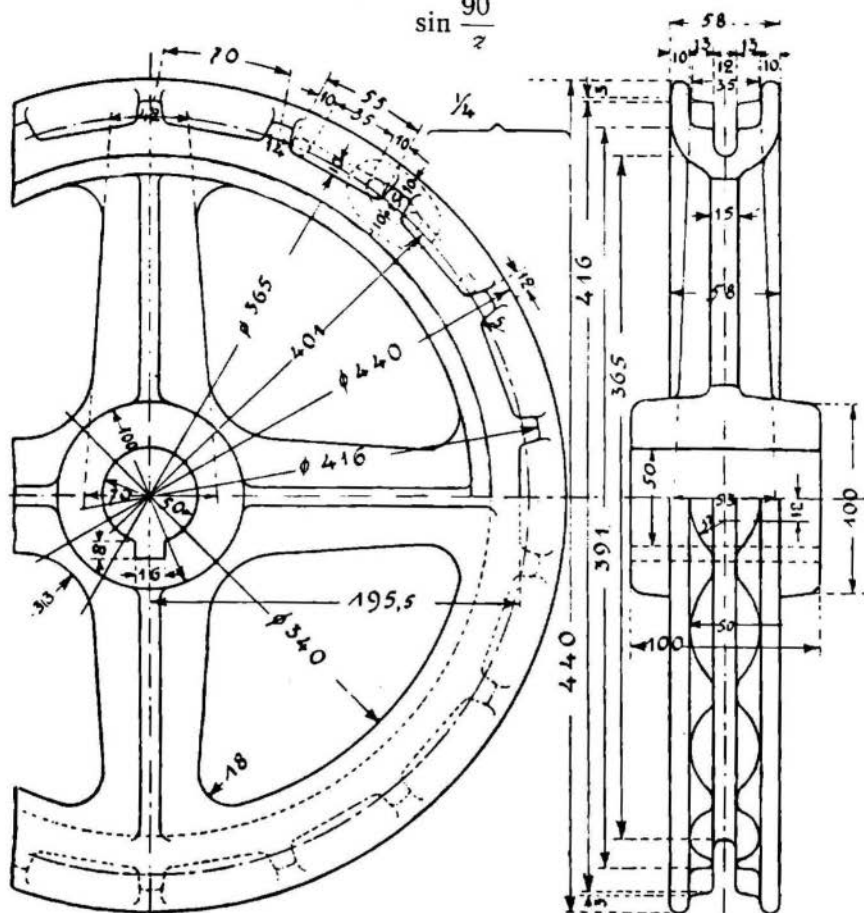
Для калиброванных цепей профиль обода блока берется подобно изображенному на фиг. 29 и 30 с той разницей, что в калиброванной цепи звенья, расположенные касательно к ободу, укладываются в специальные ячейки, отлитые на поверхности обода, и блок имеет вид, изображенный на фиг. 31. Блок с ячейками или зубцами иногда называют звездочкой.



Фиг. 28. Цепной блок.

Если $z \geq 9$ и $d \leq 16$ мм, то формулу можно упростить, и она принимает вид:

$$D = \frac{l}{\sin \frac{90}{z}}$$



Фиг. 31. Цепной блок для калиброванной цепи.

Таблица 6

Величины $\sin \frac{90}{z}$

z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$
3	0,5000	12	0,1305	21	0,0747	30	0,0523	39	0,0403
4	0,3827	13	0,1205	22	0,0713	31	0,0506	40	0,0393
5	0,3090	14	0,1120	23	0,0682	32	0,0491	45	0,0349
6	0,2588	15	0,1045	24	0,0654	33	0,0476	50	0,0314
7	0,2225	16	0,0980	25	0,0628	34	0,0462	60	0,0262
8	0,1951	17	0,0923	26	0,0604	35	0,0448	70	0,0224
9	0,1736	18	0,0872	27	0,0581	36	0,0436	80	0,0196
10	0,1564	19	0,0826	28	0,0561	37	0,0424	90	0,0174
11	0,1423	20	0,0785	29	0,0541	38	0,0413	100	0,0157

Таблица 7
 Величины $\cos \frac{90}{z}$

z	$\cos \frac{90}{z}$	z	$\cos \frac{90}{z}$
3	0,8660	9	0,9848
4	0,9239	10	0,9877
5	0,9511	11	0,9898
6	0,9659	12	0,9914
7	0,9750	13	0,9927
8	0,9808	14	0,9937

§ 9. Блоки для цепей Галля и разборных цепей

Для цепей Галля и разборных цепей блоки (звездочки) имеют вид, изображенный на фиг. 32.

Зубцы фрезеруются; впадина между зубцами делается несколько большего радиуса, чем цевка. Зубцы очерчиваются дугами кругов из центров двух соседних цевок. Они должны свободно входить в промежутки между звеньями, для чего длина зубца, т. е. ширина обода блока, берется на 2—3 мм меньше расстояния между пластинками цепи.

Число зубцов принимается:

$z \geq 8$ для грузов до 3000 кг,

$z \geq 9$ для грузов от 3000 до 20 000 кг;

$z \geq 10$ для грузов более 20 000 кг.

Диаметр начальной окружности определяется по следующей формуле:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}},$$

где

t — шаг цепи;

z — число зубцов звездочки.

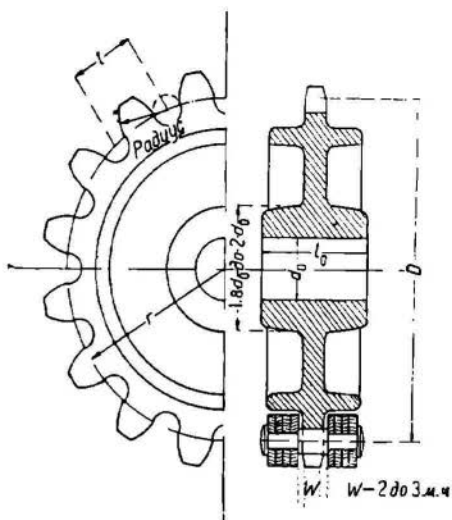
Таблица 8

Величины $\sin \frac{180}{z}$

z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305	29	0,1081
10	0,3090	15	0,2079	20	0,1564	25	0,1253	30	0,1045

Цепные блоки для пластинчатых и разборных цепей транспортеров и элеваторов имеют в общем ту же конструкцию, как и блоки грузоподъемных устройств, но обычно им дается значительно больший шаг и большее количество зубьев, соответственно удлиненным звеньям цепей транспортных устройств. Приводный блок для транспортера изображен на фиг. 33.

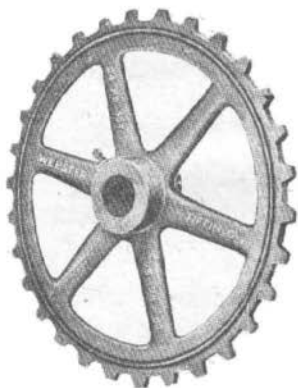
Блоки насаживаются или на свободно вращающиеся оси на шпонках, и тогда они вращаются вместе с осью, или же на неподвижные оси вхолостую. В последнем случае обычно в ступицу блока вставляется бронзовая втулка, которая уменьшает трение между осью и блоком и после изнашивания может быть заменена новой. Блоки, вращающиеся на осях вхолостую, должны быть хорошо смазываемы, для чего при медленно вращающихся бло-



Фиг. 32. Блок (звездочка) для шарнирной цепи.

ках просверливают отверстия в ступице; чаще же смазка производится масляной Штауфера, насаживаемой на торце оси, в которой высверлены каналы осевой и радиальные для подачи смазки. При проектировании блоков оси их должны быть рассчитаны на изгиб, на удельное давление между трущимися поверхностями и для быстро вращающихся блоков (в подъемных устройствах редко) — на нагревание.

Звездочки для калиброванных и шарнирных цепей обычно заклиниваются на валу.



Фиг. 33. Цепная звездочка для транспортера.

§ 10. Барабаны

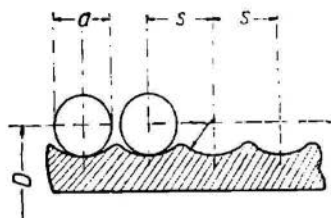
Материал и конструкция. Барабаны предназначены для навивания цепей и канатов при подъеме грузов. Обычно изготовляются они отливкой из чугуна; для пеньковых канатов барабаны иногда делают деревянными.

Цепи и канаты должны навиваться на барабан правильными рядами по винтовой линии. Правильность навивки каната на барабан должна обеспечиваться конструкцией барабана, для чего последний имеет по своей поверхности винтовую канавку, так называемый „ручей“ соответствующей формы для проволочных канатов и цепей. Пеньковые канаты наматываются на гладкий барабан.

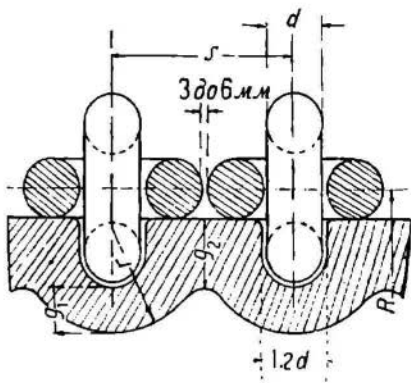
Навивка проволочных канатов и цепей на барабан допускается лишь в один слой; в малых подъемных устройствах с пеньковыми канатами навивка делается в несколько слоев.

Диаметры барабанов, так же как и диаметры блоков, принимаются для пеньковых канатов: при ручном приводе $D \geq (7 \div 10)d$, при машинном приводе $D \geq (30 \div 50)d$, где d — диаметр каната.

Для проволочных канатов: при ручном приводе $D \geq (400 \div 500)\delta$, при машинном приводе $D \geq (500 \div 1000)\delta$ и выше, где δ толщина отдельных проволок каната.



Фиг. 34. Ручей для проволочного каната.

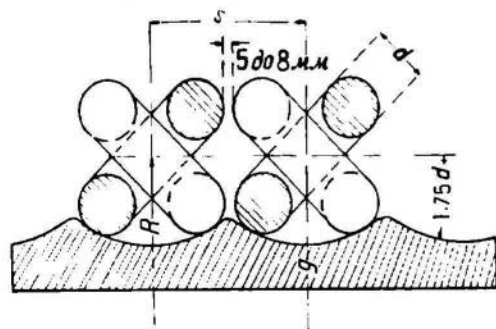


Фиг. 35. Ручей для цепи.

Для цепей диаметр барабана принимается $D = (20 \div 30)d$, где d — диаметр цепного железа.

Форма ручья для проволочных канатов показана на фиг. 34, причем ширина ручья (ход винтовой канавки) принимается $s = d + (2 \div 4) \text{ мм}$.

Ручьи для цепей изготавливаются по фиг. 35 и 36, причем последняя форма ручья допускает более быстрое движение цепи.



Фиг. 36. Ручей для цепи.

Ход винтовой канавки при ручье по фиг. 35 принимается $s = 3,5d + (3 \div 6) \text{ мм}$; при ручье по фиг. 36 $s = 2,8d + 5 \text{ мм}$.

В некоторых случаях для уменьшения диаметра каната или цепи винтовую канавку на барабане делают на одной половине барабана с правым ходом и на второй половине с левым ходом, и канат или цепь наматываются тогда

на барабан одновременно с обоих концов его к середине.

Закрепление концов канатов и цепей на барабане производится следующими способами.

Пеньковые канаты закрепляются при помощи кованой скобы (фиг. 37), привинчиваемой к фланцу барабана.

Проволочные канаты обычно пропускаются через наклонное отверстие в стенке барабана внутрь барабана и там обматываются несколько раз вокруг спицы или втулки барабана и затем закреп-

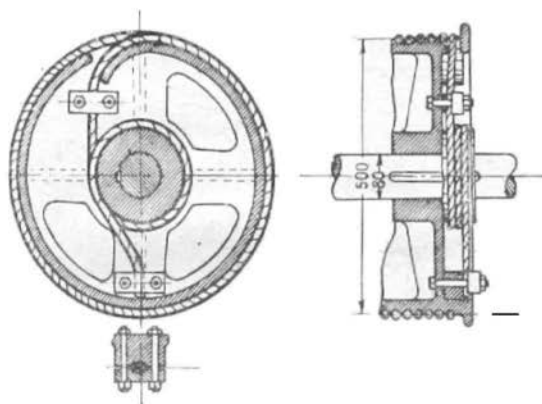
пляются посредством хомутов (фиг. 38). Иногда применяют закрепление посредством клина или конической втулки с заливкой свинцом (фиг. 39 и 40).

Закрепление цепей производится при помощи кованых скоб (фиг. 41).

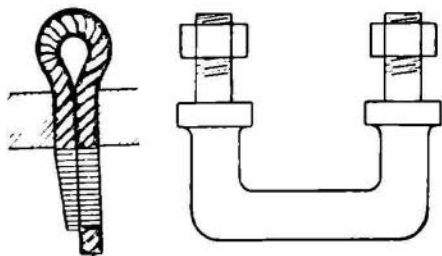
Во всех случаях закрепление канатов и цепей необходимо рассчитывать на полную нагрузку, причем для большего обеспечения прочности закрепления обычно оставляют при полном опускании груза два или три витка цепи или каната на барабане.

Барабаны на валах в большинстве случаев ставятся на шпонки (клиновые или призматические с нажимными винтами). Иногда барабаны связываются непосредственно с зубчатым колесом, приводящим его в движение, — тогда барабан можно оставить свободно вращающимся на оси. В этих случаях в ступицу обычно загоняется бронзовая втулка и предусматривается соответствующая смазка.

Расчет барабана и вала. Диаметр барабана, как указано было выше, зависит от жесткости тягового органа, а длина барабана — от длины наматываемой цепи или каната и от хода винтовой нарезки.



Фиг. 38. Закрепление проволочного каната посредством хомута.



Фиг. 37. Скоба для закрепления пенькового каната.

Обозначим:

- l — длина барабана;
- L — длина навиваемой цепи;
- s — ход винтовой нарезки (ф. 34, 35, 36);
- D — диаметр барабана;
- n — число витков.

Число витков, считая два запасных витка, определится так:

$$n = \frac{L}{\pi D} + 2; \quad l = ns.$$

Толщина стенки чугунных барабанов берется по эмпирическим формулам:

для цепей $g = (0,75 \div 1,3) d$,

для проволочных канатов $g = 0,02 D + (6 \div 10) \text{ мм}$.

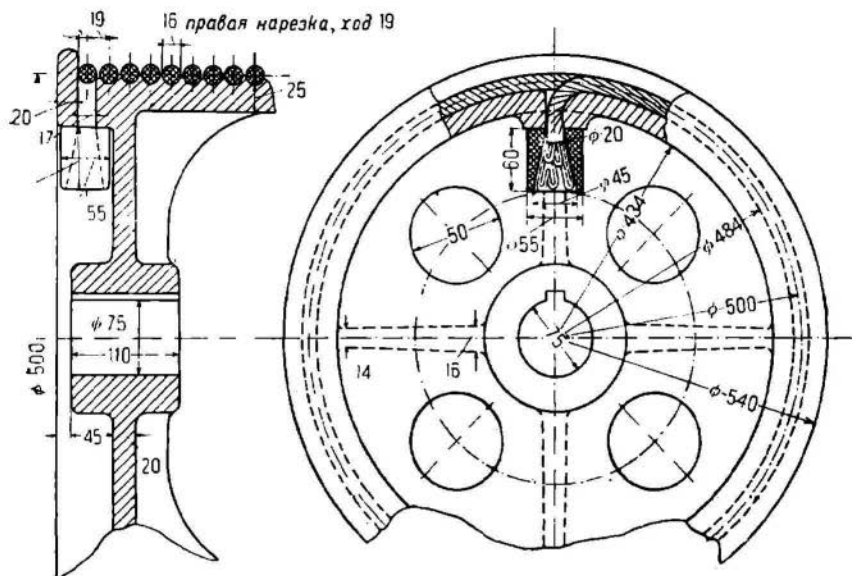
Для возможности отливки их берут не меньше 12 мм. В ответ-

стенных случаях проверяют стенки барабана на сжатие и на сложное сопротивление изгибу и кручению.

Обозначим:

s — ход винтовой нарезки;

g — наименьшая толщина стенки барабана.

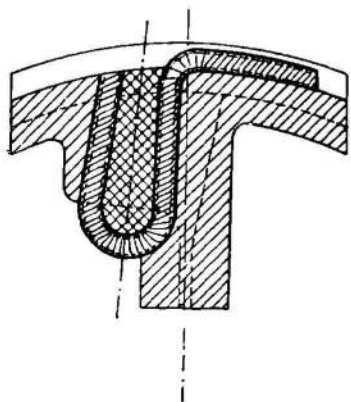


Фиг. 39. Закрепление проволочного каната посредством конической втулки.

Тогда для диаметрального сечения получится:

$$Q = \sigma_{сж} g s;$$

для $\sigma_{сж}$ следует допускать не более 750 кг/см^2 .



Фиг. 40. Закрепление проволочного каната посредством клина.

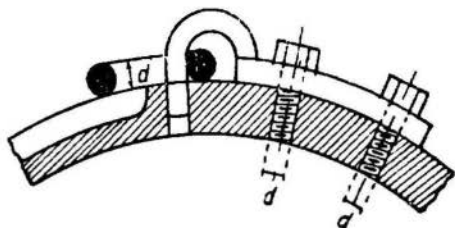
Для укрепления стенок барабаны при большой их длине отливают изнутри с продольными или радиальными ребрами (последние в отливке проще и дешевле).

Валы рассчитываются по сложному сопротивлению на изгиб и кручение. Если барабан свободно вращается на оси, последняя рассчитывается лишь на изгиб от нагрузки Q и собственного веса барабана.

Некоторые изготовленные конструкции барабанов показаны на фиг. 42, 43, 44 и 45. Фиг. 42 и 43 представляют барабаны железный и деревянный.

§ 11. Барабаны шпилей

Несколько особняком от вышеописанных барабанов стоят барабаны шпилей или так называемые фрикционные барабаны, часто употребляющиеся на пароходах, ж.-д. станциях и пр. В них канат или цепь не прикрепляется к барабану, а охватывает его несколькими витками, и при работе подтягиваемый конец наматывается на барабан, а свободный натягивается рабочим и сматывается с барабана; число витков на барабане остается таким образом постоянным. Формы барабанов для шпилей приведены на фиг. 46 и 47. Вследствие вогнутой поверхности барабана канат или цепь всегда соскальзывают к той части барабана, где диаметр наименьший.



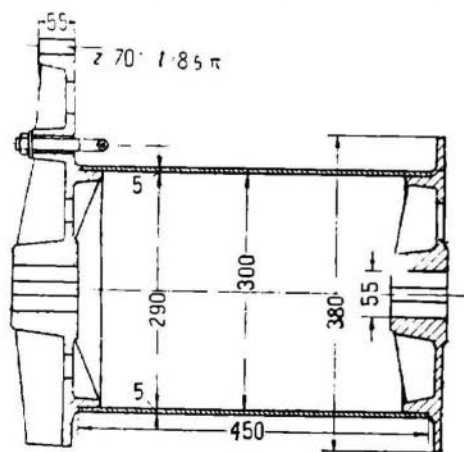
Фиг. 41. Закрепление цепей на барабане.

Число витков каната или цепи, необходимое для того, чтобы они не скользили, а увлекались барабаном, определяется следующей формулой (трение гибкой лентой):

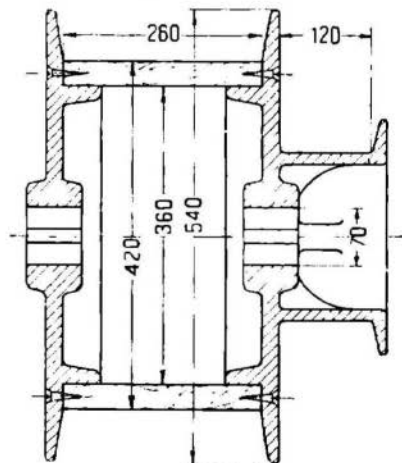
$$P = \frac{Q}{e^{\mu \alpha}},$$

где:

- Q — сила, действующая на натянутом конце каната;
- μ — коэффициент трения между канатом и барабаном;

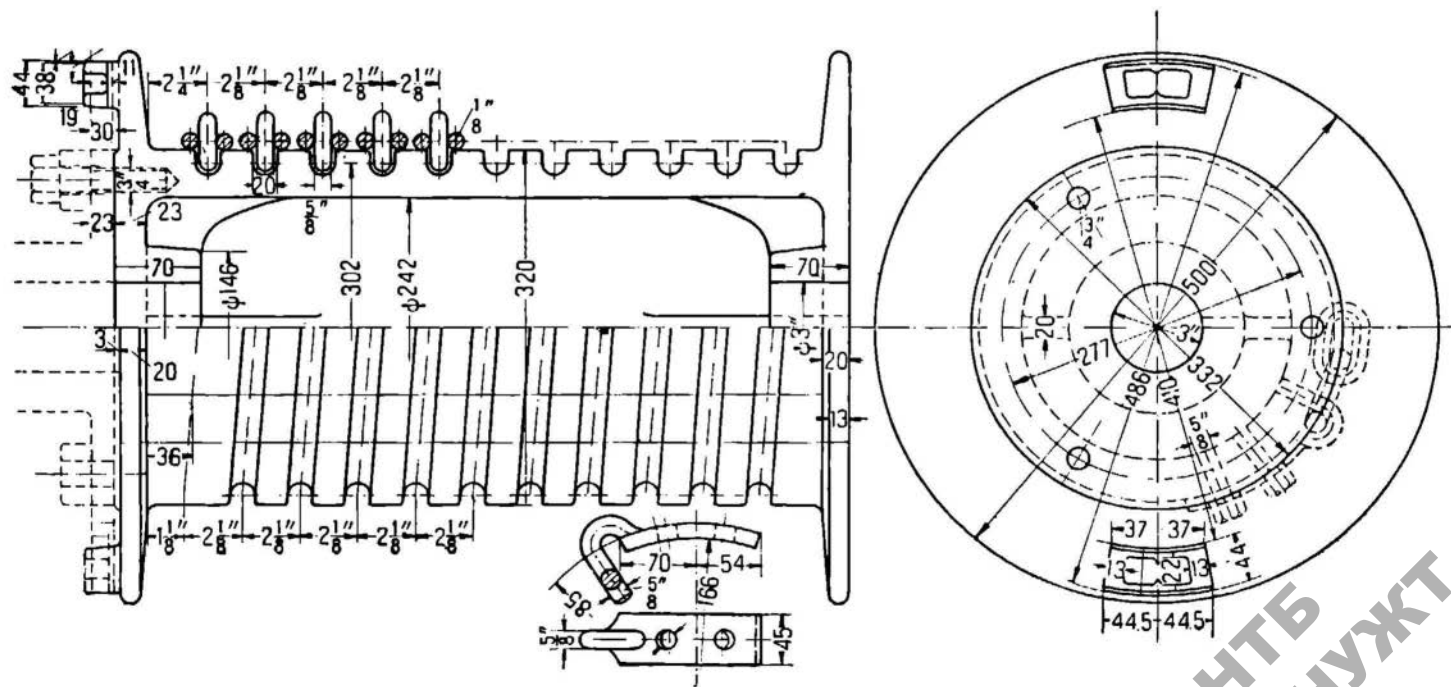


Фиг. 42. Барабан железный.



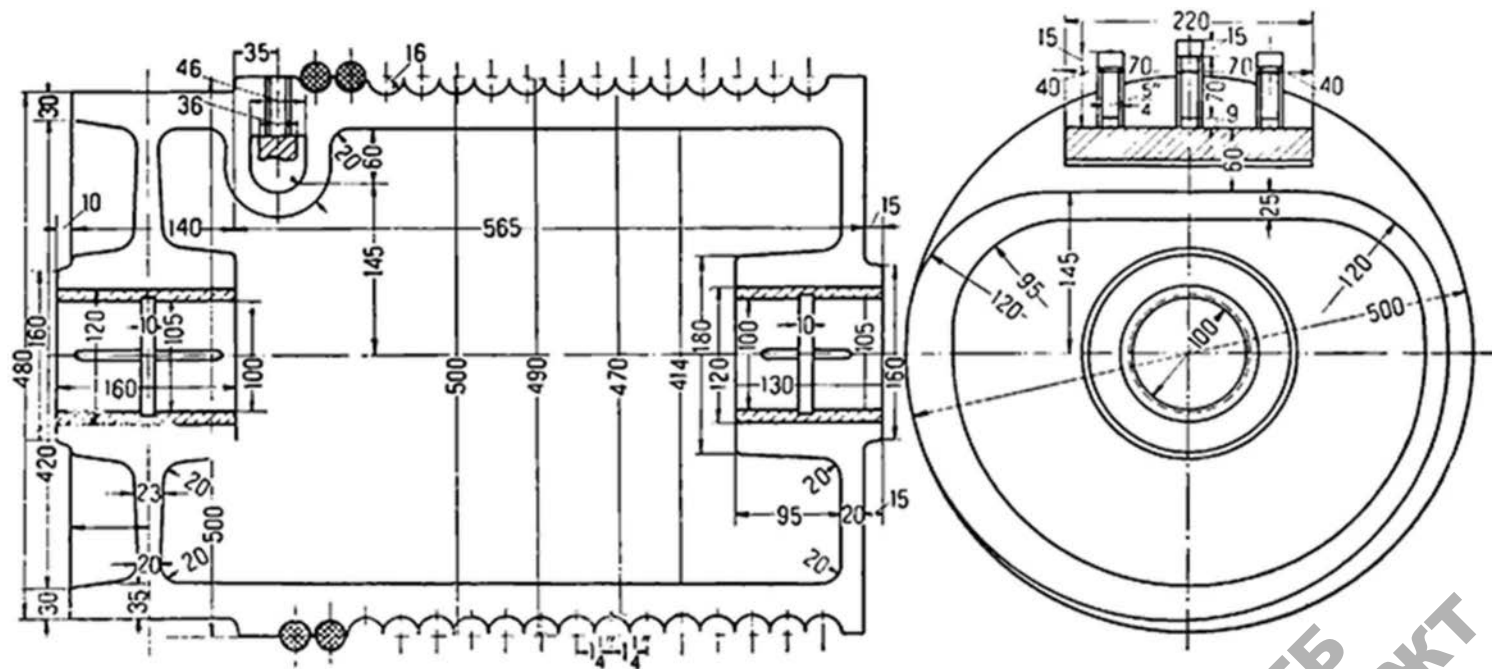
Фиг. 43. Барабан деревянный.

α — угол охвата (в радианах);
 e — основание натуральных логарифмов,
 P — сила, прикладываемая к сбегавшему концу каната (сила одного или нескольких рабочих).



Фиг. 44. Цепной барабан.

НТБ
ДНУЖТ

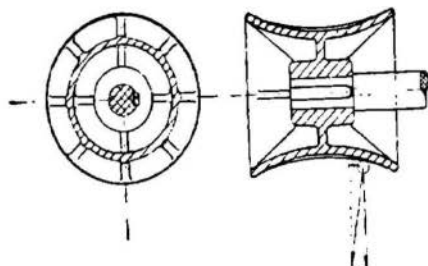


Фиг. 45. Каватный барабан.

НТБ
ДНУЖТ

Так, если канат обвывает барабан 3 раза ($\alpha = 3 \cdot 2\pi$) и если $\mu = 0,2$, то

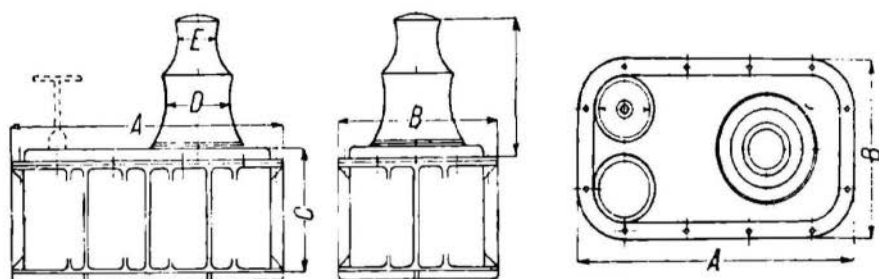
$$P = \frac{Q}{43,38} = 0,023 Q;$$



Фиг. 46. Барабан шпиля.

Если примем $P = 15$ кг (сила одного рабочего), то $Q = 650$ кг, т. е. при натяжении сбегаящего конца каната усилием в 15 кг, набегающий конец каната может подтягивать груз в 650 кг без проскальзывания витков, намотанных на барабан. Ниже приве-

дены числовые значения $e^{\mu\alpha}$ для разных углов охвата и разных значений μ .



Фиг. 47. Вертикальный шпиль.

Таблица 9

Значения $e^{\mu\alpha}$

Отношения	$e^{\mu\alpha}$				
	$\mu = 0,1$	$\mu = 0,2$	$\mu = 0,3$	$\mu = 0,4$	$\mu = 0,5$
$\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{\alpha}{360^\circ}$					
1,25	2,19	4,81	10,55	23,14	50,76
1,5	2,57	6,59	16,90	43,38	111,32
1,75	3,00	9,02	27,08	81,31	244,15
2,0	3,51	12,35	43,38	152,41	535,49
3,0	6,59	43,38	285,68	1 881,5	12 391,7
4,0	12,35	152,41	1 881,5	23 228	286 754
5,0	23,14	535,49	12 391,7	286 754	6 636 000

§ 12. Простые крюки

Крюки употребляются для подвешивания поднимаемого груза. Крюк должен быть откован без сварок и заварок, из стали марки 3 (по ОСТ. 4125). Послековки необходимо произвести отжиг крюка

и очистить его от окалины. На поверхности крюка не должно быть подсеков, трещин и шлаковых пленок.

Крюк (фиг. 48) DIN 689 употребляется при поднимании грузов от 50 до 5000 кг, с шириной зева от 25 до 70 мм.

Крюк (фиг. 49) DIN 688 — от 50 до 7500 кг, с шириной зева от 25 до 85 мм.

Крюк (фиг. 50—51) DIN 687 от 1 до 100 т.

Крюк двухрогий (фиг. 56) DIN 699 — от 5 до 150 т.

Глухая скоба (фиг. 54) до 100 т.

Шарнирная скоба (фиг. 55) от 25 до 300 т.

Размеры шейки крюка определяют из расчета на растяжение, а размеры изогнутой части его — из расчета на изгиб и растяжение.

Обозначим:

Q — вес поднимаемого крюком груза в кг;

d_0 — внутренний диаметр нарезки;

d — внешний диаметр нарезки;

d_1 — диаметр шейки;

d_2 — диаметр стержня крюка;

k_s — до 600 кг/см² — допускаемое напряжение;

d_0 определяют из уравнения на растяжение:

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_s.$$

Имея диаметр d_0 , подбираем по таблице Витворта ближайший диаметр d . Диаметр шейки крюка принимают

$$d_1 = \frac{5}{4} d,$$

а диаметр стержня крюка

$$d_2 = 1,5d.$$

Расчет изогнутой части крюка (фиг. 50). Внутренний диаметр закругления крюка должен быть не меньше 2Δ , где Δ — диаметр подвязывающего пенькового каната, или не меньше $3d$, где d — диаметр цепного железа подвязывающей цепи. Принимая во внимание, что груз будет висеть на четырех концах каната, диаметр пенькового каната или радиус зева определяют из уравнения:

$$Q = \frac{4\pi\Delta^2}{4} k_s.$$

Принимая

$$k_s = 80 \text{ кг/см}^2,$$

получаем радиус зева крюка

$$a = \Delta = 0,063\sqrt{Q}.$$

Диаметр d подвязывающей цепи определяют из уравнения:

$$Q = \frac{2\pi d^2}{4} k_s.$$



Фиг. 48.
Крюк с
проуши-
ной.



Фиг. 49.
Крюк без
шарико-
вой опо-
ры до
7,5 т.

Принимая

$$k_s = 400 \text{ кг/см}^2,$$

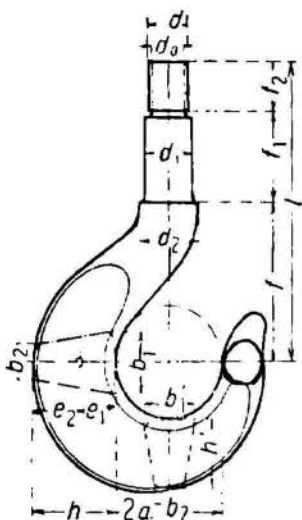
получаем

$$d = 0,04\sqrt{Q},$$

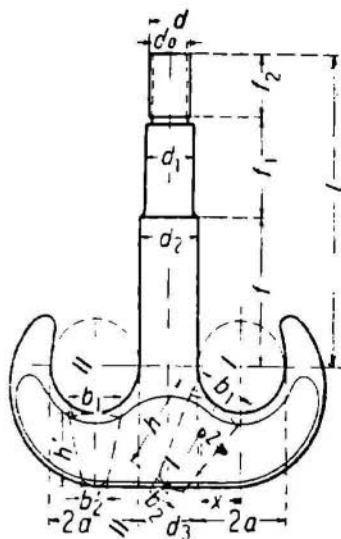
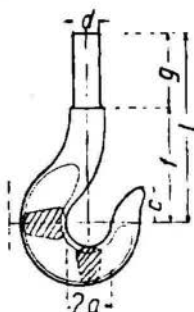
а радиус зева крюка

$$a = 1,5d.$$

Размеры изогнутой части крюка определяют, пользуясь приближенным расчетом, т. е. рассматривая крюк как прямолинейный



Фиг. 50 и 51. Простой крюк.



Фиг. 52. Двурогий крюк.

брус, и более точным расчетом, рассматривая крюк как кривой брус.

Для приближенного расчета (фиг. 50) обозначим:

h — высота трапеции;

b_1 — большая сторона трапеции;

b_2 — меньшая сторона трапеции;

e_1 и e_2 — расстояния крайних волокон от центра тяжести сечения в см;

σ_1 и σ_2 — напряжения на внутренней и на внешней части крюка в кг/см²;

F — площадь сечения трапеции в см²;

I — момент инерции сечения в см⁴.

Сложное напряжение σ_1 и σ_2 находим по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{Q(a + e_1)e_1}{I} + \frac{Q}{F} \quad (1)$$

и

$$\sigma_2 = \frac{Q(a + e_1)e_2}{I} - \frac{Q}{F} \quad (2)$$

НТБ
ДНУЖТ

При равенстве напряжений растянутых и сжатых волокон должно быть $\sigma_1 = \sigma_2$ или

$$\frac{Q(a + e_1)e_1}{I} + \frac{Q}{F} = \frac{Q(a + e_1)e_2}{I} - \frac{Q}{F}.$$

Отсюда получаем:

$$I = \frac{(a + e_1)(e_2 - e_1)F}{2} \quad (3)$$

или

$$a + e_1 = \frac{2I}{F(e_2 - e_1)}. \quad (4)$$

Для трапеции имеем:

$$e_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_2 + 2b_1}{b_2 + b_1} \text{ см};$$

$$e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2b_2 + b_1}{b_2 + b_1} \text{ см};$$

$$I = \frac{h^3}{36} \cdot \frac{b_2^2 + 4b_2b_1 + b_1^2}{b_2 + b_1} \text{ см}^4;$$

$$F = h \frac{b_2 + b_1}{2} \text{ см}^2.$$

Подставив эти выражения в уравнение (4), получим:

$$a = \frac{b_2}{b_1 - b_2} h,$$

или

$$h = \left(\frac{b_1}{b_2} - 1 \right) a. \quad (5)$$

Соотношение между параллельными сторонами трапеции обычно принимают: $\frac{b_1}{b_2} = 2,5 \div 3,5$. При $\frac{b_1}{b_2} = 3$ и $\sigma_1 = \sigma_2$ имеем $h = 2a$

Подставляя в уравнение (1) вместо I и F данные выше значения, получаем:

$$b_1 - b_2 = \frac{6Q}{kh}; \quad h = 2a.$$

$$b_2 = \frac{3Q}{k_1 h} = 1,5 \frac{Q}{k_1 a}; \quad k_1 = 1,5 \frac{Q}{b_2 a}. \quad (6)$$

По этому расчету напряжения получаются значительно ниже действительных, потому что крюк представляет собою балку не с прямолинейной, а с криволинейной осью. Более точный расчет

производят, рассматривая крюк как кривой брус и пользуясь формулой Грасгофа.

Наибольшие напряжения в опасном сечении представляются так:
растяжения:

$$\sigma_1 = \frac{Qe_1}{\beta F(r - e_1)};$$

сжатия:

$$\sigma_2 = \frac{Qe_2}{\beta F(r + e_2)}$$

Здесь r — радиус кривизны, а

$$\beta = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h}(e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\}.$$

При совпадении центра отверстия крюка с центром кривизны имеем:

$$r = a + e_1; \quad r + e_2 = a + e_1 + e_2.$$

Для частного случая, т. е. когда $b_1 = 3b_2$ и $h = 2a$, получаем:

$$e_1 = \frac{5}{6} a; \quad r = \frac{11}{6} a; \quad F = 4b_2 a; \quad \beta = 0,0973;$$

$$\sigma_1 = k'_z = 2,14 \frac{Q}{b_2 a} \text{ кг/см}^2.$$

Отсюда находим b_2 :

$$b_2 = 2,14 \frac{Q}{k'_z a}; \quad k'_z = 2,14 \frac{Q}{b_2 a} \text{ кг/см}^2.$$

Сравнивая полученное напряжение с напряжением, которое получили, когда рассматривали крюк как прямолинейный брус, получаем:

$$\frac{k'_z}{k_z} = \frac{2,14}{1,5} = 1,427.$$

Таким образом напряжение, получаемое во формуле Грасгофа, на 43% больше, чем напряжение при расчете крюка как прямого бруска.

Опыты, произведенные Бахом и Фепплем (над кривым брусом), доказывают справедливость формулы Грасгофа.

Допускаемые напряжения при расчете крюков принимают (для лучшего ковального железа):
при приближенном расчете:

$$k_z = 600 \div 800 \text{ кг/см}^2;$$

по формуле Грасгофа:

$$k'_z = 800 \div 1200 \text{ кг}^2/\text{см}.$$

Крюк для подъемников с механическим приводом (DIN 687) (фиг. 51)
 Q — грузоподъемность в t ; размеры в $мм$

Грузо-подъемность Q	Ширина зева $2a$	$L^1)$	C	$f^1)$	g	d	Грузо-подъемность Q	Ширина зева $2a$	$L^1)$	C	$f^1)$	g	d
1	50	245	50	151	94	28	25	180	675	140	410	265	98
2,5	70	274	60	170	104	38	30	200	713	150	427	286	105
5	90	332	70	200	132	48	40	220	837	160	500	337	120
7,5	100	421	80	246	175	60	50	240	887	185	525	362	130
10	120	451	90	261	190	67	60	260	981	200	590	391	145
15	140	522	100	315	207	73	75	290	1050	220	600	450	170
20	160	613	120	370	243	86	100	320	1200	240	700	500	195

§ 13. Двурогие крюки

При подъеме груза свыше 15 t ширина зева однорогого крюка получается слишком большой — поэтому предпочитают ставить крюки двурогие (фиг. 52).

Диаметр нарезки, шейки и стержня двурогого крюка определяется так же, как и для крюка однорогого. Опасные сечения I и II работают на изгиб, на растяжение и срез.

При проверке прочности опасного сечения расчетную нагрузку нужно брать равной $\frac{2}{3}Q$, так как при наклонном положении крюка возможно неравномерное распределение нагрузки на обе стороны крюка.

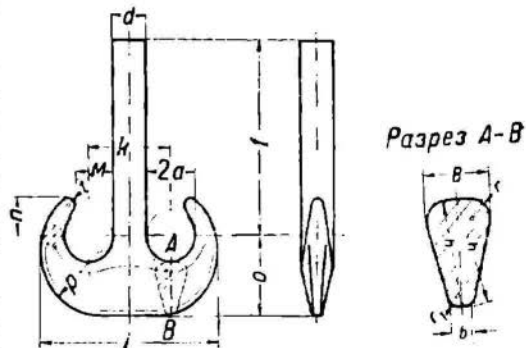
Обозначим:

Z — нормальная сила, вызывающая напряжение растяжения в сечении;

F — площадь поперечного сечения в $см^2$;

l — расстояние крайнего волокна от центра тяжести сечения в $см$;

$\frac{I}{l}$ — момент сопротивления сечения в $см^3$;



Фиг. 53. Двурогий крюк.

¹⁾ Размеры L и f могут быть изменены в зависимости от формы и размеров траверсы крюка.

Двурогий крюк (DIN 699) (Q — грузоподъемность в t ; размеры в $мм$)

Грузоподъемность Q	Зев		d	Внутренний диам. нарезки	Длина		Сечение $A-B$					i	k	n	σ	p	t	Вес в $кг$	
	$2a$	M			f	f_1	h	B	b	r	r_1							корот. стержень	длин. стержень
5	80	65	60	42,5	300	400	79	50	18	15	6	310	140	65	120	100	10	15	18
7,5	90	70	70	50,5	350	510	89	60	20	15	10	350	160	70	135	110	12,5	23	28
10	100	80	80	56,5	400	570	98,5	70	22	15	10	390	180	80	150	125	15	34	40
15	115	95	95	65	470	650	120	80	26	20	10	450	210	90	180	148	15	54	64
20	130	105	110	74,5	535	750	137	90	30	20	15	510	240	100	205	168	20	82	98
25	145	120	120	82,5	590	825	159	100	35	25	15	570	265	110	235	190	20	110	131
30	160	130	125	89	630	930	176	110	40	30	20	620	285	120	260	210	25	141	170
40	180	145	135	101	710	980	196	125	45	30	20	690	315	135	290	234	25	188	219
50	200	160	150	112	770	1030	216	140	50	40	25	770	350	150	320	258	30	257	293
60	220	180	160	121	860	1120	235	155	55	40	25	840	380	165	350	283	30	331	372
80	240	195	185	139,5	960	1230	255	175	60	40	30	930	425	180	380	308	35	468	525
100	260	210	205	152	1060	1410	275	195	65	50	30	1010	465	195	410	333	40	627	718
125	280	225	230	170	1170	1520	295	220	70	50	30	1100	510	210	440	355	40	834	948
150	300	240	250	185	1280	1630	315	245	75	60	40	1190	550	225	470	382	50	1090	1225

Размеры f и f_1 принимают в зависимости от формы крюка и размеров его траверсы. При больших нагрузках крюки заменяют грузовыми скобами, которые могут быть глухими или шарнирными, причем глухие скобы применяются в краях с грузоподъемностью до 100 t , а шарнирные — с грузоподъемностью до 300 t .

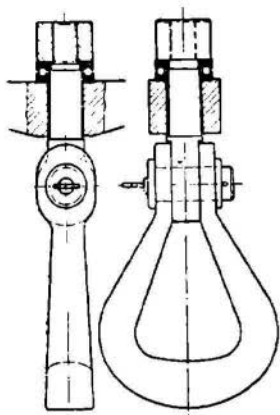
x — расстояние от центра тяжести сечения до линии приложения силы Q .

Наибольшее напряжение в опасном сечении будет:

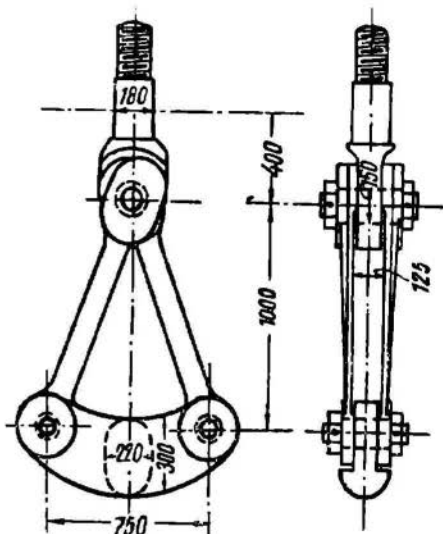
$$\sigma = \frac{2/3 Qx}{I} + \frac{Z}{F}.$$

Размеры глухой скобы (фиг. 58) определяют из уравнения на изгиб:

$$\frac{Ql}{8} = Wk_b.$$



Фиг. 54. Глухая скоба за- вода „Ман“.



Фиг. 55. Шарнирная скоба на 100 т.

Размеры шарнирной скобы (фиг. 55) определяют из уравнения на изгиб:

$$\frac{Ql}{4} = Wk_b.$$

§ 14. Подвешивание крюков

В верхней части крюки имеют или проушину, за которую укрепляются к цепи (фиг. 56) или канату (фиг. 56), или же нарезку, проходящую через траверсу подвески (фиг. 57).

Чтобы стержень крюка не нагружался на изгиб, отверстия в траверсе для прохода стержня делаются на 5–10 мм больше, чем диаметр стержня. Высота траверсы h определяется из уравнения на изгиб (фиг. 57):

$$M_{\max} = \frac{Ql}{4} = Wk_b = \frac{(b-d_4)h^2}{6} k_b,$$

где:

$$k_b = 800 \text{ кг/см}^2.$$

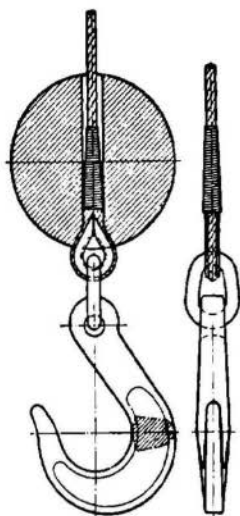
НТБ
ДНУЖТ

Диаметр шипа d рассчитывают на изгиб:

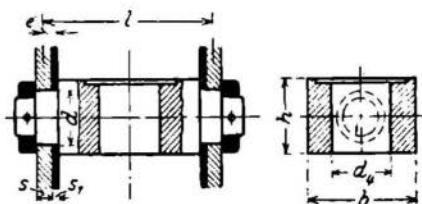
$$M_1 = \frac{Qe}{2} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{s + s_1}{2} = Wk_b = 0,1d^3k_b.$$

Проверка на удельное давление между шипом и серьгой ведется по уравнению

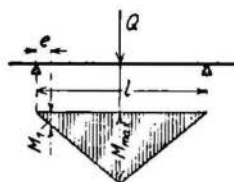
$$\frac{Q}{2ds} < 900 \text{ кг/см}^2, \text{ где } s \text{ — толщина серьги.}$$



Фиг. 56. Подвешивание крюка к проволочному канату с добавочным грузом.



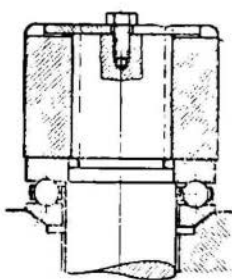
Фиг. 57. Траверса.



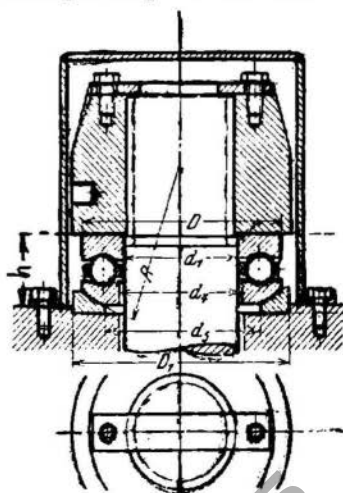
Для лучшего вращения крюка под гайку подкладывают упорный шарикоподшипник (фиг. 58 и 59). Размеры шарикоподшипника выбирают по каталогу в зависимости от нагрузки и диаметра стержня крюка.

Размеры и число шариков проверяют по формуле:

$$Q = a^{2ik},$$



Фиг. 58. Шариковая опора со сферическим седлом для грузового крюка.



Фиг. 59. Шариковая опора для грузового крюка завода Фишер в Швейнфурте.

где:

d — диаметр шарика в см;

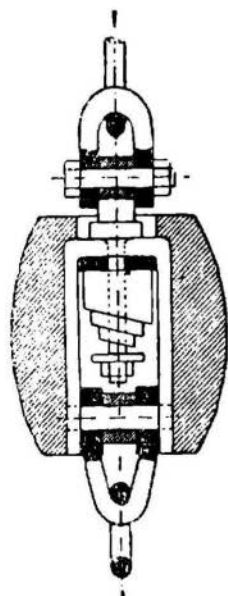
i — число шариков;

k — принимают от 200 до 300 кг/см².

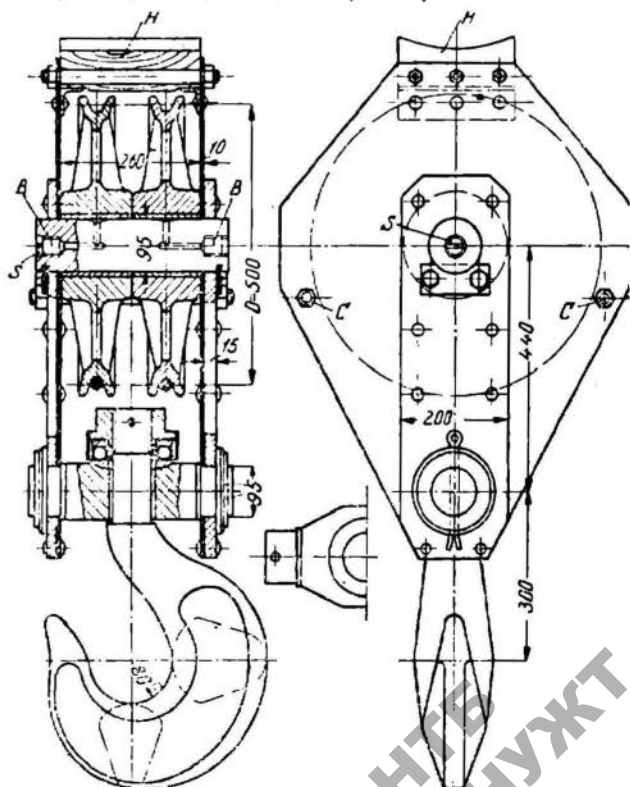
Таблица 12

Размеры шариковых опор для грузового крюка завода Фишер в Швейнфурте в мм (фиг. 59)

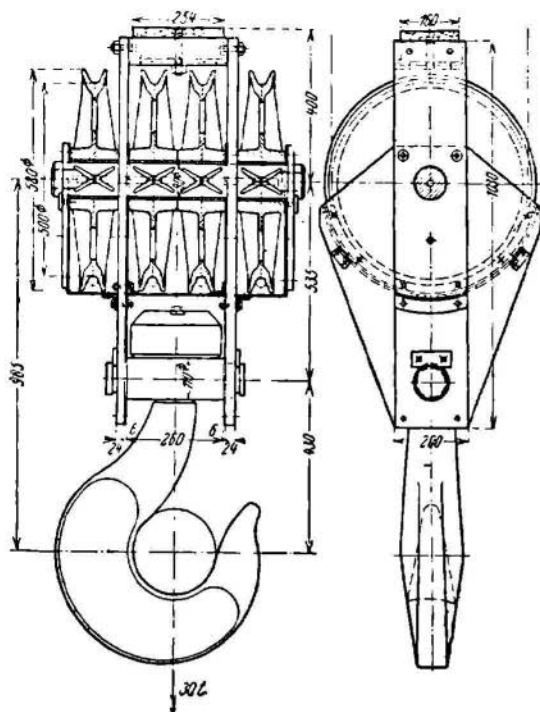
Грузоподъемность Q в т	d	d_4	d_5	D	D_1	h	R
5	50	52	75	92	100	36	75
7,5	60	62	85	106	115	41	85
10	70	72	95	120	130	44	95
15	80	82	110	136	145	50	110
20	90	93	125	155	165	57	125
25	100	103	140	172	185	64	140
30	115	120	160	200	215	74	160
40	130	140	175	220	220	79	175
50	130	140	185	240	250	101	185
60	150	155	205	260	270	106	205
75	170	175	230	285	300	111	230



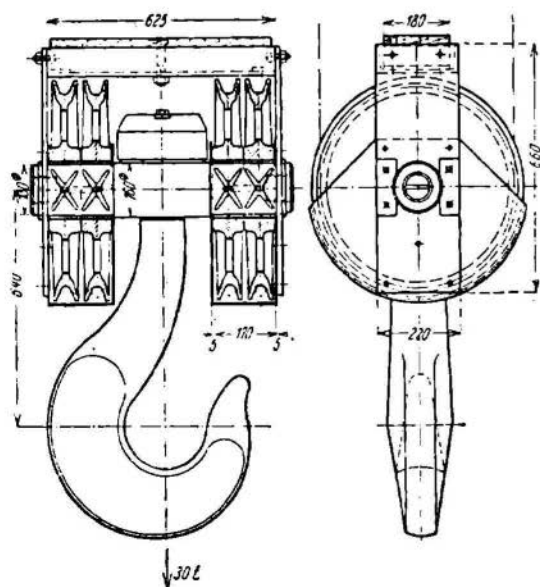
Фиг. 60. Добавочный груз с пружинным подвешиванием крюка.



Фиг. 61. Крановая обоймица грузоподъемностью 20 т.



Фиг. 62. Крановая обоймица грузоподъемностью 30 т.



Фиг. 63. Крановая обоймица грузоподъемностью 30 т.

Для опускания порожнего крюка необходимо иметь достаточную движущую силу, которая преодолела бы трение в частях подъемного механизма. Поэтому вес крюка иногда искусственно увеличивают с помощью особых приспособлений (фиг. 60). Пружинное подвешивание крюка иногда применяют при электрических и паровых приводах.

На фиг. 61 и 62 показано подвешивание крюка грузоподъемностью в 20 и 30 т через траверсу и серьгу к блокам.

На фиг. 63 — 30-т крюк подвешивается через траверсу к блокам.

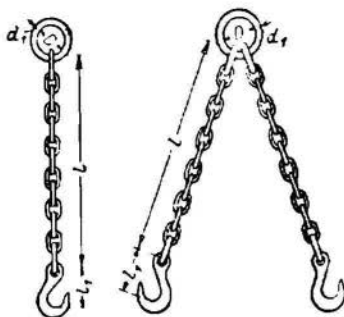
§ 15. Приспособления для захватывания грузов

Для сокращения времени, идущего на всякого рода вспомогательные операции, связанные с подъемом груза крюком (укрепление и подвязывание), существуют специальные захваты. На фиг. 64, 65, 66, 67, 68, 69 показаны цепи с разнообразными захватами для подъема грузов.

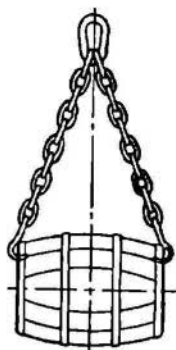
Показанные на фиг. 70 клещи удерживают захваченный груз силой трения, возникающего между башмаками С и грузом. В зависимости от разме-

ров поднимаемого груза башмаки могут раздвигаться от 250 до 1000 мм.

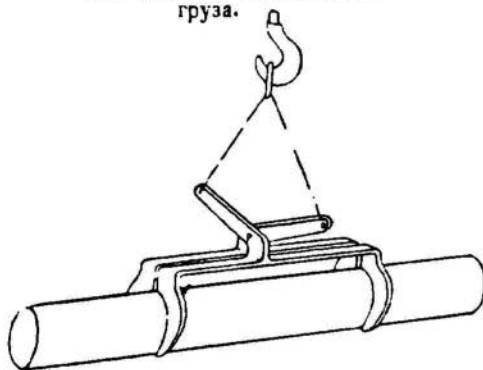
Показанный на фиг. 73 опрокидывающийся ковш применяется для перегрузки сыпучих материалов. Загружается он вручную,



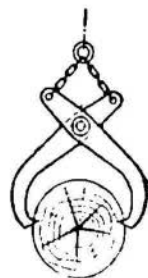
Фиг. 64 и 65. Цепи с крючками для подъема специального груза.



Фиг. 66. Захват бочки крючками



Фиг. 67. Клещи для захвата валов и труб.



Фиг. 68. Клещи в виде ножниц для подъема бревен.

разгружается автоматически, так как центр тяжести наполненного ковша выше оси вращения.

а) Грейфера. Грейфера применяются для перегрузки сыпучих и кусковых материалов. Они имеют большое распространение в горно-рудной, химической и металлургической промышленности и на строительных площадках. Грейфера могут быть одноканатными и двухканатными.

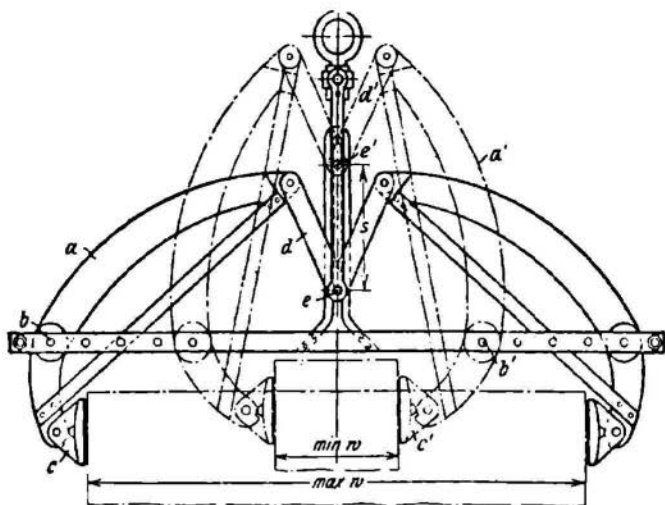
Одноканатный грейфер открывается посредством переводного рычага, может быть приспособлен к любому крану, так как для одноканатного грейфера не требуется специальной лебедки. Для двухканатного грейфера требуется лебедка, снабженная двумя барабанами,



Фиг. 69. Захват для подъема снарядов.

причем второй барабан и канат служат для открывания и закрывания грейфера.

Преимущество двухканатного грейфера заключается в том, что ковш на любой высоте может открываться и закрываться.



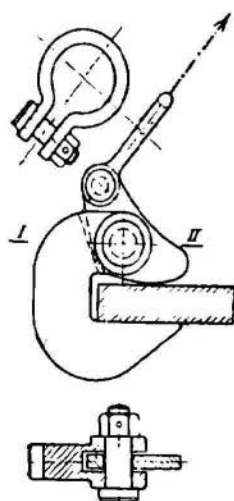
Фиг. 70. Клеши для захватывания камней, с отверстием зева от 250 до 1000 мм (зав. Вольф).

На фиг. 74 показан момент раскрытия захватов грейфера над материалом. При этом с барабана a_1 сматывается канат S_1 , а барабан a_2 неподвижен.

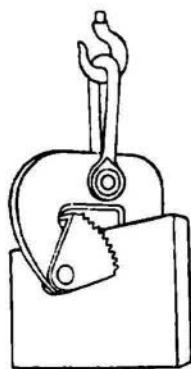
В момент зачерпывания материала (фиг. 75) барабан a_1 вращается в обратную сторону, наматывая канат, а барабан a_2 остается неподвижным.

При подъеме наполненного грейфера (фиг. 76) оба барабана вращаются, при разгрузке грейфера (фиг. 77) барабан a_1 останавливается, а барабан a_2 продолжает вращаться.

б) *Электромагниты.* Электромагниты применяются для подъема чугуна, сортового и листового железа, стальных отливок и слитков, металлургических обрезков и стружки (силой притяжения, образующейся в магните). Температура поднимаемых грузов может доходить до 770° , но при более высоких температурах работоспособность магнита и разрушается об-



Фиг. 71. Приспособление для захватывания листового материала.



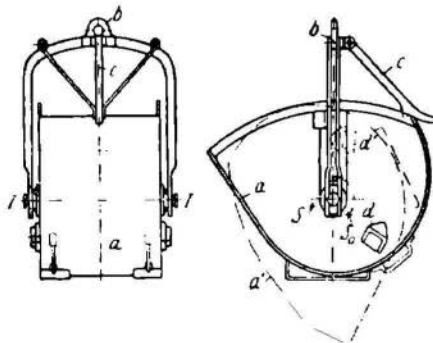
Фиг. 72. Самозакрывающиеся клещи с башмаком с зубчатой поверхностью.

рах понижается работоспособность магнита и разрушается обмотка.

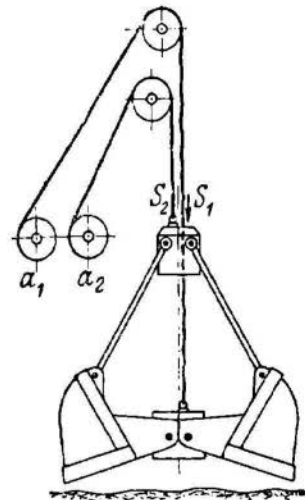
Размеры грейферов („Демаг“) (фиг. 78)

Вместимость в м ³		1	2	2 1/2	3	4	5	8	10
A	м.м	1860	2370	2 500	2700	3100	3200	3350	3620
B		1050	1400	1 600	1700	1950	2100	2300	2500
C		2055	2650	2 680	3000	3400	3500	3870	4100
D		2250	2850	3 000	3250	3650	3700	4440	4900
E		2500	3000	3 315	3700	4050	4200	4730	4950
Вес в кг		1500	2200	2 650	3200	4000	4900	Легкая модель	
Грузоподъемность крана		2500	4000	4 750	6000	7500	9000		
Вес в кг		2500	3600	4 600	—	—	—	Средняя модель	
Грузоподъемность крана		4250	7000	9 000	—	—	—		
Вес в кг		3400	5100	6 300	—	—	—	Тяжелая модель	
Грузоподъемность крана		5500	9500	12 000	—	—	—		

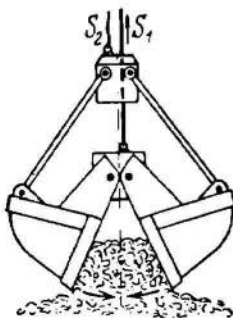
В электромагнитах, переносящих раскаленные грузы, устанавливают специальные вентиляторы для охлаждения магнита, или огнеупорным материалом защищают обмотку.



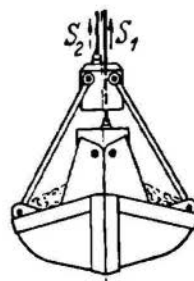
Фиг. 73. Опрокидывающийся ковш.



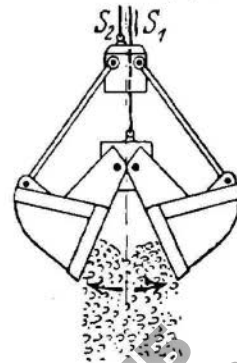
Фиг. 74. Раскрытие захватов грейфера.



Фиг. 75. Зачерпывание материала грейфером.

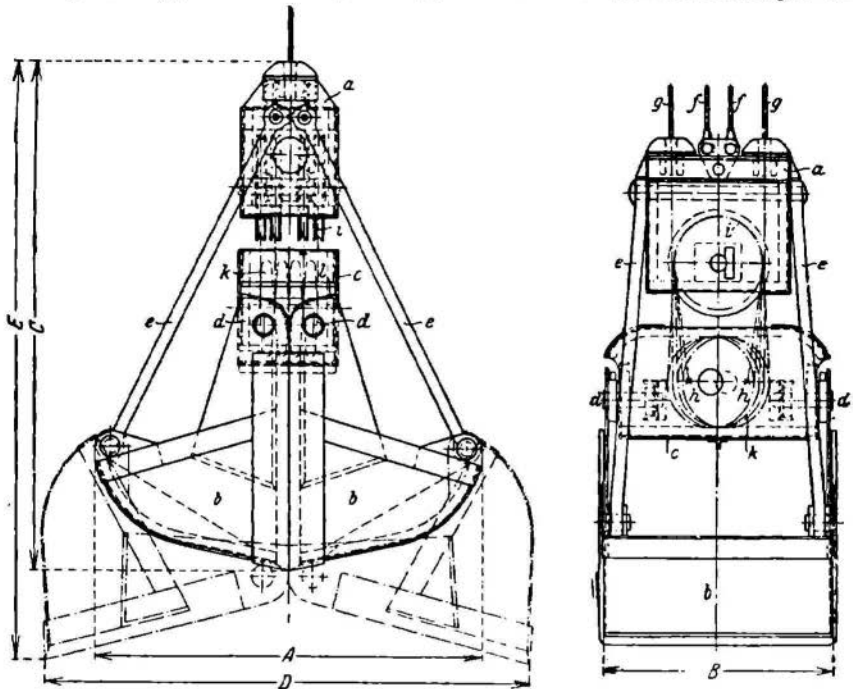


Фиг. 76. Подъем наполненного грейфера.



Фиг. 77. Разгрузка грейфера.

Расход энергии на электромагнит при подъеме груза очень небольшой: при подъеме 2000 кг — 0,8 л. с., а при подъеме 5000 кг — 1,3 л. с. (240 В, 4 А). Недостаток электромагнита заключается в том, что подъем груза можно производить лишь на незначительную вы-

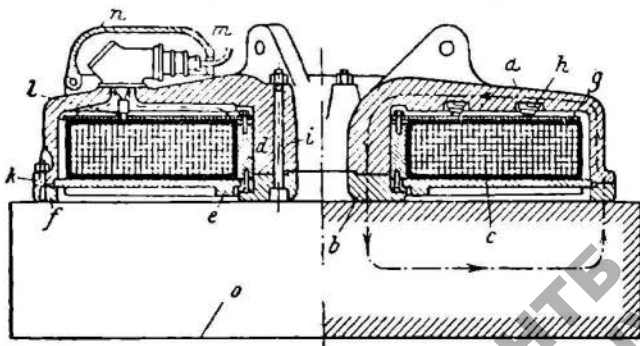


Фиг. 78. Грейфер (зав. „Демаг“).

соту; не исключена также возможность несчастных случаев при перерыве тока, коротком замыкании или повреждении проводов.

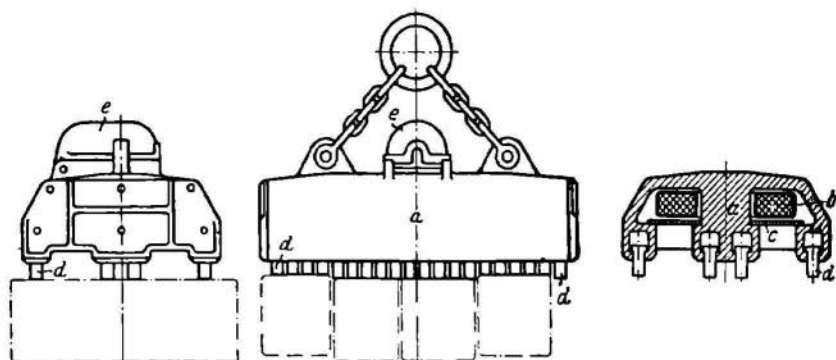
§ 16. Рукоятки и тяговые колеса

Рукоятки служат для приведения в движение ручных подъемных машин (фиг. 83 и 84). Рукоятка состоит из втулки, которая наде-



Фиг. 79. Электромагнит грейфера „Демаг“.

вается на вал, кованого плеча и ручки, изготовленной из круглого железа. При съемных рукоятках во втулке делается квадратное отверстие, и рукоятка насаживается на четырехгранный конец ведущего вала; у рукояток, наглухо закрепляемых на валу, втулка



Фиг. 80. Электромагнит грейфера „Демаг“.

имеет цилиндрическое отверстие и укрепляется на валу посредством шпонки.

Чтобы рабочий не натирал себе рук, на ручку надевают железную или деревянную трубку. Если рукоятка находится в открытом месте, то на нее следует надевать деревянную трубку, так как в холодное время железная трубка сильно охлаждается, что создает неудобства при обслуживании.

На фиг. 84 показана рукоятка с переменной величиной плеча, где при уменьшении радиуса соответственно увеличивается число оборотов. Такая рукоятка применяется в тех случаях, когда рабочему периодически требуется поднимать большие и малые грузы.

Размеры рукоятки выбирают так (фиг. 83 и 84):

диаметр стержня ручки $d_0 = 40 \div 50$ мм;

радиус рукоятки $a = 200 \div 400$ мм;

длина ручки для одного рабочего $l = 250 \div 350$ мм;

длина ручки для двух рабочих $l = 400 \div 500$ мм;

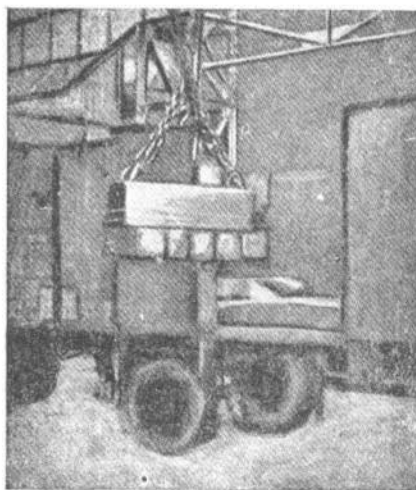
сечение плеча $bc = 35 \cdot 10 \div 60 \cdot 20$ мм;

размер квадрата $d_1 = 23$ мм, а $d = 30$ мм, или $d_1 = 30$ мм, а $d = 40$ мм;

длина втулки $e = 40 \div 60$ мм;

сила рабочего $P = 10 \div 15$ кг при постоянной работе;

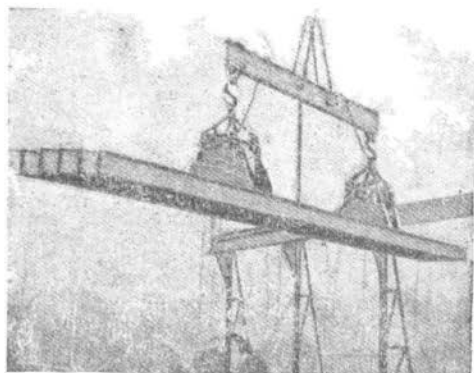
сила рабочего $P = 20$ кг при кратковременной работе;



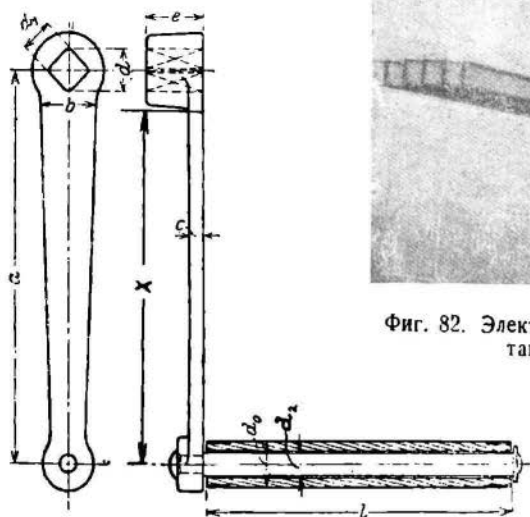
Фиг. 81. Электромагнит с поднятыми болванками.

число оборотов ручки равно $20 \div 25$ об/мин;
 расстояние от пола до оси вала, на который надевается рукоятка,
 равно $900 \div 1200$ мм.

Если усилия двух рабочих недостаточны, тогда



Фиг. 82. Электромагнит с поднятыми двутавровыми балками.



Фиг. 83. Рукоятка.

ставят две рукоятки по обоим концам вала, располагая их под углом 120 или 180° .

d_2 — диаметр стержня — определяют из расчета на изгиб:

$$\frac{Pl}{2} = 0,1 d_2 k_b,$$

где $k_b = 600$ кг/см².

Сечение плеча bc проверяется из расчета на изгиб и на скручивание:

$$PX = \frac{b^2 c}{6} \sigma_b \quad \text{и} \quad \frac{Pl}{2} = \frac{2}{9} b^2 c \sigma_d.$$

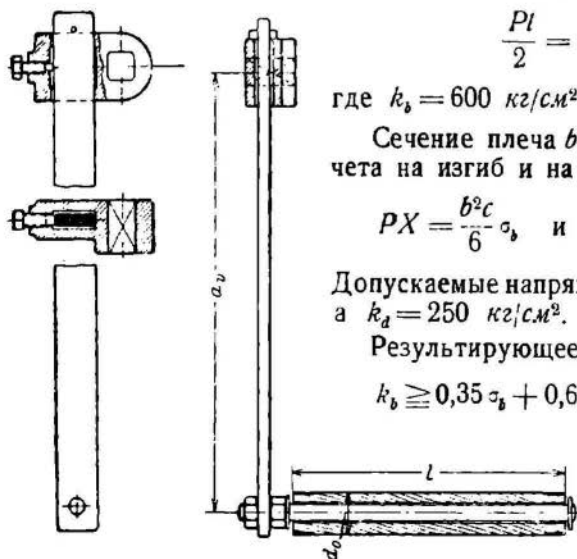
Допускаемые напряжения: $k_b = 600$ кг/см²,
 а $k_d = 250$ кг/см².

Результирующее напряжение будет:

$$k_b \geq 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \sigma_d)^2},$$

где

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{600}{1,3 \cdot 250} = 1,85$$

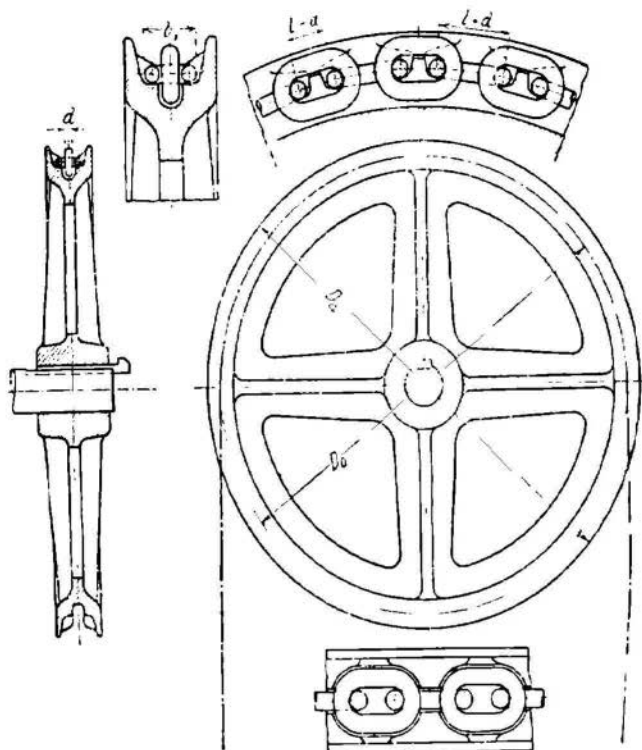


Фиг. 84. Рукоятка с подвижной ручкой.

Тяговые колеса применяются взамен рукояток при расположении подъемных механизмов на значительной высоте, или при перемещениях тележек кранов.

Вращение тягового колеса осуществляется от усилия рабочего, который тянет бесконечную цепь или канат, охватывающий колесо.

Диаметр тягового колеса берется от 400 до 800 мм, причем при подъемах на большую высоту и при продолжительной работе берут большие диаметры, а при кратковременной работе (например тали и подвижные тележки) диаметры меньших размеров.



Фиг. 85. Чугунное тяговое колесо.

Тяговые колеса до 600 мм изготавливаются из чугуна с калиброванными гнездами для цепи. При больших диаметрах тяговое колесо изготавливается из кованого железа с чугунной ступицей (фиг. 86).

Усилие рабочего принимают: $P = 15 \div 20$ кг при подъеме до 3 м; $P = 30$ кг при подъеме до 1 м; $P =$ до 40 кг при кратковременной работе; диаметр цепного железа берется 6 ÷ 8 мм; диаметр пенькового каната — 20 ÷ 35 мм; нижний конец цепи или каната должен быть над полом на 300 ÷ 400 мм.

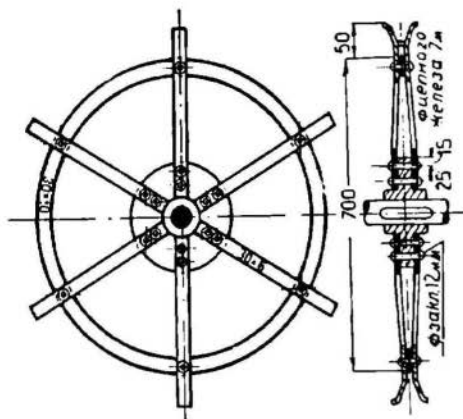
Диаметр тягового колеса определяют из уравнения:

$$D_0 = \frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}$$

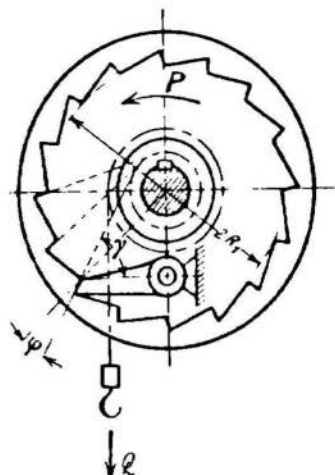
где:

z — число выступов в колесе;

l — длина большой оси внутреннего овала цепного звена (фиг. 85).



Фиг. 86. Тяговое колесо из ковального железа.



Фиг. 87. Храповик с внутренним зацеплением.

§ 17. Зубчатые остановы

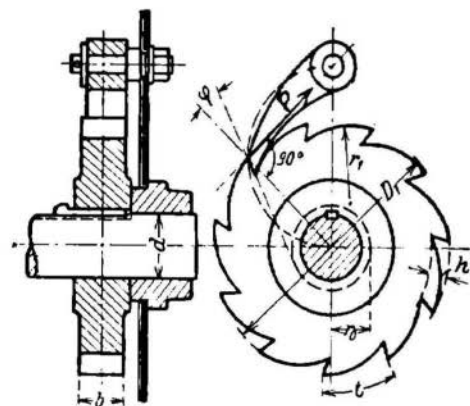
Остановами называются тормоза мгновенного действия, которые служат для удержания груза от падения.

Остановы бывают зубчатые (храповики) и клиновые (фрикционные).

Храповое колесо может быть с зубцами внутренними (фиг. 87), наружными (фиг. 88) и боковыми.

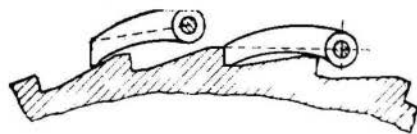
При подъеме груза собачка скользит по зубцу, а при обратном вращении вала собачка упирается в зубец храповика и задерживает вращение.

Диаметр храповых колес обычно бывает от 100 до 250 мм. Большой размер диаметра уменьшает

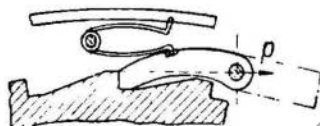


Фиг. 88. Храповик с наружным зацеплением.

давление на зубец, но увеличивает окружную скорость и стук собачки о зубцы храповика.



Фиг. 89. Храповик с двумя собачками.



Фиг. 90. Пружина, прижимающая собачку.

Когда подъем груза приостанавливается, зубец храповика ударяется о собачку особенно сильно при больших грузах. Для ослабления силы удара прикрепляются две или три собачки, моменты

зацепления которых смещены по отношению друг к другу на $\frac{1}{2}$ или $\frac{1}{3}$ шага (фиг. 89). При спуске груза защелкивание собачкой происходит от ее собственного веса. Для того чтобы собачка самопроизвольно не отскакивала от храповика, ее чаще всего прижимают пружиной (фиг. 90).

При подъеме груза собачка скользит по зубьям храпового колеса, что приводит к быстрой изнашиваемости собачки и зубцов и вызывает неприятный шум во время работы.

Для устранения шума и износа устраивают особые приспособления, которые отводят собачку в момент прохождения под нею зубца храповика (фиг. 91). Расчет зубца храповика производят так же, как и расчет зубца зубчатых колес, т. е. на изгиб.

Материалом для храповых колес служит стальное литье, чугун и железо.

Напряжение на изгиб допускают:

$k_b = 150 \div 200 \text{ кг/см}^2$ для чугуна;

$k_b = 300 \div 400 \text{ кг/см}^2$ для железа и стали.

Обозначим:

P — усилие на зубец в кг;

z — число зубцов;

k_b — допускаемое напряжение изгиба в кг/см^2 ;

t — шаг зацепления;

$b = (0,8 \div 1,2)t$ — длина зубца в см.

Высоту зубца h берут равной $6 \div 20 \text{ мм}$ или $0,35t$.

$x = 0,5t$ — для наружного зацепления.

При действии собачки на зуб имеем уравнение на изгиб:

$$P \cdot 0,35t = k_b \frac{b(0,5t)^2}{6},$$

а так как

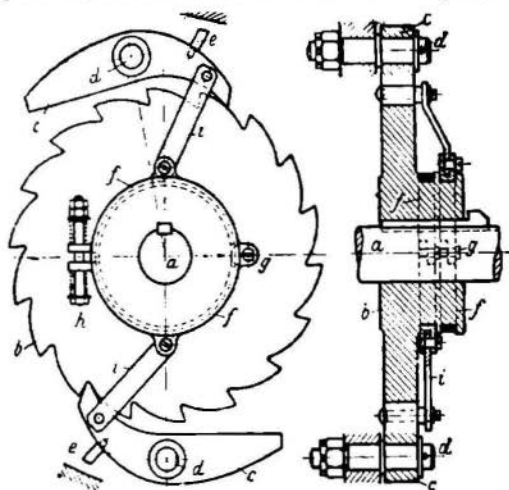
$$P = \frac{M}{R_1} = \frac{2\pi M}{zt},$$

то

$$t = 3,75 \sqrt[3]{\frac{M}{zk_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$

При внутреннем и боковом зацеплении $x = t$ и $P \cdot 0,35t = k_b \frac{bt^2}{6}$, следовательно:

$$t = 2,36 \sqrt[3]{\frac{M}{zk_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$



Фиг. 91. Бесшумный храповик.

НТБ
ДНУЖ

При внутреннем и боковом зацеплении размеры храповика таким образом меньше, чем при внешнем зацеплении. Диаметр храповика определяется из уравнения:

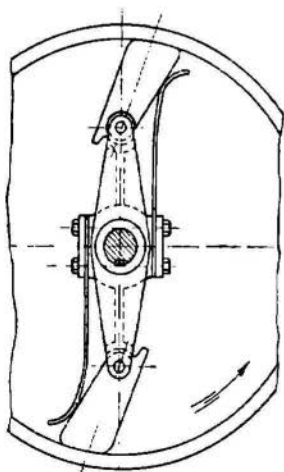
$$D = \frac{zt}{\pi}$$

При спуске груза собачка должна автоматически защелкиваться и рабочая плоскость зубца должна правильно использоваться. Для этого требуется, чтобы рабочая плоскость зубца была наклонена к радиусу под углом некоторым φ . Угол φ берется больше угла трения и принимается равным $12-18^\circ$. Для определения рабочей плоскости зубца следует от вершины зубцов храповика провести касательную к окружности, описанной радиусом $r_0 = 0,3R_1$ (фиг. 81). Собачку укрепляют на раме или на тормозном диске. Наиболее правильное положение центра оси собачки будет в том случае, когда центр находится на касательной, проведенной от окружности храповика, так как только тогда собачка передает наименьшее усилие на ось.

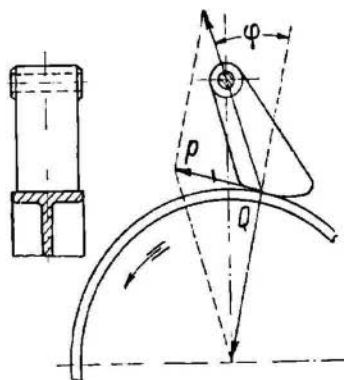
Размеры собачки зависят от размеров зубцов храповика. Диаметр оси собачки получают из расчета на изгиб, как балку, нагруженную сосредоточенной силой. Собачка и ось должны быть железными или стальными.

§ 18. Фрикционный останов

Фрикционный останов состоит из чугунного диска, укрепленного на валу, и кулака, расположенного таким образом, что при опускании груза между диском и кулаком возникает сила трения, которая и препятствует опусканию груза (фиг. 92 и 93).



Фиг. 92.



Фиг. 93.

Фрикционный останов с гладкой поверхностью.

Обозначим:

P — окружное усилие в кг;

Q — давление между кулаком и диском в кг;

φ — угол, который образует нормаль в точке касания кулака

с прямой, соединяющей центр вращения кулака с точкой касания;
 2α — угол заострения в случае клинового кулака.

При торможении величина силы трения, вызванная силой нажатия Q , должна быть больше или, в крайнем случае, равной окружному усилию P , т. е.

$$Q \geq \frac{P}{\mu},$$

но

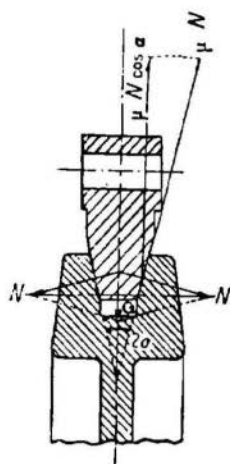
$$P = Q \operatorname{tg} \varphi,$$

т. е.

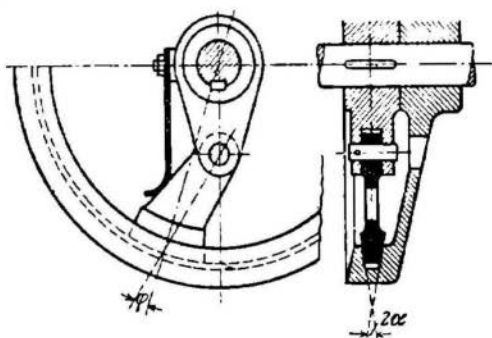
$$\operatorname{tg} \varphi = \mu.$$

Для чугунных дисков $\mu = 0,1 \div 0,15$, а $\varphi = 5 \div 8^\circ$.

В целях безопасности величину силы трения увеличивают на $20 \div 40\%$. Небольшая величина угла φ имеет тот недостаток, что при некотором износе может произойти защемление кулака, по линии центров и диск будет защемлен даже при подъеме груза, а при сильном износе кулак может проскальзывать по диску.



Фиг. 94. Фрикционный останов с клиновидным жолобом.



Фиг. 95. Фрикционный останов с внутренним защемлением.

Эти недостатки почти устранены в клиновых фрикционных остановах (фиг. 94 и 95), где сила нажатия Q вызывает две нормальные силы N , направленные перпендикулярно к клинчатой поверхности обода. От действия силы N возникает сила трения $N\mu$, которая должна быть равна или больше силы $\frac{P}{2}$, т. е. $2N\mu = \mu' Q \geq P$, но $P = Q \operatorname{tg} \varphi$, следовательно:

$$\operatorname{tg} \varphi = \mu'.$$

$$\text{Так как } \mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

то при угле $2\alpha = 30 \div 45^\circ$ и $\mu = 0,1 \div 0,15$

$$\varphi = 10 \div 20^\circ,$$

т. е. вдвое больше, чем для цилиндрического колеса.

Фрикционные остановы обладают тем преимуществом, что имеют бесшумный ход, однако они обходятся дорого и сравнительно быстро изнашиваются, поэтому не имеют большого распространения.

Работа храповика с собачкой более надежна и применяется чаще.

§ 19. Тормоза

Тормоза применяются для удержания груза в поднятом положении на любой высоте, для регулирования скорости при опускании груза, для замедления скорости передвижения крана или тележки и т. п., также для полного останова их.

Тормоза по своему устройству подразделяются на колодковые, ленточные, конусные, центробежные, дисковые и пластинчатые.

По роду сил, производящих торможение, тормоза разделяются на тормоза трения (колодковые, ленточные и пластинчатые), тормоза с гидравлическим торможением и тормоза с электрическим торможением.

По роду регулирования тормоза бывают ручные, где регулирование производится непосредственно рабочим, или автоматические, где регулирование достигается движением опускающегося груза.

Различают тормоза спускные, т. е. такие, которые при опускании груза должны затормаживаться, и тормоза стопорные, которые при спуске так же, как и при подъеме груза, должны растормаживаться.

Процесс торможения заключается в том, что действующий на одном из валов грузовой момент уравновешивается моментом, вызываемым силами трения тормоза.

Для большей безопасности необходимо, чтобы тормозной момент был на 30—50% больше действующего на тормозном валу грузового момента.

а) *Колодковые тормоза.* Колодковый тормоз состоит из чугунного диска и деревянной или чугунной колодки, которая действует путем нажатия на тормозной диск (фиг. 96).

Обозначим:

P — окружное усилие на тормозном диске в кг,

K — сила, приложенная на конце нажимного рычага в кг,

μ — коэффициент трения между колодкой и диском,

N — усилие между колодкой и диском в кг,

$N\mu$ — сила трения, действующая на колодку по направлению вращения, а на тормозный диск в обратном направлении.

Для торможения диска необходимо, чтобы $N\mu \geq P = \frac{M_{кр}}{R}$.

Для получения силы нажатия N необходимо к концу рычага приложить силу K , которая определяется из уравнения моментов относительно точки A .

По схеме фиг. 96 имеем $Kl - Na - N\mu b = 0$,
откуда

$$K = \frac{N}{l} (a + \mu b) = \frac{P}{l} \left(\frac{a}{\mu} + b \right). \quad (*)$$

При вращении в обратную сторону имеем соотношение:

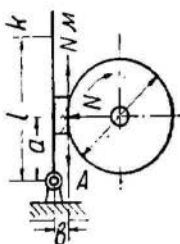
$$Kl - Na + N\mu b = 0; \quad K = \frac{N}{l} (a - \mu b).$$

Получаем K меньше чем по уравнению (*).

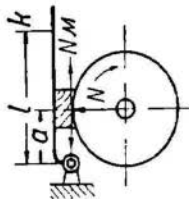
$K = 0$ при $\frac{a}{b} = \mu$, а при $\frac{a}{b} < \mu$ K получает знак отрицательный.

В практике не берут соотношение $\frac{a}{b} \leq \mu$ ввиду толчков, являющихся при торможении.

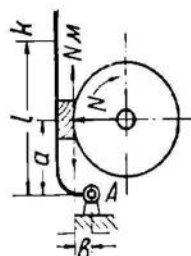
По схеме фиг. 97 при $b = 0$ имеем $Kl - Na = 0$ или $K = \frac{Na}{l}$, т. е. получаем одинаковую силу K для обоих направлений вращения тормозного диска. Такой тормоз находит применение в поворотных и передвижных механизмах.



Фиг. 96.



Фиг. 97.



Фиг. 98.

Простой колодковый тормоз.

По схеме на фиг. 98, из условия равновесия моментов относительно точки A получаем:

$$Kl - Na + N\mu b = 0; \quad K = \frac{N}{l} (a - \mu b) = \frac{P}{l} \left(\frac{a}{\mu} - b \right).$$

Величина силы K , таким образом, меньше, чем по схеме на фиг. 96.

Сила K должна быть не больше $15 \div 18$ кг, а длина тормозного рычага не больше $500 \div 600$ мм.

Высоту подъема колодки принимают в $2 \div 3$ мм.

Тормоз с одной колодкой применяется только при малых тормозных моментах. Недостаток тормоза с одной колодкой в том, что сила N передается на вал и изгибает его, тогда как в тормозах с двумя колодками (фиг. 99) односторонняя нагрузка вала устраняется.

При этом необходимо, чтобы колодки одновременно прижимались к тормозному диску, для чего иногда прокладывают бумагу между тормозной колодкой и рычагом, а при наличии кожаной прокладки — притирают кожу.

Двухколодковые тормоза применяют при торможении больших усилий и при переменном направлении вращения тормозного диска, также устанавливают на валу мотора или на червячном валу, причем в этих случаях соединительная муфта служит тормозным диском.

По схеме (фиг. 99) соотношение между силой давления N и окружным усилием P сохраняется:

$$N = \frac{P}{\mu}.$$

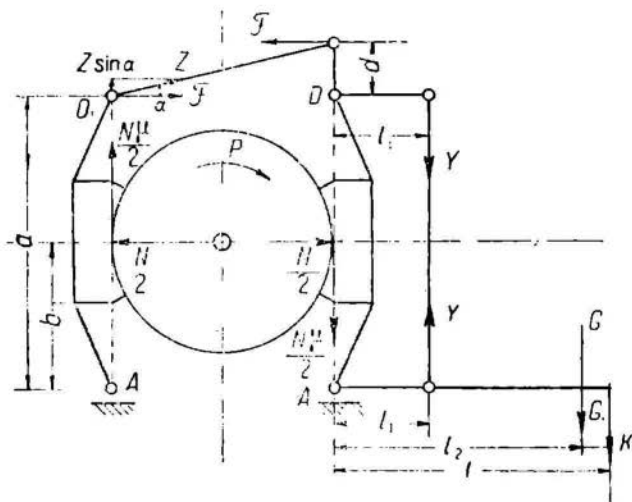
Условие равновесия рычагов при точке опоры в A будет:

$$\frac{N}{2} b = Fa; \quad F = \frac{N}{2} \cdot \frac{b}{a};$$

здесь

$$F = Z \cos \alpha.$$

По схеме (фиг. 99) моменты сил $\frac{N}{2}\mu$ и $Z \sin \alpha$ равны нулю.



Фиг. 99. Двухкодовый тормоз.

Уравнение моментов при неподвижной точке вращения D будет

$$Fd = Yl_1; \quad Y = \frac{Fd}{l_1},$$

или при

$$F = \frac{Nb}{2a}; \quad Y = \frac{Nbd}{2al_1}.$$

Величина тормозного груза K , необходимая для получения заданной силы нажатия между колодкой и тормозным диском, будет

$$Kl = l_1 Y; \quad K = \frac{Yl_1}{l};$$

подставляя значение Y , получим:

$$K = \frac{Nbd}{2al}$$

Электромагнит. При весе якоря G_1 , подъемная сила магнита будет:

$$Gl_2 = Kl + G_1 l_2; \quad G = \frac{Kl + G_1 l_2}{l_2} = \frac{Kl}{l_2} + G_1.$$

Подъем якоря магнита h зависит от отношения плеч a , b , d и l_2 и от хода x каждой колодки.

Допустим, что правая колодка прилегает к диску и точка D неподвижна, тогда подъем якоря магнита h определяется из следующего выражения:

$$h = 2x \frac{al_2}{bd},$$

где

$2x$ — отход левой колодки.

Размеры сечений рычагов и стержней определяют из расчета на изгиб, причем напряжение изгиба не должно превышать 600 кг/см^2 .

б) *Тормозной диск и колодки*
Материалом для тормозного диска служит чугун или стальное литье. Для колодок берется чугун или дерево, причем лучшим деревом для колодок считается тополь, который при смачивании дает больший коэффициент трения. В последнее время к чугунным колодкам начали укреплять прокладки из специального материала „феродофибра“ или „феродоасбестос“, имеющего больший коэффициент трения. На фиг. 100 показано укрепление к чугунной колодке прокладку из феродофибры.

Полосы феродофибры изготовляются толщиной от 4 до 16 мм, и шириной от 30 до 250 мм.

Размеры тормозного диска зависят от величины работы торможения.

Обозначим:

D — диаметр тормозного диска в см;

N — нормальное давление колодок на тормозной диск в кг;

v — скорость скольжения в м/сек;

q — удельное давление колодки на тормозной диск в кг/см^2 ;

f — поверхность трения колодок в см^2 ;

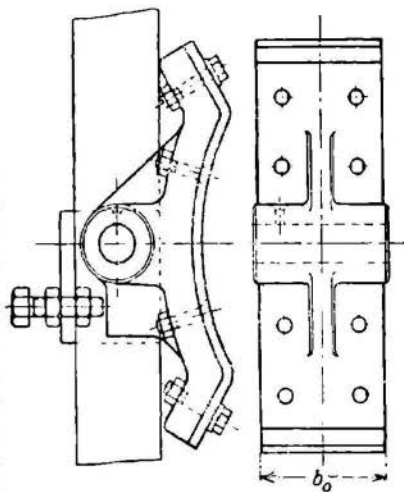
b — ширина колодки в см;

l_0 — длина колодки в см;

2α — угол обхвата колодки.

Работа трения тормоза будет:

$$L = \frac{Pv}{75} = \frac{Nqv}{75} = \frac{fqv}{75} \text{ л. с.}$$



Фиг. 100. Укрепление к чугунной колодке прокладки из феродофибры.

НТЬ
ДНУЖТ

где:

$$P = N\mu; \quad N = fq.$$

Для двухколodкового тормоза принимают:

$$2\alpha = 45 \div 60^\circ \text{ или } l_0 = (0,4 \div 0,5) D;$$

при $l_0 = 0,5D$ и $f = 2l_0b = Db$ получим:

$$L = \frac{Dbq\mu v}{75},$$

откуда

$$Db = \frac{75L}{\mu q v},$$

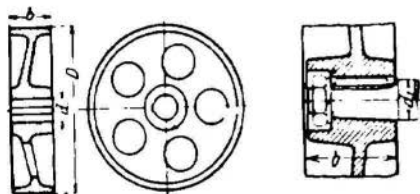
а

$$\mu q v = \frac{75L}{Db}.$$

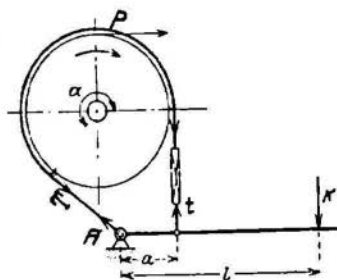
Обычно qv принимают:

$qv \leq 20$ при кратковременном действии тормоза (остановочные тормоза) и при деревянных колодках;

$qv \leq 10$ при продолжительном действии тормоза (опускные тормоза) и при деревянных колодках (слабое отведение тепла);



Фиг. 101. Тормозной диск для колодковых тормозов.



Фиг. 102. Простой ленточный тормоз.

$qv \leq 30$ при продолжительном действии тормоза и хорошем отведении тепла (масляная ванна).

Удельное давление q принимают не более чем:

$q = 6 \text{ кг/см}^2$ для дерева (тополь);

$q = 10$ чугуна;

$q = 3$ феродофибры;

$q = 5$ феродоасбестоса.

Таблица 14

Коэффициент трения μ

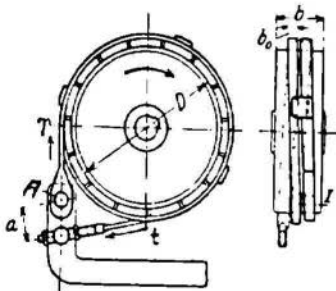
Материал колодок	Сухая поверхность трения	Смазанная поверхность трения
Чугун .	0,18 ÷ 0,20	0,10 ÷ 0,15
Дерево	0,30 ÷ 0,40	0,15 ÷ 0,25
Прокладка из феродофибры .	0,50 ÷ 0,60	0,30 ÷ 0,40

Тормозные диски для колодковых тормозов (DIN 4003)
(Размеры в мм)

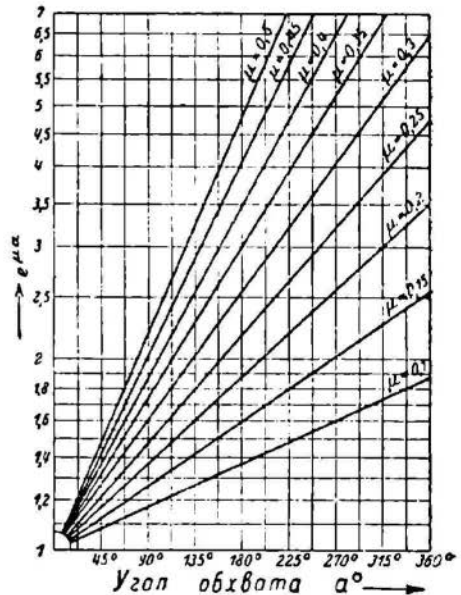
Диаметр диска D	Ширина диска b	Диаметр вала		Диаметр диска D	Ширина диска b	Диаметр вала	
		d	d_1			d	d_1
200	65	20 ÷ 40	—	500	160	60 ÷ 90	65 ÷ 90
250	80	30 ÷ 50	45 ÷ 50	640	200	70 ÷ 100	80 ÷ 100
320	100	40 ÷ 65	50 ÷ 65	800	250	80 ÷ 125	100 ÷ 125
400	125	50 ÷ 75	55 ÷ 70	1000	320	90 ÷ 140	125 ÷ 140

в) *Ленточные тормоза.*
Ленточный тормоз состоит из диска, гибкой стальной или железной ленты и рычага.

Ленточные тормоза подразделяются на простые (фиг. 102) дифференциальные (фиг. 105) и переменного вращения (фиг. 106 и 107).



Фиг. 103. Ленточный тормоз с деревянными прокладками и углом обхвата $\pi/2$, "Демаг".



Фиг. 104. Диаграмма для определения $\mu^{\text{в}}$ в зависимости от α и K .

Простые и дифференциальные тормоза применяются при вращении в одном направлении.

Простой ленточный тормоз. Один конец ленты с натяжением T закреплен неподвижно, а второй с натяжением t действует на рычаг (фиг. 102).

Обозначим:

- P — окружное усилие на тормозном диске в кг;
- K — усилие на ручке тормозного рычага в кг;
- T — натяжение набегающего конца в кг;
- t — натяжение сбегающего конца в кг;
- a и l — длина рычага в см;

НТБ
ДНУЖТ

α — дуга обхвата, выраженная в радианах, т. е. $\alpha = \frac{2\pi a^2}{360}$

μ — коэффициент трения между диском и лентой;

$e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов.

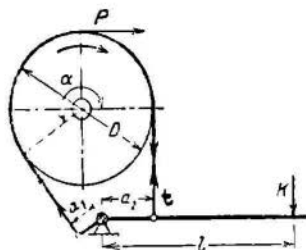
Из теории трения гибкой ленты о диск имеем:

$T = te^{\mu\alpha}$ и окружное усилие при торможении $P = T - t$, следовательно:

$$T = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}; \quad t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Усилие K на ручке рычага определяем из уравнения моментов:

$$K = t \frac{a}{l}.$$



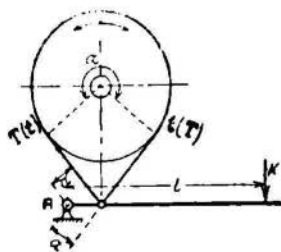
Фиг. 105. Дифференциальный ленточный тормоз.

Величина μ зависит от материала трущихся поверхностей и от степени смазки. Числовые значения даны в табл. 14.

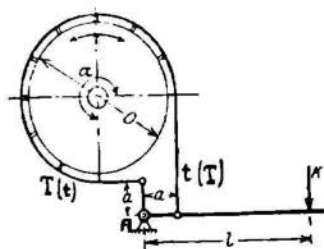
Угол обхвата α бывает обычно $180 \div 270^\circ$. Встречаются ленточные тормоза, где лента несколько раз обвивает тормозной диск, т. е. $\alpha = 2\pi n$. Недостаток такого тормоза в том, что ленты получаются слишком толстые и плохо прилегают к диску (фиг. 103).

Отношение плеч $a:l$ берут $1/5 \div 1/6$; встречается до $1/10$. Значения $e^{\mu\alpha}$ указаны в диаграмме фиг. 104.

Дифференциальный ленточный тормоз. Концы ленты закрепляются на рычаге, так что натяжение T используется для затягивания тормоза (фиг. 105).



Фиг. 106. Ленточный тормоз для переменного направления вращения.



Фиг. 107. Ленточный тормоз переменного направления вращения с деревянными прокладками.

Величина натяжений T и t определяется так же, как и в простом тормозе, а силу K на ручке рычага находят из уравнения:

$$Kl = ta_2 - Ta_1; \quad K = \frac{ta_2 - Ta_1}{l};$$

$K = 0$ при $ta_2 = Ta_1$.

Такой тормоз будет стопорный, т. е. будет тормозить без приложения какого-либо усилия.

В этом случае имеем $a_2 \leq a_1 e^{\mu\alpha}$, но плечо a_2 берут несколько

большим, чем $a_1 e^{\mu \alpha}$. При угле обхвата $\alpha \cong 250^\circ$ принимают $a_2 = (2,5 \div 3,0) a_1$, а величина плеча a_1 берется от 30 до 50 мм.

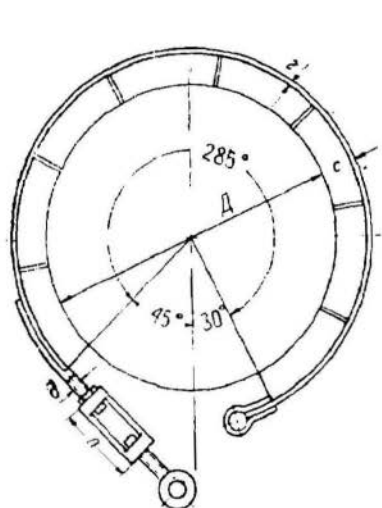
При обратном направлении вращения натяжения в концах ленты меняются, и сила K получается значительно больше, чем в первом случае. Это видно из уравнения моментов:

$$K = \frac{T a_2 - t a_1}{l}.$$

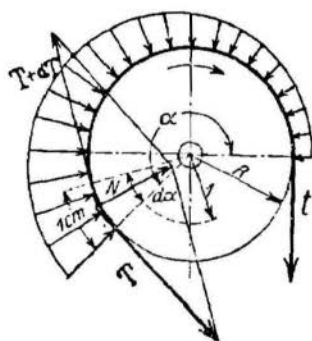
Поэтому тормоз должен быть установлен так, чтобы сила K уравновешивала натяжение ленты t , а не T .

Ленточный тормоз с переменным направлением вращения. Чтобы удобнее было пользоваться ленточными тормозами для обоих направлений вращения, конструкции тормозов устраивают по схеме, указанной на фиг. 106 и 107, где

$$a_1 = a_2 = a.$$



Фиг. 108. Лента с деревянными прокладками (к табл. 16).



Фиг. 109. Распределение давления на поверхности соприкосновения между лентой и диском.

Тогда уравнение моментов относительно точки A будет:

$$Kl = Ta + ta \text{ или } K = \frac{a(T+t)}{l} = \frac{a}{l} \rho \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha} - 1}.$$

Детали ленточных тормозов. Диаметр тормозного диска берется от 250 до 600 мм в зависимости от величины работы торможения. Для колодочных тормозов мы имели:

$$L = \frac{\mu f q v}{75} \text{ л. с.};$$

при угле обхвата $\alpha = 270^\circ$, а в радианах $\alpha = 1,5\pi$ поверхность трения $f = \frac{3}{4} \pi D b_0$ или $D \cong \frac{30L}{b_0 \mu q v}$.

Действие ленточного тормоза таким образом в 2,5 раза сильнее действия двухколодочного тормоза.

На фиг. 108 и в табл. 16 указаны размеры, принятые Союзтранстехпромом для ленточных тормозов с деревянными прокладками.

Наибольшее давление на поверхности диска получается у конца ленты, имеющего натяжение T , как показано на схеме фиг. 109 и 110. В концах отрезка ленты (1 см длины и b_0 см) ширины действуют силы T и $T + dT$. Результирующая этих сил будет представлять нормальную силу нажатия N , которая приближенно определяется из соотношений:

$$\frac{da}{1} = \frac{1}{R}; \quad \frac{da}{N} = \frac{1}{T}.$$

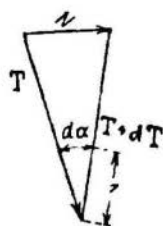
Таблица 16

Ленточные тормоза с деревянными прокладками
(по данным Союзтранстехпрома)
(Размеры в мм)

Диск		Лента		Колодки			Стяжка	
Диаметр	Ширина	Ширина	Толщина	Минимальный отход прокладок от диска	Толщина прокладок	Число прокладок	Диаметр нарезки	Длина стяжки
D	b	b_0	S				d	
250	70	60	3	$2 \times 1,0$	25	6	$1/2''$	70
300	70	60	3	$2 \times 1,1$	25	8	$1/2''$	70
400	90	80	4	$2 \times 1,2$	30	10	$1/2''$	70
500	120	110	5	$2 \times 1,3$	30	12	$5/8''$	120
600	120	110	5	$2 \times 1,4$	30	14	$5/8''$	120

Выражая dx в радианах, получаем:

$$N = T dx = T \frac{1}{R}.$$



Полагая, что давление на всю поверхность соприкосновения диска с лентой получается от силы N , мы имеем для усилия на 1 см² следующее выражение:

$$q_{\max} = \frac{N}{b_0} = \frac{T}{R b_0} = \frac{P e^{u\alpha}}{R b_0 (e^{u\alpha} - 1)},$$

Фиг. 110. Силовой треугольник для определения нормального усилия N .

а для наименьшего давления на единицу поверхности:

$$q_{\min} = \frac{t}{R b_0} = \frac{P}{R b_0 (e^{u\alpha} - 1)}.$$

2) *Тормозная лента.* Материалом для тормозной ленты служит хорошее сварочное железо, реже сталь.

Размеры ленты определяют из расчета на растяжение по наибольшему усилию T . При расчете ленты необходимо учитывать

ослабление ее отверстиями для заклепок, и тогда расчетное уравнение напишется так:

$$T = (b_0 - d) s k_2,$$

где

s —толщина ленты—от 2 до 5 мм; k_2 —допускаемое напряжение растяжения—400—600 кг/см² для лент из ковкого железа и 600—800 кг/см² для лент из стали;

b_0 —ширина ленты—не должна превышать 80—100 мм, так как при большей ширине нельзя получить равномерного прилегания;

d —диаметр заклепок—берется 4—8 мм (клепка производится в холодном состоянии).

Расчет заклепок производят на изгиб, так как при холодной клепке на поверхности соприкосновения ленты не возникает достаточной силы трения.

Расчетное уравнение напишется так:

$$\frac{T s}{2} = 0,1 d^3 i k_3,$$

где

i —число заклепок;

$k_3 = 600$ кг/см²;

при тонкой ленте диаметр заклепки определяется из уравнения на смятие боковой поверхности отверстий.

Закрепление концов ленты показано на фиг. 111.

Для подтягивания ленты один конец укрепляют к регулируемому приспособлению, а другой крепится наглухо.

Для получения большего тормозного момента, к трущейся стороне ленты прикрепляют болтами деревянные прокладки (фиг. 112), кожаный ремень или же прокладку из специального материала феродоасбестос.

Размеры рычага и его оси определяют из расчета на изгиб.

Допускаемое напряжение изгиба принимают $k_b = 600$ кг/см².

При растормаживании тормозная лента должна отходить от диска на 2—3 мм, а если лента с деревянными прокладками—до 5 мм.

При заказе тормозного магнита нужно указывать не только подъемную силу, но и величину подъема якоря магнита, причем эта последняя должна быть несколько больше, чем размах ручки рычага.

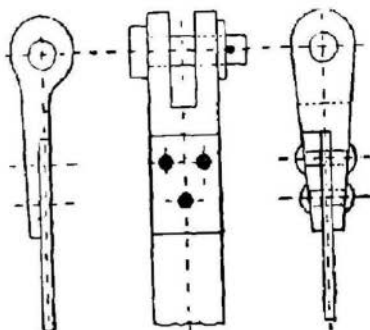
Обозначим:

h —необходимый размах рычага в см;

h_0 —перемещение конца ленты при торможении в см;

λ —отход ленты в радиальном направлении в см;

α —дуга обхвата в радианах.



Фиг. 111. Простое закрепление ленты на тормозном рычаге.

Перемещение конца ленты h_0 при дуге обхвата в α радианов определим, рассматривая два положения: при отходе ленты от тормозного диска и в момент торможения:

$$h_0 = [2(R + \lambda)\pi - 2R\pi] \frac{\alpha}{2\pi} = \lambda\alpha.$$

Величина перемещения не зависит от диаметра диска. Для хода ручки h получаются следующие выражения:

для простого ленточного тормоза:

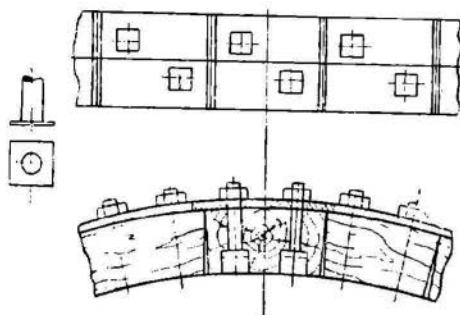
$$h = h_0 \frac{l}{a} = \lambda\alpha \frac{l}{a};$$

для дифференциального ленточного тормоза:

$$h = h_0 \frac{l}{a_2 - a_1} = \frac{\lambda\alpha l}{a_2 - a_1};$$

для ленточного тормоза с переменным направлением вращения:

$$h = h_0 \frac{l}{a + a} = \frac{\lambda\alpha l}{2a}.$$



Фиг. 112. Закрепление деревянной прокладки.

д) *Электромагнитные тормоза.* В подъемных машинах с электрическим приводом ставят электромагнитные тормоза (фиг. 114 и 115), тормозной момент которых берет больше в 2—2,5 раза, чем грузовой момент, действующий на тормозном валу.

При подъеме груза ток дается одновременно к мотору и к соленоиду электромагнита — вследствие чего якорь магнита перемещается и тем самым поднимает тормозной рычаг d с противовесом e ; при этом тормоз растормаживается.

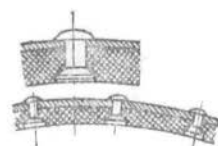
Для остановки подъема выключают мотор, а вместе с ним и соленоид. Тогда рычаг d от действия противовеса e прижимает колодки к диску (фиг. 114) или натягивает ленту (фиг. 115), что вызывает затормаживание тормозного диска.

При опускании груза следует пустить ток в тормозной магнит; якорь действует на рычаг d и растормаживает тормозной диск.

На фиг. 114 изображен колодочный тормоз с размыкающим магнитом, где к чугунным колодкам укреплены прокладки из феродофибры. Крепление показано на фиг. 100.

На фиг. 115 изображен ленточный тормоз с размыкающим магнитом и поддерживающими болтами; такой тормоз применяется при подъемах в качестве остановочного тормоза.

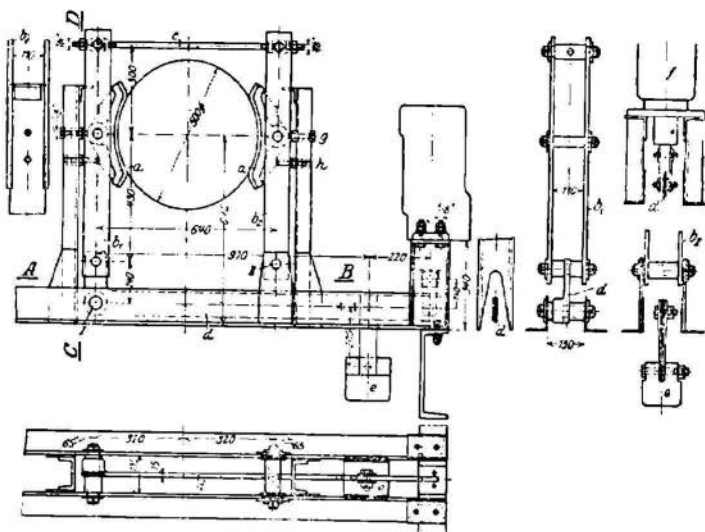
е) *Ленточный тормоз с храповиком.* В обыкновенных тормозах в момент опускания груза рабочий должен одной рукой удерживать тормозной рычаг, а другой — откидывать собачку. Этот недостаток



Фиг. 113. Закрепление кожаной прокладки.

¹ R. Hänchen, Winden und Krane, 1932.

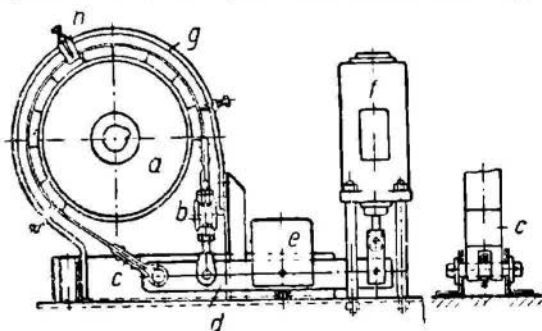
устраняется в тормозе с храповиком, где достаточно поднять тормозной рычаг, как опускающийся груз приведет в движение вал тормоза.



Фиг. 114. Колодочный тормоз с размыкающим магнитом: *a* — чугунная колодка с прокладкой из феродофибры; *b*₁ и *b*₂ — рычаги; *c* — тяга; *d* — тормозной рычаг; *e* — замыкающий груз; *f* — размыкающий магнит; *g*, *h* — регулирующие болты; *i* — шарнирное соединение.

Тормоз с храповиком чаще всего ставится на воротах, на лебедках и на ручных кранах и действует исключительно при спуске груза (фиг. 116).

Тормоз с храповиком состоит из тормозного диска *b*, свободно сидящего на валу храпового колеса *a*, посаженного на вал на шпонке, собачек *d*, закрепленных в торцевой части тормозного диска, тормозной ленты, рычага и противовеса *c*. Расчет тормоза с храповиком производят по приведенным выше формулам. При подъеме груза тормозной диск остается в покое, так как натянутая лента удерживает его, а зубцы храпового колеса проходят под собачками.

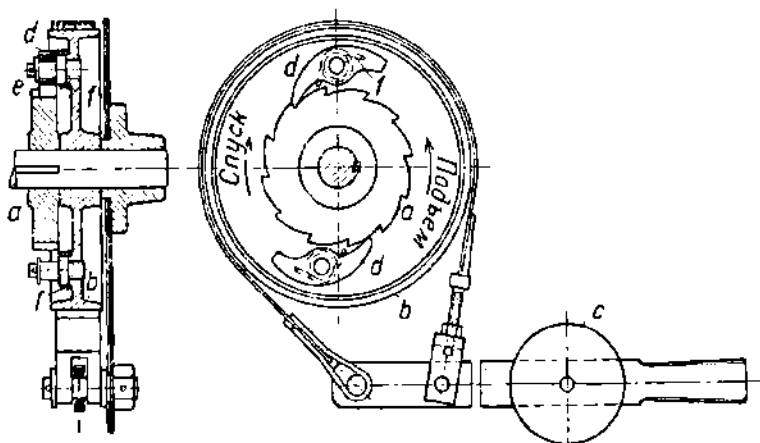


Фиг. 115. Простой ленточный тормоз с размыкающим магнитом: *a* — тормозной диск; *d* — тормозной рычаг; *c* — глухое крепление ленты; *b* — регулирующие приспособления для ленты; *e* — замыкающий груз; *f* — размыкающий магнит; *h* — поддерживающие болты.

В момент прекращения подъема собачка сцепляется с храповым колесом, и происходит затормаживание с помощью противовеса *c*

и ленты. Опускание груза достигается поднятием тормозного рычага с противовесом *с*.

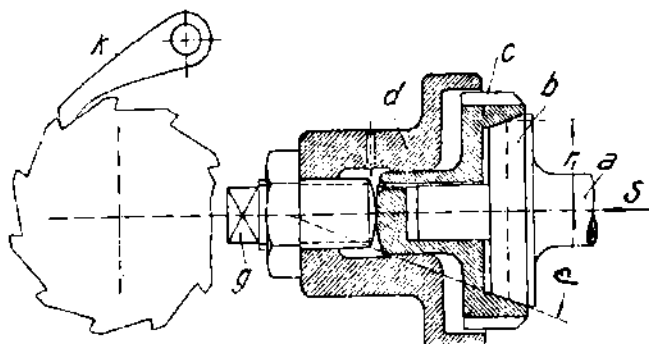
ж) *Конусные тормоза.* Конусный тормоз завода „Беккер“ приводится в действие от давления груза. Применяется конусный тормоз при ручных червячных передачах (фиг. 117).



Фиг. 116. Ленточно-храповой тормоз.

В конце червячного вала *а* имеется конусная шайба *б*, которая под действием осевого усилия червяка входит в другую конусную шайбу *с*.

Шайба *с* свободно сидит на продолжении червячного вала и в свою очередь входит во втулку *д* и упирается в установительный



Фиг. 117. Конусный червячный тормоз (Беккер).

болт *г*. Болт сидит во втулке *д*, укрепляемой на раме подъемного механизма.

Шайба *с* имеет на внешней поверхности зубцы храпового колеса, так что обратное вращение затормаживается собачкой *к*. Во время подъема груза шайба *с* и втулка *д* находятся в сцеплении от осевого усилия червяка, так что, если рабочий отпустит рукоятку или тяговое колесо, груз не опустится, а будет удерживаться собачкой *к*.

При опускании груза необходимо преодолевать момент трения между шайбой s и втулкой d , вращая для этого по направлению опускания груза, рукоятку или тяговое колесо.

Обозначим:

- M — тормозной момент в $кг/см$;
- S — осевое усилие червяка в $кг$;
- r — радиус начальной окружности червяка в $см$;
- r_1 — средний радиус конуса в $см$;
- $\alpha \cong 22^\circ$ — угол подъема червяка;
- $\rho \cong 7^\circ$ — угол трения червяка;
- $\beta = 20 \div 25^\circ$ — половина угла конусного соединения;
- P — окружное сопротивление, отнесенное к радиусу r_1 ;
- $\mu = \text{tg } \rho = 0,08$ — коэффициент трения трущихся поверхностей.

Момент трения на червячном валу без учета трения в подшипниках должен быть:

$$M \cong Sr \text{ tg } (\alpha - \rho)$$

и следовательно:

$$Pr_1 = M \cong Sr \text{ tg } (\alpha - \rho).$$

Зависимость между силой S и окружным усилием P напишется так:

$$P = \frac{\mu S}{\sin \beta} \cdot 1$$

Тогда:

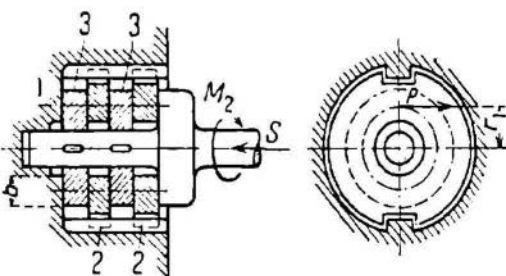
$$\frac{\mu S r_1}{\sin \beta} \cong S r \text{ tg } (\alpha - \rho),$$

откуда:

$$r_1 \cong r \frac{\sin \beta \text{ tg } (\alpha - \rho)}{\mu}$$

з) *Дисковые тормоза.* Дисковые тормоза в отличие от конусных имеют не конусную поверхность, а торцовую (фиг. 118, и 119).

Для уменьшения на поверхности трения удельного давления устанавливают несколько дисков, которые попеременно соединяются с валом и с неподвижно закрепленным кожухом (фиг. 118) или с собачкой (фиг. 119), но в осевом направлении диски могут свободно передвигаться так, что осевое давление передается от одного диска к другому.



Фиг. 118. Дисковый тормоз.

Дисковые тормоза занимают мало места и часто употребляются при червячной передаче. Если дисковые тормоза применяют при

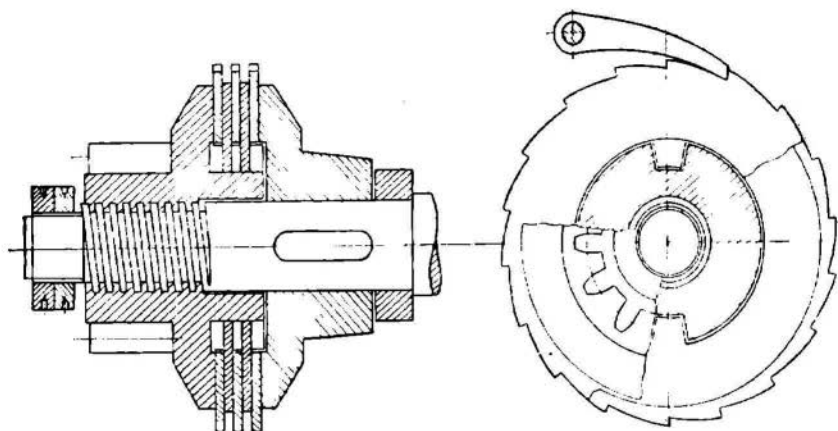
¹ Формула Рело,

цилиндрической передаче, то на конце одного из валов, на котором укреплена цилиндрическая шестерня, нарезают винтовую нарезку (фиг. 119).

При подъеме груза все части тормоза вращаются, за исключением дисков 2 (фиг. 118). При остановке груза диски 3 и диск с удерживаются собачкой.

На дисках образуется тормозной момент от осевого давления червяка или винта, который должен быть больше грузового момента.

Для получения большего тормозного момента и большей упругости между дисками прокладывают кожаные прокладки.



Фиг. 119. Дисковый тормоз для больших давлений.

Обозначим:

M_r — тормозной момент в кг/см;

S — осевое усилие в кг;

r — начальный радиус червяка в см;

r_1 — средний радиус тормозного диска в см;

i — число трущихся поверхностей тормоза.

Для фиг. 117 имеем:

$$M_r \geq S \mu r_1 i;$$

при червячной передаче при поднимании груза тормозной момент определяется:

$$M_r \geq S r \operatorname{tg}(\alpha + \rho).$$

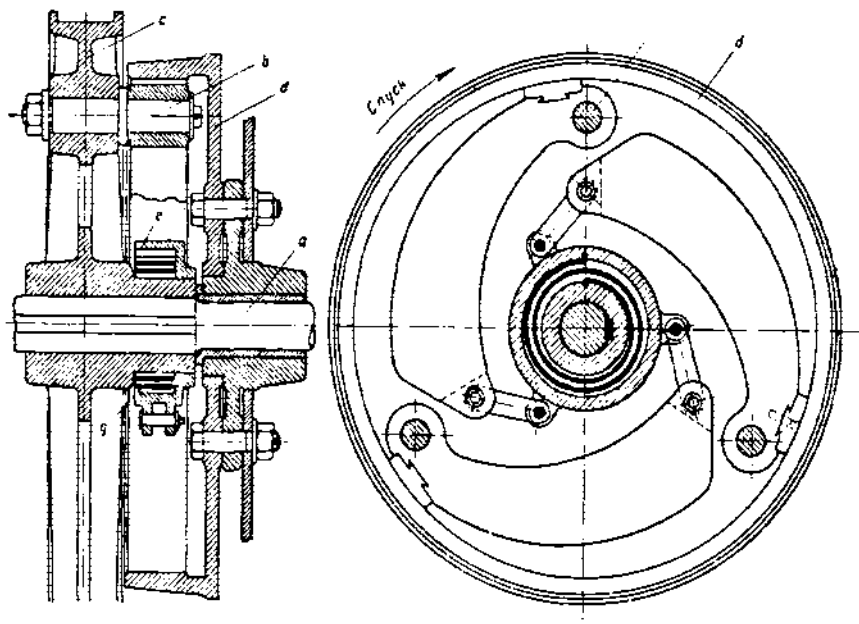
Тормозной момент берут на 30÷50% больше грузового момента. Удельное давление q принимают 4÷8 кг/см². Если дисковые тормоза будут служить как спускные, необходимо, чтобы работа, поглощаемая 1 см² тормозной поверхности, была:

$qv < 10$ — при плохом отводе тепла;

$qv < 30$ — при хорошем отводе тепла.

и) *Центробежные тормоза.* В обычных тормозах скорость спуска груза регулируется рабочим, и от невнимательного или неумелого обращения с тормозом может чрезмерно увеличиться скорость опускания, что часто приводит к аварии.

Для устранения такой возможности ставят центробежные тормоза, основанные на действии центробежной силы вращающихся масс, приводимых в движение опускающимся грузом. Эти тормоза производят торможение при определенном числе оборотов тормозного вала; в случае увеличения числа оборотов сила торможения возрастает и замедляет вращение вала. Скорость опускания груза таким образом остается постоянной.



Фиг. 120. Центробежный тормоз (Беккер).

Центробежные тормоза следует устанавливать на быстро вращающиеся валы с числом оборотов не менее $100 \div 150$ в минуту, так как при небольшом числе оборотов вала тормозные колодки получаются слишком тяжелые.

Центробежный тормоз не удерживает груза на произвольной высоте, а при спуске скорость опускания изменяется очень незначительно, поэтому эти тормоза самостоятельно работать не могут — их ставят как дополнительные к ленточным или другим спускным тормозам.

Простейший центробежный тормоз конструкции завода „Беккер“ (фиг. 120), состоит из неподвижного кожуха *d*, закрепленного на раме подъемника, трех тормозных колодок, диска *c*, заклиненного на тормозном валу, цапф *b*, укрепленных в диске *c*, и пружины *g*. Один конец колодки закреплен цапфой *b* к диску *c*, а другой укреплен рычагом к муфте *e*, которая свободно сидит на ступице диска *c* и соединена со ступицей спиральной пружины *g*.

При установленном числе оборотов тормозного вала колодки, благодаря центробежной силе, прижимаются к кожуху d и производят торможение, а когда число оборотов уменьшается, пружина g оттягивает колодки от цилиндрической поверхности кожуха.

Обозначим (фиг 121):

Q — вес колодки в кг;

r — расстояние центра тяжести колодки до центра вала;

D — передаваемое давление от одной колодки на поверхность кожуха;

F — усилие, передаваемое от пружины, для оттягивания одной колодки;

μ — коэффициент трения соприкасающихся плоскостей;

n — наибольшее число оборотов в минуту;

$a, b, f,$ и c — плечи, указанные на чертеже.

Тогда центробежная сила C колодки будет (фиг. 121):

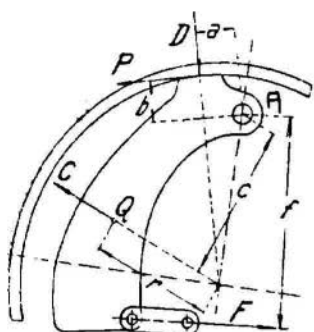
$$C = \frac{Q}{g} \omega^2 r = \frac{Q}{g} \cdot \frac{r \pi^2 n^2}{900};$$

от силы нажатия D получаем силу трения колодки:

$$P = D \mu.$$

Условие равновесия моментов относительно точки вращения колодок A будет таким образом:

$$Cc = Ff + Da + Pb,$$



Фиг. 121. Тормозная колодка центробежного тормоза.

а вес колодки при $D = \frac{P}{\mu}$ будет:

$$Q = \left[P \left(\frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900 g}{r \pi^2 n^2}.$$

Здесь $P = \frac{1}{3}$ окружного усилия на тормозном барабане.

При поднятии меньших грузов скорость опускания проверяется по уравнению:

$$n = \sqrt{\left[P \left(\frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900 g}{r Q \pi^2}}.$$

Отношение для плеч обычно принимают:

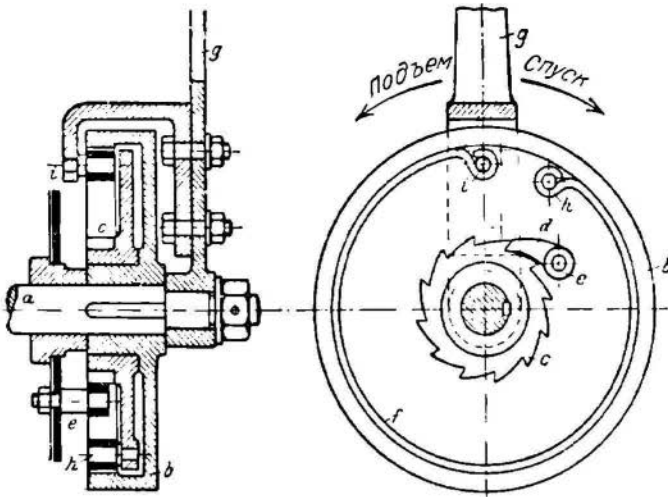
$$a = b;$$

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8} + \frac{1}{12}; \quad \frac{f}{c} = \frac{3}{2};$$

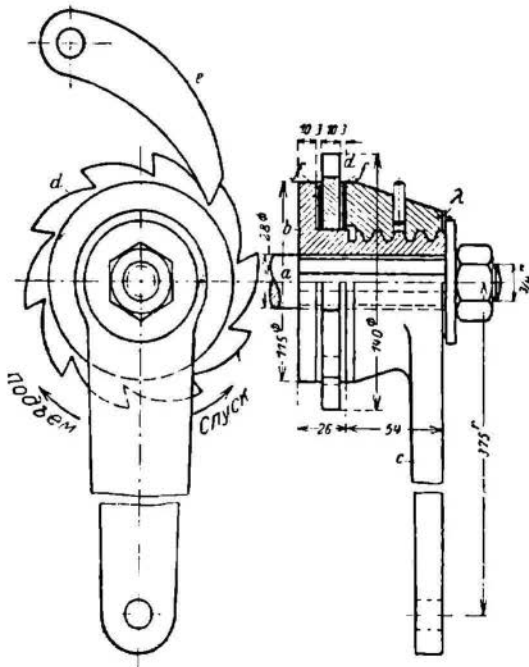
силу пружины берут $15 \div 25$ кг, и на каждую колодку

$$F = 5 \div 8 \text{ кг.}$$

к) *Безопасные рукоятки.* В ручных подъемных механизмах, где груз опускается при помощи одного тормоза, нужно обращать



Фиг. 122. Безопасная рукоятка.



Фиг. 123. Безопасная рукоятка для домкрата с зубчатой рейкой грузоподъемностью 20 т.

особое внимание на рабочую рукоятку, которая при опускании груза, вращаясь в обратную сторону вместе с тормозным валом, может причинить увечья рабочим, обслуживающим механизм.

Недостаток этот устраняется применением так называемых „безопасных рукояток“, в которых скорость опускания груза регулируется самой ручкой или же во время опускания груза рукоятка механически выключается, т. е. не вращается вместе с рабочим валом. Эти рукоятки применимы при ручных передачах и при подъемах не выше 4—5 м.

Безопасные рукоятки в конструктивном отношении имеют много общего с рассмотренными тормозами и рассчитываются по приведенным выше формулам.

На фиг. 122 показана рукоятка, где на вал a наглухо насажена тормозная шайба b , на ступице которой свободно сидит храповое колесо c . К диску храпового колеса закреплен шип h , к которому укреплен один конец пружины, другой же конец укреплен к шипу i , который в свою очередь связан с рукояткой.

При вращении рукоятки пружина будет прижиматься к тормозной шайбе, и таким образом получится вращение вала и подъем груза. При повороте рукоятки в обратную сторону пружина сжимается, что вызывает расцепление, и груз опускается.

На фиг. 123 показана рукоятка для 20-т домкрата с зубчатой рейкой. При подъеме груза нарезная часть рукоятки через кожаные прокладки f и свободно сидящий храповик d прижимается к втулке b , укрепленной на валу. Нажатие вызывает момент трения и вращения вала.

Во время остановки подъема груз будет удерживаться собачкой e , укрепленной на раме домкрата. При спуске необходимо вращать рукоятку все время, так как под действием опускающегося груза вал с втулкой будет ввинчиваться в нарезную часть рукоятки и восстанавливать силу трения, ослабляемую вращением рукоятки.

л) Применение тормозов. Тормоза, в зависимости от конструктивных качеств и от предъявляемых к ним требований, находят применение в следующих подъемных механизмах:

1) для домкратов с зубчатой рейкой — безопасная рукоятка или храповик;

2) для полиспастов и талей — конусные и дисковые тормоза;

3) для тельферов — ленточные электромагнитные тормоза;

4) для лебедок и воротов — безопасные рукоятки и ленточные тормоза с храповиками, а при больших подъемах центробежный тормоз;

5) для ручных тележек мостовых кранов — ленточный тормоз с храповиком или дисковый;

6) для моторных тележек мостовых кранов — ленточный или двухколodковый тормоз с электромагнитом;

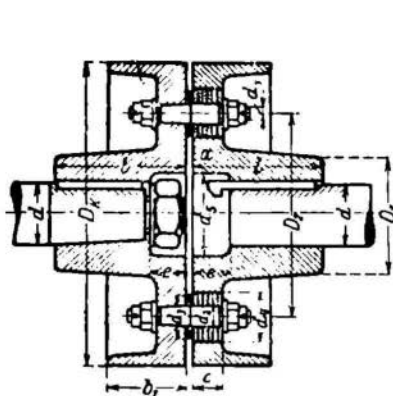
7) для движения тележки моста и вращения колонны поворотного крана — ленточный тормоз с переменным вращением или двухколodковый.

§ 20. Муфты для моторной передачи

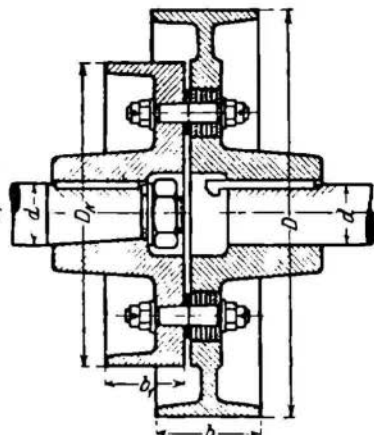
Для соединения мотора с передаточным механизмом ставят упругие (см. фиг. 124, 125) и подвижные муфты, которые компенсируют неточное расположение обоих валов (при осадке фундамента).

изнашивании подшипников и т. п.), а также ослабляют толчки, происходящие при пуске механизма.

Эластичность муфты достигается надеванием на одну часть соединительного болта резиновой или кожаной втулки.



Фиг. 124.



Фиг. 125.

Упругая муфта с кожаными втулками.

Количество болтов, соединяющих две половины муфты, бывает от 4 до 6.

Размеры болтов определяют из расчета на изгиб. Ввиду перекоса болтов во время работы напряжение изгиба принимается $k_b = 400 \text{ кг/см}^2$.

Таблица 17

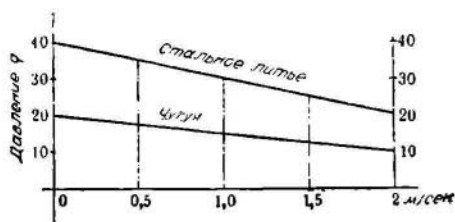
Размеры муфт в зависимости от диаметра вала (в мм).

d	$M_{кр}$ кг. см	D	b_1	D_1	r	D_2	d_1	z	d_2	d_3	a	d_4	c	d_5	e	D	b
30	550	175	65	70	110	120	$1\frac{1}{2}$	4	18	30	4	35	20	50	20	200	65
50	1 500	250	80	95	120	165	$\frac{5}{8}$	4	20	45	6	50	35	90	70	320	100
70	5 500	350	90	130	170	230	$\frac{7}{8}$	4	32	55	8	60	45	130	100	500	160
80	8 500	400	100	150	185	285	$\frac{7}{8}$	4	32	60	8	65	50	150	115	600	160
90	13 000	450	125	170	200	300	$\frac{7}{8}$	6	32	65	10	70	55	170	125	640	200
100	20 000	500	125	190	200	340	1	6	35	70	12	80	60	180	140	640	200

§ 21. Ходовые колеса и рельсы

Ходовое колесо представляет собою диск с ободом и укрепляющими ребрами. Обод колеса обычно снабжается ребрами. Двух-ребродные колеса ставятся на мосту и на тележках мостового

крана (фиг. 127, 128, 129, 130), а одноробордные и безробордные в поворотных механизмах (фиг. 131, 132 и 133). Ширину обода между ребрами в ходовом колесе берут шире рельсов: для крановых тележек на $5 \div 10$ мм, для мостов крана на $10 \div 15$ мм.



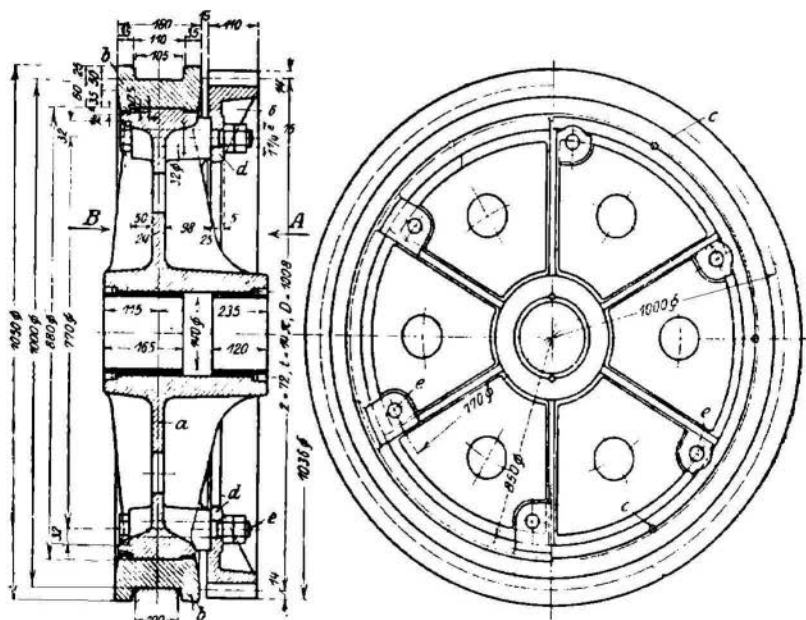
Фиг. 126. Допускаемое давление в зависимости от скорости передвижения.

Диаметр ходового колеса зависит от грузоподъемности. Обозначим:

- Q — давление на колесо в кг;
- D — диаметр колеса в см;
- b — полезная ширина рельсов в см;
- q — допускаемое удельное давление колеса в кг/см².

Тогда: $Q = qDb$.

Допускаемое давление q принимают (для состояния покоя) в 25 кг/см² при чугунных катках и 60 кг/см² при стальных катках.



Фиг. 127. Ходовое колесо со стальным бандажом („Демаг“): а — остов колеса; б — бандаж с двумя ребрами — посажен в горячем состоянии; в — шуруп; d — прилив у зубчатого венца; e — скрепляющие болты.

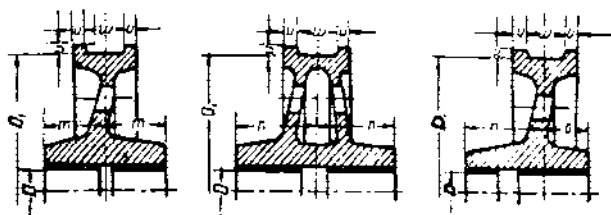
С увеличением скорости передвижения увеличивается изнашиваемость колеса и рельсов. Для уменьшения изнашиваемости следует уменьшать допускаемое давление (диаграмма, фиг. 126).

В ручных и электрических кранах грузоподъемностью до 10 т

материалом для ходовых колес служит чугун, при грузоподъемности свыше 10 т — стальное литье.

Ходовые колеса с надетыми на них стальными бандажами меньше изнашиваются, чем целое литое колесо. На фиг. 127 показано ходовое колесо с бандажом и привернутым зубчатым венцом (завод Демаг). Зубчатый венец изготовлен из стального литья.

Ходовые колеса укрепляются к раме при помощи неподвижной оси, прикрепленной к той же раме двумя ретелями (фиг. 134, 135).



Фиг. 128.

Фиг. 129.

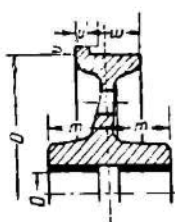
Фиг. 130.

Двухребордные ходовые колеса (DIN 691).

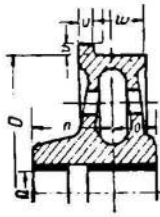
Таблица 18

Двухребордные ходовые колеса (DIN 691) (размеры в мм)

Диам. колеса	Диам. оси	Реборды			Ширина рельса	Ступица			Диам. колеса	Диам. оси	Реборды			Ширина рельса	Ступица		
		U	V	W		т	п	о			U	V	W		т	п	о
D ₁	D								D ₁	D							
200	$\frac{45}{50}$	15	15	55	45	80	110	50	700	100	25	25	$\frac{65}{75}$	$\frac{55}{65}$	135	180	90
250	$\frac{50}{55}$	15	15	55	45	85	115	55	800	110	25	25	$\frac{75}{85}$	$\frac{65}{75}$	155	210	100
300	$\frac{55}{60}$	15	15	55	45	90	125	55	900	125	25	25	$\frac{85}{100}$	$\frac{75}{90}$	165	220	110
400	$\frac{60}{70}$	20	17,5	$\frac{55}{60}$	$\frac{45}{55}$	105	145	65	1000	140	27,5	25	$\frac{100}{110}$	$\frac{90}{100}$	185	245	125
500	$\frac{70}{80}$	25	20	$\frac{55}{65}$	$\frac{45}{55}$	120	165	75	1200	160	30	25	$\frac{110}{130}$	$\frac{100}{120}$	210	280	140
600	$\frac{80}{90}$	25	20	$\frac{65}{75}$	$\frac{55}{65}$	135	180	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—

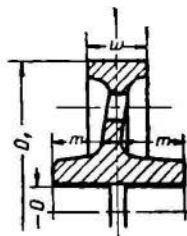


Фиг. 131.



Фиг. 132.

Одноресордные ходовые колеса
(DIN 694).



Фиг. 133.

Безребордные катки
(DIN 697).

Таблица 19

Одноресордные ходовые колеса (DIN 694).

(Размеры в мм).

Диам. катка	Диам. оси	Ресорда			Ширина рельса	Ступица		
		U	V	W		m	n	o
200	$\frac{45}{50}$	15	15	70	45	80	110	50
250	$\frac{50}{55}$	15	15	70	45	85	115	55
300	$\frac{55}{60}$	15	15	70	45	90	125	55
400	$\frac{60}{70}$	$\frac{17,5}{20}$	15	$\frac{75}{77,5}$	$\frac{45}{55}$	105	145	65
500	$\frac{70}{80}$	$\frac{20}{25}$	20	$\frac{80}{85}$	$\frac{45}{55}$	120	165	75
600	$\frac{80}{90}$	$\frac{20}{25}$	20	$\frac{90}{95}$	$\frac{55}{65}$	135	180	90
700	$\frac{90}{100}$	25	25	$\frac{90}{100}$	$\frac{55}{65}$	135	180	90
800	$\frac{100}{110}$	25	25	$\frac{100}{110}$	$\frac{65}{75}$	155	210	100
900	$\frac{110}{125}$	25	25	$\frac{110}{120}$	$\frac{75}{90}$	165	220	110
1000	$\frac{125}{140}$	27,5	25	$\frac{125}{135}$	$\frac{90}{100}$	185	245	125
1200	$\frac{150}{160}$	30	25	$\frac{140}{160}$	$\frac{100}{120}$	210	280	140

При установке ходовых колес на шариковых или роликовых подшипниках размеры ступицы соответственно меняются. На фиг. 143 показано крепление в ступице двух роликовых подшипников.

§ 22. Сопротивление движению

Мощность необходимая для движения тележки моста и т. п., расходуется на преодоление трения в шипах ходовых колес, на ребрах и трения качения, а также на преодоление сил инерции.

Обозначим:

W_r — сопротивление при движении в кг;

R — радиус колеса;

$M_r = W_r R$ — момент сопротивления при движении;

Q — полезная нагрузка, приходящаяся на одно колесо в кг

Таблица 20

Размеры безребордных катков (DIN 697) (в мм).

Диаметр катка D_1	Диаметр оси D	Ширина обода W	Ширина рельса	Ступица m
200	$\frac{45}{50}$	70	45	60
250	$\frac{50}{55}$	70	45	70
300	$\frac{55}{60}$	70	45	80
400	$\frac{60}{70}$	$\frac{70}{80}$	$\frac{45}{55}$	90
500	$\frac{70}{80}$	$\frac{70}{80}$	$\frac{45}{55}$	90
600	$\frac{80}{90}$	$\frac{80}{90}$	$\frac{55}{65}$	100
700	$\frac{90}{100}$	$\frac{80}{90}$	$\frac{55}{65}$	110
800	$\frac{100}{110}$	$\frac{90}{100}$	$\frac{65}{75}$	120

Кодовые колеса, закрепленные к раме

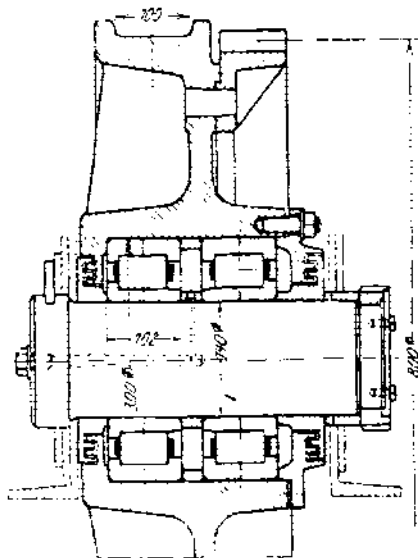
(DIN 4009)

D — диаметр колеса; h — высота рельса; b — ширина рельса; d — диаметр оси; z — число зубцов; M — модуль; D_1 — начальная окружность; b_1 — ширина зубца; E — диаметр центрирующей окружности; d_1 — диаметр болта; n — число болтов; E_1 — диаметр окружности дыр; d_2 и d_3 — диаметр дыр

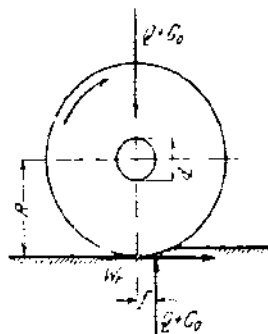
D	Рельс		d	Реборды				Ступица		Зубчатый венец					Болт			$\frac{d_2}{d_3}$
	h	b		B	V	U	W	m	o	z	M	D_1	b_1	E	n	d_1	E_1	
400	55	45	60—70	100	15	22,5	55	140	70	50	8	400	55	350	4	5/16"	300	18
	65	55	70—80	100	15	17,5	65	140	70	50	8	400	55	350				28
500	55	45	70—80	105	20	25	55	150	80	50	10	500	60	450	4	5/8"	390	18
	65	55	80—90	105	20	20	65	150	80	50	10	500	60	450				28
600	65	55	80—90	115	20	25	65	160	90	60	10	600	65	550	6	5/8"	490	18
	75	65	90—100	120	20	25	75	160	90	60	10	600	65	550				28
700	65	55	90—100	120	25	27,5	65	170	100	70	10	700	70	650	6	5/8"	580	18
	75	65	100—110	130	25	27,5	75	170	100	70	10	700	70	650				28
800	75	65	100—110	130	25	27,5	75	180	110	68	12	816	75	750	6	3/4"	680	22
	85	75	110—125	140	25	27,5	85	180	110	68	12	816	75	750				35
900	85	75	110—125	140	25	27,5	85	200	120	76	12	912	90	830	6	3/4"	770	22
	100	90	125—140	155	25	27,5	100	200	120	76	12	912	90	830				35
1000	100	90	125—140	160	27,5	30	100	220	130	72	14	1008	100	930	6	7/8"	850	25
	110	100	140—160	170	27,5	30	110	220	130	72	14	1008	100	930				40
1200	110	100	140—160	170	27,5	30	110	250	140	86	14	1204	120	1120	8	1"	1030	28
	120	120	160—180	190	27,5	30	130	250	140	86	14	1204	120	1120				45

Полученный момент сопротивления необходимо увеличить на 15–20% для преодоления сил инерции. Кроме того для учета трения в ребрах необходимо ввести еще коэффициент α . α принимает следующие значения:

$\alpha = 1,4 \div 1,6$ для подвесных кошек и тележек мостовых кранов;



Фиг. 136. Ходовое колесо с двумя роликовыми подшипниками и зубчатым венцом.



Фиг. 137. Действие сил при передвижении ходового колеса.

$\alpha = 1,6 \div 2,0$ для подвижных кранов;

$\alpha = 1,8 \div 2,2$ для мостовых порталных кранов.

Момент кручения, необходимый для вращения ходового колеса, будет:

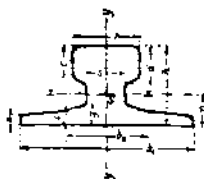
$$M_{1кр} = (Q + G_0)(r + f)\alpha, 2 \text{ кг. см.}$$

§ 23. Крановые рельсы

Для небольших усилий применяется рельс прямоугольного сечения (фиг. 138).



Фиг. 138. Крановый рельс прямоугольного сечения



Фиг. 139. Крановый рельс специального профиля.

Таблица 23

Размеры крановых рельсов прямоугольного сечения

Ширина в мм	Высота в мм	Вес кг на один погон- ный м
50	25	9,81
50	30	11,70
50	40	15,66
60	30	14,02
60	40	18,70

При давлении свыше 5 т на одно колесо применяются рельсы специального профиля (фиг. 139).

Таблица 24

Размеры рельсов для подкрановых путей (в мм)

№ профиля	h	b	c	d	s	b ₁	r	e	g	W (см ³)	D	Q (в кг)		
												при q = 40 кг/см ²	при q = 50 кг/см ²	при q = 60 кг/см ²
1	55	45	20	23,5	24	125	3	8	22,5	29	400	6 240	7 800	9 360
2	65	55	25	28,5	31	150	4	9	32,5	47	600	11 280	14 100	16 920
3	75	65	30	34,0	38	175	5	10	43,8	74	800	17 600	22 000	26 400
4	85	75	35	39,5	45	200	6	11	58,0	105	1000	25 200	31 500	37 800

D — диаметр ходового колеса; g — вес 1 пог. м в кг; W — момент сопротивления;

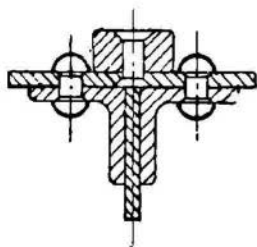
Q — давление ходового колеса на рельс; q — допускаемое давление ходового колеса на рельс.

§ 24. Закрепление крановых рельсов

На фиг. 140 показано крепление рельса прямоугольного сечения шурупами с потайными головками к двутавровой балке. Такое крепление имеет тот недостаток, что шурупы от сотрясения расшатываются, и выступающие головки затрудняют передвижение. Этот недостаток устраняется, если рельс приклепать заклепками с потайной головкой к полке подкрановой балки, как показано на фиг. 141.



Фиг. 140.
Крепление рельса шурупами.



Фиг. 141. Крепление рельса заклепками



Фиг. 142.



Фиг. 143.



Фиг. 144.

Крепление крановых рельсов специального профиля.

На фиг. 142 показано крепление заклепками рельса специального профиля к двутавровой балке, на фиг. 143 — крепление к двум швеллерным балкам и на фиг. 144 — крепление к клепаной балке.

ПОЛИСПАСТЫ

§ 1. Неподвижный блок

Вследствие трения в подшипниках и жесткости каната сила P в неподвижном блоке (фиг. 145 и 146) будет больше силы Q , веса поднимаемого груза.

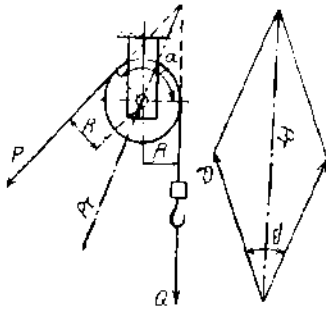
$$P = \frac{1}{\gamma_1} \cdot Q = x \cdot Q.$$

Значение коэффициента сопротивления x принимают:

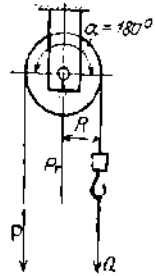
$x = 0,90$ для блоков пенькового каната, $\gamma_1 = 1,10$,

$x = 0,94$ для цепных блоков, $\eta = 1,06$,

$x = 0,96$ для блоков проволочного каната, $\eta = 1,04$.



Фиг. 145. Неподвижный блок.



Фиг. 146. Неподвижный блок.

Давление на ось блока определяется как равнодействующая сил P и Q , т. е.

$$P_r = \sqrt{P^2 + Q^2 - 2PQ \cos(180 - \beta)},$$

а при $\alpha = 180^\circ$

$$P_r = P + Q.$$

§ 2. Подвижной блок

Подвижной блок служит для выигрыша в силе (фиг. 147) или для выигрыша в скорости (фиг. 148).

В подвижном блоке для выигрыша в силе натяжения в левой ветви каната:

$$P = \frac{1}{\gamma_1} \cdot \frac{Q}{2} = \frac{x}{1+x} \cdot Q;$$

$$P = xP_1,$$

а путь, проходимый силой P будет:

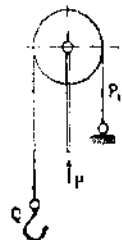
$$S = 2H.$$

Фиг. 147. Подвижной блок для выигрыша в силе.

86

В подвижном блоке для выигрыша в скорости усилие в правой ветви каната будет:

$$P_1 = xQ,$$



Фиг. 148. Подвижной блок для выигрыша скорости.

а необходимая сила:

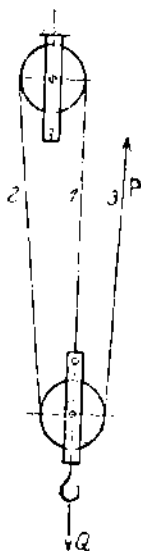
$$P = Q - P_1 = Q(1 - x)$$

и путь, проходимый силой P :

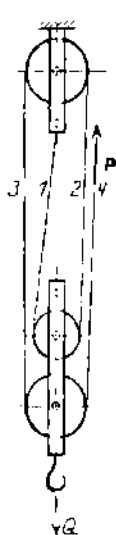
$$S = \frac{H}{2}.$$

§ 3. Кратные полиспасты

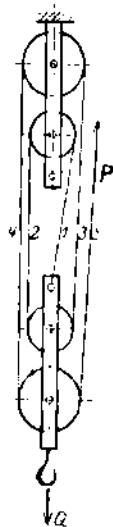
Полиспасты для выигрыша в силе обычно состоят из нескольких подвижных и неподвижных блоков. Канат, удерживающий груз Q , огибает последовательно все блоки.



Фиг. 149.



Фиг. 150.



Фиг. 151.

Устройство полиспастов.

Груз Q подвешивается к обоймце, в которой укреплены подвижные блоки.

Если конец каната закрепляется к обоймце подвижных блоков (фиг. 149 и 151), число блоков полиспаста четное, если же он закрепляется к обоймце неподвижных блоков (фиг. 150),—число блоков полиспаста будет нечетное.

Соотношение между грузом Q и натяжением в стренгах будет:

$$Q = P + S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n,$$

где

S_1, S_2, \dots, S_n — натяжение в стренгах каната,

$$P = \frac{Q}{\lambda + 1} \quad \eta = \frac{1}{\lambda - 1} \cdot \frac{x^{\lambda+1} - 1}{x^\lambda(x-1)}$$

где

$$s = (\lambda + 1) H; v_p = (\lambda + 1) v_Q,$$

λ — число стренг каната;

s — длина каната, наматываемая на барабан при подъеме;

H — высота подъема;

P и v_p изменяются с изменением числа блоков.

Для полиспаста с двумя блоками (фиг. 149):

$$P = \frac{Q}{3\gamma}; v_p = 3 v_Q;$$

для полиспаста с тремя блоками (фиг. 150):

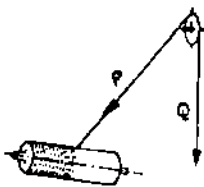
$$P = \frac{Q}{4\gamma}; v_p = 4 v_Q;$$

для полиспаста с четырьмя блоками (фиг. 151):

$$P = \frac{Q}{5\gamma}; v_p = 5 v_Q;$$

§ 4. Применение полиспастов

Простая подвеска (фиг. 152) применяется для грузоподъемностей до 2 т. Здесь:



Фиг. 152. Простая подвеска.

$$P = \frac{Q}{\gamma}; S = H; v_p = v_Q; \lambda = 1$$

Подвеска с одним подвижным блоком (фиг. 153) применяется для грузоподъемностей до 10 т. Для этой подвески:

$$P = \frac{Q}{2\gamma}; v_p = \frac{1}{2} v_Q; S = 2H; \lambda = 2;$$

для проволочного каната $\gamma = 0,94$.

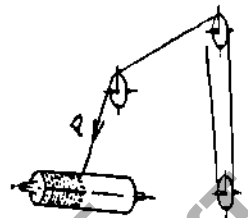
Сдвоенные полиспасты. Они применяются чаще всего в мостовых кранах с большой грузоподъемностью и служат для выравнивания натяжений в канатах, для уничтожения колебаний поднятого груза в направлении оси барабана.

Вообще применение в кранах полиспастов позволяет получить большое число оборотов и меньший момент кручения на барабане, что дает возможность иметь меньшее число передаточных пар в подъемном механизме крана.

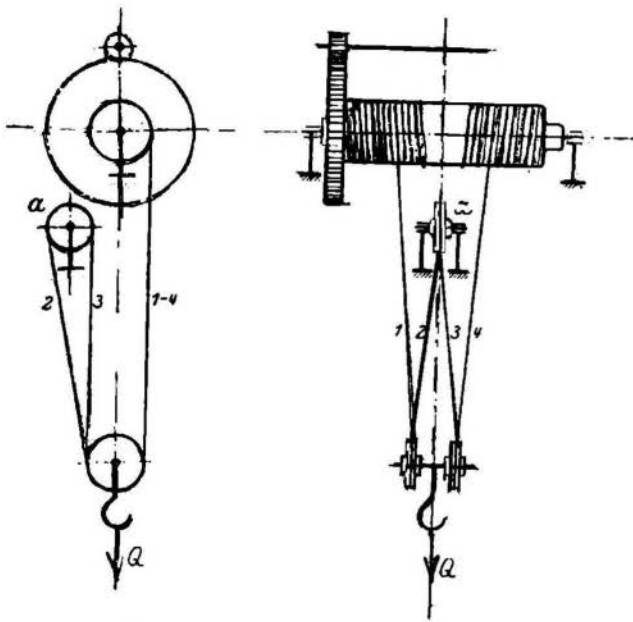
Для сдвоенного полиспаста, поднимающего до 25 т груза (фиг. 154):

$$P = \frac{Q}{4\gamma}; s = 4H; v_p = 2v_Q,$$

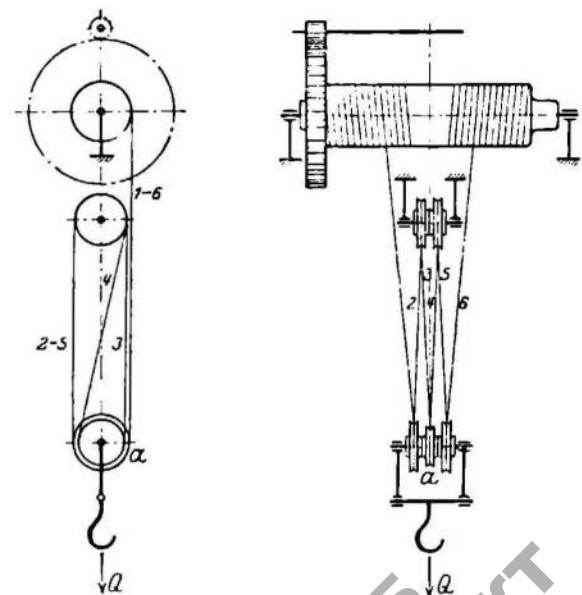
для проволочного каната $\gamma = 0,90$.



Фиг. 153. Подвеска с одним подвижным блоком.

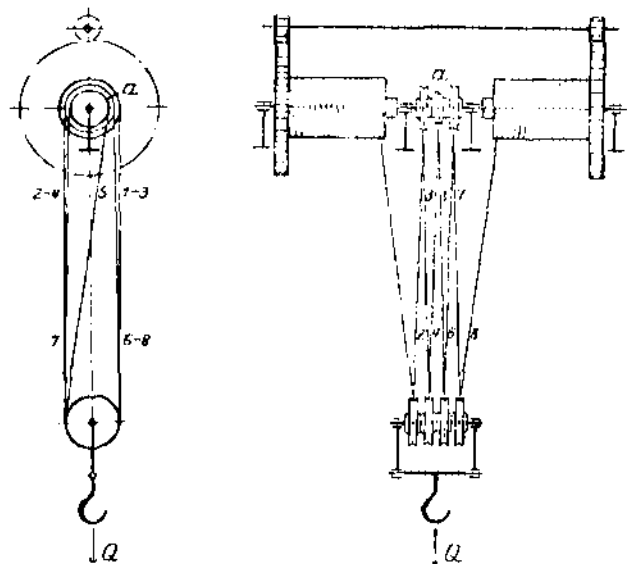


Фиг. 154. Сдвоенный полиспаст на 25 т.

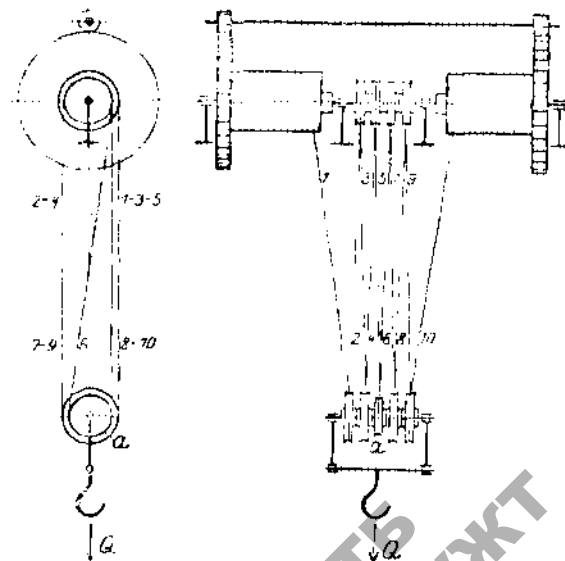


Фиг. 155. Сдвоенный полиспаст на 40 т.

НГБ
ДНУЖТ



Фиг. 156. Сдвоенный полиспаст на 75 т с разделенным барабаном.



Фиг. 157. Сдвоенный полиспаст свыше 75 т с разделенным барабаном.

ДРУЖТ

Для полиспаста на 40 т (фиг. 155):

$$P = \frac{Q}{6\eta}; s = 6H; v_p = 3v_Q; \eta = 0,87.$$

Для полиспаста на 75 т (фиг. 156):

$$P = \frac{Q}{8\eta}; s = 8H; v_p = 4v_Q; \eta = 0,84.$$



Фиг. 158. Обоймица с подвижной щекой.



Фиг. 159. Верхняя обоймица с двумя блоками.



Фиг. 160. Верхняя обоймица с тремя блоками.

Сдвоенный полиспаст (фиг. 157), применяемый для подъема груза свыше 75 т:

$$P = \frac{Q}{10\eta}; s = 10H; v_p = 5v_Q; \eta = 0,81$$

На фиг. 158, 159 и 160 показаны обоймицы для одного, двух и трех блоков.

Блоки посажены на оси и могут вращаться с различными окружными скоростями. Оси укрепляются в серьгах, которые расположены с наружных сторон обоймицы (фиг. 160).

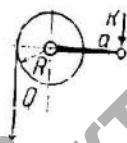
Г Л А В А 5

§ 1. Передачи в грузоподъемных машинах

Для подъема тяжелых грузов в грузоподъемных машинах устанавливают передаточный механизм, который состоит из цилиндрических зубчатых колес (фиг. 162 и 163), червячных зубчатых колес (фиг. 164) и из фрикционной и трансмиссионной передачи.

Подъем легких грузов можно производить простым воротом без передач, как показано на фиг. 161, где рукоятка и барабан укреплены на одном валу.

Для того, чтобы меньшим усилием K поднять большой груз Q , в подъемных механизмах ставят передаточные колеса различных радиусов.



Фиг. 161. Ворот без передач.

От передачи зависит соотношение между усилием K и грузом Q :

$$K = \frac{QR}{a\eta_{\text{бор}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{рук}}} \cdot \frac{r_1}{R_1}$$

(для ворота с одной передачей);

$$K = \frac{QR}{a\eta_{\text{бор}} \eta_{\text{пер}}^2 \eta_{\text{рук}}} \cdot \frac{r_1 r_2}{R_1 R_2}$$

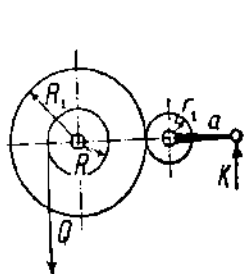
(для двойной передачи);

$$K = \frac{QR}{a\eta_{\text{бор}} \eta_{\text{пер}}^3 \eta_{\text{рук}}} \cdot \frac{r_1 r_2 r_3}{R_1 R_2 R_3}$$

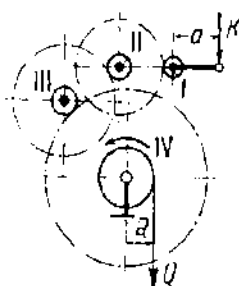
(для тройной передачи);

$$K = \frac{QR}{a\eta} \cdot \frac{A}{z}$$

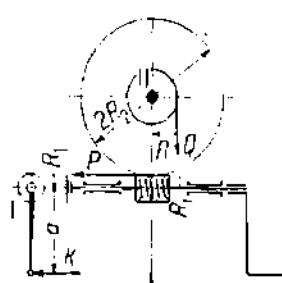
(для червячной передачи),



Фиг. 162. Ворот с одной передачей.



Фиг. 163. Ворот с тремя передачами.



Фиг. 164. Ворот с одной передачей движения.

где A число ходов червяка, а z число зубцов червячной шестерни.

Но

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{A}{z} = \frac{1}{i}$$

есть общее передаточное число, а $\eta_{\text{бор}} \eta_{\text{пер}}^n \eta_{\text{рук}} = \eta$ — общий коэффициент полезного действия, следовательно:

$$K = \frac{QR}{a\eta i}$$

и

$$i = \frac{QR}{Ka\eta} = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{раб}} \eta}$$

Наибольшее передаточное число для цилиндрической пары колес принимают:

при ручном подъеме $i_{\text{max}} = 8 \div 10$;

при машинном подъеме $i_{\text{max}} = 6 \div 8$.

При передаче цилиндрическими колесами следует размещать

передаточное число так, чтобы большее было у барабана, а меньшее у рукоятки. При таком размещении удлиняется срок работы зубчатых колес, и при машинной передаче уменьшается сопротивление сил инерции.

При комбинированной передаче с червяком и цилиндрическими колесами червячную передачу, с большим передаточным числом, лучше ставить так, чтобы вал червяка соединялся посредством упругой муфты с валом мотора, так как при больших скоростях скольжения коэффициент полезного действия червячной передачи повышается.

Наименьшее число зубцов принимают:

для цилиндрических зубчатых колес $z_{\min} = 10$;

для червячных $z_{\min} = 24-26$.

Таблица 25

Коэффициенты полезного действия передач

Потери	Конструкция валов	Коэффициент полезного действия η
Трение зубцов и трение в шипах	Вал зубчатой передачи с обработанными зубцами	0,94 — 0,97
	Вал зубчатой передачи с не-обработанными зубцами	0,90 — 0,95
Сопротивление на поверхности барабана и трение в шипах	Вал барабана для проволочного каната	0,95
Сопротивление от перегрузки цепи и трение в шипах	Вал барабана для цепи	0,97
	Вал цепного блока	0,95

Таблица 26

Коэффициент полезного действия лебедок

Передачи лебедок	простая	двойная	тройная
С пеньковым канатным барабаном	0,8—0,85	0,75—0,8	0,65—0,75
С проволочным канатным барабаном	0,88	0,8	0,73
Со звездочками и зубчатыми блоками	0,85	0,78	0,71

§ 2. Скорости движения грузов

Скорость движения груза v при ручной передаче зависит от отношения радиусов передаточных колес R_1 и r_1 (фиг. 162), т. е. от передаточного числа i , от радиуса барабана R , от скорости рукоятки m и от плеча рукоятки a .

Тогда скорость движения груза будет:

$$v = m \frac{R}{a} \cdot \frac{r_1}{R_1} = \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}$$

НТБ
ДНУЖТ

а в зависимости от усилия K и груза Q :

$$v = \frac{K \cdot m}{Q} \cdot \eta,$$

где η — коэффициент полезного действия механизма.

Скорость движения груза при машинной передаче зависит от величины груза, высоты подъема и от условий работы крана. Например в отличие от нормальных кранов металлургические краны отличаются высокими скоростями, достигающими при подъеме до 30—35 м/мин, при перемещении тележки до 80—120 м/мин и при перемещении моста до 120—140 м/мин, но при больших скоростях требуются моторы большой мощности.

Таблица 27

Скорости движения при машинной передаче по данным Союзтранстехпрома

Грузо- подъемность м	Скорость в м/мин		
	Подъем	Передвиже- ние тележки	Передвиже- ние крана
3	5,5÷15,2	25,7÷38,3	68÷123
5	5,3÷12,9	25,7÷38,3	62÷121
7,5	5,4÷11,7	24,3÷36,4	60÷112
10	5,1÷10,9	23,5÷35,2	58÷112
15	3,4÷ 6,5	23,5÷35,2	58÷102
20	3,4÷ 6,4	21,6÷32,4	55÷ 96

§ 3. Определение мощности мотора для передвижения крана

Краны по роду своей работы являются в большинстве случаев механизмами, работающими с частыми перерывами, поэтому при определении мощности моторов крана необходимо учитывать силы инерции, которые возникают при каждом пуске и останове движения.

Наибольшая мощность мотора будет на его якоре в момент пуска и определяется в зависимости от следующих величин:

1. От момента сопротивления при передвижении. Необходимый момент сопротивления для одного ходового колеса, ранее нами найденный, будет:

$$M_{\text{сопр}} = (Q + G_0) (\mu r + f) \times \text{кг} \cdot \text{см}.$$

Здесь учитывается трение качения, трение в шпях и трение реборд колес о рельсы.

Момент сопротивления передвижению крана будет:

$$M_1 = \frac{c(Q + G_0) (\mu r + f) \times 1,2}{100} \quad \text{кг} \cdot \text{м},$$

где

1,2 — коэффициент, учитывающий силы инерции;
 c — число ходовых колес.

2. От момента, ускоряющего якорь мотора. Вращающий момент, необходимый для того, чтобы вывести якорь из состояния покоя и сообщить ему нормальное число оборотов n в промежуток времени t_1 (2–8 сек.), будет:

$$M_2 = J \frac{\omega}{t_1} = J \frac{\pi n}{30 t_1} \text{ кг} \cdot \text{м};$$

где J — момент инерции цилиндра:

$$J = \frac{mr^2}{2} = mR^2,$$

а диаметр инерции — $D = 2R$;

тогда

$$J = \frac{GD^2}{4g}; \quad M_2 = J \frac{\pi n}{30 t_1} = \frac{GD^2}{4g} \frac{\pi n}{30 t_1} = \frac{GD^2 n}{400 t_1} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Выражение GD^2 называется маховым моментом и дается в таблицах моторов.

3. От момента, ускоряющего все прямолинейно перемещающиеся грузы. Момент, отнесенный к оси ходового колеса, будет:

$$M_3 = \frac{mv}{t} R \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где

масса $m = \frac{G}{g} = \frac{\text{полезная нагрузка} + \text{собственный вес}}{g}$,

R — радиус ходового колеса,

v — скорость передвижения в м/сек.

4. От момента, ускоряющего все вращающиеся части:

$$M_4 = I \frac{\pi n}{30 t} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где I — момент инерции вращающихся масс, отнесенный к оси мотора.

Для нахождения суммарного момента сопротивления, надо полученные моменты отнести к тому валу, где определяют суммарный момент.

Тогда наибольший момент сопротивления, отнесенный к оси ходового колеса при пуске:

$$M_{\text{хол. кол}} = (M_2 + M_4) \eta i + M_1 + M_3 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где i — передаточное число между валом мотора и осью колеса, а наибольший момент якоря мотора:

$$M_{\text{як.}} = M_2 + M_4 + (M_1 + M_3) \frac{1}{\eta i} \text{ кг} \cdot \text{м}$$

и мощность мотора:

$$N = \frac{M_{\text{як.}} n}{716,2} \text{ л} \cdot \text{с}.$$

Момент сопротивления M_2 и M_4 по отношению к моментам M_1 и M_3 составляет около $10^3/0$.

§ 4. Определение мощности мотора для подъема груза

Момент ускорения якоря:

$$M_1 = \frac{GD^2}{400} \frac{n}{t} \text{ кг. м,}$$

а сила ускорения, отнесенная к грузовому крюку:

$$P_{1\text{кр.}} = \frac{M_{\text{ак}}}{r} i\tau, \text{ кг,}$$

где r — радиус барабана в м.

Момент ускорения всех вращающихся частей, отнесенный к оси мотора:

$$M_2 = I \frac{\pi n}{30 t} \text{ кг. м,}$$

а сила ускорения, отнесенная к грузовому крюку:

$$P_{2\text{кр.}} = \frac{M_2}{r} i\tau, \text{ кг,}$$

сила ускорения от инерции груза:

$$P_3 = \frac{Q}{g} p_1 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v}{t} \text{ кг,}$$

где

Q — полезный груз, а

$p_1 = \frac{v}{t}$ — ускорение подъема.

Тогда наибольшая сила, отнесенная к крюку:

$$K = P_{1\text{кр.}} + P_{2\text{кр.}} + P_3 + Q \text{ кг.}$$

Наибольшая мощность в конце периода пуска:

$$N_{\text{max}} = \frac{Kv}{75} \text{ л. с.};$$

и при установившемся движении мощность мотора, отнесенная к крюку:

$$N_{\text{вр}} = \frac{Qv}{75} \text{ л. с.}$$

Наибольший вращающий момент, отнесенный к якорю, в период пуска:

$$M_{\text{max як.}} = M_1 + M_2 + \frac{(P_3 + Q)r}{i\tau} \text{ кг. м,}$$

и наибольшая мощность якоря мотора:

$$N_{\text{max як.}} = \frac{M_{\text{max як.}} \cdot n}{716,2} \text{ л. с.}$$

Продолжительность разгона t равна приблизительно 0,5 сек. ввиду малых скоростей при подъеме груза в кранах.

При пуске мотора скорость изменяется от 0 до v , и груз проходит путь пуска $s_1 = \frac{vt}{2}$; если при торможении путь остановки $s_2 = s_1$, т. е. время торможения и время разгона одинаковы, то и усилие, воспринимаемое тормозом при торможении, будет равно усилию при разгоне.

§ 5. Электрический привод

Электрический привод является самым удобным и экономичным из всех видов существующих приводов. Преимущества электропривода: простота как обслуживания, так и подачи энергии, также готовность к работе в любое время.

При выборе тока следует исходить из системы тока, принятой на заводе.

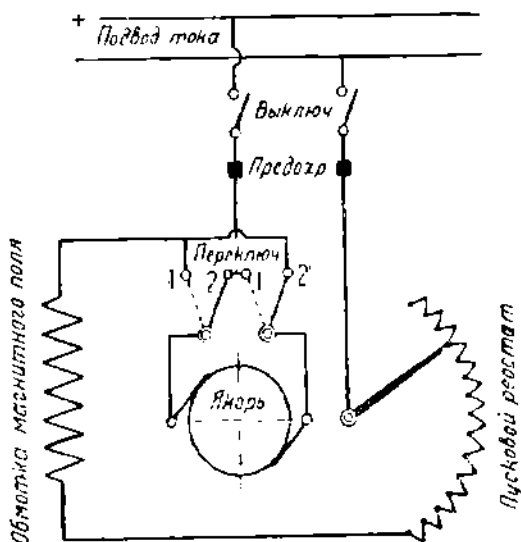
Ток может быть постоянным или переменным, с напряжением в 110 (120), 220, 380 и 550 V.

§ 6. Электромоторы

Режим работы электромоторов, применяемых для подъемных кранов, характеризуется повторно-кратковременным действием с числом оборотов, не превосходящим установленного числа оборотов для данного механизма.

а) *Моторы постоянного тока.* Моторы последовательного возбуждения (сериевые моторы) имеют ряд преимуществ: развивают начальный вращающий момент в 2,5—3 раза больше нормального вращающего момента; число оборотов (переменное) зависит от поднимаемого груза, т. е. при большом грузе число оборотов уменьшается, и наоборот; расход энергии не больше действительно необходимого количества; работают при сильных перегрузках без искрения.

Недостатки этих моторов: сильное увеличение числа оборотов, вызываемое внезапным сбрасыванием нагрузки, и наличие коллектора, легко подвергающегося порче.

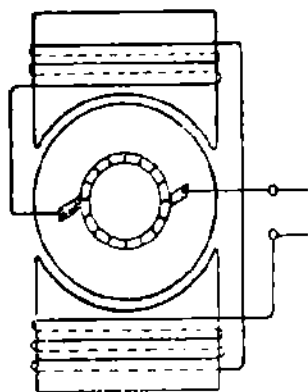


Фиг. 165. Схема пускового и переключающего устройства мотора последовательного возбуждения.

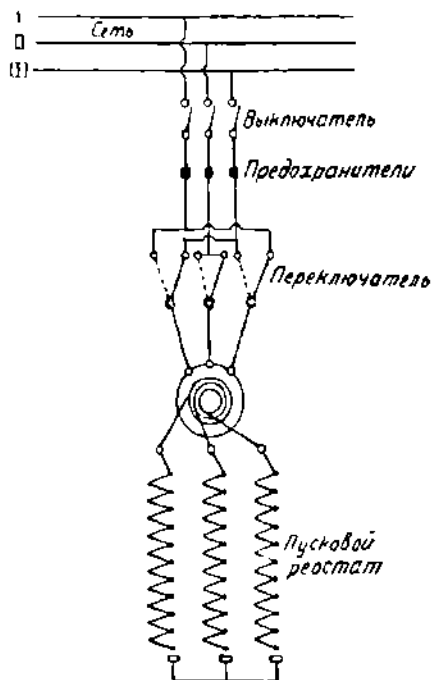
Схема пускового и переключающего устройства мотора показана на фиг. 165, а схема соединения мотора на фиг. 166.

Шунтовые моторы. В шунтовых моторах якорь и магнит вилочаются параллельно. Начальный вращающий момент их меньше, чем в сериес-моторах, и число оборотов почти постоянно при всякой нагрузке.

Шунтовые моторы не следует перегружать, как сериес-моторы,

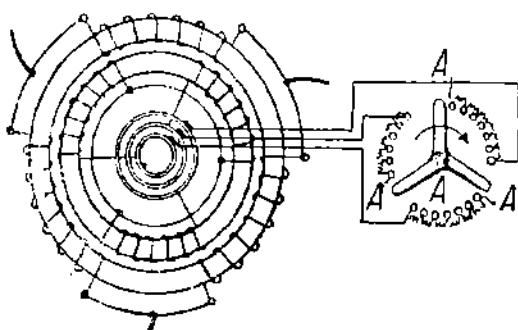


Фиг. 166. Схема соединения мотора последовательного возбуждения.



Фиг. 167. Схема пуска и переключения мотора трехфазного тока.

так как от перегрузки мотор легко сгорает. Эти моторы реже применяются и годятся там, где нагрузка может падать до нуля, т. е. в подъемниках, шпильках и перегрузочных мостах.



Фиг. 168. Обмотка мотора трехфазного тока с контактными кольцами.

в) Моторы переменного тока. Моторы трехфазного тока с коротко замкнутым ротором, мощностью до 10 л. с. (Харьковский электрозавод строит моторы с короткозамкнутым ротором и с пусковым автотрансформатором до 100 л. с.), имеют простую конструкцию и легко обслуживаются, но зато при пуске без особых приспособлений требуют большого расхода тока. Моторы

большой мощности строятся с контактными кольцами (фиг. 168).

Начальный вращающий момент их в 2,5—2,8 раза больше нормального вращающего момента. Число оборотов при любой

нагрузке одинаково и не увеличивается при сбрасывании груза; меняется оно только от числа пар полюсов и числа периодов тока.

Преимущества однофазных моторов: простое управление и большой начальный вращающий момент, который в 2,5—3 раза превышает нормальный вращающий момент, но при этом расход тока почти в три раза увеличивается. Эти моторы находят применение в мостовых и портовых кранах, также и в подъемниках.

§ 7. Мощность мотора

При повторно-кратковременной работе крановых моторов, где в продолжение нескольких минут периоды работы чередуются с периодами остановов, мотор должен быть рассчитан так, чтобы он мог необходимую нагрузку выдерживать вполне определенное время.

Мощность крановых моторов до сих пор оценивалась понятием „временная мощность“ для продолжительности работы в 30, 45, 60 и 90 мин., а в последнее время это заменено понятием „прерывистой мощности“, соответствующей относительной продолжительности в 15, 25 или 40% (об относительной продолжительности рабочего периода см. главу 7 „Мостовые краны“).

Мощность мотора постоянного тока определяется из соотношений:

$$N = \frac{EI\gamma_{\text{мот}}}{736},$$

где I — сила тока в амперах, E — напряжение в вольтах, $\gamma_{\text{мот}}$ — коэффициент полезного действия мотора.

При переменном токе:

$$N = \frac{1,73 EI \cos \varphi \gamma_{\text{мот}}}{736},$$

где E — напряжение в вольтах, I — сила тока в сети, $\cos \varphi$ — коэффициент мощности.

Число оборотов мотора выбирается в зависимости от конструкции механизма и назначения крана. Моторы с большим числом оборотов (до 1500 об/мин) ставят к механизмам для передвижения крановых тележек к кранам, работающим в цехах и при монтаже, и к подвижным кошкам. Кроме того их ставят в механизмах, где имеются тормоза, действующие под давлением груза или обладающие свойством самоторможения, так как это сдерживает возможный разбег мотора.

К механизмам для передвижения и поворота, часто и быстро переключающимся и имеющим точность в останове, ставят моторы с малым числом оборотов — 500—750 об/мин; их ставят также к кошкам, передвигающимся с большой скоростью, имеющим кабинку для машиниста, и в механизмах с высоким коэффициентом полезного действия, где при малой нагрузке мотор получает сразу большие ускорения.

§ 8. Пуск и выключение мотора

а) Постоянный ток. При пуске в ход мотора ток якоря достигает большой силы, вследствие чего обмотка якоря может перегореть. Поэтому для ослабления тока включают пусковые реостаты пока противоэлектродвижущая сила мотора не станет достаточно большой.

Для быстрого разгона мотора при пуске допускают перегрузку в цепи: для серийных моторов до 50%, а в шунтовых моторах, учитывая искрение коллектора, не больше 20%. Включение пускового реостата должно производиться постепенно, пока мотор не достигнет установленного числа оборотов, иначе ток якоря будет иметь слишком большую силу. При остановке мотора пусковые реостаты должны быстро выключаться во избежание перегрева или возможного перегорания их.

Моторы мощностью до 0,2 л. с. могут пускаться в ход без пусковых реостатов.

б) Трехфазный ток. Включение моторов производят через пусковые реостаты, вводимые в цепь тока ротора. Моторы с короткозамкнутым ротором мощностью до 10 л. с. пускаются в ход включением простого рубильника, а с большей мощностью -- включением автотрансформатора (фиг. 167).

в) Однофазный ток. Моторы однофазного тока мощностью до 10—15 л. с. пускаются в ход посредством простого двухполюсного рубильника, включаемого прямо в сеть без добавочных пусковых приспособлений, а в моторах больших мощностей, развивающих в $2\frac{1}{2}$ —3 раза больший начальный вращающий момент, при пуске применяют пусковой трансформатор.

§ 9. Аппараты для управления

Аппараты управления кранами подразделяются Союзтранстехпромом на три группы:

а) контрольного типа, когда на вращающемся барабане насажены электрические связанные между собою контактные сегменты разной длины, осуществляющие необходимые соединения между неподвижными контактными пальцами;

б) контактного типа, когда все необходимые соединения осуществляются посредством отдельных контакторов (выключателей);

в) смешанного типа, когда часть переключений происходит на контрольном барабане, а остальные производятся контакторами.

При выборе краевой аппаратуры следует исходить из режима ее работы, для которого показательным является число включений в час. Различают три таких режима:

а) нормальный режим, когда электродвигатель пускается в ход без толчков и без особенной плавности; таковы условия работы кранов силовых станций, поворотных кругов, небольших подъемных механизмов и транспортных кранов;

б) режим с регулировкой скорости, когда от электродвигателя требуются плавный пуск и тонкая регулировка скорости, а режим работы требует частого применения первых положений реостата

такие условия работы встречаются в кранах чугуно- и сталелитейных, также в монтажных и клепальных кранах;

в) тяжелый режим, когда электродвигатели, соединенные с крупными массами, приводятся в действие с большой быстротой, для чего рукоятка реостата или контроллера приводится быстро к последнему положению; такой же режим работы встречается в металлургических кранах и в вспомогательных механизмах прокатных мастерских.

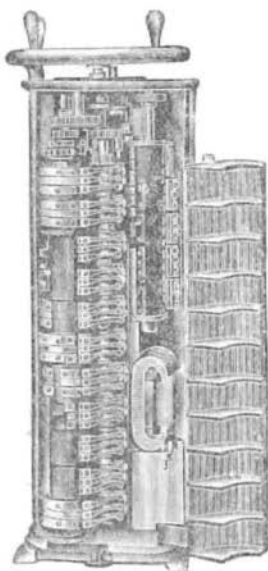
Пусковые реостаты при постоянном токе включаются в цепь тока якоря, а при трехфазном токе — в цепь тока ротора.

Пусковые реостаты должны быть рассчитаны так, чтобы они соответствовали колебаниям между наибольшей и наименьшей величиной тока, т. е. между пусковым током и током выключения, чтобы мотор сильно и без толчков брал с места и чтобы сеть не слишком перегружалась колебаниями напряжения.

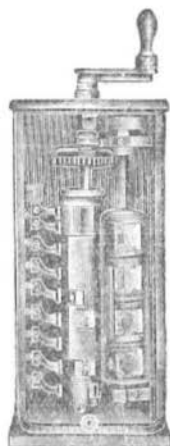
Контроллеры. Для плавного пуска в ход и остановки, а также для регулирования числа оборотов мотора, большое применение получили в грузоподъемных машинах контроллеры, которые обычно устанавливаются для моторов последовательного возбуждения, а также смешанного возбуждения, если шунтовая обмотка включена в сеть (фиг. 169, 170).

Контроллеры предпочтительно приводятся в действие маховичками, отчетливо определяющими положение контроллера. Допустимо также управление канатом, рукояткой и рычагом, которое однако менее рекомендуется, так как при их помощи положение контроллера не так чувствительно определяется, как маховичками.

Продолжительность работы распределительного механизма контроллера, т. е. сегментов распределительного вала, неподвижных контактов и токопроводящих частей, не должна превышать 5 мин., а сопротивление — 3 минут.



Фиг. 169. Контроллер постоянного тока со снятым железным кожухом.



Фиг. 170. Контроллер трехфазного тока со снятым железным кожухом.

Глава 6

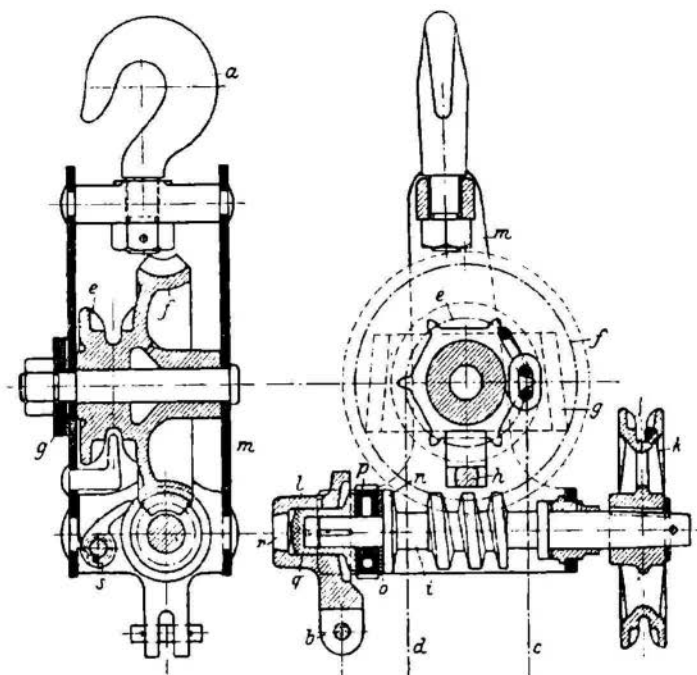
ПРОСТЕЙШИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. Подъемные тали

Подъемные тали бывают винтовые и зубчатые и служат для подъема груза от 0,2 до 20 т. Подъем груза производится усилием рабочего или посредством электрического привода.

На фиг. 172 показана винтовая таль с дисковым тормозом, где от вращения тягового колеса k , сидящего на червячном валу i , вращается червячная шестерня f вместе со звездочкой e . Через звездочку перекинута калиброванная цепь cd . В петле цепи помещен подвижный блок, скрепленный с крюком, к которому и подвешивается поднимаемый груз.

Храповик p удерживается от вращения собачкой s .



Фиг. 172. Таль с винтовой передачей (Пихачек).

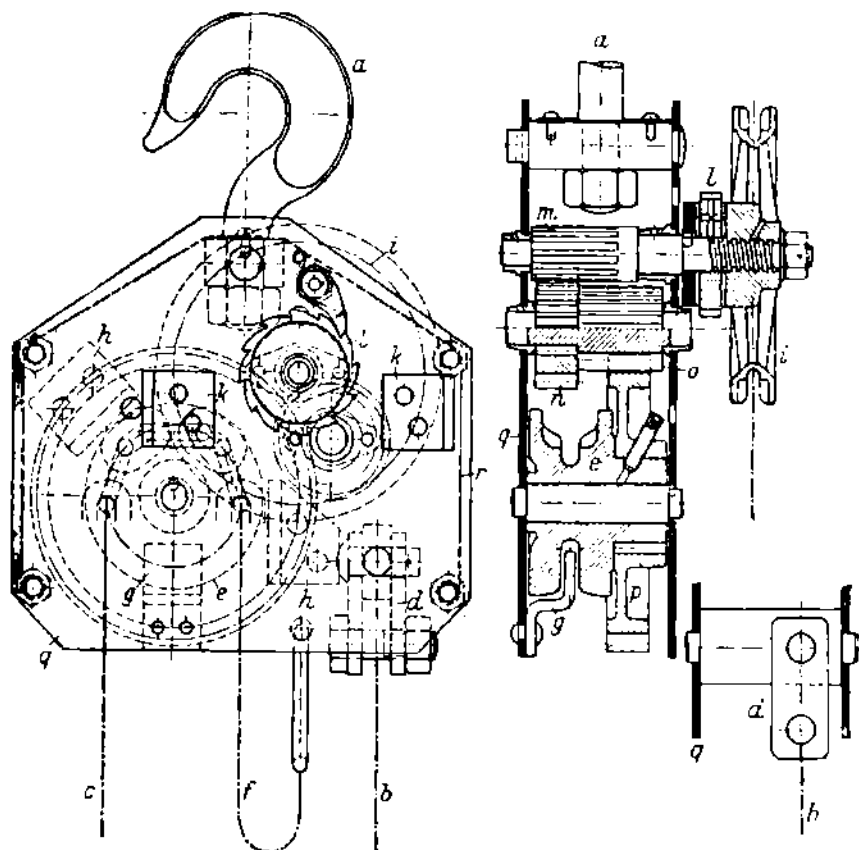
При опускании груза тяговое колесо вращают в обратную сторону.

Подъемные тали с зубчатой передачей, грузоподъемностью на 2000 кг (фиг. 173), состоят из двух пар цилиндрических шестерен с минимальным числом зубцов $z = 9 \div 10$, звездочки для комбинированной цепи, изготовленной из твердого чугуна, с числом зубцов $z = 5 \div 6$, и дискового тормоза. Коэффициент полезного действия таких талей $\eta_1 = 0,75 \div 0,85$, следовательно, больше, чем в винтовых таях.

§ 2. Электрические тали

Они еще мало известны. В последнее время целый ряд немецких и американских фирм изготавливает электрические тали различных конструкций. Преимущество электрических талей в быстром подъеме груза, где скорость подъема бывает от 4 до 30 м/мин, грузоподъемность от 500 до 5000 кг. Нормальная вы-

сота подъема 8 м. Для ограничения подъема крюка устраивают концевые выключатели.



Фиг. 173. Таль с цилиндрической передачей грузоподъемностью 2000 кг (Дефрис): *a* — крюк для подвешивания тали; *b* и *c* — рабочая часть калиброванной цепи; *f* — свободный конец цепи; *e* — звездочка для цепи; *g* — нож; *h* — направляющие для цепи; *i* — тяговое колесо; *k* — направляющие для цепи тягового колеса; *с* — храповик; *m* — *n* — первая пара шестерен; *o* — *p* — вторая пара шестерен; *q* — коробка; *r* — ограждение.

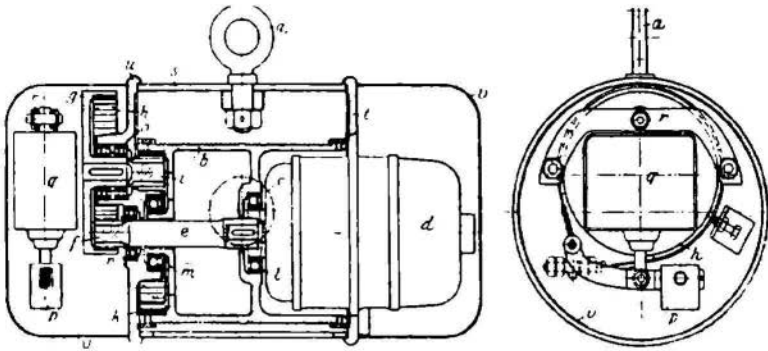
Таблица 28

Электрические тали („Демаг“)

Грузоподъемность в кг	500	1000	2000—3000	5000
Наибольшая высота подъема	8,5	8,5	7,5	8
Скорость подъема в м/мин	9—10	6—8	4	4
Мощность подъемного мотора в л. с.	1,5	2	4	6,3
Вес талей в кг	190	240	420	660
Наибольшая длина в мм	855	920	975	1075
Диаметр отверстия ушка в мм	30	30	45	55
Наибольшая высота в мм	700	750	950	1200
Наибольшая ширина в мм	385	430	500	635

Для получения компактной конструкции употребляют материалы высшего качества.

На фиг. 174 показана электрическая таль, которая имеет две пары цилиндрических шестерен, из них две шестерни с внутренним зацеплением, барабан и электромагнитный ленточный тормоз.

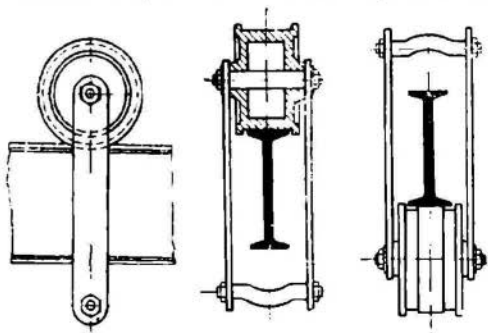


Фиг. 174. Электрическая таль (Вильгельми): *a* — ушко для подвешивания тали; *b* — барабан с левой и правой нарезкой; *d* — мотор; *e* — вал, передающий момент кручения от мотора к шестерне *g* посредством зубцов *f*, нарезанных на конце вала (на одном конце вала *i* укреплена шестерня *g*, а на другом конце вала нарезаны зубцы, которые соединяются с зубцами шестерни *k*, укрепленной в барабане); *l*, *m* — шариковые подшипники для барабана; *n* — шариковый подшипник для вала *e*; *o* — шариковый подшипник для вала-шестерни *i*; *p* — противовес; *q* — электромагнит; *r* — рычаг для крепления электромагнита; *s* — кожух, к которому укрепляется мотор, тормоз, передаточный механизм и ограждение.

§ 3. Подвижные кошки

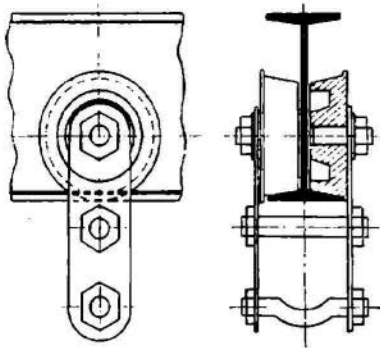
Подвижные кошки применяют для перемещения груза в горизонтальном направлении. Кошки, в зависимости от величины поднимаемого груза, могут иметь один, два или четыре катка. В зависимости от условий работы кошки перемещаются по верхней или по нижней полке двутавровой балки.

Передвижение кошки происходит от руки при помощи цепи, надетой на тяговое колесо (фиг. 179 и 180), или от усилия, передаваемого непосредственно на груз (фиг. 175 и 176). Электрические кошки приводятся в действие от электромотора.



Для свободного вращения катков и для исключения возможности защемления их — оси катков должны быть закреплены в раме кошки, как показано на фиг. 176 и 177.

Фиг. 175. Кошка без механизма для передвижения с одним катком, расположенным на поясе.



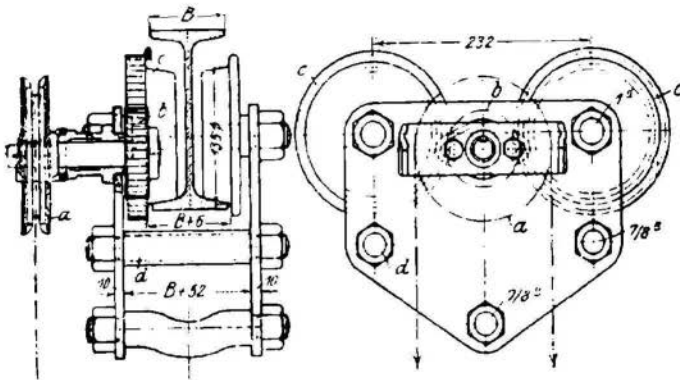
Фиг. 176. Кошка с тремя катками, расположенными на нижнем поясе.

На фиг. 178 показана кошка с электрической талью, служащей для разлива металла. Подъем или опускание ковша производится нажатием пальца на кнопку.

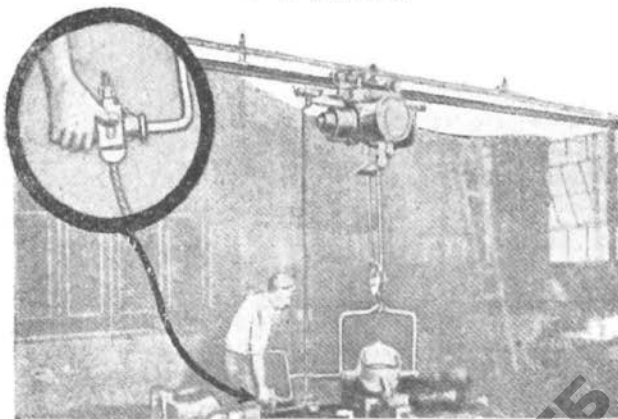
§ 4. Тельферы (электротали на кошках)

В настоящее время кран все чаще и чаще заменяется тельфером. Тельфер успешно вытесняет кран грузоподъемностью до 10 т из цехового обихода и складской практики.

Тельфер имеет большое применение на складах, в литейных, механических и сборочных цехах и в мелком производстве.



Фиг. 177. Кошка с механизмом для передвижения с четырьмя катками, расположенными на нижнем поясе. Грузоподъемность ее 1 000 кг (Пихачек).

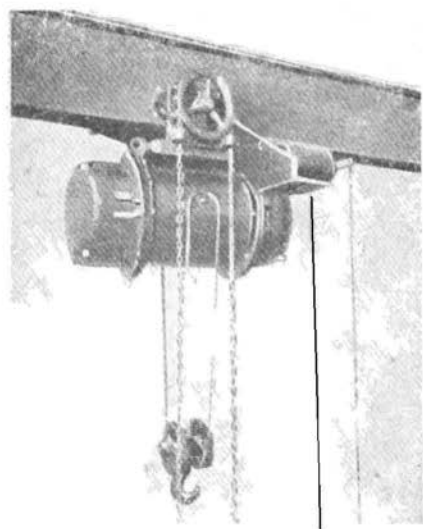


Фиг. 178. Кошка с четырьмя катками в соединении с электрической талью.

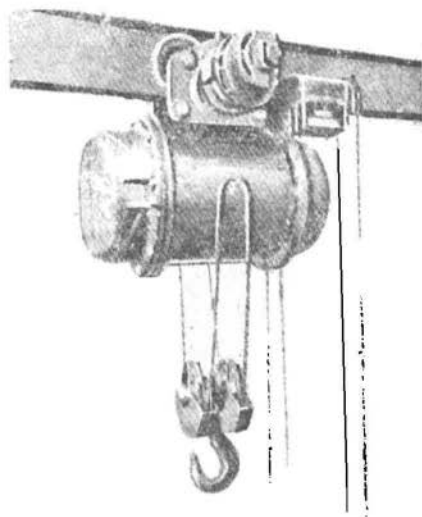
Подъемное устройство тельфера состоит из закрытого мотора, зубчатой или цилиндрической передачи, двухстороннего барабана, на который навивается проволочный канат и электромагнитного тормоза.

Передвижение тельфера происходит от мотора, который при помощи цилиндрических зубчатых колес или червячной передачи передает вращение каткам.

Пуск и регулировка мотора производится посредством контроллера с сопротивлением, укрепленного на подвесной тележке.



Фиг. 179. Электросталь с ручным передвижением.



Фиг. 180. Тельфер.

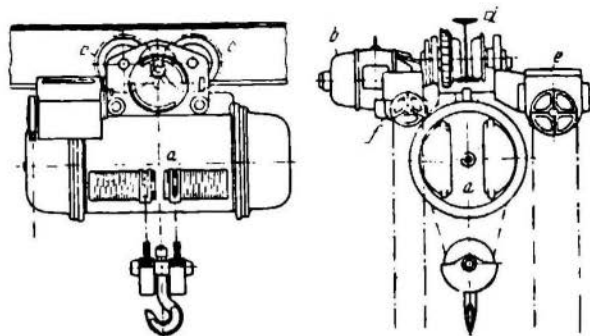
Управление подъемом и спуском груза, а также передвижение подвесной тележки, производится снизу при помощи ручных цепей (фиг. 180).

Преимущество тельфера — большие скорости передвижения. Скорость подъема достигает 30 м/мин, скорость передвижения 120 м/мин, высота подъема до 20 м, грузоподъемность от 0,5 до 5 т.

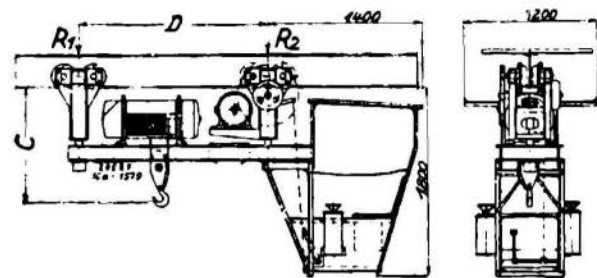
Таблица 29

Тельферы („Демаг“)

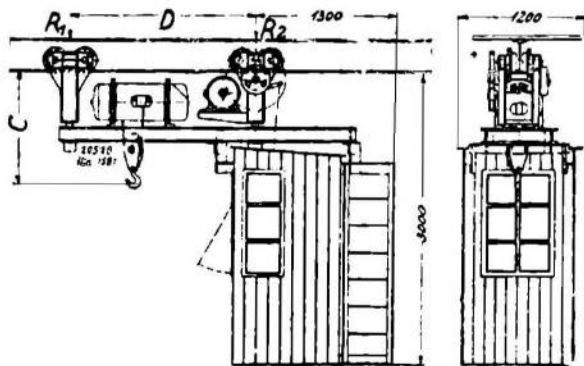
Грузоподъемность Q в кг	500	1000	2000—3000	5000
№ двутавровой балки	18÷28	18÷28	24÷34	34÷42,5
Скорость передвижения кошки в м/мин	35	35	30	30
Мощность для передвижения в л. с.	1	1,3	1,5	
Расстояние между осями катков в мм	203	203	292	349
Вес в кг	300	375	600	910



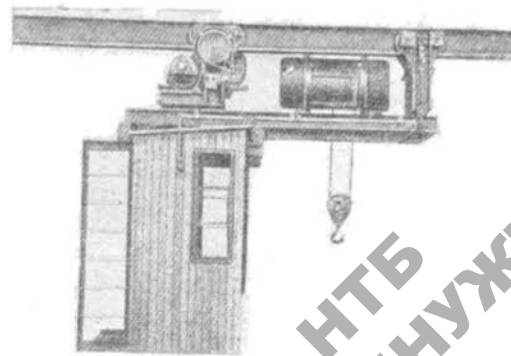
Фиг. 181. Тельфер („Демаг“).



Фиг. 182. Тельфер с открытой коробкой („Демаг“).



Фиг. 183. Тельфер с закрытой коробкой („Демаг“).



Фиг. 184. Тельфер с закрытой коробкой („Демаг“).

На фиг. 185 показана электроталь (тельфер) с открытой кабиной, служащая для перемещения руды или угля. Для поднятия этих грузов применяют специальное захватывающее приспособление.

Тельфер, изображенный на фиг. 186, обслуживает литейную (перемещение ковша, опок и других грузов).

Таблица 30

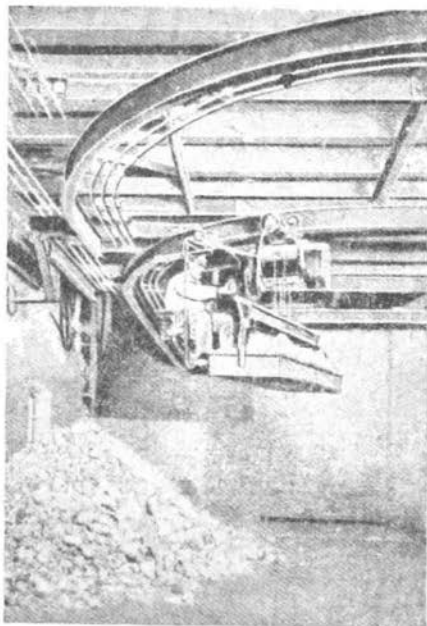
Тельферы с открытыми и закрытыми кабинками („Демаг“)

Модель	7	37	15	315	515	525	30	50
Грузоподъемность в кг	750	750	1500	1500	1500	2500	3000	5000
Высота подъема в м.м.	9,5	19	9	13	20	16	8,5	11
Скорость подъема в м/мин .	9,5	26,5	8	13,5	19,5	11,5	7	6
Потребная мощность в kW	1,6	4,4	2,6	4,4	6,2	6,2	4,4	6,2
Скорость передвижения кошки в м/мин .	110	110	80	80	70	70	70	80
Потребная мощность в kW	1,5	1,5	1,5	1,5	2,6	2,6	2,6	4
С открытой кабиной								
Подъем крюка до балки в м.м.	700	850	850	900	1000	1070	1000	1250
Расстояние между катками в м.м.	1450	1700	1550	1700	1850	1850	1700	1850
№ двутавровой балки в м.м.	22÷28	22÷28	22÷28	22÷28	22÷28	28÷32	28÷32	32÷40
Вес в кг	850	1150	1000	1200	1450	1500	1300	1650
Давление на каток R_1 в кг	700	850	1050	1200	1350	1900	1950	3200
Давление на каток R_2 в кг	1000	1150	1550	1600	1700	2200	2450	3550
С закрытой кабинкой								
Подъем крюка до балки в м.м.	770	850	850	900	1000	1070	1000	1250
Расстояние между осями катков в м.м.	1450	1700	1550	1700	1850	1850	1700	1850
№ двутавровой балки в м.м.	22÷28	22÷28	22÷28	22÷28	28÷32	28÷32	28÷32	32÷40
Вес в кг	1100	1400	1250	1450	1700	1750	1550	1900
Давление на каток R_1 в кг	750	900	1100	1150	1350	2000	2100	3500
Давление на каток R_2 в кг	1200	1350	1750	1900	1950	2350	2550	3500

На фиг. 187 показан тельфер, перемещающий штучный груз. Тельфер находится на поворотном кругу в момент перехода с одного пути на другой.

Из рассмотренного видно, что при пользовании тельфером можно не иметь в цеху подкрановых опор, поскольку вся система подвешивается к потолку.

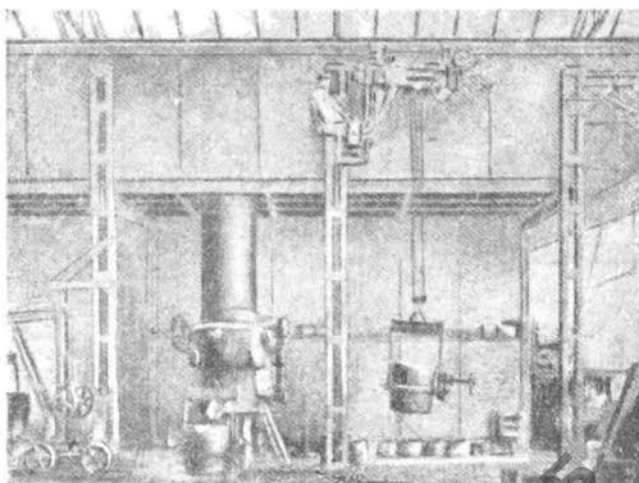
Тельфером обеспечивается весьма удобное транспортное обслу-



Фиг. 185. Тельфер с открытой кабиной
(„Демаг“)



Фиг. 185 а.

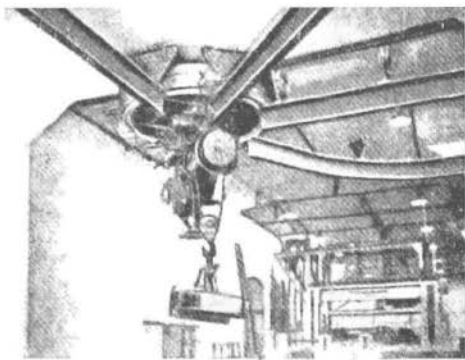


Фиг. 186. Тельфер с открытой кабиной.

НТБ
ДНУЖТ

живание цеха, особенно при взаимной связи нескольких пролетов.

Поворотный круг, показанный на фиг. 188, служит для перевода тельфера с одного пути на другой. Круг установлен на четырех катках и получает вращение от червяка, сидящего на одном валу с тяговым колесом, приводимым в движение рабочим при помощи цепи.



Фиг. 187. Тельфер с открытой кабинкой („Демаг“).

Таблица 31

Поворотные круги для тельферов („Демаг“)

Модель	7	37	15	315	515	525	30	50
Грузоподъемность	750	750	1500	1500	1500	2500	3000	5000
Высота над балкой <i>C</i> в м.	350	400	350	400	450	450	400	450
Зазор <i>B</i> в м.	3	5	3	5	5	5	5	5
Диаметр круга <i>A</i> в м.	1800	2000	1000	2000	2250	2250	2000	2250

§ 5. Лебедки

Лебедки служат для поднимания, опускания или передвижения грузов.

Лебедки подразделяются по роду действующих сил на ручные, электрические, паровые и гидравлические, по конструкции передачи — на цилиндрические, червячные, фрикционные и трансмиссионные и по роду закрепления — на постоянные, или закрепляемые на фундаменте, переносные, стенные (укрепляемые на стене) и передвижные, установленные на подвижной тележке.

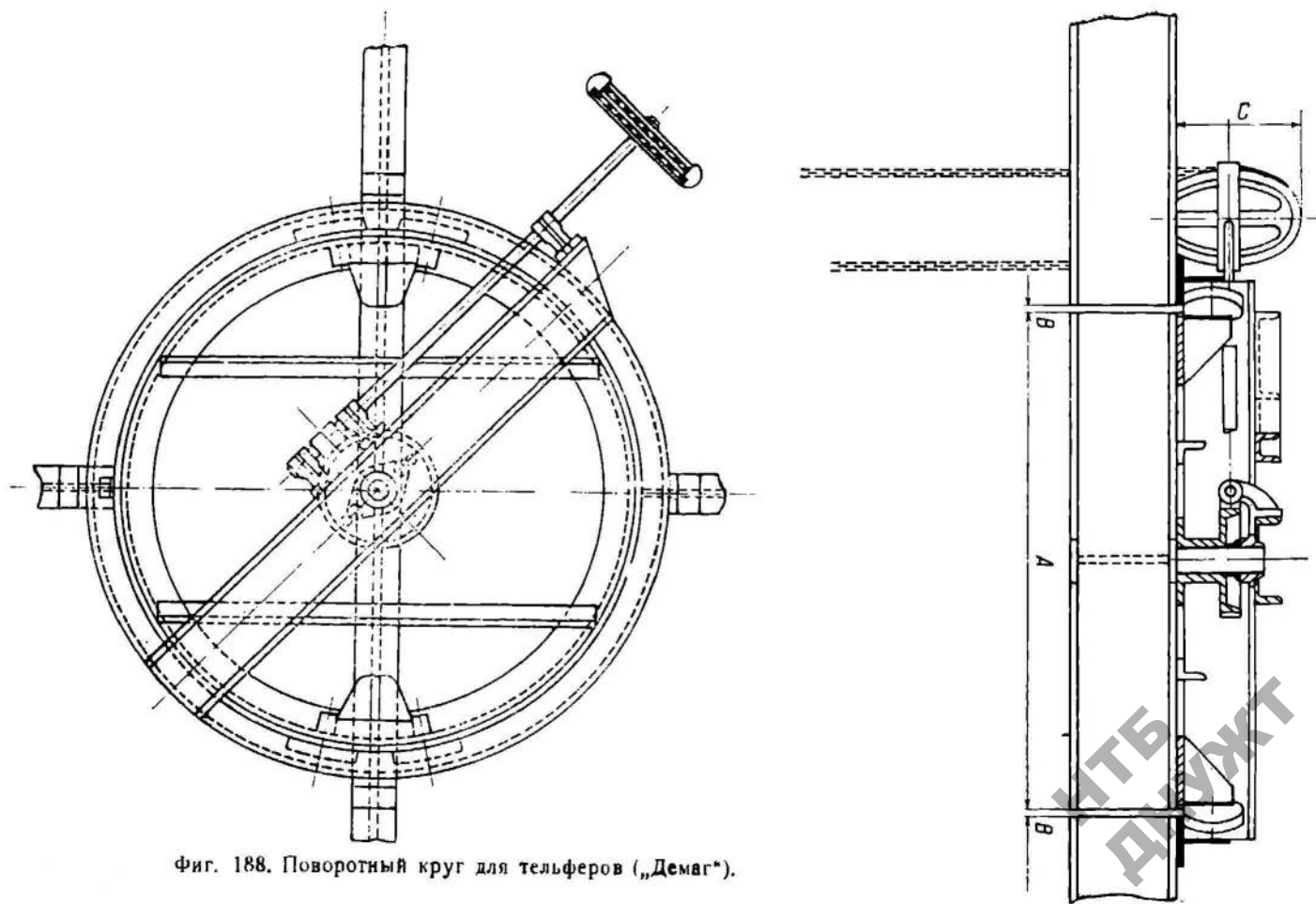
Лебедка состоит из станины, тормоза, барабана или звездочки, проволоочного каната или цепи и одной или нескольких зубчатых или червячных передач.

Рама (станина) лебедок изготавливается из чугуна и стального литья, а также склепывается или сваривается из железных листов и фасонного железа.

При клепаной или сварной станине нужно обращать внимание на деформацию станины, так как она может служить причиной защемления валов.

Основные размеры станины зависят от размеров других деталей лебедки; для ручных лебедок расстояние от пола до вала рукоятки составляет от 900 до 1100 м.м.

Количество передаточных зубчатых или червячных пар находят



Фиг. 188. Поворотный круг для тельферов („Демаг“).

из общего передаточного числа лебедки, которое получается из следующего отношения:

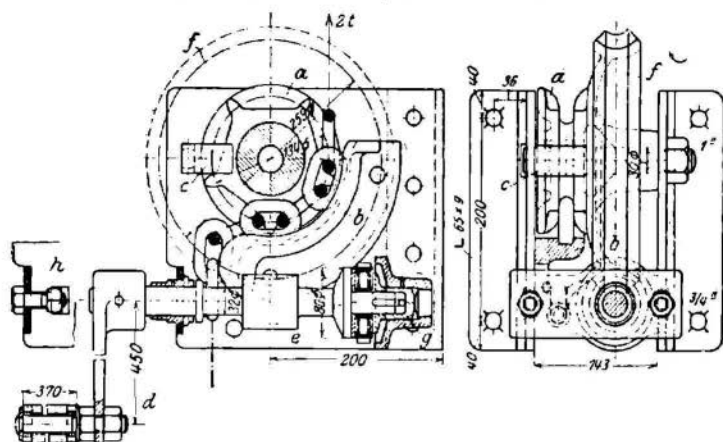
$$i = \frac{M_{дв} \eta}{M_{гр}}$$

где

$M_{дв}$ — момент двигателя;

$M_{гр}$ — грузовой момент на барабане;

η — коэффициент полезного действия лебедки для предварительных подсчетов можно принять из табл. 26, а коэффициент полезного действия для каждой отдельной передачи из табл. 25.



Фиг. 189. Ручная стенная лебедка с червячной передачей грузоподъемностью 2000 кг (Пихачек); a — звездочка; f — червячная шестерня; g — упорный стакан; c — нож.

а) Ручные стенные лебедки. Они имеют большое применение на складах, в кладовых, магазинах и при строительных работах. Для легких грузов стенные лебедки делаются без передач, при подъеме больших грузов бывают червячные (фиг. 189) или зубчатые цилиндрические передачи (фиг. 190).

При червячной передаче тормозом служит самотормозящий червяк или устанавливается тормоз, действующий от давления груза; при цилиндрической передаче (фиг. 191) — устанавливается тормоз с храповиком.

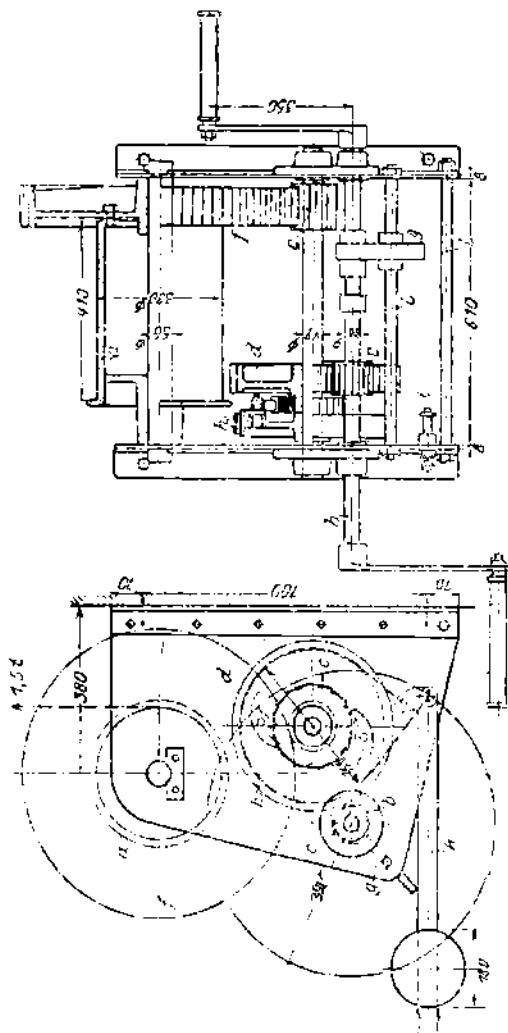
Таблица 32

Стенные лебедки с червячной передачей (зав. Вейермана)

Грузоподъемность Q в кг	150	250	500	750	1000	1500
Наибольшая длина в мм	340	360	382	427	455	485
Расстояние от стены до центра барабана в мм	145	153	167	189	217	272
Радиус рукоятки в мм	200	250	300	350	400	400
Диаметр барабана в мм	120	140	160	180	200	259
Длина барабана в мм	154	170	185	196	209	234
Диаметр проволоочного каната в мм	6,0	7,5	8,5	11,0	12,0	14,5
Вес в кг	24	30	36	52	75	135

б) *Ручные лебедки.* Ручные лебедки с одной парой зубчатых колес изготавливаются при грузоподъемности до 1000 кг, с двойной передачей при грузоподъемности до 3500 кг и с тройной передачей — до 10000 кг.

Подъемную силу лебедок можно в значительной мере увеличить, применяя блоки или полиспасты.



Фиг. 190. Стенная лебедка с зубчатой цилиндрической передачей и с переменным передаточным числом (Пихачек): *a* — барабан; *b* — ведущий вал; *c* — *d* и *e* — первая и вторая зубчатые цилиндрические пары шестерен; *h* — тормозной диск; *h* — рычаг простого ленточного тормоза с храповиком; *i* — ось тормозного рычага; *i* — распорные укрепляющие шпильки.

Ручная лебедка, грузоподъемностью в 1000 кг (Пихачек), показана на фиг. 192. Вращающий момент передается от рукояток на барабан *d* посредством одной пары зубчатых цилиндрических колес *b*, *c*, имеющих передаточное число $i = 7,5$. Один конец барабана скреплен болтами с шестерней *c*, а на другом конце его, на шпонке, сидит храповик *e*, зубцы храповика упираются в собачки, оси которых укреплены на тормозном диске *f*.

Простой ленточный тормоз устроен так, что скорость опускания груза должна регулироваться рабочим. Для большей жесткости рама укреплена распорными шпильками k .

Определение усилия на рукоятку.

Момент кручения на барабане:

$$M = \frac{QD}{2} = \frac{1000 \cdot 20}{2} = 10\,000 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где $D = 200 \text{ мм}$ — диаметр барабана.

Момент кручения на валу рукоятки:

$$M_p = \frac{M}{i\eta} = \frac{10\,000}{7,5 \cdot 0,95} = 1400 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

При подъеме груза одним рабочим усилие на рукоятку будет:

$$K = \frac{M_p}{l} = \frac{1400}{40} = 35 \text{ кг},$$

где l плечо рукоятки.

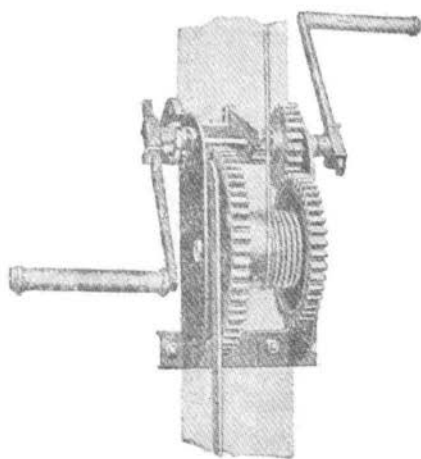
Полученное усилие для одного рабочего велико, — поэтому при подъеме полного груза, т. е. 1000 кг, необходимо, чтобы работали двое рабочих, тогда усилие на каждого рабочего будет вполне допустимое:

$$K = \frac{M_p}{2l} = \frac{1400}{2 \cdot 40} = 17,5 \text{ кг}.$$

Часто в лебедках ставят несколько зубчатых пар, с различными передаточными числами с тем, чтобы в зависимости от величины поднимаемого груза возможно было менять передаточное число, а с ним и усилие рабочего.

в) *Лебедка с трансмиссионной передачей.* На фиг. 193 показана лебедка с трансмиссионной передачей. Передача производится посредством обыкновенного ремня. Ремень при помощи отводки передвигается с рабочего шкива на холостой и обратно. Вал, на котором укреплены шкивы, связан двумя парами зубчатых цилиндрических шестерен с барабаном. Для удержания и опускания груза устроены два тормоза — винтовой и ножной, оба ленточные.

Трансмиссионные лебедки имеют применение на постройках, складах, фабриках, при подъеме мешков, кип, колош в литейной и других грузов. Основные размеры лебедки, скорость и мощность приводятся в табл. 33.



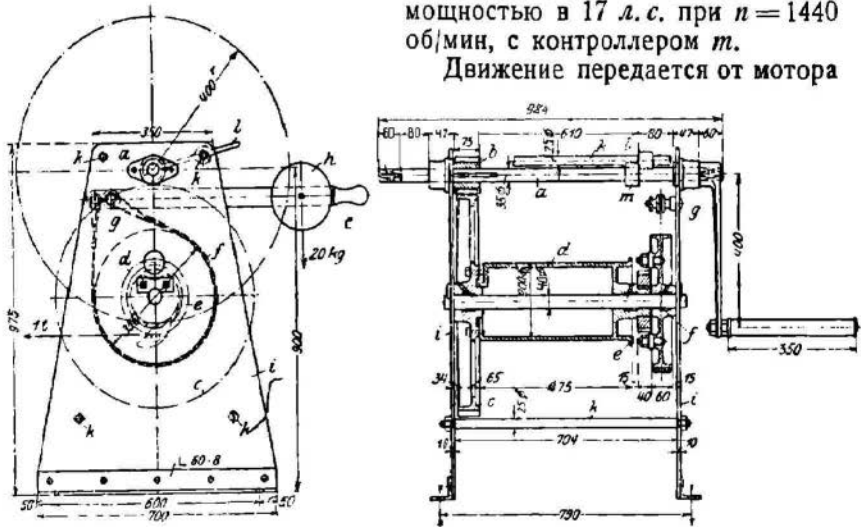
Фиг. 191. Стенная лебедка с цилиндрической зубчатой передачей грузоподъемностью 1500 кг (Пихачек)

Лебедки с трансмиссионной передачей

Грузоподъемность Q в кг	500	1000	2000	3000	5000	7500
Диаметр барабана в мм	200	200	250	300	350	350
Длина барабана в мм	430	510	745	750	750	750
Диаметр проволочного каната в мм	9,5	12,5	15	16,8	20	23
Канат на барабане в м	25	25	35	38	40	33
Диаметр и ширина ременного шкива в мм	480/85	600/100	710/120	800/120	900/120	900/140
Число оборотов ременного шкива в 1 мин.	120	120	180	200	200	200
Скорость подъема груза в м/мин	13	12,5	9,4	8	6	5,2
Расход энергии в л. с.	2	3,8	6	8	10	14
Вес в кг	220	370	650	950	1300	1600

г) *Электрические лебедки.* Для перемещения груза лебедкой, показанной на фиг. 194, установлен мотор b трехфазного тока, мощностью в 17 л. с. при $n = 1440$ об/мин, с контроллером m .

Движение передается от мотора



Фиг. 192. Ручная лебедка грузоподъемностью 1000 кг (Пихачек).

на барабан при помощи двух пар $c-d$ и $f-g$ зубчатых цилиндрических колес, изготовленных из чугуна. На барабан a диаметром в 500 мм наматывается проволочный канат диаметром в 15 мм; скорость $v = 50$ м/мин.

Для удержания и опускания груза установлены два тормоза: простой ленточный тормоз h с деревянными прокладками и храповиком на валу e и ленточный тормоз k с деревянными прокладками на валу барабана.

При включении тормоза k шестеренка f выходит из зацепления; это происходит от вращения рукоятки L , связанной с шестеренкой f и тормозом k .

Определение мощности и основных размеров зубчатых цилиндрических колес в лебедке.

Число оборотов барабана:

$$n_2 = \frac{V}{\pi D} = \frac{50}{\pi \cdot 0,5} = 31,8 \text{ об/мин.},$$

где $v = 50 \text{ м/мин.}$ — скорость и $D = 500 \text{ мм}$ — диаметр барабана.

Передаточное число между мотором и валом барабана:

$$i = \frac{n_{\text{мот}}}{n_2} = \frac{1440}{31,8} = 46,$$

где $n_{\text{мот}} = 1440 \text{ об/мин.}$

Полученное передаточное число разлагаем на два передаточных числа:

$$\begin{aligned} i_1 &= 7,4 \text{ на первой паре зубчатых колес,} \\ i_2 &= 6,35 \text{ на второй паре зубчатых колес;} \end{aligned}$$

таким образом $i = i_1 i_2 = 7,4 \cdot 6,35 \cong 47$
(сотые доли отмечены) тогда число оборотов на среднем валу:

$$n_1 = \frac{n}{i_1} = \frac{1440}{7,4} = 195 \text{ об/мин.};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{195}{6,35} = 30,4 \text{ об/мин.};$$

и окончательная скорость передвижения груза:

$$v = \pi D n_2 = \pi \cdot 0,5 \cdot 30,4 = 48,5 \text{ м/мин.}$$

Полученная разница в 3% допустима.

Число зубцов $z_1 = 14$ и $z_2 = 11$, тогда

$$z_2 = z_1 i_1 = 14 \cdot 7,4 = 104;$$

$$z_4 = z_3 i_2 = 11 \cdot 6,35 = 70.$$

Коэффициент полезного действия принимаем:

для вала барабана $\eta_4 = 0,93$,

для среднего вала $\eta_3 = 0,94$,

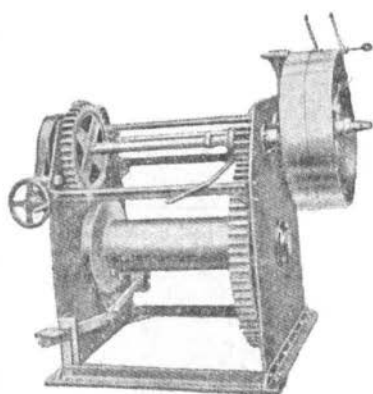
для каждой зубчатой цилиндрической передаточной пары $\eta_2 = \eta_1 = 0,95$,

откуда коэффициент полезного действия лебедки:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0,95 \cdot 0,94 \cdot 0,93 \cong 0,78.$$

Момент кручения на валу барабана:

$$M_{\text{бар}} = \frac{QD}{2 \eta_4} = \frac{1100 \cdot 50}{2 \cdot 0,93} = 29\,600 \text{ кгсм.}$$

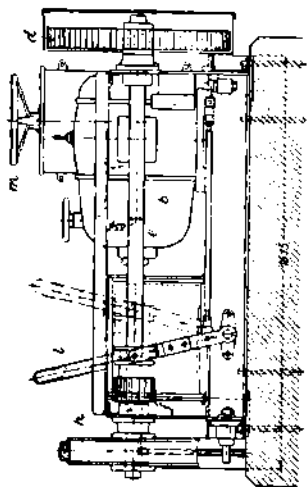


Фиг. 193. Лебедка с трансмиссионной передачей.

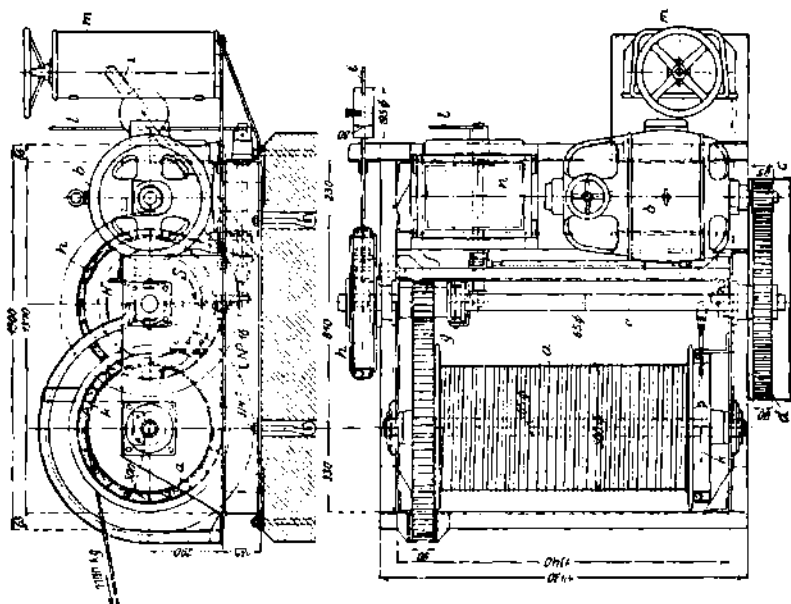
ИТЬ
ДНУЖТ

Момент кручения на среднем валу:

$$M_{ср} = \frac{M_{бар}}{i_2 \eta_3 \eta_2} = \frac{29 \cdot 600}{6,35 \cdot 0,94 \cdot 0,95} = 5240 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$



Фиг. 194. Электрическая лебедка на 1000 кг (Вольф).



Момент кручения на валу мотора:

$$M_{мот} = \frac{M_{ср}}{i_1 \eta_1} = \frac{5240}{7,4 \cdot 0,95} = 750 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

ИТЬ
ДНУЖТ

и мощность мотора:

$$N = \frac{M_{\text{мот}} n}{71620} = \frac{750 \cdot 1440}{71620} \approx 15,5 \text{ л. с.}$$

Мотор поставлен мощностью $N = 17 \text{ л. с.}$

Принимая для чугунных колес:

$$k_b = 320 \text{ кг/см}^2,$$

имеем:

$$c = 0,06 k_b = 19,5;$$

$$\psi = \frac{b}{t} = 2,5.$$

Получим шаг зубца шестерни, скрепленной с барабаном:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_{\text{бар}}}{c \psi z_4}} \quad t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 29600}{19,5 \cdot 2,570}} \approx 38 = 12 \pi \text{ мм.}$$

т. е. модуль $m = 12 \text{ мм}$

и диаметры колес:

$$D_4 = mz_4 = 12 \cdot 70 = 840 \text{ мм.}$$

$$D_3 = mz_3 = 12 \cdot 11 = 132 \text{ мм.}$$

шаг зубца шестерни, сидящей на среднем валу,

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_{\text{ср}}}{c \psi z_2}} \quad t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 5250}{11 \cdot 3 \cdot 104}} \approx 2,1 = 7 \pi \text{ мм.}$$

т. е. модуль $m = 7 \text{ мм}$; $c = 11$ — ввиду большой скорости.

Диаметры колес:

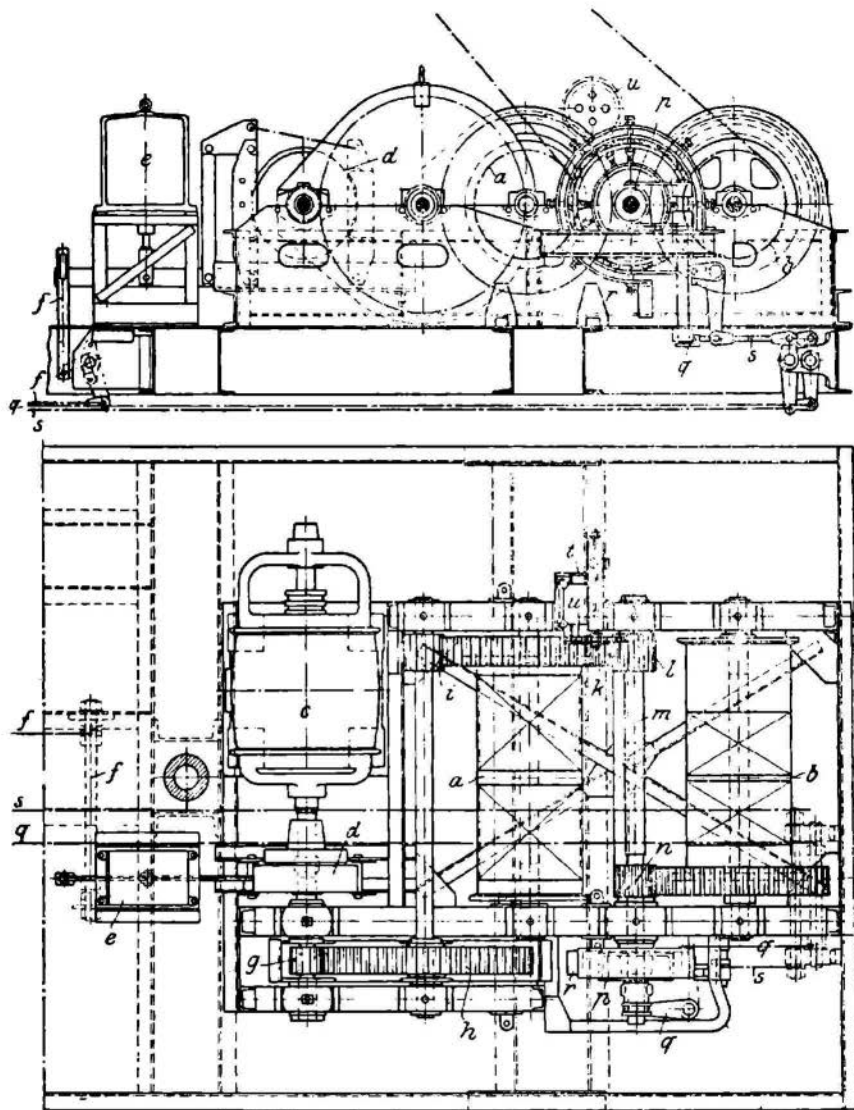
$$D_2 = mz_2 = 7 \cdot 104 = 728 \text{ мм.}$$

$$D_1 = mz_1 = 7 \cdot 14 = 98 \text{ мм.}$$

д) *Грейферные лебедки.* Лебедка грузоподъемностью в 5000 кг. показанная на фиг. 195, устроена для двухканатного грейфера. Один канат навивается на барабан b и служит для открывания и закрывания захватов грейфера; другой — на барабан a и служит для подъема грейфера с грузом. Барабан b связан с валом электромотора через фрикционную, пружинную муфту, которую выключают посредством тяги q при загрузке и выгрузке грейфера.

Вращение лебедки происходит от мотора c , мощностью в 50 л. с. и $n = 725$ об/мин. посредством зубчатых цилиндрических колес $g-h$ и $i-k$.

Для опускания и удержания грейфера установлен электромагнитный, двухколодковый тормоз. Усилие на колодки передается от противогруза, который связан с тормозом через тягу f ; для удержания захватов грейфера в открытом состоянии служит ленточный тормоз r с деревянными прокладками. Тормоз r управляется тягой S .



Фиг. 195. Грейферная лебедка грузоподъемностью 5000 кг („Демаг“).

§ 6. Домкраты

Домкраты служат для подъема груза на небольшую высоту; наибольшее применение они имеют в железнодорожном деле, мостостроении и при монтаже.

Домкраты бывают с зубчатой рейкой, винтовые и гидравлические.

а) Домкрат с зубчатой рейкой. Домкрат с зубчатой рейкой со-

стоит из деревянной или металлической (клепаной) станины, передвижной зубчатой рейки, рукоятки и передаточных шестерен.

Грузоподъемность зубчатых домкратов $Q =$ до 20 т, а высота подъема $H = 350 \div 400$ мм.

В зубчатых домкратах подъем груза происходит вручную, и от выскакивания рукоятки из рук рабочего или выпадения собачки из храповика могут произойти несчастные случаи; домкраты поэтому лучше делать с безопасной рукояткой.

Материалом для колес и зубчатой рейки служат кованое железо и кованая сталь.

Шаг зацепления ведущего колеса и зубчатой рейки определяют из расчета на изгиб:

$$t = 4,1 \sqrt{\frac{Q}{k_b \psi}},$$

где: Q — усилие на зубец, $\psi = \frac{b}{t} = 1 \div 1,3$; b — длина зубца.

Ввиду кратковременной и спокойной нагрузки на домкрат допускаемое напряжение k_b принимают в $1200 \div 1800$ кг/см².

Диаметр начальной окружности шестерни, сцепляющейся с рейкой, определяется из уравнения: $2R = -\frac{zt}{\pi}$, где z — число зубцов.

Наименьшее число зубцов на малой шестерне доводят до $z = 4$, причем в этом случае зубец выполняется с циклоидальным профилем. Передаточное число определяется из соотношения:

$$i = \frac{\text{момент груза}}{\text{момент силы к. п. д.}} = \frac{QR}{Pa\eta},$$

где $P = 30$ кг — сила, приложенная к рукоятке; $a = 250 \div 300$ мм — плечо рукоятки; $\eta = 0,5 \div 0,8$ — коэффициент полезного действия.

От величины передаточного числа i зависит количество передаточных пар, причем зубчатые передачи у домкратов с грузоподъемностью до 6 т — простые, от 6 до 15 т — двойные и от 15 т — тройные.

Размеры зубчатой рейки определяют из расчета на сжатие от силы Q и на изгиб от момента, возникающего при эксцентричной нагрузке.

Таблица 34

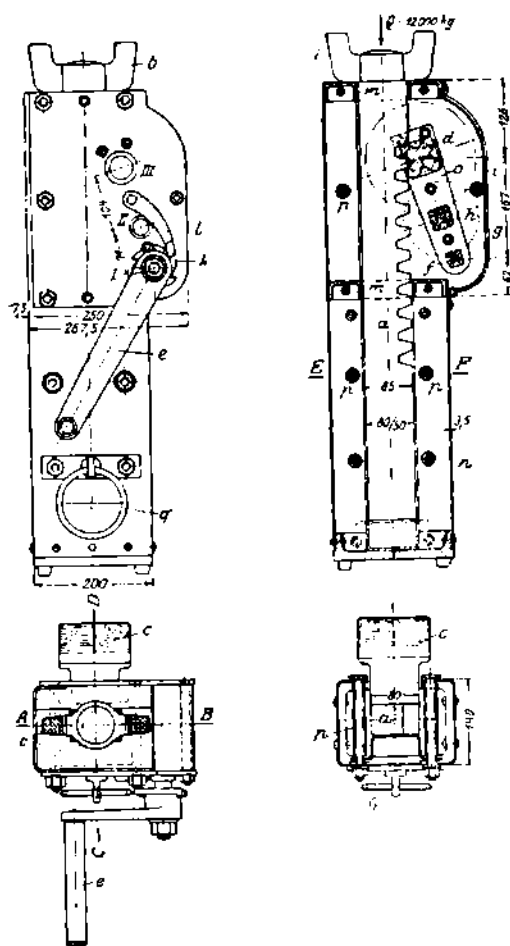
Зубчатые домкраты с деревянной коробкой (зав. Дефрис, Дюссельдорф)

Подъемная сила Q в т	4	5	7,5	10	12,5	17
Длина рейки в мм	52	54	58	62	65	72
Ширина рейки в мм	29	31	33	34	39	45
Высота домкрата в мм	750	780	780	780	780	830
Высота подъема в мм	460	460	460	450	450	440
Вес в кг при простой передаче	28	32	36	40	—	—
Вес в кг при двойной передаче	30	35	40	45	55	70

Выбирая высоту сечения h и пользуясь найденной из расчета зубца шириной сечения рейки b , определим результирующее напряжение:

$$k = \frac{Q}{bh} + \frac{6M_{из}}{bh^2},$$

где: $M_{из} = Q\left(\frac{h}{2} + 0,4t\right)$; $0,4t$ — высота ножки зубца.



фиг. 196. Домкрат с зубчатой рейкой, грузоподъемностью 12 000 кг. Высота подъема 360 мм (Пихачек).

Домкрат с зубчатой рейкой грузоподъемностью в 12 000 кг (Пихачек) (фиг. 196) имеет двойную зубчатую передачу, состоящую из двух пар зубчатых колес и трех валов. Малые колеса сделаны за одно целое с валом. На первый вал насажена рукоятка и храповик, который, упираясь на собачку, удерживает груз на любой высоте; последний вал передачи сцепляется с зубчатой рейкой. Станина домкрата изготовлена из стального листа толщиной в 3,5 мм, изогнутого в виде полого ящика, к которому привинчена крышка и приклепано дно (фиг. 197).

Поднимаемый груз подпирается головкой домкрата, которая подвижно прилепана к рейке; другой конец рейки изогнут в виде лапы.

б) Винтовые домкраты. Винтовые домкраты — простые грузоподъемные машины для подъема груза от 2 до 25 т на высоту 200—350 мм. Станина винтового домкрата (фиг. 198) изготовляется из стали, листового железа или чугуна.

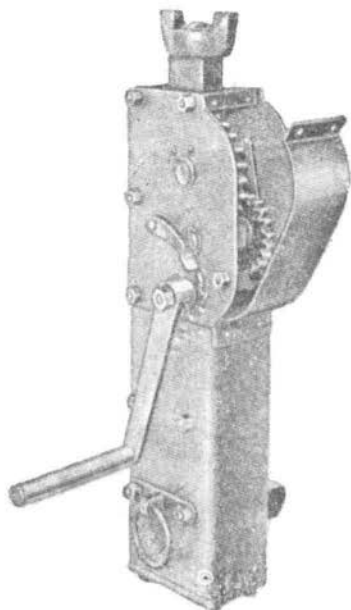
В верхнюю часть станины вставляют бронзовую или чугунную гайку, в которую входит винт. На верхнюю часть стержня винта насажена рифленая опорная головка для груза. Ниже головки в стержне винта просверливается отверстие, в которое вставляется рукоятка для вращения винта.

Чтобы рабочий при подъеме и спуске груза не ходил кругом домкрата, устраивают „трещетку“, как это показано на фиг. 199.

Винтовой домкрат в работе безопаснее зубчатого, так как при удер-

жании и опускании груза он не требует стопорных приспособлений, ввиду применения самотормозящего винта недостаток его — невысокий коэффициент полезного действия и малая скорость подъема груза.

Для передвижения поднятого груза в горизонтальном направлении применяют винтовой домкрат с подвижной станиной, приводимой в движение также винтом.



Фиг. 197. Домкрат с зубчатой рейкой.



Фиг. 198. Винтовой домкрат.

Материалом для винта служит сталь или железо, а для гайки — бронза или чугун.

Винт работает на сжатие от силы Q и на кручение. Величину момента кручения находят после определения размеров винта; поэтому сначала производят расчет винта на сжатие, причем допускаемое напряжение сжатия понижают на 25%, т. е. берут:

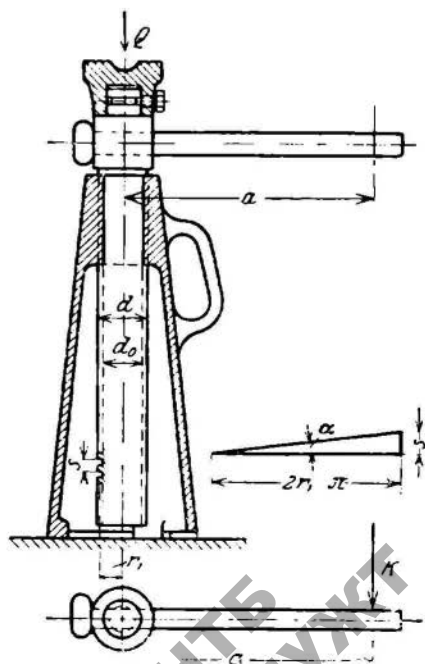
$$\text{для железа } \sigma_d = 0,75 \cdot 600 = 450 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{для стали } \sigma_d = 0,75 \cdot 900 = 700 \text{ кг/см}^2;$$

тогда:

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \sigma_d; \quad d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sigma_d}},$$

где d_0 — внутренний диаметр нарезки винта (фиг. 199).



Фиг. 199. Винтовой домкрат.

Шаг винта (с учетом самоторможения) $s = \frac{d_0}{4}$; глубина нарезки

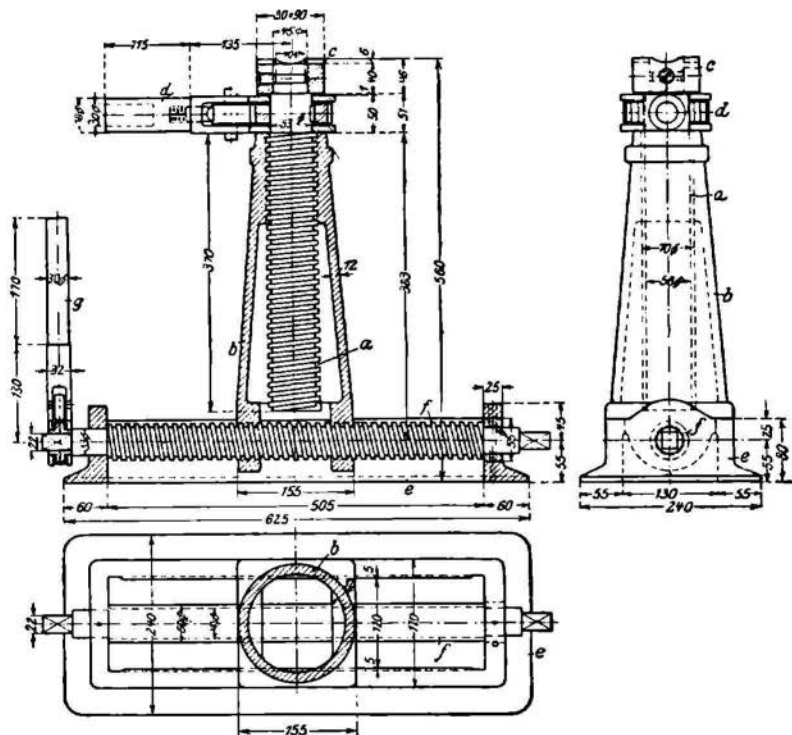
$$t = \frac{s}{2}.$$

Наружный диаметр винта $d = d_0 + 2t$, средний диаметр винта

$$d_1 = \frac{d_0 + d}{2}.$$

Тангенс угла подъема нарезки:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_1}.$$



Фиг. 200. Винтовой домкрат на салазках грузоподъемностью 20 т (Дефрис). Высота подъема 250 мм; горизонтальное передвижение 350 мм; *a* — винт для подъема груза; *b* — станина, *c* — рифленая, опорная головка; *d* — рукоятка-трещетка для подъема груза; *e* — салазки; *f* — винт для горизонтального передвижения груза.

Усилие рабочего на рукоятку при подъеме и спуске груза:

$$K = Q \cdot \frac{r_1}{a} \operatorname{tg} (\alpha + \rho); \quad K = Q \cdot \frac{r_1}{a} \operatorname{tg} (\alpha - \rho).$$

Момент кручения винта:

$$M_s = Ka = Qr_1 \operatorname{tg} (\alpha + \rho),$$

где:

a — плечо рукоятки;

r_1 — средний радиус винта;

α — угол подъема средней винтовой линии (для самоторможения α должен быть равен $4 \div 6^\circ$, т. е. $\alpha \leq \rho$);
 ρ — угол трения, соответствующий коэффициенту трения.

$$\mu = \operatorname{tg} \rho = 0,1; \rho \cong 6^\circ.$$

Если винт упирается в подпятник, то, учитывая потерю от трения в подпятнике, момент кручения:

$$M_s = Ka = Q[r_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu r_n],$$

где: μ — коэффициент трения в подпятнике;
 r_n — радиус подпятника.

Напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_s}{W_s} = \frac{Ka}{0,2d_1^3}.$$

Отсюда результирующее напряжение:

$$\sigma = 0,35 \sigma_d + 0,65 \sqrt{\sigma_d^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2},$$

где $\alpha_0 = \frac{kd}{1,3k_s} = 1,15.$

Для железа:

$$k_d = 600 \text{ кг/см}^2, k_s = 400 \text{ кг/см}^2, k = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Для стали:

$$k_d = 900 \text{ кг/см}^2, k_s = 600 \text{ кг/см}^2, k = 900 \text{ кг/см}^2.$$

Высота гайки l определяется из условий допустимого давления в резьбе:

$$Q = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2) nq,$$

где n — число витков на гайке.

Допускаемое давление $q = 100 \text{ кг/см}^2$ (для стали по бронзе) и 50 кг/см^2 для железа по чугуну.

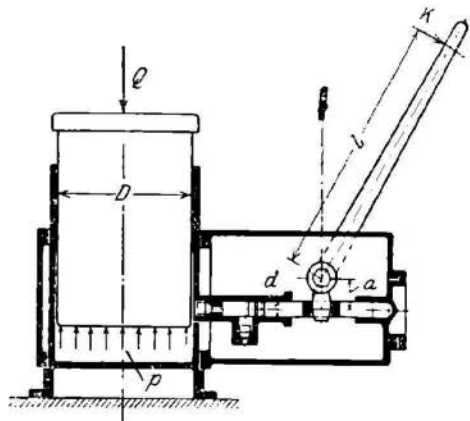
Высота гайки $l = ns$.

Коэффициент полезного действия домкрата:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

с учетом потери от трения в подпятнике:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 \cdot r_n}{r_1}}.$$



Фиг. 201. Гидравлический домкрат.

НТБ
ДНУЖТ

Винтовые домкраты (зав. Дефрис, Дюссельдорф)

Грузоподъемность Q в т	Диаметр винта в мм	Высота домкрата в мм	Высота подъема в мм	Вес домкрата в кг
2	38	280	110	5,5
3	40	300	125	6
5	50	460	230	12,5
6	52	500	260	17
8	56	560	310	22
10	60	585	300	26
15	64	610	310	33
20	70	610	310	41
25	80	610	310	45

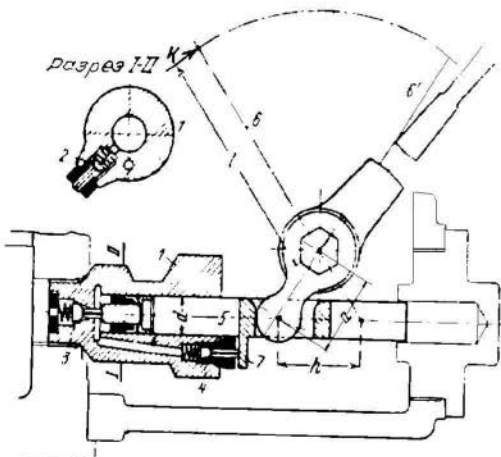
На фиг. 200 изображен винтовой домкрат на салазках, с высотой подъема в 250 мм, с горизонтальным передвижением в 350 мм. Грузоподъемность 20 т.

в) Гидравлические домкраты. Гидравлический домкрат построен на принципе передачи больших давлений в сообщающихся сосудах.

Гидравлический домкрат представляет грузоподъемную машину незначительных размеров с малым весом и служит для подъема груза до 300 т на небольшую высоту (фиг. 201, 202 и 203).

При движении рычага по направлению к положению b (фиг. 202) через клапан 2 происходит всасывание воды в цилиндр 1.

Движение рычага в обратную сторону, т. е. к положению b' , закрывает всасывающий клапан 2 и одновременно открывает нагнетательный клапан 3 и нагнетает воду поршнем, осуществляя подъем груза. Для опускания груза нужно рычаг повернуть дальше к положению b' ; при этом одновременно кулачек 7 нажмет на спускной клапан 4, а конец скалки 5 на нагнетательный клапан 3, вода будет



Фиг. 202. Цилиндр гидравлического домкрата (Дефрис).

дет поступать обратно в водяную коробку, и груз будет опускаться. Передаточное число (фиг. 201) домкрата:

$$i = \frac{D^2 l \eta}{d^2 a}$$

i доходит до 6000.

Усилие на рукоятку:

$$k = \frac{Qa^2a}{D^2l\eta},$$

где a и l — плечи,

d и D — диаметры;

$\eta \cong 0,7$ — коэффициент полезного действия.

Таблица 36

Гидравлические домкраты

Грузоподъемность Q в т	Высота подъема в мм	Высота домкрата в мм	Длина и ширина домкрата в мм	Вес в кг
7	155	240	335 × 135	35
12	—	250	345 × 170	40
30	—	—	365 × 170	50
35	—	260	390 × 195	70
50	—	270	420 × 225	90
70	—	285	440 × 240	110
100	—	300	465 × 270	140
150	—	315	535 × 340	220
200	—	330	515 × 375	310
300	—	380	640 × 445	500

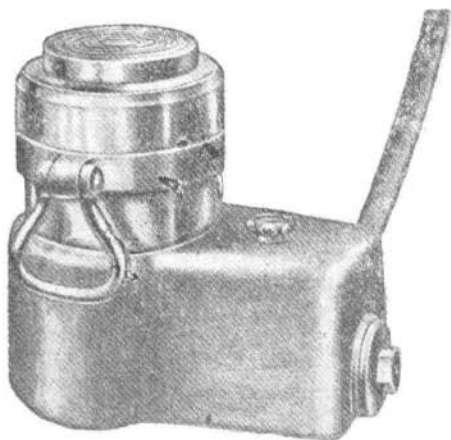
Глава 7

МОСТОВЫЕ КРАНЫ

Подъемные краны в зависимости от условий работы — Союзтранстехпромом, разделяются на следующие группы:

I группа — краны для ненапряженной работы, которыми пользуются не систематически, а только в известных случаях; сюда относятся краны для силовых станций, которыми пользуются для разборки и сборки механизмов во время ремонта, и краны, которые весьма редко нагружаются полным грузом.

II группа — краны нормальные для постоянной работы с весьма переменным режимом; это краны для обслуживания механических цехов немассового производства, краны сборочных мастерских машиностроительных заводов, краны литейных мастерских, складов, обслуживающих немассовое производство, и прочие краны,



Фиг. 203. Гидравлический домкрат (Дефрис).

которыми пользуются для перемещения грузов всевозможной величины (в пределах грузоподъемности); работа этих кранов зависит от изменяющейся потребности в перемещении грузов.

III группа—краны для напряженной работы постоянного характера, которыми пользуются систематически для перемещения грузов приблизительно одинаковой величины, близкой к предельной грузоподъемности кранов; сюда относятся все тяжелые литейные краны, также краны, обслуживающие производства массового характера, краны для интенсивных перегрузочных работ в портах и на железнодорожных станциях, перегрузочные сооружения для угля, руды и тому подобных сыпучих грузов.

Отдельные механизмы кранов, включая и электрооборудование, в зависимости от относительной продолжительности рабочего периода, подразделяются на следующие ряды:

Ряды	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
	до	до	до	
Относительная продолжительность рабочего периода	при переменной нагрузке .	25%	40%	—
	при постоянной нагрузке, близкой к наибольшей .	15%	25%	40%

Под относительной продолжительностью рабочего периода понимается отношение времени рабочего периода к продолжительности полного цикла, т. е. к суммарной продолжительности рабочего периода и промежутка между двумя рабочими периодами. Продолжительность полного цикла не должна превосходить 10 мин.

При несистематическом распределении циклов за относительную продолжительность рабочего периода принимается отношение суммарного времени всех рабочих периодов данного механизма к сумме полных циклов того же механизма в течение периода пользования механизмом, но не более чем за 8 часов.

Обязательно указывать в заказах группу крана, а также и ряды всех механизмов.

За последнее время в производстве нормальных кранов (в частности мостовых) мы и еем большие достижения. К числу таковых нужно отнести освоенное нашими заводами производство кранов с высокой грузоподъемностью до 75—100 т; еще большим достижением является производство Краматорским заводом кранов с грузоподъемностью до 220 т и выпуск заводом „Красный профинтерн“ двух мощных мостовых кранов грузоподъемностью 260 т для обслуживания машинного зала Днепровской гидроэлектрической станции.

Мостовые краны дают возможность обслуживать целые площади прямоугольников, применяются в механических, сборочных и литейных цехах, на складах, на силовых станциях и для разборки и сборки механизмов во время ремонта и монтажа. Мостовой кран состоит из тележки, движущейся по направляющим рельсам, за-

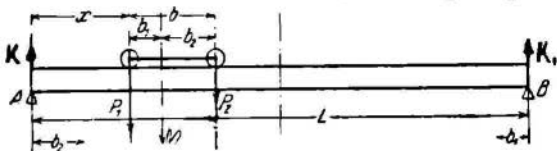
крепленным на станине, имеющей форму моста. Мост в свою очередь, передвигается по рельсам, установленным на стенах или колоннах здания.

Мост крана состоит из двух продольных ферм, склепанных или сваренных из швеллерного и углового железа.

Тележка крана состоит из склепанной или сварной, прочной рамы, на которой устанавливается механическое оборудование для подъема груза и передвижения тележки.

§ 1. Крановые балки

При расчете поперечного сечения балки или фермы моста принимаются во внимание следующие моменты: 1) равномерно рас. пределенная нагрузка собственного веса, 2) нагрузка веса тележки и груза и 3) нагрузка от сил инерции в горизонтальном направлении, при разгоне и торможении.



Фиг. 204. Определение положения тележки для M .

Наибольший изгибающий момент от собственного веса (фиг. 204): $M' = \frac{GL}{8}$, где G —собственный вес.

Реакция в левой опоре:

$$K = \frac{P}{L} \left[(L-x) + (L-b-x) \right]$$

Наибольший изгибающий момент определяем:

$$M'_x = \frac{P}{L} (L-x + L-b-x) x = \frac{P}{L} (2L-2x-b) x$$

или

$$M'_x = \frac{P}{L} (Lx - 2x^2 - bx) = f(x)$$

и M'_x будет максимальным, если

$$\frac{dM}{dx} = 2L - 4x - b = 0,$$

откуда

$$x = \frac{L}{2} - \frac{b}{4}.$$

$$M''_{\max} = \frac{2P}{L} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)^2,$$

где $2P$ —усилие от груза и веса тележки.

Уравнение прочности будет:

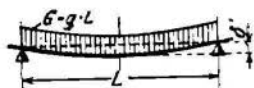
$$M_{\max} = M''_{\max} + M' = \frac{GL}{8} + \frac{2P}{L} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)^2 = WK_{\sigma},$$

где W —момент сопротивления поперечного сечения.

С учетом сил инерции k , не должно превышать для кранов:

- I группы — 1100 кг/см²,
- II группы — 1000 кг/см²,
- III группы — 800 кг/см².

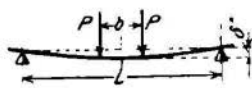
В мощных кранах и при больших пролетах необходимо проверить величину прогиба, так как при больших прогибах кран подвергается сильным колебаниям.



Фиг. 205. Прогиб от собственного веса.

Прогиб от собственного веса (фиг. 205):

$$\delta' = \frac{5P \cdot L^3}{384 E \cdot J}$$



Фиг. 206. Прогиб от груза и веса тележки.

Прогиб от груза и веса тележки (фиг. 206):

$$\delta'' = \frac{Q \cdot L^3}{48 EJ}$$

Общий прогиб:

$$\delta = \delta' + \delta'' = \frac{5GL^3}{384 EJ} + \frac{PL^3}{48 EI}$$



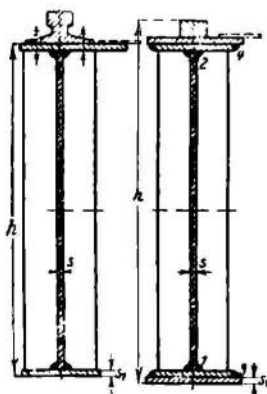
Фиг. 207. Фиг. 208.
Крановые балки.

Прогиб для балок и ферм моста крана не должен превосходить нормы: для пролетов до 20 м — $1/800$ пролета, а для пролетов свыше 20 м — $1/1000$ пролета.

Пролет крана определяется шириной цеха обычно от 10 до 20 м, редко до 30 м. В зависимости от грузоподъемности и пролета крана, профиля поперечного сечения балок и ферм бывают различны.



Фиг. 209.
Крановые балки.



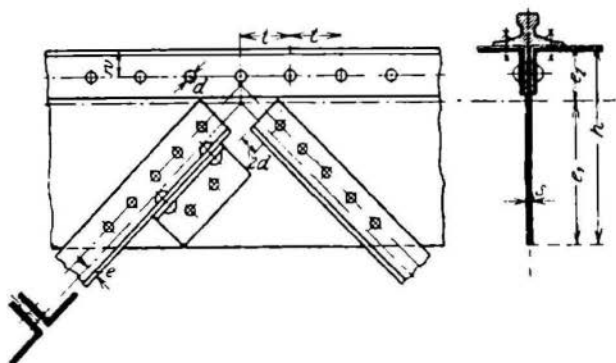
Фиг. 210. Фиг. 211.
Крановые балки сваренные.

На фиг. 207 показана двухтавровая балка, на фиг. 208 к двухтавровой балке прикреплена балка из швеллерного железа, на фиг. 209 — клепаная балка состоит из вертикальной стенки, четырех поясных уголков и поясных листов, на фиг. 210 и 211 — сваренная балка из вертикальной стенки и поясных листов с уголками жесткости, на фиг. 212, 213 и 214 — клепаная и сваренная ферма раскосной системы, состоящая из вертикальной стенки, поясных уголков и листов, толщиной от 5 до 14 мм.

Ввиду того что на наших заводах угловое и листовое железо не изготавливается длиннее 14 м, при пролетах свыше 14 м в крановых балках делают стыковое соединение вертикальной стенки, поясных уголков и листов.

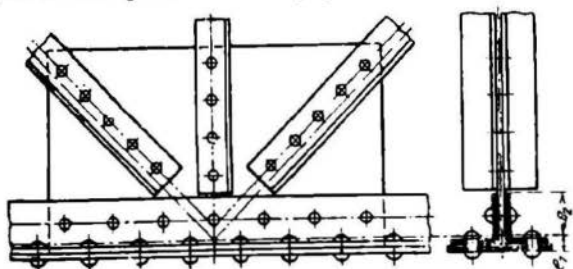
На фиг. 215 показано стыковое соеди-

нение сваренной двутавровой балки посредством приваренных накладок.



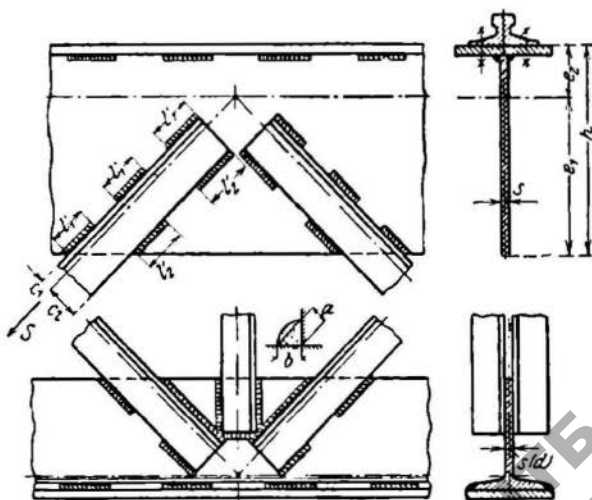
Фиг. 212. Ферма моста клепаная.

При пролетах более 10 м и при больших грузоподъемностях в кранах применяют решетчатые фермы.



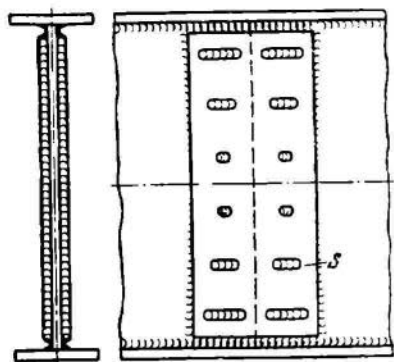
Фиг. 213. Ферма моста клепаная.

На фиг. 216, 217 и 218 показаны решетчатые фермы. Ферма устроена для передвижения тележки по верхнему поясу, и поэтому в верх-



Фиг. 214. Ферма моста сваренная.

нем поясе длина панелей делается приблизительно равной расстоянию между ходовыми колесами тележки, а в нижнем—ненагруженном поясе—это расстояние может быть больше, причем промежуточные стержни должны быть расположены так, чтобы более длинные стержни работали на растяжение, а короткие—на сжатие.



Фиг. 215. Стыковое соединение.

В решетчатой ферме (фиг. 218) тележка передвигается по нижнему поясу. Эту ферму в большинстве случаев применяют в невысоких зданиях.

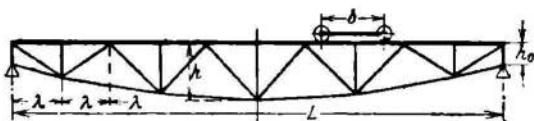
Высота клепаных балок выбирается в зависимости от длины пролета.

При пролете $L =$ до 10 м высота:

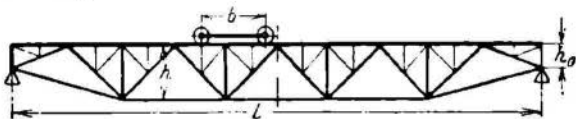
$$h = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{7} \right) L,$$

при L выше 10 м:

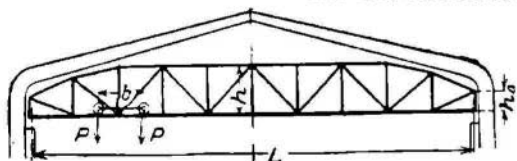
$$h = \left(\frac{1}{10} \div \frac{1}{15} \right) L,$$



Фиг. 216. Решетчатая ферма.



Фиг. 217. Решетчатая ферма.



Фиг. 218. Решетчатая ферма.

высота балки на концах:

$$h_0 = \frac{h}{2}.$$

§ 2. Концевые балки

Концевые балки расположены на обоих концах продольных балок или ферм. Крепление концевых балок к продольным может быть снизу (фиг. 219) или сверху (фиг. 220).

Крепление сверху производят тогда, когда кран устанавливают в низком помещении.

В месте крепления продольных балок с концевыми

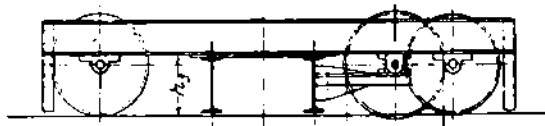


Фиг. 219. Крепление концевой балки снизу.

прокладывается достаточно прочное листовое железо, которое воспринимает изгибающий момент, возникающий от переноса крана.

При большой грузоподъемности концевые балки делаются клепаные и располагаются на одном уровне с продольными.

Ходовые колеса для передвижения моста укрепляются к концевым балкам. Лучшим креплением является крепление посредством неподвижной оси.

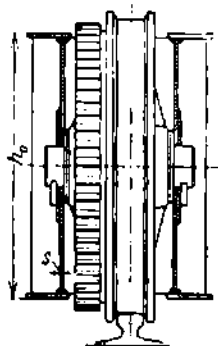


Фиг. 220. Крепление концевой балки сверху.

При таком креплении отпадает потребность в подшипниках и момент кручения от ведущей шестерни передается непосредственно на ходовое колесо (фиг. 221).

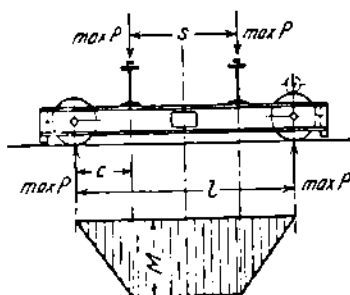
Расстояние между ходовыми колесами l зависит от пролета крана. При пролете до 10 м $l = \frac{1}{4} + \frac{1}{5}$, от 10 м $l = \frac{1}{5} + \frac{1}{6}$ пролета.

Размеры поперечного сечения концевой балки определяются из расчета на изгиб. Наибольший изгибающий момент (фиг. 222):



Фиг. 221. Крепление ходового колеса к сваренной концевой балке на неподвижной оси.

$$M_{\max} = P_{\max} \frac{l-s}{2} = P_{\max} c.$$



Фиг. 222. Эпюра изгибающего момента концевой балки.

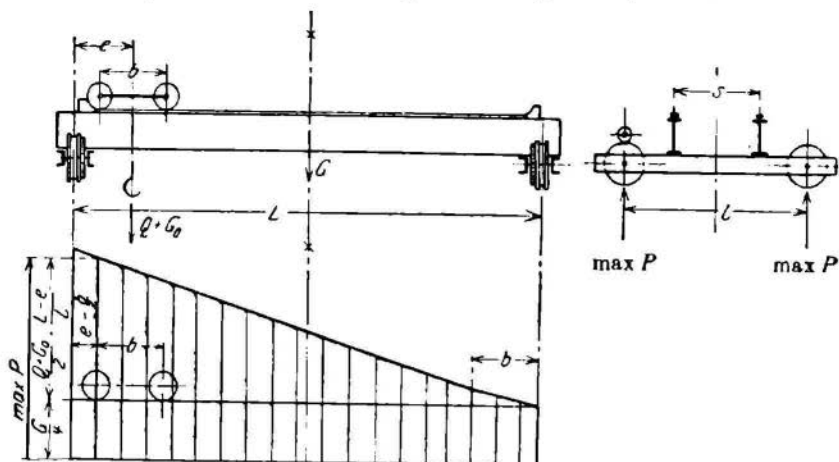
Таблица 37

Примерные веса элементов железных конструкций мостов

	Верхний пояс из одного-двух швеллеров около	
	50%	60%
2 главные фермы	18%	13%
2 вспомогательные фермы	16%	14%
2 опорные балки	4%	3%
Связи у проводов	12%	10%
Связи и пол у механ. перелв.	3%	3%
Заклепки	300 кг	450 кг
Будка		

Определение наибольшего давления на ходовое колесо.

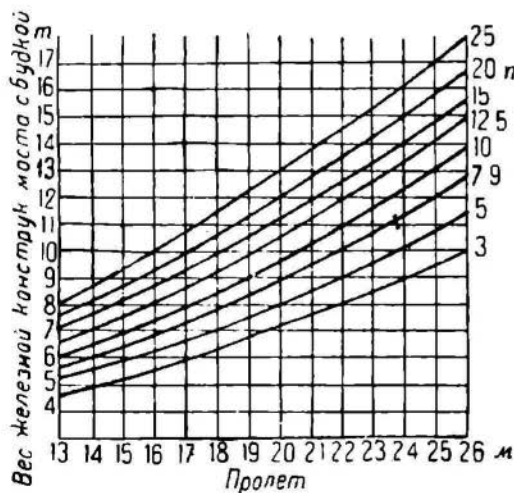
Полагая, что при крайнем левом положении тележки расстояние от центра тележки до подкрановых путей будет e , вес моста



Фиг. 223. Распределение усилия на ходовые колеса.

крана— G , вес тележки G_0 и наибольший груз Q получим давление на один бегунок (фиг. 223):

$$P_{\max} = \frac{G}{4} + \frac{Q + G_0}{2} \cdot \frac{L - e}{L}.$$



Фиг. 224. Определение веса железной конструкции моста раскосной системы.

Примерные веса элементов железных конструкций мостов можно принимать по таблице «Союзтранстехпрома» (табл. 37).

Зависимость веса железной конструкции моста раскосной системы с будкой от длины пролета показана на диаграмме (фиг. 224).

§ 3. Движение крана

Скорость движения крана зависит от грузоподъемности, и наибольшая скорость (в металлургических цехах) доходит до 140 м/мин.

Вращение от мотора на одну пару ходовых колес передается валом II через передаточный механизм (фиг. 225). Ввиду большого числа оборотов пара зубчатых колес, работающих у мотора, находится в масляной ванне.

Остановку движения моста производят посредством электромагнитного тормоза, который часто устанавливают на одном валу с мотором (фиг. 226). Мотор помещается на одной из галерей крана, а вал, передающий вращение ходовым колесам, устанавливается в подшипниках, укрепленных к ферме крана.

§ 4. Расчет механизма для движения крана

Дано: грузоподъемность $Q = 30 \text{ т}$; пролет $L = 16 \text{ м}$; расстояние между катками $l = 4 \text{ м}$; вес тележки $G = 8600 \text{ кг}$; вес всего крана $G = 28,5 \text{ т}$; минимальное расстояние от крюка до кранового пути $e = 1300 \text{ мм}$; скорость передвижения моста $v = 90 \text{ м/мин}$.

Число оборотов ходового колеса крана. Максимальное давление на ходовое колесо:

$$P_{\max} = \frac{G - G_0}{4} + \frac{Q + G_0}{2} \cdot \frac{L - e}{L} =$$

$$= \frac{28,5 - 8,6}{4} + \frac{30 + 8,6}{2} \cdot \frac{16 - 1,3}{16} = 22,65 \approx 22,7 \text{ т.}$$

Из таблицы DIN 4009 принимаем: диаметр ходового колеса $D = 800 \text{ мм}$, ширина рельс $b = 75 \text{ мм}$; радиус закругления $r = 6 \text{ мм}$, диаметр оси $d = 110 \text{ мм}$.

Давление:

$$q = \frac{P_{\max}}{D(b - 2r)} = \frac{22700}{80(7,5 - 2 \cdot 0,6)} = 45 \text{ кг/см}^2,$$

а допускаемое — от 40 до 60 кг/см².

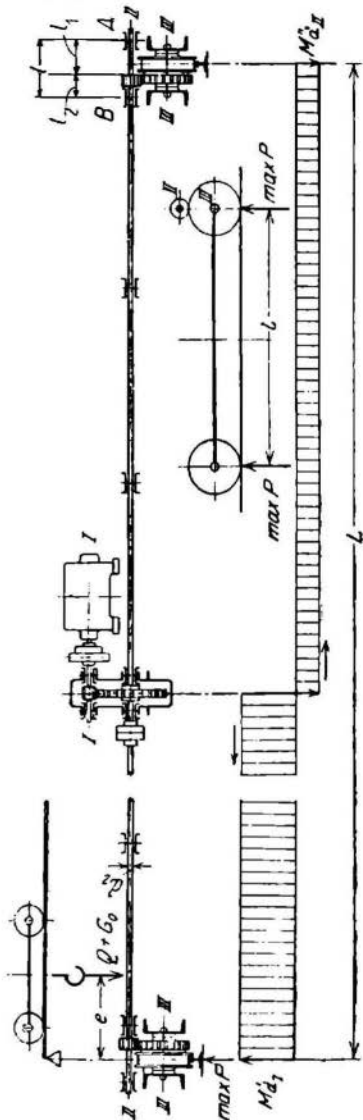
Число оборотов:

$$n_1 = \frac{v}{D\pi} = \frac{90}{0,80 \cdot 3,14} = 35,9 \approx 36 \text{ об/мин.}$$

Сопротивление движению. Сопротивление движению ходовых колес:

$$W_r = \frac{\alpha(Q + G + G_0) \left(\frac{d}{2} \mu + f \right)}{R} =$$

$$= \frac{1,4(30 + 20 + 8,6)(5,5 \cdot 0,1 + 0,05)}{40} \approx 1230 \text{ кг.}$$



Фиг. 225. Механизм передвижения моста.

Наибольшее сопротивление движению одной пары ходовых колес:

$$W'_r = \alpha \left[\frac{G}{2} \left(\frac{d}{2} \mu + f \right) + (Q + G_0) \frac{L - e}{L} \cdot \left(\frac{d}{2} \mu + f \right) \right] \frac{1}{R} =$$

$$= 1,4 \left[\frac{20}{2} (5,5 \cdot 0,1 + 0,05) + (30 + 8,6) \frac{16 - 1,3}{16} (5,5 \cdot 0,1 + 0,05) \right] \frac{1}{40} \cong$$

$$\cong 955 \text{ кг.}$$

Наименьшее сопротивление движению одного ходового колеса:

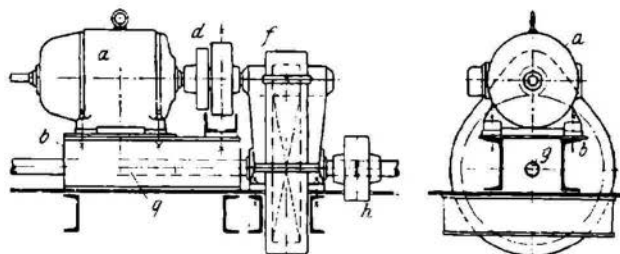
$$W''_r = W_r - W'_r = 1230 - 955 = 275 \text{ кг.}$$

Мощность мотора:

$$N = \frac{W''_r v}{4500 \eta} = \frac{1230 \cdot 90}{4500 \cdot 0,9} \cong 27 \text{ л. с.,}$$

где коэффициент полезного действия:

$$\eta = \eta_{I-II} \eta_{II-III} = 0,96 \cdot 0,95 = 0,90.$$



Фиг. 226. Крепление мотора для передвижения крана: *a* — мотор; *d* — тормозной диск; *f* — кожух для зубчатых колес; *h* — муфта; *g* — вал; *b* — швеллерные балки для установки мотора.

Выбираем мотор мощностью $N = 30$ л. с. с числом оборотов $n = 730$ и маховым моментом $GD^2 = 5,1 \text{ кг. м}^2$.

Передаточное число:

$$i = \frac{n}{n_1} = \frac{730}{36} = 20,3 = i_{I-II} i_{II-III}.$$

Из таблицы DIN 4009 принимаем число зубцов $z_4 = 68$, модуль $m = 12$ и диаметр начальной окружности шестерни:

$$D_1 = z m = 68 \cdot 12 = 816 \text{ мм.}$$

длина зуба $b = 75 \text{ мм.}$

Зубчатые цилиндрические колеса на валу III—II. Из фиг. 225 диаметр вала $d_2 = 70 \text{ мм.}$

Начальный диаметр меньшей шестерни:

$$D_3 = d_2 + 2 \cdot 0,4 (d_2 + 10 \text{ мм}) + 2 \cdot \frac{7}{6} m = 70 + 2 \cdot 0,4 \cdot 80 +$$

$$+ 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot 12 = 162 \text{ мм.}$$

Число зубцов:

$$z_3 = \frac{D_3}{m} = \frac{162}{12} = 14,$$

тогда

$$i_{II-III} = 4,86.$$

Усилие на зубец:

$$P_{II-III} = 955 \frac{800}{816} \cong 935 \text{ кг.}$$

Коэффициент крепости:

$$c = \frac{P_{II-III}}{bt} = \frac{935}{7,5 \cdot 1,2 \cdot 3,14} = 33.$$

Можно допустить для стали $c = 52$.

Зубчатые цилиндрические колеса на валу II—I:

$$i_{I-II} = \frac{i}{i_{II-III}} = \frac{20,3}{4,86} = 4,2.$$

Число зубцов принимаем:

$$z_2 = 97; \quad z_1 = 23;$$

модуль $m = 7$, длину зубца $b = 70$ мм.

Начальные диаметры колес:

$$D_2 = 679 \text{ мм}; \quad D_1 = 161 \text{ мм.}$$

Расстояние между валом I и II:

$$a = \frac{161 + 679}{2} = 420 \text{ мм.}$$

Момент кручения вала мотора:

$$M_{\text{мотор}} = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \cdot \frac{30}{730} = 2940 \text{ кг} \cdot \text{см}^2.$$

Усилие на зубец малого колеса:

$$P_{I-II} = \frac{M_{\text{мотор}}}{R_1} = \frac{2940}{8,05} = 365 \text{ кг.}$$

Коэффициент крепости:

$$c = \frac{P_{I-II}}{b_t} = \frac{365}{7 \cdot 0,7 \cdot 3,14} = 16,6.$$

При скорости:

$$v = \frac{\eta D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,161 \cdot 730}{60} = 6 \text{ м/сек}$$

можно допустить $c = 34$.

Передаточный вал II. Момент кручения вала II:

$$M_d = P_{II-III} R_3 = 935 \cdot 8,4 \cong 8000 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Напряжение кручения:

$$\pi = \frac{M_{дП}}{W_{кр}} = \frac{8000}{0,2 \cdot 7^3} = 119 \text{ кг/см}^2.$$

Зная, что между опорами *A* и *B* длина $l = 450$ мм, а плечи $l_1 = 287,5$ и $l_2 = 162,5$ мм, имеем:
реакция в опоре *A*:

$$A = P_{II-III} \frac{l_2}{l} = 935 \cdot \frac{162,5}{450} = 345 \text{ кг},$$

реакция в опоре *B*:

$$B = P_{II-III} \frac{l_1}{l} = 935 \cdot \frac{287,5}{450} = 610 \text{ кг}.$$

Изгибающий момент:

$$M_{из} = A l_1 = 345 \cdot 28,75 = 9930 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Результирующий момент:

$$M_{рез} = \sqrt{M_{из}^2 + (d_0 M_d^2)} = \sqrt{9930^2 + (1,15 \cdot 8000^2)} = 13130 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Результирующее напряжение:

$$k_{рез} = \frac{M_{рез}}{W} = \frac{13130}{0,1 \cdot 7^3} = 390 \text{ кг/см}^2,$$

а допустимое напряжение:

$$k_s = 400 \text{ кг/см}^2; \quad k_b = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Угол закручивания:

$$\varphi = \frac{180 \cdot 100 M_{дП}}{\pi G I_p} = \frac{180 \cdot 100 \cdot 8000}{3,14 \cdot 810000 \cdot 2 \cdot 117,9} = 0,238 = \frac{1}{4,2} \text{ град/м},$$

а допустимое

$$\varphi = \frac{1}{4} \text{ град/м}.$$

Силы инерции. Масса всех прямолинейно-перемещающихся грузов:

$$m = \frac{Q + G_k}{g} = \frac{30000 + 28600}{9,81} = 5970 \text{ кг/м/сек}^2.$$

При времени разгона t равном 3 сек., сила инерции всех пере-
мещающихся грузов:

$$P = \frac{mv}{t} = \frac{5970 \cdot 1,5}{3} = 2990 \text{ кг}.$$

Ускоряющий момент, отнесенный к валу мотора:

$$M_{ук. хот} = PR \frac{1}{i\eta} = 2990 \cdot 40 \frac{1}{20 \cdot 0,90} = 6650 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Момент сопротивления, отнесенный к валу мотора:

$$M_{\text{сопр}} = W_r R \frac{1}{i\eta} = 1230 \cdot 40 \frac{1}{200,90} = 2730 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Момент инерции якоря мотора:

$$I_{\text{як}} = \frac{GD^2}{4g} = \frac{5,1}{4 \cdot 9,81} = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{м/сек}^2.$$

Угловая скорость якоря мотора:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,5 \text{ рад/сек.}$$

Ускоряющий момент якоря мотора:

$$M_{\text{як}} = I_{\text{як}} \frac{\omega}{t} = 0,13 \frac{76 \cdot 1}{3} = 3,31 \text{ кгм} = 331 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Зная, что момент инерции вращающихся частей:

$$I_{\text{кр}} = 0,115 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек.}^2$$

получаем:

ускоряющий момент вращающихся частей:

$$M_{\text{вр. час}} = I_{\text{кр}} \frac{\omega}{t} = 0,115 \frac{76,1}{3} = 293 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Общий момент инерции в момент торможения:

$$M_{\text{ин. тор}} = M_{\text{уск. мотор}} + M_{\text{як}} + M_{\text{вр. час}} - M_{\text{сопр}} = 6650 + 331 + 293 - 2730 = 4540 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Диаметр тормозного диска:

$$D = 400 \text{ мм.}$$

Сила ускорения на тормозе:

$$W = \frac{M_{\text{ин. тор}}}{R} = \frac{4540}{20} = 227 \text{ кг.}$$

Путь остановки:

$$s_2 = \frac{vt}{2} = 2,32 \text{ м.}$$

Путь остановки от сил сопротивления:

$$s_2 = \frac{m \frac{v^2}{2}}{W_r} = \frac{5970 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 1230} = 5,85 \text{ м.}$$

Время остановки от сил сопротивления:

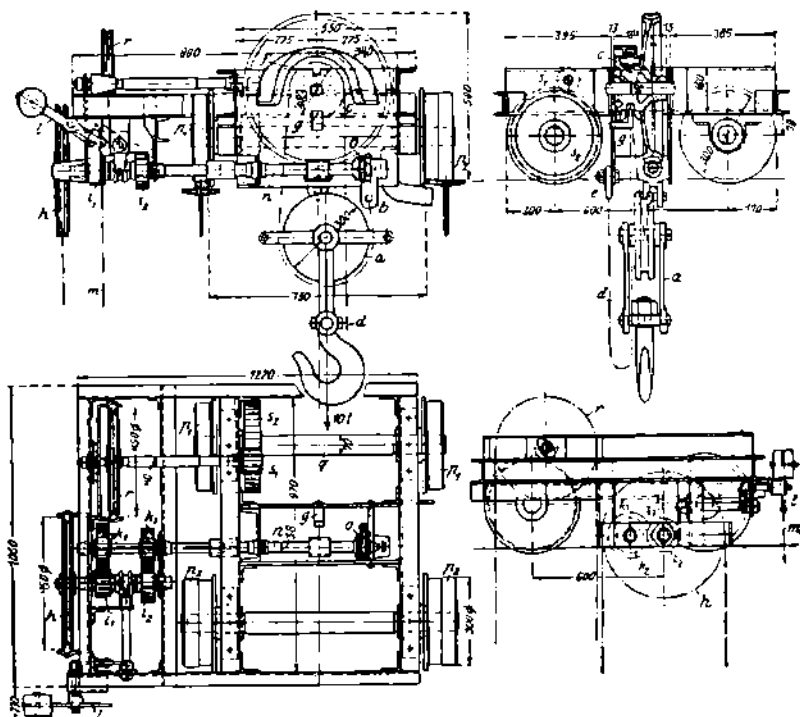
$$t = \frac{2s_2}{v} = \frac{2 \cdot 5,85}{1,5} = 7,8 \text{ сек.}$$

НТБ
ДНУЖТ

§ 5. Ручной мостовой кран

Ручные мостовые краны применяют при монтаже, при разборке и сборке механизмов во время ремонта на силовых станциях и в случае невозможности подвода электрической энергии (фиг. 227). Ручные мостовые краны грузоподъемностью от 1 до 20 т делаются с канатной или цепной подвеской.

Управление ручным мостовым краном устраивается сверху посредством рукояток, или снизу — при помощи цепей.



Фиг. 227. Ручная тележка мостового крана грузоподъемностью 10 т (Пихачек) Механизм подъема: *a* — подвижной зубчатый блок; *b* — скоба для укрепления наружного конца цепи; *c* — ведущая звездочка с червячной шестерней; *d* — конец свободной цепи; *f* — ограждение для цепи; *g* — нож; *h* — тяговое колесо; *i*₁—*k*; *i*₂—*k*₂—две пары зубчатых цилиндрических колес; *l* — противовоз для переключения зубчатых колес; *m* — цепь для переключения шестерен; *o* — храповик.

Механизм передвижения: *p*₁ — направляющее ходовое колесо; *p*₂ — ходовое колесо; *q* — ведущий вал ходовых колес; *r* — тяговое колесо для передвижения тележки тележки; *s*₁—*s*₂ — пара зубчатых колес для передачи вращения валу *q*.

Передачу для подъема груза устраивают цилиндрическую, зубчатую и винтовую вместе, или только цилиндрическую-зубчатую (для передвижения тележки и моста).

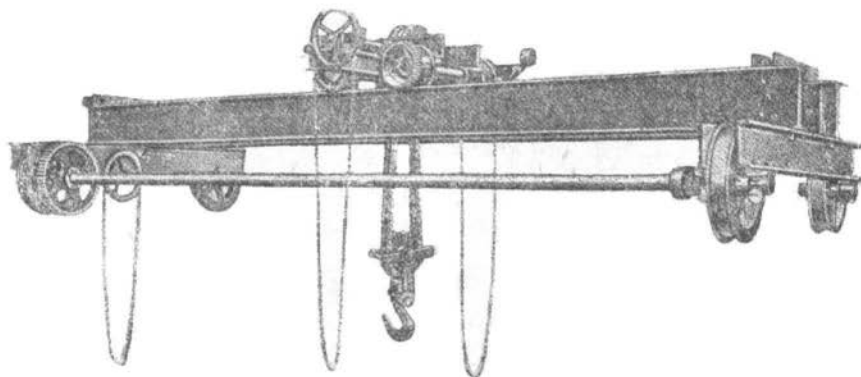
Ручные крановые тележки с винтовой передачей более компактны и легче, но коэффициент полезного действия их ниже, чем при цилиндрическо-зубчатой передаче.

Усилие на тяговую цепь при подъеме максимальной нагрузки приблизительно следующее: при грузоподъемности от 3 до 4 т — суммарное усилие в 35÷40 кг (2 рабочих), до 6 т — 60÷70 кг (3 рабочих), до 7,5 т — 80÷90 кг (4 рабочих), от 8 до 10 т — 90÷100 кг (4 рабочих).

§ 6. Тележки крана

В ручной тележке (фиг. 228) механизм подъема состоит из червячной передачи с двухходовым червяком и двух пар цилиндрических зубчатых колес с передаточным числом $i=1$ и $i_1=2$.

При подъеме небольшого груза цепью m включают цилиндрическую пару с передаточным числом, равным 1, а при большем грузе включают пару с передаточным числом, равным 2.



Фиг. 228. Двухбалочный ручной мостовой кран с подъемной ручной тележкой.

Для удержания груза установлен пластинчатый дисковый тормоз, действующий от давления поднятого груза.

§ 7. Расчет ручной тележки на 10 т.

Подъем: звездочка и цепь. Сила, растягивающая цепь:

$$S = \frac{Q}{2} = \frac{10000}{2} = 5000 \text{ кг.}$$

Диаметр цепного железа:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{2\pi k_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5000}{2\pi \cdot 600}} = 2,3 \text{ см.}$$

Шаг цепи по DIN 671 $l = 64 \text{ мм.}$

$$\text{Диаметр звездочки } D = \frac{l}{\sin \frac{90}{z}} = \frac{64}{0,306} = 208,5 \text{ мм.}$$

Число зубцев $z=5$.

Моменты и передаточное число. Момент кручения на валу звездочки: $M_1 = SR = 5000 \cdot 10,425 = 52\,150 \text{ кг} \cdot \text{см.}$

Диаметр цепного железа тяговой цепи $d=6$ мм, тогда шаг цепи $l=18,5$ мм.

Число зубцов тягового колеса $z=40$; диаметр тягового колеса $D_0=473$ мм.

Момент кручения на валу тягового колеса:

$$M_2 = KR_0 = 65 \cdot 23,65 = 1540 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

$K=65$ кг (для трех рабочих).

Коэффициент полезного действия:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 = 0,93 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,7 \cdot 0,95 = 0,55,$$

где:

$\eta_1 = 0,93$ — потеря от перегиба цепи в тяговом колесе,

$\eta_2 = \eta_3 = 0,95$ — потеря от трения в валах,

$\eta_4 = 0,7$ — потеря в червячной передаче,

$\eta_5 = 0,95$ — потеря от перегиба в грузовой цепи.

Общее передаточное число:

$$I = \frac{M_1}{M_2 \eta} = \frac{52150}{1540 \cdot 0,55} = 61,5 \cong 60 = 2 \cdot 30.$$

Червячная передача. Червяк двухходовый $a=2$.

Число зубцов червячной шестерни $z=60$

$$\psi = \frac{b}{t} = 2,5; \text{ для бронзы } c = 70.$$

Шаг зубца:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_1}{c\psi z}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 52 \cdot 150}{70 \cdot 2,5 \cdot 60}} = 3,14 \text{ см} = 10\pi \text{ мм}.$$

Начальный диаметр червячной шестерни:

$$D_0 = zm = 60 \cdot 10 = 600 \text{ мм}.$$

Длина зубца:

$$b = 2,5t = 2,5 \cdot 10 \cdot \pi = 78 \text{ мм}.$$

Начальный диаметр червяка принимаем $d_0=70$ мм при диаметре вала червяка в 38 мм (фиг. 227).

Угол трения червячной передачи:

$$\mu = 0,1 = \operatorname{tg} \rho; \rho = 6^\circ.$$

Угол подъема винта:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{at}{d_0 \pi} = \frac{2 \cdot 10\pi}{70} = 0,286;$$

$$\alpha = 15^\circ 58'.$$

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 15^\circ 58'}{\operatorname{tg} 21^\circ 58'} = 0,71.$$

Цилиндрические зубчатые колеса. Число зубцов для первой пары: $z = 12$ и $z_1 = 24$, для второй пары $z' = 18$ и $z_1' = 18$.

Модуль зацепления $m = 7$.

Начальные диаметры: $D = 84$ мм и $D_1 = 168$ мм, $D' = 126$ и $D_1' = 126$.

Расстояние между центрами валов $a = 126$ мм.

Длина зуба $b = 60$ мм.

Усилие на зубец:

$$P = \frac{M_2}{R} = \frac{1540}{4,2} = 370 \text{ кг.}$$

Коэффициент крепости:

$$c = \frac{P}{bt} = \frac{370}{6 \cdot 0,7,3,14} = 28,$$

что допустимо для малых скоростей.

Скорость подъема. Скорость движения тяговой цепи $c = 30$ м/мин.

Скорость подъема груза:

$$v_1 = \frac{\eta K c}{Q} = \frac{0,55 \cdot 65 \cdot 30}{10000} = 0,11 \text{ м/мин.}$$

Ходовое колесо и ось. Вес тележки $G_0 = 600$ кг.

Размеры рельса: $bh = 50 \cdot 25$ мм.

Диаметр бегуна $D_0 = 300$ мм.

Давление на бегун:

$$P = \frac{Q + G_0}{4} = \frac{10000 + 600}{4} = 2650 \text{ кг,}$$

$$q = \frac{P}{Db} = \frac{2650}{30 \cdot 5} = 17,7 \text{ кг/см}^2,$$

что можно допустить.

Из фиг. 227 имеем:

диаметр ведущего вала бегунов равен 70 мм, а диаметр цапфы $d = 65$ мм;

момент изгибающий цапфы равен:

$$M = P'X = 2650 \cdot 9 = 24000 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

где $x = 90$ мм — плечи;

напряжение изгиба в цапфе:

$$k = \frac{M}{W} = \frac{24000}{26,96} = 890 \text{ кг/см}^2,$$

где:

$$W = \frac{\pi \cdot 6,5^3}{32} = 26,96 \text{ см}^3.$$

Допускаемое напряжение 1000 кг/см².

НТБ
ДНУЖТ

Момент сопротивления движению тележки, отнесенный к ходовым колесам:

$$M_3 = 1,1 (Q + G_0) \left(\frac{d}{2} \mu + f \right) = 1,1 (10\,000 + 600) \left(\frac{6,5}{2} 0,1 + 0,05 \right) = 4\,500 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Передаточное число для передвижения тележки. Принимаем диаметр цепного железа равным 6 мм и $z = 30$, тогда диаметр тягового колеса $D = 354$ см.

Усилие рабочих принимаем $K = 55$ кг.

Момент кручения тягового колеса:

$$M_4 = KR = 55 \cdot 17,7 = 975 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Коэффициент полезного действия в цапфах $\eta_2 = 0,93$, в передаче $\eta_1 = 0,95$.

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,93 \cdot 0,95 = 0,88.$$

Передаточное число:

$$i = \frac{M_3}{M_4 \eta} = \frac{4500}{975 \cdot 0,88} \cong 5.$$

Принимаем число зубцов: $z = 12$ и $z_1 = 60$.

Модуль $m = 7$.

Диаметр начальной окружности:

$$D_0 = 84 \text{ и } D_{01} = 420.$$

Длина зуба $b = 60$ мм и усилие на зубец:

$$P = \frac{M_3}{R_{01}} = \frac{4500}{21} = 214 \text{ кг.}$$

Коэффициент крепости:

$$c = \frac{P}{bi} = \frac{214}{6,07 \cdot 3,14} \cong 16.$$

(допустимо до 25).

Скорость передвижения тележки:

$$v_2 = \frac{\eta M_4 v_1}{M_3 D} = 5,7 \text{ м/мин.}$$

где v_1 — скорость тяговая дает $= 30$ м/мин.

Однобалочный ручной мостовой кран с подвешенной электро-табью (фиг. 229) имеет преимущество в отношении простоты конструкции и минимального количества металла, идущего на его изготовление.

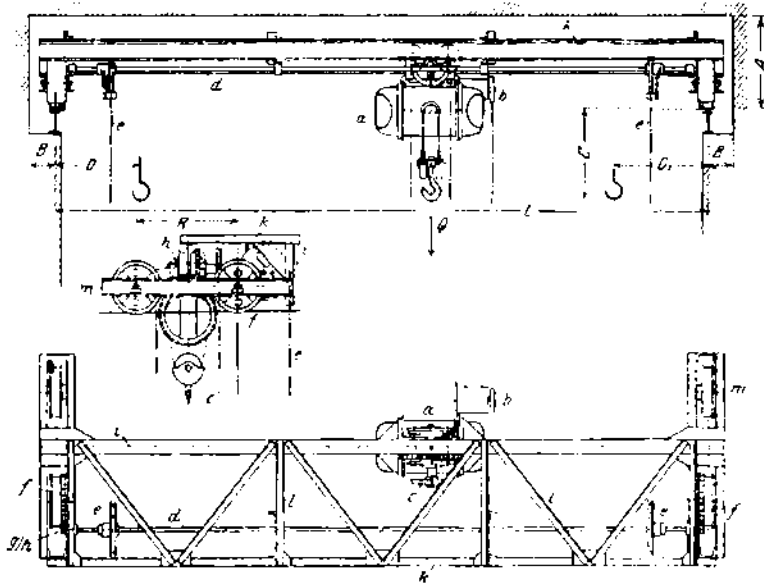
Грузоподъемность таких кранов может быть от 0,5 до 4 т, скорость подъема до 30 м/мин. и высота подъема до 12 м.

Мост крана передвигается от вращения ходовых колес f . Ходовые колеса посредством зубчатых цилиндрических колес g и h

связаны через вал d с тяговым колесом e , которое получает вращение от руки через перекинутую цепь.

Электроталь a передвигается по двутавровой балке i от руки при помощи цепи, перекинутой через тяговое колесо c .

Подъем груза производится мотором, который управляется катодом через контроллер b . Для придания крану боковой устойчивости на одной стороне устроена галлерей из балки k и распорных уголков l .



Фиг. 229. Однобалочный ручной мостовой кран с подвешенной электроталью („Демаг“).

§ 8. Мостовые электрические краны

Преимущество мостовых электрических кранов: быстрый подъем и перемещение больших грузов, кроме того простое их обслуживание.

Скорости подъема и перемещения зависят от грузоподъемности и от условий работы.

Грузоподъемность таких кранов достигает 300 *т*.

Краны обычно обслуживаются тремя моторами: для подъема, для передвижения тележки и для движения крана. Иногда для подъема добавляется четвертый мотор.

Мост крана. Главные балки мостового крана для небольшой грузоподъемности и при небольших пролетах делаются из двутаврового железа, а в более мощных кранах при больших пролетах главная балка делается клепаная или сваренная из швеллерного и углового железа.

Для избежания боковых колебаний и придания крану боковой устойчивости по обеим сторонам от главных балок устанавливают вспомогательные балки таким образом, что получаются боковые

Габаритные размеры и веса двухмоторных электрических

(Высота)

Подъемная сила в т.	В	З	И	А			Б		
				І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ
	650	1 790	1 850	960	1 110	1 240	1 060	1 065	1 065
10	840	2 015	2 070	1 080	1 090	1 320	1 150	1 200	1 210
15	1 500	2 415	2 470	1 275	1 145	1 295	1 115	1 115	1 120
20	1 800	2 390	2 460	1 275	1 350	1 590	1 260	1 260	1 295

галлерей, покрытые сплошным или дырчатым железом и огражденные перилами.

Мотор для движения крана с механизмом передвижения устанавливается на середине одной из галлерей.

Кабинка для машиниста прикрепляется к мосту под одной из галлерей. Машинист, находящийся в кабине, управляет краном при помощи ручных колес и рычагов.

Тележка крана. Детали механизмов подъема, передвижения, а также моторы устанавливаются на прочной раме таким образом, чтобы они были доступны в нерабочем состоянии для текущего осмотра и ремонта.

Раму склепывают или сваривают из прокатного и котельного железа.

Подъемный механизм. Движение на барабан передается от мотора через эластичную муфту посредством одной пары цилиндрических зубчатых колес и одной червячной передачи (фиг. 230), или же при помощи только одних цилиндрических зубчатых колес (фиг. 231).

Цилиндрические шестерни делаются из стального литья, а обод колеса червячной передачи — из фосфористой бронзы.

Подъем груза обычно производят проволочным канатом, концы которого наматываются на чугунный барабан, имеющий правую и левую нарезку.

Для ограничения высоты подъема устанавливают магнитный автоматический выключатель тока.

Для удержания груза на любой высоте устанавливают колодковый или ленточный тормоз с электромагнитом.

Передвижение тележки осуществляется мотором также посредством одной пары цилиндрических зубчатых колес и червячной

тележек для мостовых кранов по данным Союзтранстехпрома
подъема 13 м)

В			Г		Д		Е			Вес в кг		
I	II	III	—	I	II	III	Механич. оборудов.	электрическое оборудование				
								I	II	III		
770	786	803	650	615	2020	2175	2395	2000	305	415	595	
950	958	990	750	790	2240	2290	2530	2810	438	520	820	
1024	1044	1076	735	745	2190	2250	2415	3310	450	590	820	
1210	1240	1243	865	905	2535	2590	2885	5200	545	700	1130	

передачи (фиг. 230), или только одних цилиндрических зубчатых колес (фиг. 231 и 232).

Для ограничения передвижения тележки на мосту устанавливаются рычажные выключатели для автоматического выключения тока.

§ 9. Тележки мостовых кранов.

На фиг. 230 показана двухмоторная электрическая тележка Союзтранстехпрома.

Габаритные размеры, веса, данные для элементов механизмов подъема и передвижения, приведены в таблицах 38—40.

В таблицах приведены данные для 3 групп кранов: на кран I группы (легкая работа) должна быть установлена тележка с режимом работы в 15%, на кран II группы (нормальная работа) — тележка с режимом работы в 25% и на кран III группы (тяжелая работа) — тележка с режимом работы в 40%.

На фиг. 231 и 232 показана двухмоторная электрическая тележка зав. „Демаг“ грузоподъемностью в 7,5 т, высота подъема 10 м, скорость подъема — 12 м/мин.

Мотор для подъема установлен в 25 л. с., с $n=720$ об/мин. Скорость передвижения тележки — 40 м/мин. Мотор для передвижения 8,1 л. с. с $n=1000$ об/мин.

Передача от мотора d к барабану c и от мотора k к ходовым колесам P производится одними цилиндрическими колесами.

Цилиндрические зубчатые колеса m/n и fg , сидящие на одном валу с мотором, как имеющие большие скорости, находятся в кожухе и работают в масляной ванне.

Передача зубчатыми цилиндрическими колесами выгоднее

Элементы механизма подъема груза в тележках мостовых кранов по данным Союзтранстехпрома

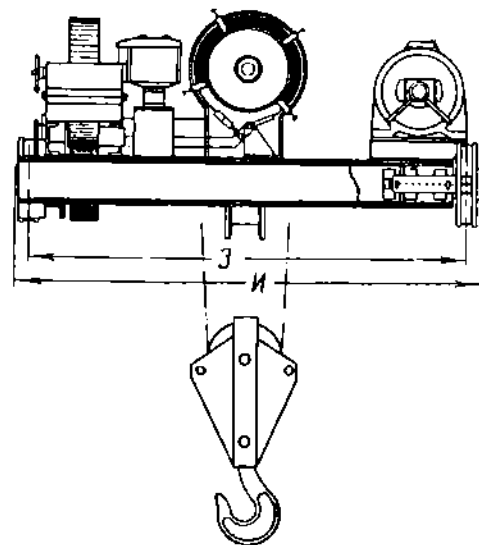
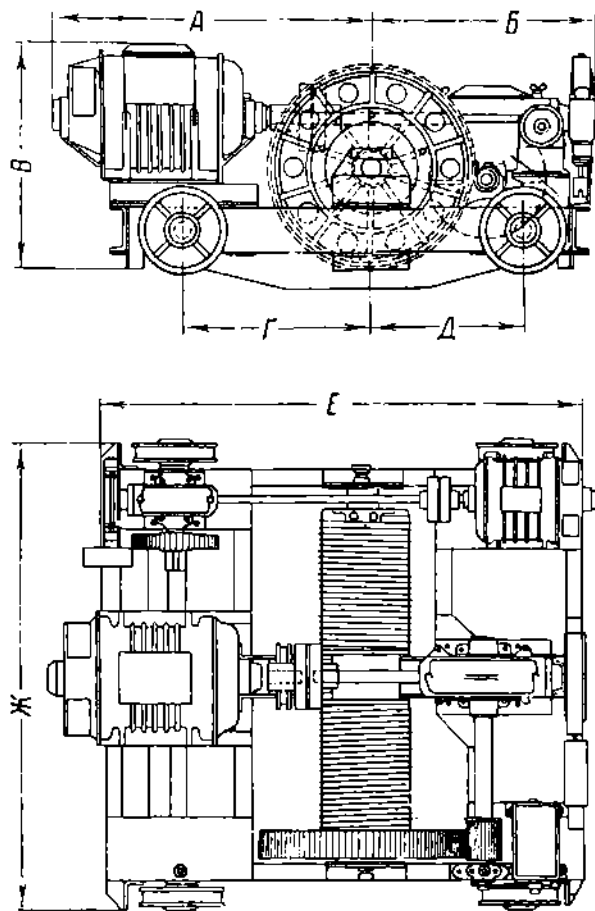
Подъемная сила	Скорость подъема	К а н а т					Червячная передача					Шестеренная передача				Мотор			Т и п
		Число канатов	Усилие на стренги	Диаметр каната	Диаметр проволоки	Диаметр барабана	Расстояние между центрами	Шаг	Число витков	Число зубьев	Передаточное число	Шаг	Число зубьев шестеренки	Число зубьев колеса	Передаточное число	Мощность	Число оборотов в 1 мин.	% режим работы	
т	м/мин		кг	мм	мм	мм	мм	мм			мм				л. с.				
3	5,5 7,6 15,2	4	830	13	0,6	300	158	6 8 10	2 2 3	44 32 24	22 16 8	6	24	92	3,88	6,9 8,7 15,5	965 965 965	15 25 40	КТ 40/1003 КТ 75/1004 КТ 150/1005
5	5,3 7,0 12,9	4	1350	16	0,7	350	198	8 10 12	2 2 3	42 32 26	21 16 8,7	8	17	80	4,7	9,5 12,7 23,0	965 965 965	15 25 40	КТ 55/1003 КТ 110/1004 КТ 220/1005
10	5,1 5,1 10,9	4	2680	20	0,9	400	270	12 14 16	2 2 3	38 32 27	19 16 9	12	12	78	6,5	19,5 23,0 38,8	965 965 965	15 25 40	КТ 110/1004 КТ 150/1005 КТ 400/1006
15	3,4 — 6	6	2680	20	0,9	400	326	14 16 18	2 2 3	40 34 30	20 11,3 10	12	12	78	6,5	18,6 32,6 31,2	965 965 965	15 25 40	КТ 110/1004 КТ 220/1005 КТ 400/1006
20	3,4 5,7 6,4	6	3600	22	1,0	500	398	16 18 20	2 2 3	43 38 34	21,5 12,7 11,3	14	12	86	7,16	25,2 39,8 44,6	965 965 965	15 25 40	КТ 150/1005 КТ 300/1006 КТ 500/1007

Элементы механизма передвижения тележки мостовых кранов по данным Союзтранстехпрома

Подъемная сила	Скорость передвижения	Давление на колесо	Ширина рельса	Диаметр холодного колеса	Диаметр оси колеса	Сопровожден. движению с перекосом	Червячная передача					Шестеренная передача				Мотор			Т И П
							Расстояние между центрами	Шаг	Число ниток	Число зубьев	Передаточное число	Шаг	Число зубьев шестерни	Число зубьев колеса	Передаточное число	Мощность	Число оборотов в минуту	Режим работы	
т	м/мин	кг	мм	мм	мм	кг	мм	мм				мм							
3	25,7 25,7 38,3	1150	50	250	50	165	134	6 π	2	36	18	6 π	28	46	1,64	1,6	965	15	КТ 11/1001
								6 π	2	36	18					1,6	965	25	КТ 11/1001
								6 π	3	36	12					2,0	965	40	КТ 22/1002
5	25,7 25,7 38,3	1800	50	250	50	300	134	6 π	2	36	18	6 π	28	46	1,64	2,7	965	15	КТ 22/1002
								6 π	2	36	18					2,7	965	25	КТ 22/1002
								6 π	3	36	12					3,7	965	40	КТ 10/1003
10	23,5 23,5 35,2	3400	50	350	70	435	158	8 π	2	32	16	8 π	17	48	2,82	3,3	965	15	КТ 22/1002
								8 π	2	32	16					3,3	965	25	КТ 30/1002
								8 π	3	32	10,7					4,9	965	40	КТ 55/1003
16	23,5 23,5 35,2	4850	50	350	80	565	158	8 π	2	32	16	8 π	17	48	2,82	4,2	965	15	КТ 30/1002
								8 π	2	32	16					4,2	965	25	КТ 30/1002
								8 π	3	32	10,7					6,3	965	40	КТ 55/1003
20	21,6 21,6 32,4	6300	50	400	100	870	158	10 π	2	24	12	10 π	12	56	4,66	6,4	965	15	КТ 40/1003
								10 π	2	24	12					6,4	965	25	КТ 55/1003
								10 π	3	24	8					8,7	965	40	КТ 110/1004

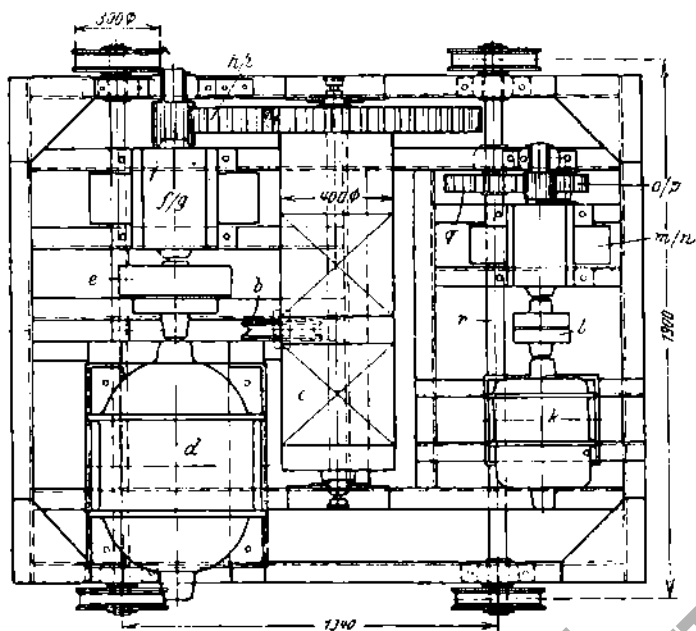
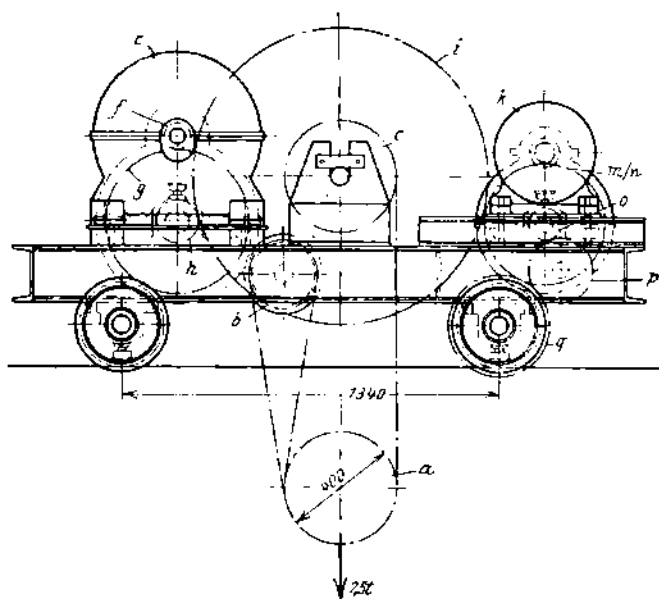
Габаритные размеры нормальных электрических мостовых кранов по данным Союзстранстехпрома
(Высота подъема 13 м — фиг. 236)

Грузоподъемность в т.	Пролет в м	Скорость в м/мин			Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	К	Диаметр бегуна	а	Вес в кг			Давление на колесо	А
		подъем	передви- ние тележки	передви- ние моста											механизм передвиж.	жел. констр. моста с будкой			
																от	до		
I. Группа для легкой работы																			
3	13,8—17,2	5,5	25,7	73	140	90	2 600	300	3 315	720	770	2 415	400	50	1 050	4 500	5 500	4 400	—
5	13,8—17,2	5,3	25,7	73	143	110	2 590	310	3 420	815	915	2 525	400	50	1 070	4 900	6 000	6 000	—
10	15,0—17,2	5,1	23,5	68	170	200	2 460	440	4 090	915	990	3 010	600	50	1 300	6 500	7 500	9 000	—
15	15,0—17,2	3,4	23,5	58	192	725	2 365	535	4 690	852	920	3 570	700	60	1 820	7 500	8 800	12 100	—
20	13,8—16,0	3,4	21,6	55	192	920	2 340	560	4 660	885	1 065	3 515	700	70	1 800	7 600	8 700	15 300	—
II. Группа для нормальной работы																			
3	13,8—17,2	7,6	25,7	101	145	60	2 590	310	3 315	770	765	2 450	400	50	1 050	4 900	6 000	4 800	1 270
5	13,8—17,2	7,0	25,7	95	155	20	2 520	380	3 670	940	910	2 665	500	50	1 180	5 600	6 800	6 200	1 415
10	15,0—17,2	6,1	23,5	86	180	170	2 450	450	4 090	907	1 022	3 005	600	60	1 350	7 000	8 100	9 400	1 625
15	15,0—17,2	5,8	23,5	80	192	680	2 340	560	4 690	923	935	3 580	700	60	1 850	8 100	9 400	12 500	1 861
20	13,8—16,0	5,7	21,6	76	192	960	2 265	635	4 660	1 160	1 065	3 545	700	70	1 800	8 000	9 300	15 800	2 050
III. Группа для тяжелой работы																			
3	13,8—17,2	15,2	38,3	123	155	30	2 520	380	3 465	900	845	2 580	500	50	1 160	5 500	6 800	5 100	1 380
5	13,8—17,2	12,9	38,3	115	170	20	2 460	440	3 870	995	895	2 840	600	50	1 330	6 000	7 500	6 600	1 445
10	15,0—17,2	10,9	35,2	106	192	65	2 365	535	4 290	1 130	1 020	3 180	700	60	1 620	7 600	8 800	9 800	1 765
15	15,0—17,2	6,5	35,2	94	192	585	2 265	635	4 690	1 085	945	3 545	700	70	1 850	8 700	10 000	12 900	1 990
20	13,8—16,0	6,4	32,4	89	224	865	2 265	635	4 860	1 360	1 070	3 515	800	70	2 050	8 500	10 000	16 000	2 145

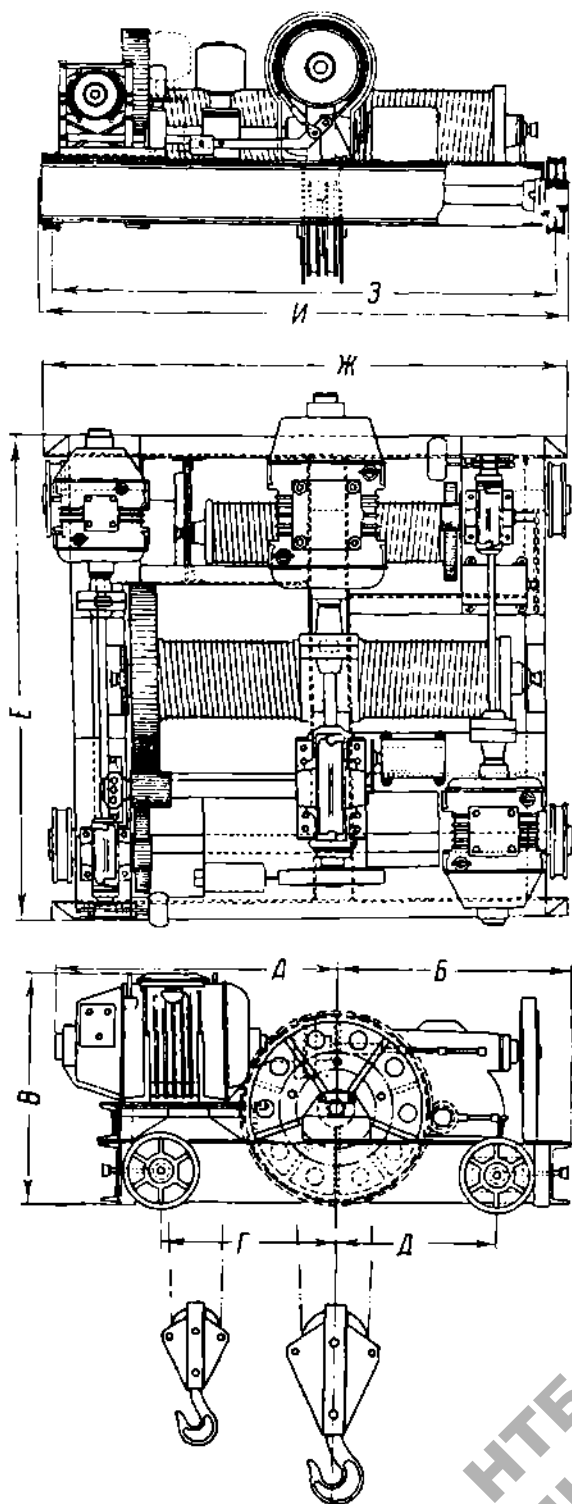


Фиг. 230. Двухмоторная электрическая тележка (Союзтранстехпром).

НТБ
ДНУЖТ

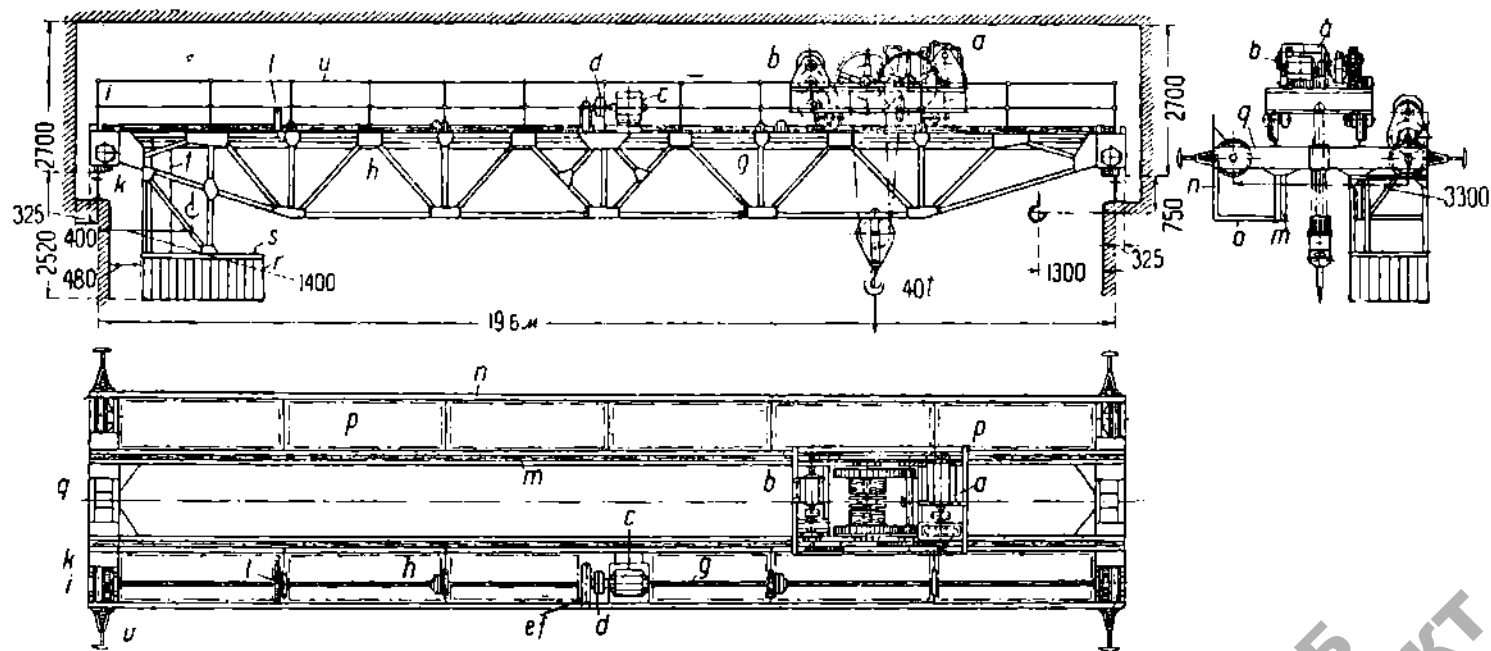


Фиг. 231 и 232. Двухмоторная электрическая тележка („Демаг“).



Фиг. 233. Трехмоторная электрическая тележка для мостовых кранов с добавочным подъемом (Союзтранстехпром).

НТБ
ДУЖТ

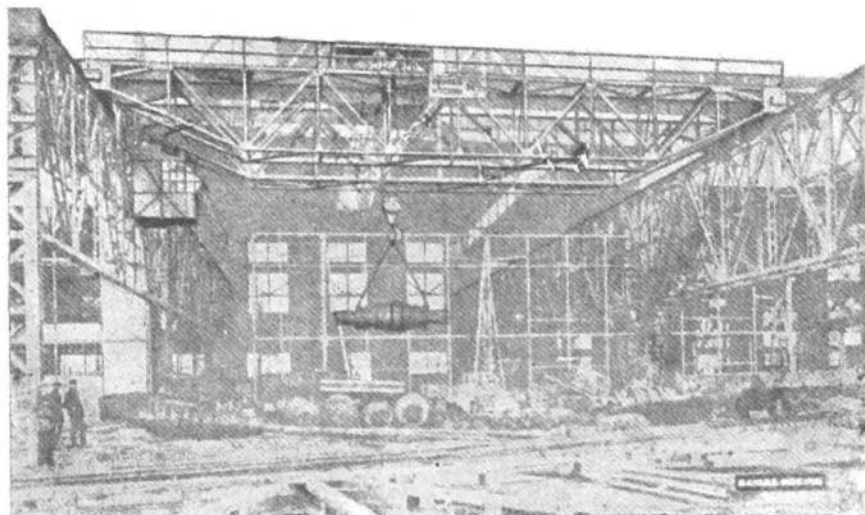


Фиг. 234. Трехмоторный электрический мостовой кран с двумя боковыми площадками, грузоподъемностью 40 т и пролетом 19,6 м (Ардельтверке) *a* — мотор для подъема; *b* — мотор для передвижения тележки. Мост: *c* — мотор для передвижения моста; *d* — эластичная муфта; *e* — *f* — пара зубчатых колес, работающих в масляной ванне; *i* — *k* — пара зубчатых колес, передающих вращение от вала *g* к ходовым колесам; *l* — тормоз; *d* — муфта; *q* — концевые балки; *v* — буфера; *n* — галерея; *t* — перила; *m* — главная ферма; *r* — ограждение кабинки; *t* — лестница.

червячной (более высокий коэффициент полезного действия и быстрота ремонта) и не требует такой точности при изготовлении и установке, как червячная передача.

Трехмоторные электрические тележки применяют в мощных кранах с грузоподъемностью от 10 т (фиг. 233). Добавочный крюк предназначается для подъема мелких грузов, а при работе в литейных, где ковш с жидким металлом поднимает крюк с большой грузоподъемностью, добавочный крюк поворачивает ковш при выливании металла.

На фиг. 235 показан моторный электрический мостовой кран раскосной системы с добавочным подъемом для обслуживания склада валков. Грузоподъемность крана 30 т и 7,5 т.

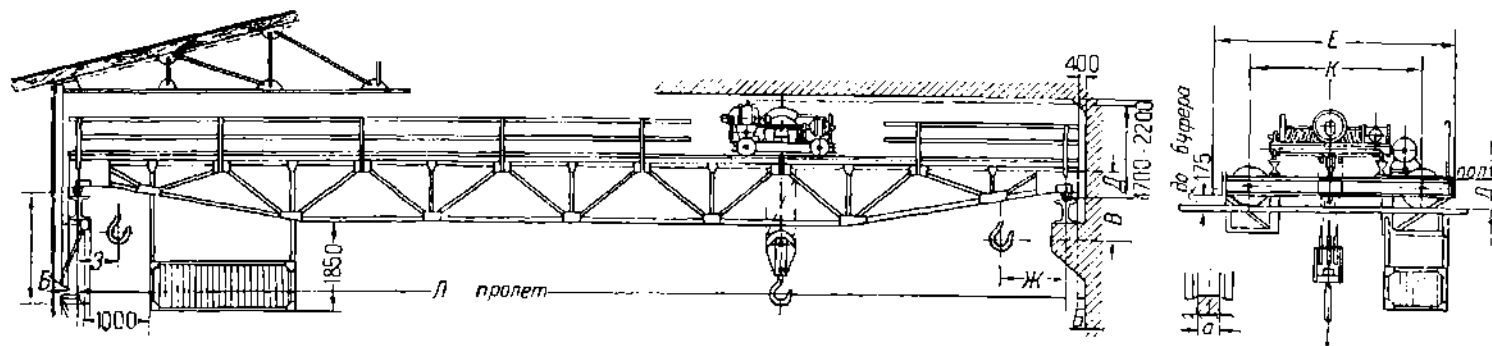


Фиг. 235. Моторный электрический мостовой кран, раскосной системы с добавочным подъемом для обслуживания склада валков. Грузоподъемность крана 30 т и 7,5 т.

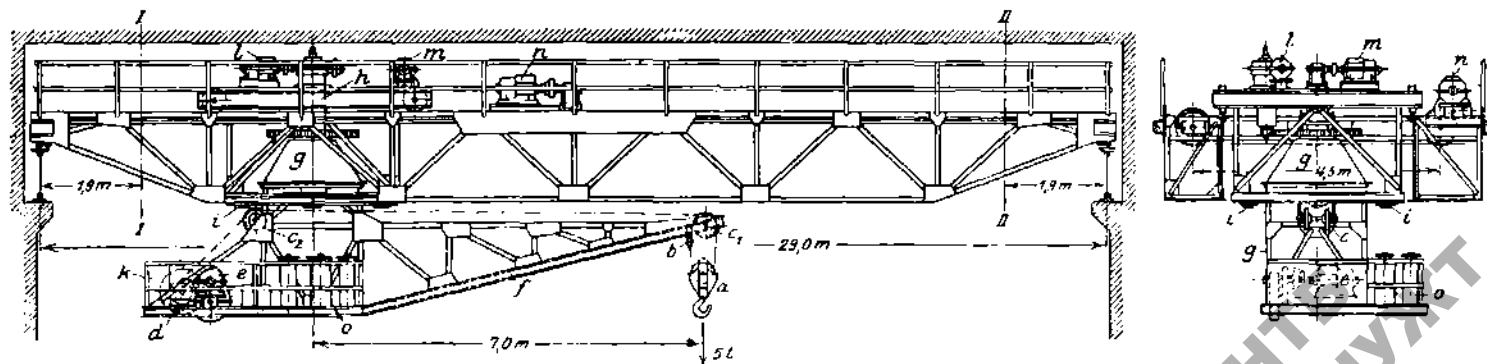
§ 10. Мостовые краны специального назначения

Мостовой кран с передвижной стрелой. Нормальным мостовым краном (фиг. 236) можно обслуживать площадь только одного пролета, но имеются такие операции, при которых необходимо перемещать грузы в смежные пролеты. В таких случаях применяют мостовые краны с приспособленными к ним особыми устройствами, которые и обслуживают эти операции.

Особое приспособление такого крана состоит в стреле, которая может вращаться в любом направлении и имеет поперечное перемещение.



Фиг. 236. Нормальный трехмоторный электрический мостовой кран раскосной системы.



Фиг. 237. Мостовой кран с передвижной стрелой (Ардельверке): *a* — крановая обоймица; *c*₁ и *c*₂ — направляющие блоки; *o* — контроллер; *e* — мотор для подъема груза; *m* — мотор для передвижения стрелы; *l* — мотор для поворота стрелы; *n* — мотор для передвижения моста; *f* — укосина.

25 м/мин, мощность мотора 6,4 л. с., $n = 865$ об/мин; скорость передвижения моста 80 м/мин, мощность мотора 29,2 л. с., $n = 775$ об/мин.

§ 11. Козловый кран

Применяется на заводских дворах и на складах; строится подвижным и неподвижным.

Ферма подвижного крана укрепляется на 4 ходовых колесах, приводимых в движение мотором, как показано на схеме (фиг. 238).

Показанный на фиг. 239 подвижной козловый кран имеет грузоподъемность в 5 т при пролете в 8 м; скорость подъема 6 м/мин, мощность мотора 10 л. с., $n = 950$ об/мин; скорость передвижения тележки — 20 м/мин, мощность мотора 1,4 л. с., $n = 950$ об/мин; скорость передвижения крана 60 м/мин, мощность мотора 10 л. с., $n = 950$ об/мин.

Управление краном производится при помощи канатов, концы которых олушены вниз. На фиг. 239 показан кран, обслуживающий склад олоков.

Глава 8

ПОВОРОТНЫЕ КРАНЫ

Поворотные краны применяются в литейных, механических и других цехах, а также на складах.

§ 1. Поворотный кран с постоянным вылетом

Состоит из стойки, поперечины и укосины, которые составляют ферму, вращающуюся вокруг вертикальной оси. Ферма крана склепывается или сваривается из прокатного железа.

При определении усилий, действующих на стержни фермы, пренебрегают разгружающим натяжением каната или цепи, а собственный вес, приложенный в центре тяжести фермы, распределяют соответственно между стержнями.

Определение усилий в опорах крана; обозначим:

Q — поднимаемый груз;

G_1 — собственный вес вращающейся части;

V — вертикальное усилие на подпятник;

H — горизонтальное усилие в опорах;

Значение плеч a , e , e_1 и h_1 указано на фиг. 240.

Общее вертикальное усилие $V = Q + G_1$.

Горизонтальное усилие H в опорах определяется из уравнения моментов относительно нижней опоры.

$$H_1' h_1 = Ve = Qa + G_1 e_1;$$

$$H_1'' = \frac{1}{h_1} (Qa + G_1 e_1).$$

Так как горизонтальное усилие в нижней и верхней опорах одинаково, то $H_1'' = H_1'$

Соотношение между h_1 , расстоянием от верхней до нижней опоры и вылетом a принимают $h_1 = (0,5 \div 1,0) a$.

К нижней части колонны укрепляется один конец круглого стержня, другой конец которого является цапфой и пятой.

Диаметр стержня определяется из расчета на изгиб и сжатие. Цапфа и пята рассчитываются на удельное давление.

Наибольшее результирующее напряжение при изгибе и сжатии в стержне (фиг. 241):

$$\sigma_r = \sigma + \sigma'' = \frac{H u_1}{\frac{\pi}{32} d_1^3} + \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \text{ кг/см}^2$$

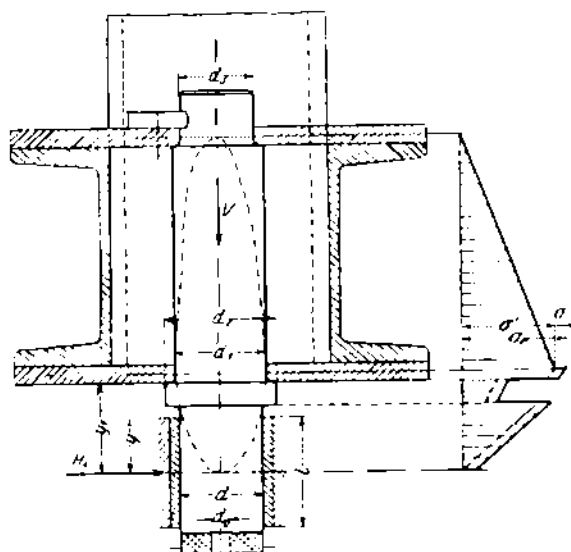
Для стали k_d допускается $800 \div 1200 \text{ кг/см}^2$.

Удельное давление на боковую поверхность:

$$k = \frac{H_1}{ld} \text{ кг/см}^2.$$

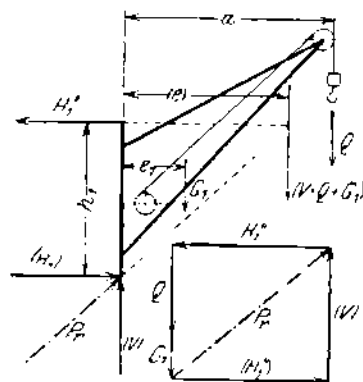
При медленном повороте крана допускается удельное давление от 80 до 120 кг/см^2 .

Удельное давление на пяте:



Фиг. 241. Укрепление нижней части колонны.

шарикоподшипники со сферическим сидением (фиг. 243 и 244). Для того чтобы стойка крана находилась в вертикальном положении, верхний конец ее (цапфу) устанавливают в опоре, которая укрепляется к стене или к колонне (фиг. 248). Диаметр цапфы опреде-



Фиг. 240. Схематическое изображение стеного поворотного крана.

$$k = \frac{V}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)} \text{ кг/см}^2;$$

$$k = 100 \div 150 \text{ кг/см}^2.$$

На фиг. 242 конец стержня упирается в плоскую пяту, лежащую на свинцовой прокладке. На фиг. 242 и 243 опорой для цапфы служит бронзовая втулка, но при больших усилиях и для уменьшения потерь от трения устанавливают шариковые подшипники.

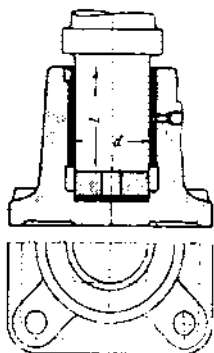
На фиг. 244 показан сферический радиальный шарикоподшипник, воспринимающий усилие от цапфы.

Для осевых усилий применяются упорные шарикоподшипники со сферическим сидением (фиг. 243 и 244). Для того чтобы стойка крана находилась в вертикальном положении, верхний конец ее (цапфу) устанавливают в опоре, которая укрепляется к стене или к колонне (фиг. 248). Диаметр цапфы опреде-

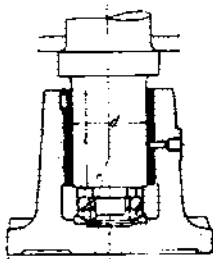
ляют из расчета на изгиб и на удельное давление. Усилие от цапфы к опоре передается через бронзовую втулку (фиг. 245), или через сферический радиальный шариковый подшипник (фиг. 246).

Для избежания самопроизвольного поворачивания крана, что может часто происходить при шариковых опорах, необходимо стойку крана устанавливать точнее в вертикальном положении. Усилие для поворота крана зависит от сопротивления трения в цапфах и в пяте. При кольцевой пяте и одинаковом диаметре нижней и верхней цапфы общий момент трения относительно оси стойки определяется из уравнения (см. фиг. 241):

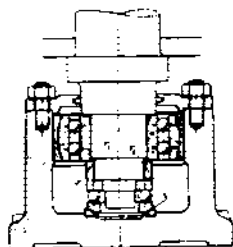
$$M = (Q + G_1) \mu_1 \frac{r_1 + r_0}{2} + 2H_1 \mu_2.$$



Фиг. 242. Крепление нижнего конца колонны.



Фиг. 243. Крепление нижнего конца колонки.

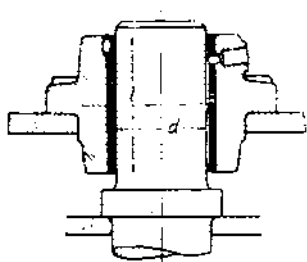


Фиг. 244. Крепление нижнего конца колонки.

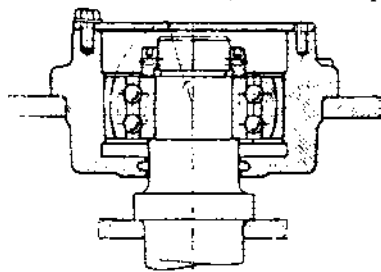
Значение для коэффициентов трения принимают:

$$\mu_1 = \mu = 0,1.$$

Подъем груза стенным поворотным краном, показанным на фиг. 243 производится мотором мощностью 2,7 л. с. при



Фиг. 245. Укрепление верхнего конца колонны.



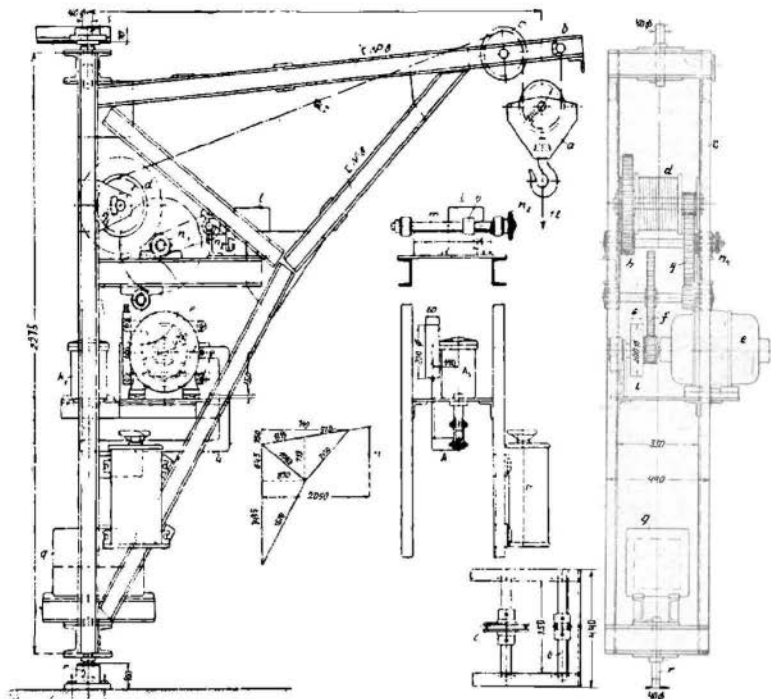
Фиг. 246. Укрепление верхнего конца колонны.

$n = 1350$ об/мин, со скоростью 7 м/мин. Движение от мотора к барабану передается при помощи зубчатых цилиндрических колес f , g и h . Для ограничения подъема крюка установлен концевой выключатель I , который связан с подъемным механизмом цепной передачей со звездочками n_1 и n_2 .

Управление мотором производится через контроллер.

Удержание груза в поднятом положении и опускание его про-

изводятся посредством двухколесного тормоза, колески которого связаны с электромагнитом k_1 при помощи рычага k .

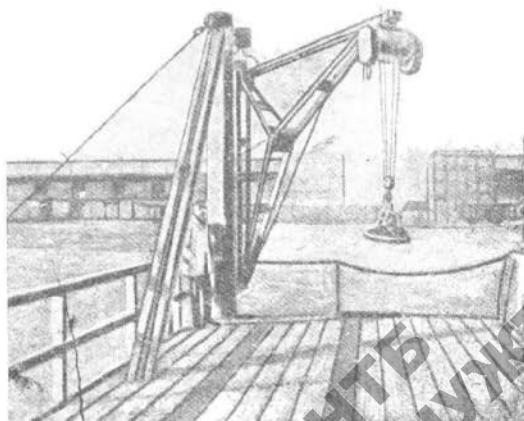


Фиг. 247. Электрический стенной поворотный кран на 1 т с вылетом 2,05 м (Большани).

§ 2. Поворотный кран с неподвижной колонной

Этот кран имеет колонну, нижний конец которой укреплен неподвижно в фундаментной плите, а на верхнем конце помещена траверса. К траверсе подвешена коробка с катками (фиг. 249). Катки служат для передачи горизонтального усилия на колонну и для замены скользящего трения трением качения.

Для уменьшения опрокидывающего момента к ферме крана крепяют противовес, вес которого рассчитывают так, чтобы и при полном грузе и без груза опрокидывающий момент крана был одинаков.



Фиг. 248. Поворотный кран с подвешенной электро-сталью.

Фермы крана состоят из укосины и тяг или делаются в виде клепаной балки со сплошными стенками коробчатого сечения и с криволинейной осью.

Колонну в легких кранах до 300 мм в диаметре изготавливают из кованой стали, а в тяжелых кранах — клепаную из прокатного железа.

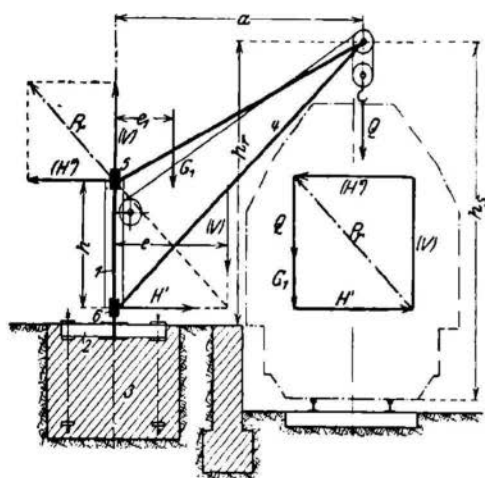
Соотношение между высотой колонны h и вылетом a выражается формулой:

$$h = (0,45 \div 0,6) a.$$

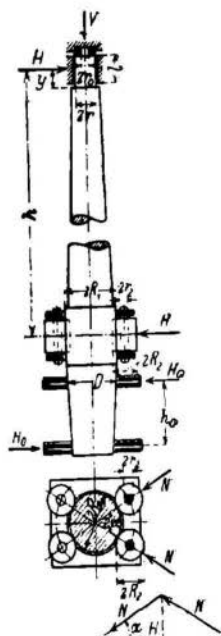
Нижний конец колонны крана (фиг. 250) делается коническим и вставляется во втулку фундаментной плиты.

Наибольший диаметр колонны определяется из уравнения:

$$\frac{\pi}{32} D^3 = \frac{M_{\max}}{k_b} = Qa + G_1 e_1.$$



Фиг. 249. Схематическое изображение поворотного крана с неподвижной колонной.



Фиг. 250. Неподвижная колонна с опорными катками.

Для стальной колонны $k_b = 800 \div 1200 \text{ кг/см}^2$
Диаметр цапфы определяется из уравнения:

$$k_b = \frac{Hy}{\frac{\pi}{32} d^3} + \frac{Q + G_1}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

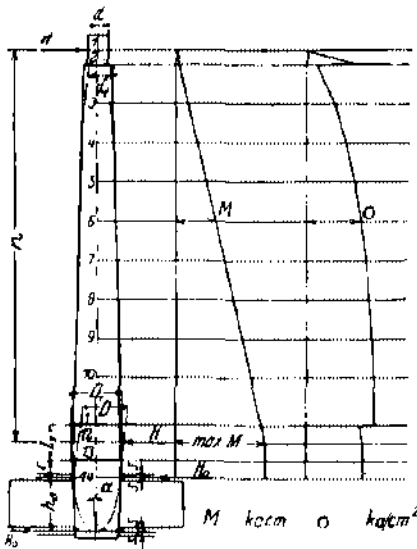
Нижнюю опорную коробку изготавливают из стального или чугунного литья или склепывают из прокатного железа. В стенках коробки, к которой прикреплена ферма крана, закрепляют оси со свободно вращающимися катками (фиг. 252). Усилие на каток определяем из уравнения:

Усилие на каток (фиг. 250)

$$N = \frac{H}{2 \cos \alpha},$$

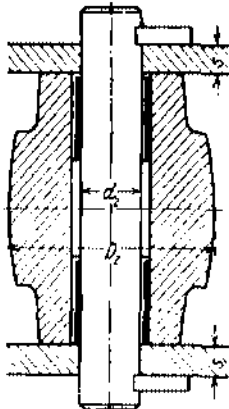
где

2α — угол, образуемый двумя прямыми, проходящими через оси обоих катков и ось колонны принимают равным 60° .



Фиг. 251. Распределение напряжений в колонне.

нения двух половин рамы; при правильной установке равнодействующая P_r от сил H'' и V (фиг. 249 и 253) будет приложена в точке пересечения оси колонны с горизонтальной осью шипов траверсы.



Фиг. 252. Крепление катка в нижней опорной коробке.

Диаметр оси катка определяется из расчета на изгиб, а в зависимости от диаметра катка выбирается:

$$D_2 = (2,5 \div 3) d_2.$$

Диаметр катка зависит от диаметра колонны:

$$D_2 = (0,2 \div 0,6) D,$$

а рабочую длину катка определяют из расчета на удельное давление:

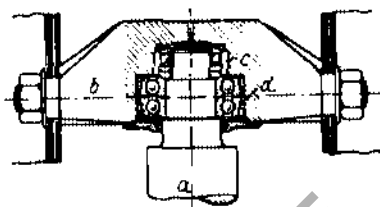
$$l = \frac{N}{kD};$$

$k = 25 \text{ кг/см}^2$ — для чугунных катков,

$k = 60 \text{ кг/см}^2$ — для стальных катков.

Траверсу устанавливают в верхнюю часть стойки для соединяющей оси колонны с горизонтальной осью шипов траверсы.

Траверсу изготовляют из стального литья или из ковкого железа и рассчитывают на изгиб: от горизонтальной силы H'' и вертикальной силы V , имеющих равнодействующую P_r .



Фиг. 253. Траверса.

Уравнение прочности будет:

$$\frac{P_r l}{4} = Wk_b,$$

где W — момент сопротивления сечения траверсы, за вычетом отверстия для опоры стойки.

Поворотный момент сопротивления. Момент сопротивления поворота крана получаем таким образом:

Верхняя опора.

Момент трения в плоской опоре равен

$$V \mu_1 \frac{r + r_0}{2}.$$

Момент трения на боковой поверхности равен $H \mu r$.

Нижняя опора.

Момент трения катков об их оси равен

$$2N \mu R_1 \frac{r_2}{R_2}.$$

Момент трения между катками и колонной равен

$$2Nf \frac{R_1 + R_2}{R_2}$$

и общий момент сопротивления при установившемся вращении будет:

$$M = V \mu_1 \frac{r + r_0}{2} + H \mu r + 2N \mu R_1 \frac{r_2}{R_2} + 2Nf \frac{R_1 + R_2}{R_2}.$$

В электрическом поворотном кране на 4000 кг (фиг. 254) с неподвижной колонной a , мотором h , мощностью 7 л. с., $n = 930$ об/мин, вращение передается барабану g_3 при помощи трех пар зубчатых цилиндрических колес $i-k$, $l-m$ и $n-o$.

Подъем груза можно производить и вручную с помощью рукоятки, надетой на передвижной вал p .

Удержание груза в поднятом положении и опускание его производится посредством электромагнитного ленточного тормоза, а при подъеме груза вручную включается храповик V .

Ферма крана с помощью катков e и траверсы d вращается вокруг неподвижной колонны a , укрепленной на фундаментной плите, которая в свою очередь укрепляется фундаментными болтами f к фундаменту.

§ 3. Определение усилия, необходимого для поворота крана

Дано: грузоподъемность $Q = 5000$ кг, вылет $a = 4,5$ м, наибольшая высота над уровнем земли $h_2 = 5$ м, расстояние между опорами колонны $h = 2$ м, скорость подъема $v = 5$ м/мин, вес крана $G_1 = 1800$ кг, расстояние до центра тяжести $e_1 = 1$ м (фиг. 249 и 250).

Вертикальное усилие от веса и груза:

$$V = Q + G_1 = 5000 + 1800 = 6800 \text{ кг.}$$

Горизонтальное усилие:

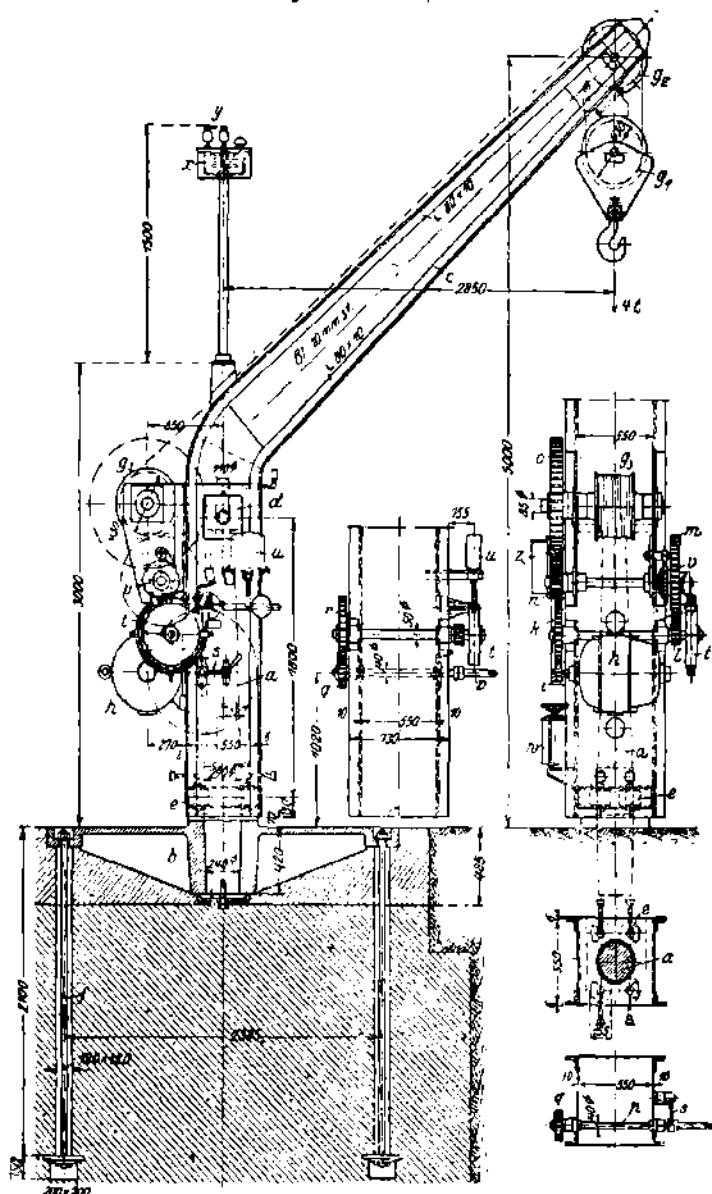
$$H = \frac{1}{h} (Qa + G_1 e_1) = \frac{1}{2,0} (5000 \cdot 4,5 + 1800 \cdot 1,0) = 12000 \text{ кг.}$$

Наибольший изгибающий момент колонны:

$$M_{\max} = Hh = 12000 \cdot 200 = 2\,400\,000 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

для стальной колонны:

$$k_b = 1000 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 254. Электрический поворотный кран с неподвижной колонной на 4 т, с вылетом 2,85 м и скоростью подъема 6 м/мин (Вольф).

Наибольший диаметр колонны:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\max}}{\pi k_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2\,400\,000}{\pi \cdot 1000}} = 290 \text{ мм}.$$

Момент, изгибающий цапфу (фиг. 250):

$$M = Hy = 12000 \cdot 8,5 = 102000 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

$$k_b = 800 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметр цапфы определяем:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi k_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 102000}{\pi \cdot 800}} = 110 \text{ мм.}$$

Напряжение сжатия:

$$k_d = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{6800}{\frac{\pi}{4} 11^2} = 71 \text{ кг/см}^2.$$

Результирующее напряжение:

$$k_{\text{рез}} = k_b + k_d = 800 + 71 = 871 \text{ кг/см}^2.$$

Толщину листов, укрепляющих нижнюю часть колонны, принимаем $s = 20$ мм (фиг. 252).

Диаметр нижнего конца колонны берем $D'' = 260$ мм.

Расстояние между укрепляющими листами принимаем

$$h_0 = 260 \text{ мм.}$$

Горизонтальное усилие на нижнем конце колонны:

$$H_0 = H \frac{h}{h_0} = 12000 \cdot \frac{2000}{300} = 80000 \text{ кг.}$$

Напряжение смятия между нижним концом колонны и листом

$$k = \frac{H_0}{2sD''} = \frac{80000}{2 \cdot 2 \cdot 26} \cong 760 \text{ кг/см}^2,$$

а допустимо $1500 \div 1800 \text{ кг/см}^2$.

Верхний конец колонны.

Удельное давление в кольцевой пяте (фиг. 250) при $d_0 = 20$ мм:

$$k = \frac{V}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)} = \frac{6800}{\frac{\pi}{4} (11^2 - 2^2)} \cong 80 \text{ кг/см}^2,$$

а допустимо $80 \div 150 \text{ кг/см}^2$.

Удельное давление в цапфе при длине цапфы $l = 120$ мм:

$$k = \frac{H}{ld} = \frac{12000}{12 \cdot 11} = 91 \text{ кг/см}^2,$$

а допустимо $80 \div 120 \text{ кг/см}^2$.

Нижняя опорная коробка.

Усилие на каток:

$$N = \frac{H}{2 \cos \alpha} = 0,58H = 0,58 \cdot 12000 = 6950 \text{ кг, при } 2\alpha = 60^\circ.$$

Диаметр катка $D_2 = 150$ мм, диаметр оси $d_2 = 50$ мм, высота катка $2l_2 + l = 200$ мм, длина бронзовой втулки $l_2 = 60$ мм, толщина опорного листа $s = 15$ мм. При указанных размерах момент, изгибающий ось:

$$M = \frac{N}{2} \cdot \frac{l_2 + s}{2} = \frac{6950}{2} \cdot \frac{6 + 1,5}{2} \cong 13000 \text{ кг/см.}$$

Напряжение изгиба в оси будет:

$$k_b = \frac{M}{\frac{\pi}{32} d_2^3} = \frac{32 \cdot 13000}{\pi \cdot 5^3} \cong 1060 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление:

$$k = \frac{N}{2l_2 d_2} = \frac{6950}{2 \cdot 6 \cdot 5} \cong 116 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение смятия между осью и опорным листом:

$$k_d = \frac{N}{2s d_2} = \frac{6950}{2 \cdot 1,5 \cdot 5} \cong 462 \text{ кг/см}^2.$$

Определение усилия для поворота крана:

$$P = \frac{1}{a} \left(\overbrace{V\mu_1 \cdot \frac{r+r_o}{2} + H\mu r + 2N\mu \frac{r_2}{R_2} R_1}^{\text{Момент трения в верхнем конце колонны}} + \overbrace{2Nf \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_2}}^{\text{Момент трения в опорных катках}} \right) =$$

$$= \frac{1}{450} \left(6800 \cdot 0,1 \cdot \frac{5,5 + 1,0}{2} + 12000 \cdot 0,1 \cdot 5,5 + \right.$$

$$\left. + 2 \cdot 6950 \cdot 0,1 \cdot \frac{2,5}{7,5} \cdot 14,5 + 2 \cdot 6950 \cdot 0,05 \cdot \frac{14,5 + 7,5}{7,5} \right) = 40 \text{ кг.}$$

§ 4. Поворотный кран с переменным вылетом

Изменение вылета крана достигается при помощи тележки передвигающейся в радиальном направлении по горизонтальным балкам.

Для передвижения тележки и для подъема и спуска груза в кране должны быть два приводных механизма.

Приводной механизм для поворота крана применяется только при большой грузоподъемности. В кранах с небольшой грузоподъемностью поворот производится вручную — цепью, укрепленной на конце укосины.

Поворотные краны употребляются чаще всего в литейных, котельных и механических цехах, где необходимо поднести груз в точно указанное место.

Определение изгибающих моментов в стойке и поперечине стеного поворотного крана (фиг. 270). При крайнем правом положении тележки изгибающий момент в по-

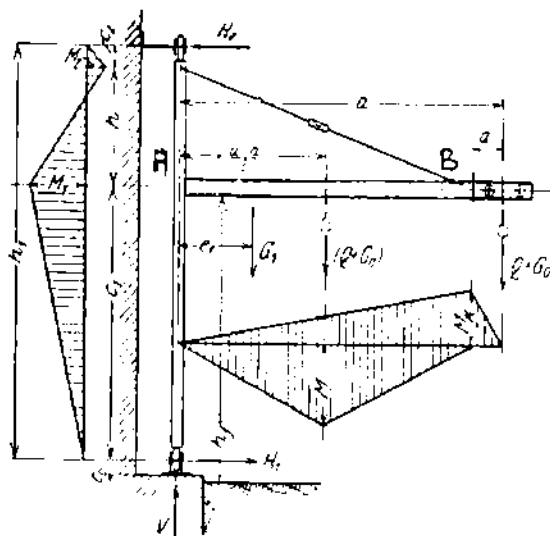
перечине $M_x = (Q + G_0)a'$, где Q — полезная нагрузка и G_0 — вес тележки.

При положении груза в середине между A и B

$$M = (Q - G_0) \cdot \frac{a - a'}{4}$$

Моменты изгиба стойки определяются из уравнений:

$$M_1 = H_1 c_1; \quad M_2 = H_1 c_2.$$



Фиг. 255. Схема для определения изгибающих моментов в стойке и поперечине.

$$H_1 h_1 = (Q + G_0)a + G_1 e_1 - G_g e_g;$$

$$H_1 h_1 = G_g e_g - G_1 e_1 - G_0 a_0;$$

$$G_g = \frac{(Q + G_0)a + 2G_1 e_1 + G_0 a_0}{2e_g}.$$

Усилие в стержнях фермы без учета собственного веса крана и натяжения цепи или каната определяется из силового многоугольника (фиг. 257 и 258), а при учете собственного веса крана, от которого мало изменяется поперечное сечение стержней, необходимо построить второй многоугольник. Натяжение цепи также оказывает влияние на размеры стойки, поэтому при расчете стойки строят третий силовой многоугольник.

На фиг. 259 показано оборудование механического цеха поворотными кранами. Здесь тележку крана заменяет кошка, передвигаемая вручную при помощи цепи тягового колеса и зубчатых цилиндрических колес.

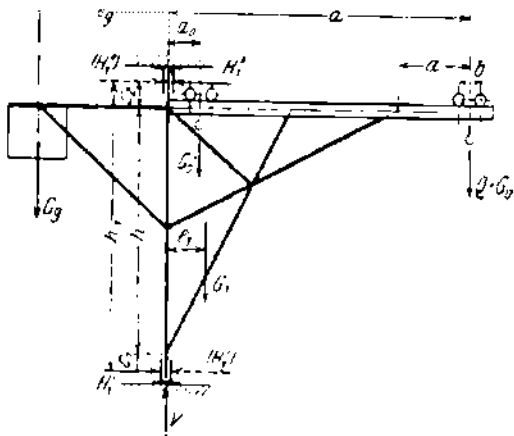
Для подъема груза служит электроталь, подвешенная к кошке.

Ферма крана на фиг. 260 состоит из стойки A , поперечины E и укосины, склепанной из швеллерного железа.

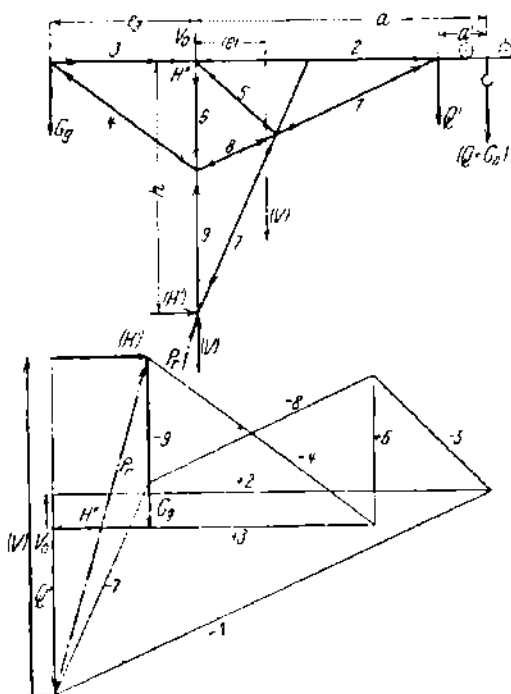
Шип верхней опоры соединен с колонной через подшипник C и прихватку H .

Нижняя опора B закреплена на железобетоне.

Подъем легкого и тяжелого груза этим краном можно производить с большей и меньшей скоростью, — для этого рычагом l включают кулачковую муфту k с зубчатыми цилиндрическими колесами f_1 , которые посажены вхолостую на одном валу с кулачковой муфтой, по обе стороны ее. Подъем легкого груза производят двумя передачами при сцеплении кулачковой муфты с правым колесом f_1 . Подъем большого груза осуществляется тремя передачами при сцеплении кулачковой муфты с левым колесом f_1 .



Фиг. 256. Схема крана со сложной укосиной и противовесом.



Фиг. 257 и 258. Ферма и силовой многоугольник крана со сложной укосиной и противовесом.

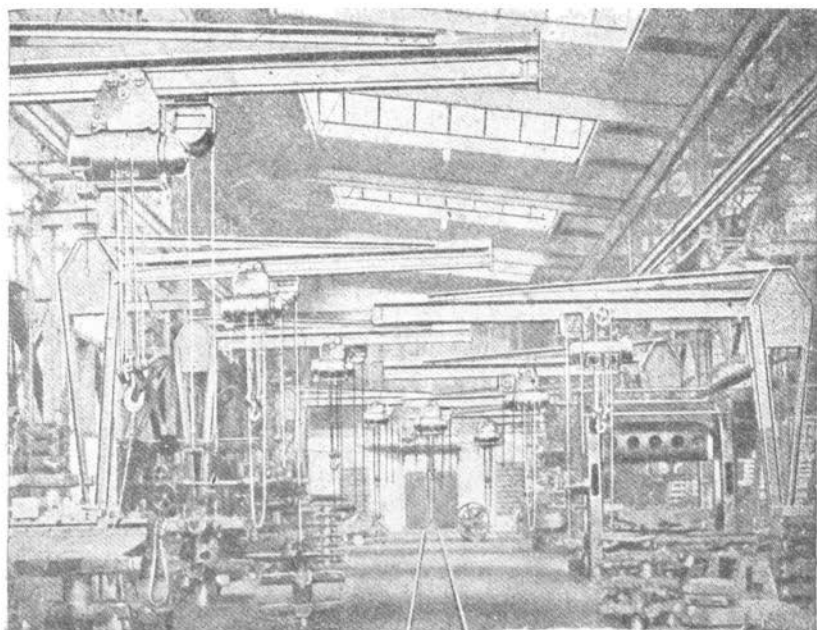
Дифференциальный ленточный тормоз служит как останочный. При опускании груза надо поднять рукоятку i .

Для передвижения тележки служит цепь m , перекинута через звездочки O и p , концы которой укреплены к тележке в n и n_2 . Цепь m получает движение от вала q , который вращается тяговым колесом r при помощи пары зубчатых цилиндрических колес t .

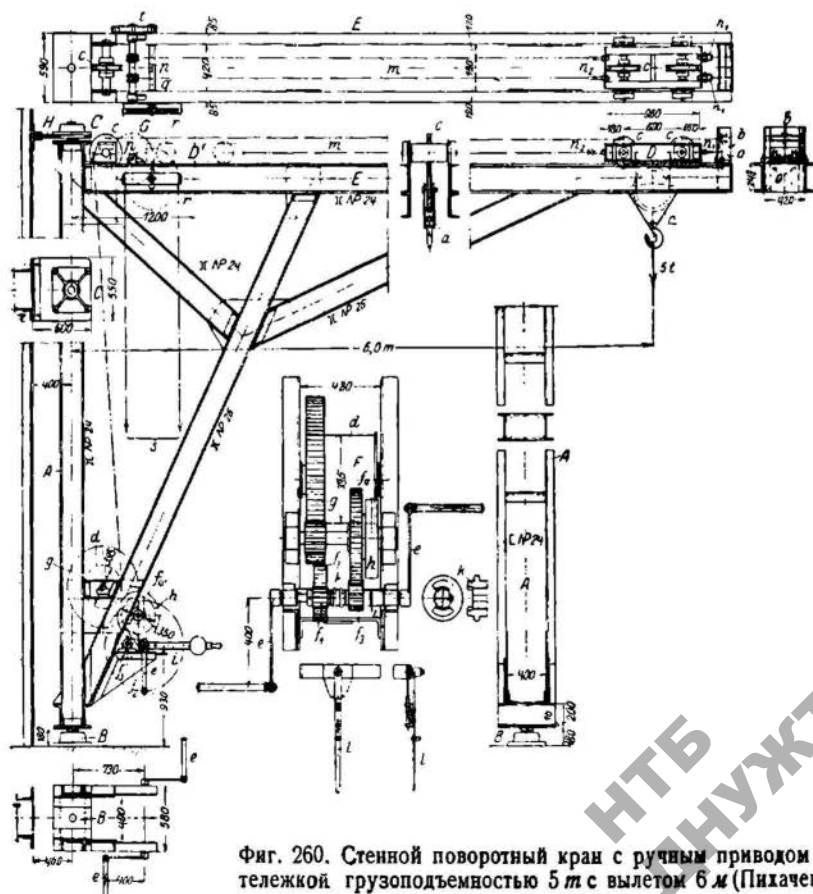
Для передвижения тележки служит цепь m , перекинута через звездочки O и p , концы которой укреплены к тележке в n и n_2 . Цепь m получает движение от вала q , который вращается тяговым колесом r при помощи пары зубчатых цилиндрических колес t .

§ 5. Деррик-кран

Деррик-кран состоит из неподвижной колонны и укосины, один конец которой шарнирно соединен с колонной, а на другом конце устроен полиспаст или вьнт, при помощи которых укосина может изменять свой вылет. Кроме



Фиг. 259. Поворотный кран с электроталью.



Фиг. 260. Стенной поворотный кран с ручным приводом и тележкой, грузоподъемностью 5 т с вылетом 6 м (Пихачек).

того укосина может поворачиваться вокруг колонны приблизительно на 270° , но существуют конструкции с поворотом на 360° .

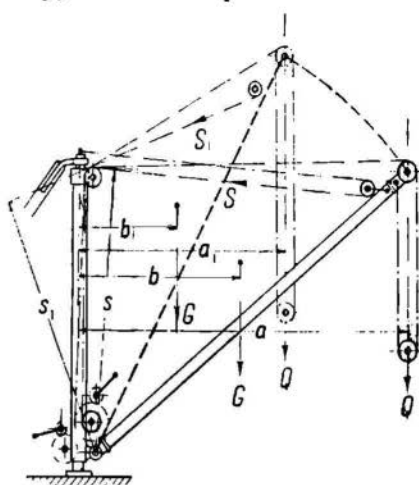
Деррик-краны применяются на строительных работах, в каменоломнях, при монтаже и при больших грузоподъемностях — на верфях и в гаванях.

При подъеме укосины, при крайних ее положениях, натяжение в канате (фиг. 261):

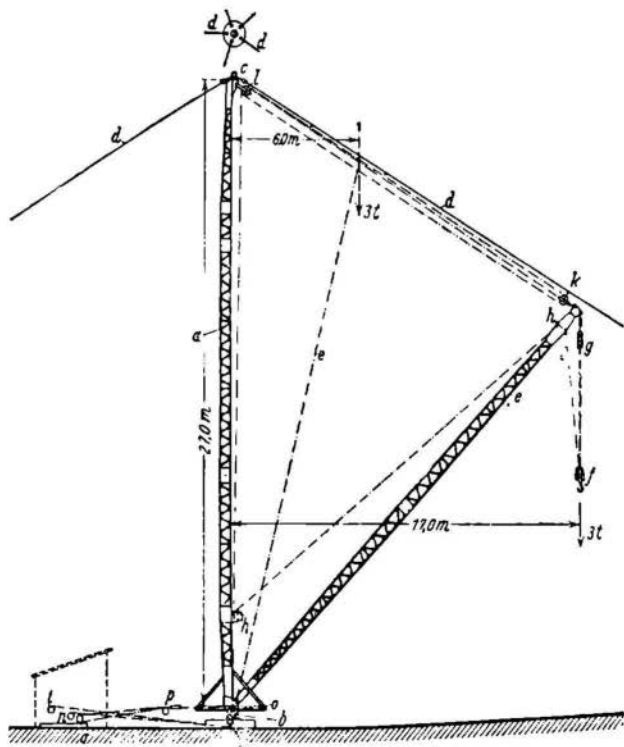
$$S = \frac{1}{2s} (Qa + Gb - Q_1c) \text{ кг};$$

$$S_1 = \frac{1}{2s_1} (Qa_1 + Gb_1 - Q_1c) \text{ кг},$$

где s и s_1 — плечи сил S и S_1 относительно точки вращения укосины;



Фиг. 261. Деррик-кран.



Фиг. 262. Деррик-кран (Шмидт Тихсен): a — колонна; b — нижняя шарнирная опора; c — верхняя шарнирная опора; d — тяги; e — укосина; f — крановая обоймица; h — направляющий блок; i — барабан для подъема груза; l и k — блоки полиспаста для подъема укосины. Грузоподъемность крана — 3 т. Укосина крана может поворачиваться на 360° , а вылет ее меняется от 17 до 6 м. Скорость подъема груза 15 м/мин. Скорость подъема конца укосины — 6 м/мин, скорость поворота конца укосины — 90 м/мин.

Вертикальное усилие, действующее на колонну, определяется из уравнения:

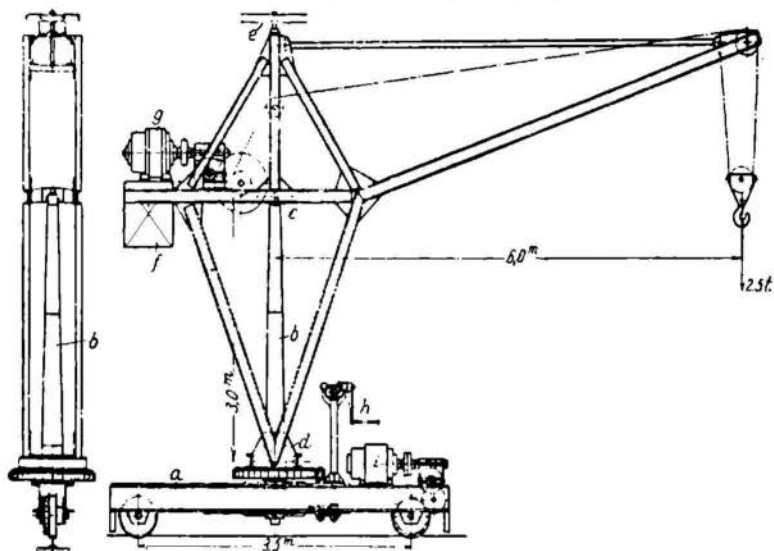
$$V = Q + G_1 + G_p,$$

а горизонтальное усилие:

$$H_f' = H_f'' = \frac{Ve}{h} = \frac{Qa + G_1e_1 - G_p e_p}{h}.$$

При расположении стрелы крана поперек движения горизонтальное усилие, действующее на ходовое колесо и на верхние ролики:

$$H_1' = H_1'' = \frac{Ve}{h_1} = \frac{Qa + G_1e_1 + G_s e_s}{c_1 + h + c_2}.$$



Фиг. 266. Велосипедный кран.

Горизонтальное усилие, действующее на верх колонны:

$$H_s'' = H_1' \frac{c_1}{h},$$

на низ колонны:

$$H_s'' = H_1' \frac{c_1 + h}{h}$$

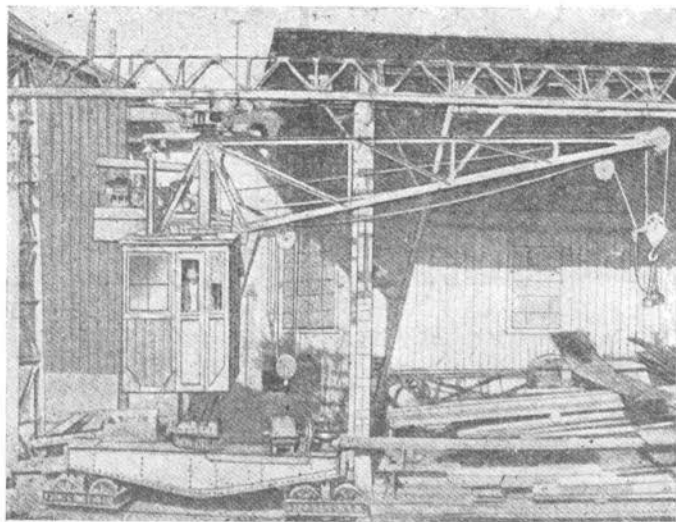
На фиг. 266 показан велосипедный кран, грузоподъемностью в 2,5 т, с вылетом в 6 м; скорость подъема 4,75 м/мин, мощность мотора 4,2 л. с., $n = 950$ об/мин.

Скорость передвижения 40 м/мин, мощность мотора 4,2 л. с., $n = 950$ об/мин.

Каретка крана склепана из двух балок a швеллерного профиля, к которым укреплена колонна b_1 .

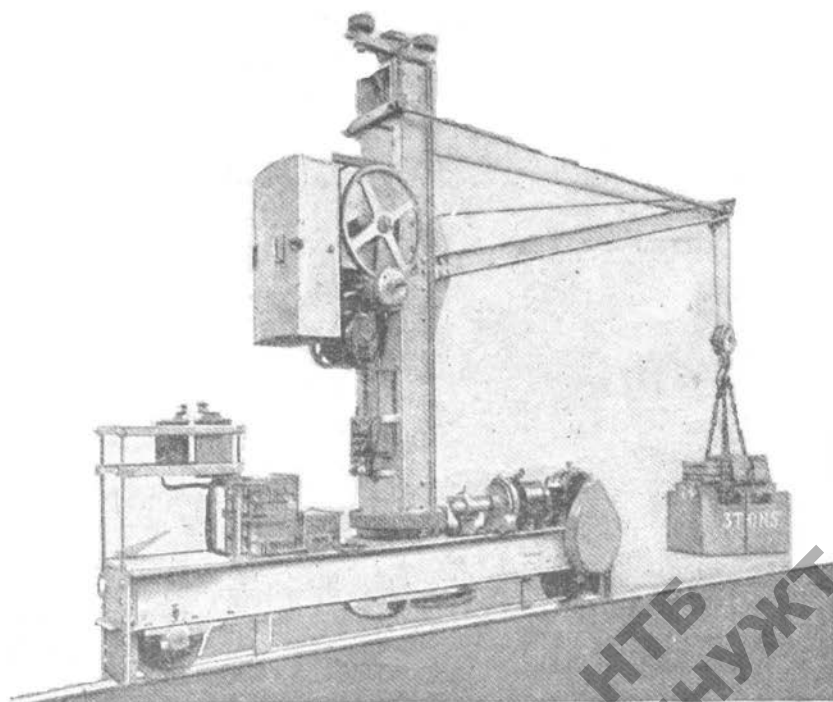
Поворот фермы происходит от вращения рукоятки h парой конических и двумя парами цилиндрических зубчатых колес.

Для подъема груза и передвижения крана передаточный механизм состоит из одной червячной передачи и одной пары цилиндрических зубчатых колес.



Фиг. 267. Велосипедный кран („Демаг“).

На фиг. 267 показан велосипедный кран на четырех ходовых колесах с подвешенным электромагнитом для обслуживания котлов цеха.

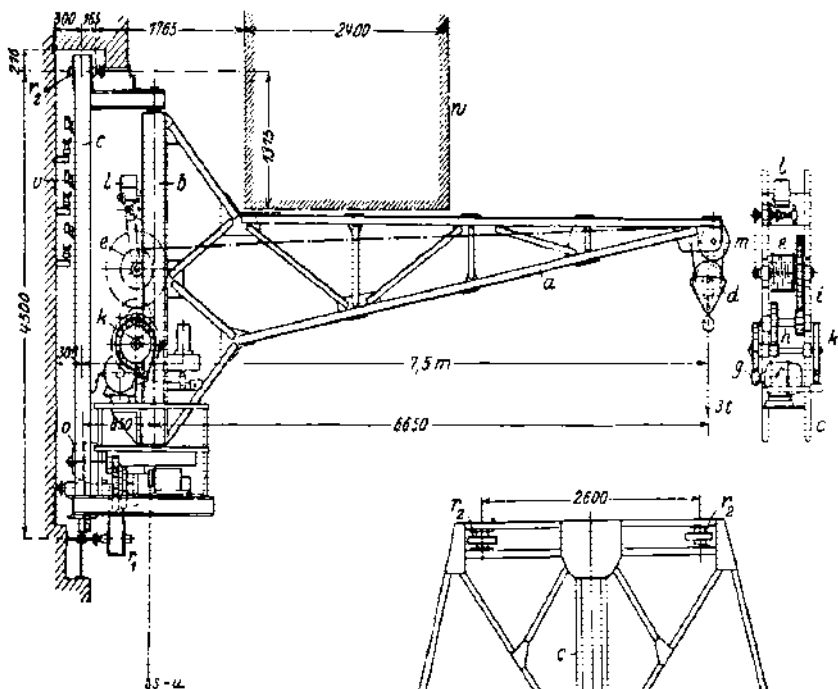


268. Велосипедный кран.

Фиг. 268 представляет велосипедный кран, обслуживающий нижний пролет механического цеха, грузоподъемностью в 3 т.

§ 7. Стенные велосипедные краны

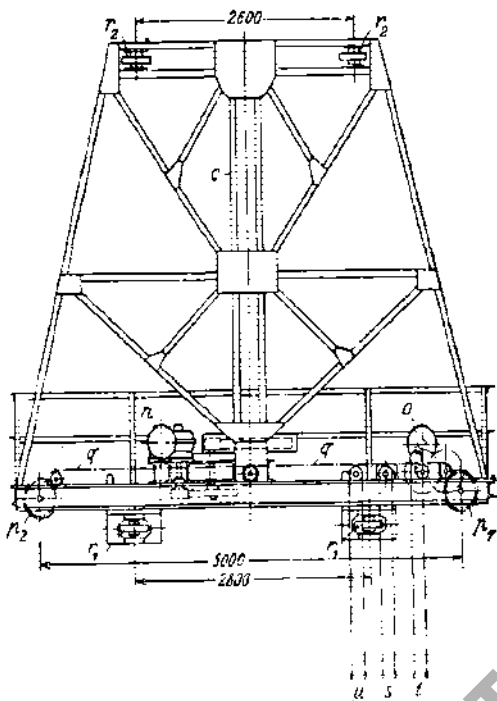
Поворотные краны с постоянной (не передвижной) установкой могут обслуживать только определенную площадь цеха, так что



иногда в одном цеху приходится ставить несколько кранов, которые бывают неполностью загружены.

Более рациональное обслуживание достигается при пользовании стенными велосипедными кранами, которые, перемещаясь вдоль цехов, могут обслуживать большую площадь.

Показанный на фиг. 269 стенной велосипедный кран (Генкель, Кассель) имеет грузоподъемность 3 т, вылет 7,5 м, скорость подъема 5,5 м/мин, мощность мотора 5,44 л. с., $n = 940$ об/мин. Скорость вращения крюка 40 м/мин, мощность мотора 2,18 л. с., $n = 930$ об/мин.



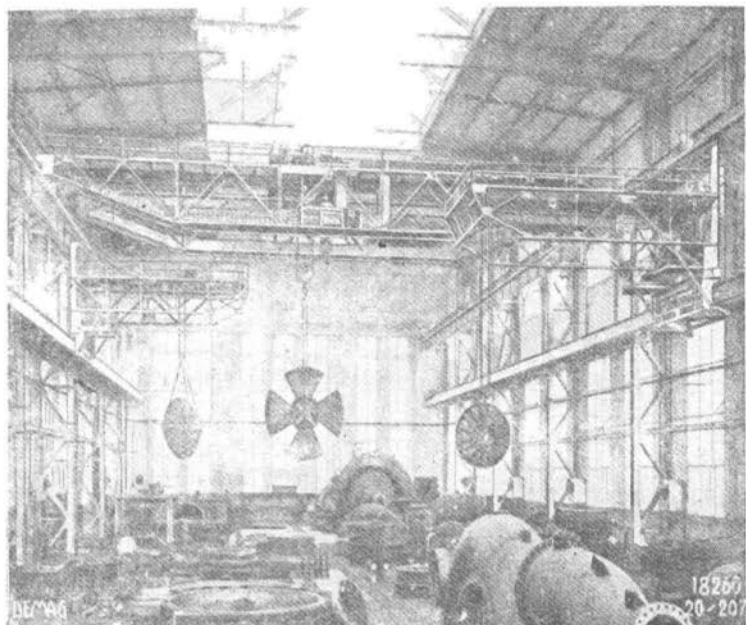
Фиг. 269. Стенной велосипедный кран.

Скорость передвижения крана 35 м/мин , мощность мотора $3,81 \text{ л. с.}$, $n = 940 \text{ об/мин}$.

Кран состоит из колонны b , на которой укреплена ферма a , служащая стрелой крана. Колонна скреплена с другой фермой c , которая при помощи двух ходовых колес p перемещается параллельно стене здания и удерживается от опрокидывания верхними роликами r_2 и нижними роликами r_1 .

Подъем груза производится мотором f , посредством трех пар зубчатых цилиндрических колес g , h и i .

Ограничитель высоты подъема l связан с барабаном e цепной передачей m .



Фиг. 270. Два стенных велосипедных крана без вращающейся фермы.

Для опускания и удержания груза установлен ленточный электромагнитный тормоз K с деревянными прокладками.

Ферма получает поворот от мотора h через одну червячную передачу и две пары зубчатых цилиндрических колес.

Кран передвигается от ходовых колес, которые вращаются мотором при помощи трех пар зубчатых цилиндрических колес.

Для избежания скольжения ведущего ходового колеса движение передается и на второе ходовое колесо цепной передачей q .

Управление моторами производится при помощи цепей, причем цепь u поворачивает ферму, цепь s поднимает груз, цепь t передвигает кран.

Электрический ток для моторов поступает через токоприемники.

Стенные велосипедные краны часто работают вместе с мостовыми кранами.

На фиг. 269 показан габарит кабинки мостового крана.

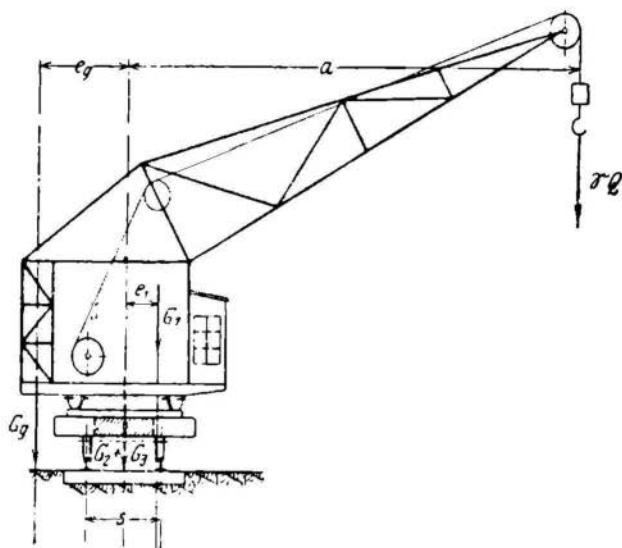
§ 8. Подвижные поворотные краны

Подвижной поворотный кран представляет собой соединение поворотного крана с подвижной платформой или с тележкой на гусеничном ходу (фиг. 271).

Кроме передвижения груза в горизонтальном направлении кран дает возможность перемещать груз по вертикали и поворачивать относительно оси.

Подвижные поворотные краны применяются на заводских дворах и на строительствах для погрузочно-разгрузочных работ, а краны с грейфером — для переброски массовых грузов: угля, руды, гравия и т. д.

Грузоподъемность кранов доходит до 40 т, а вылет до 21 м.



Фиг. 271. Схема передвижного поворотного крана.

Для устойчивости крана устанавливают противовес; для большей надежности увеличивают при расчетах опрокидывающую нагрузку Q на 50 ÷ 100%. Можно считать, что устойчивость будет достигнута, если равнодействующая всех вертикальных сил будет проходить внутри четырехугольника, проведенного через точки касания ходовых колес с рельсами.

Равнодействующая всех вертикальных сил (грузов) при нагруженном кране:

$$V = \gamma \cdot Q + G_1 + G_3 + G_2,$$

где γ — коэффициент надежности, Q — вес поднимаемого груза, G_1 — вес противовеса, G_2 — вес уравновешенной части крана, G_3 — вес неуравновешенной части крана.

Для устойчивости крана необходимо, чтобы

$$\frac{s}{2} \geq \frac{\gamma Q \cdot a + G_1 e_1 - G_2 e_g}{\gamma Q + G_1 + G_3 + G_2}.$$

Размеры плеч показаны на фиг. 271.

При ненагруженном кране:

$$V = G_1 + G_g + G_2,$$

и для устойчивости крана:

$$\frac{s}{2} \geq \frac{G_g e_g - G_1 e_1}{G + G_1 + G_2}.$$

Здесь для надежности G_g следует увеличить на 50—100%.

Сопrotивление от трения при повороте определяется из уравнения:

$$W = \frac{V}{R_1} \left(\mu \frac{d}{2} + f \right) \frac{R}{a},$$

где W — сопротивление трения, отнесенное к концу вылета, R_1 — радиус катка, R — радиус круга опорных рельсов, d — диаметр цапф катков, μ — коэффициент трения в цапфах (от 0,1 до 0,2), f — коэффициент трения катания (0,05), a — вылет крана.

Полученное сопротивление при повороте нужно увеличить на 50—100% для преодоления сил инерции во время разгона крана.

Подвижной трехмоторный поворотный кран (Maschinen und Kranbau Aktiengesellschaft, фиг. 272), имеет грузоподъемность 3 т при вылете 10 м и 5 т при вылете 5,5 м; скорость подъема 15 и 25 м/мин, мощность мотора 19 л. с., $n = 720$ об/мин; скорость поворота 2 об/мин; время полного подъема стрелы 4 мин.; скорость передвижения крана 30 м/мин., мощность мотора 10 л. с., $n = 970$ об/мин.

Подъемный механизм. Подъем груза можно произвести двумя скоростями: скоростью 15 м/мин при включении зубчатых цилиндрических колес d_1 и d_2 и скоростью 25 м/мин — включением колес e_1 и e_2 .

Управление мотором a производится контроллером w_1 .

Поворотный механизм состоит из одной червячной передачи и двух пар зубчатых цилиндрических колес $k-l$ и m_1-m_2 .

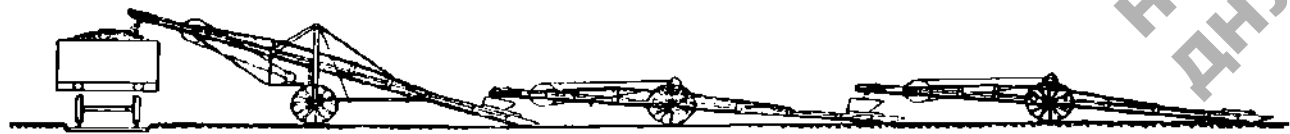
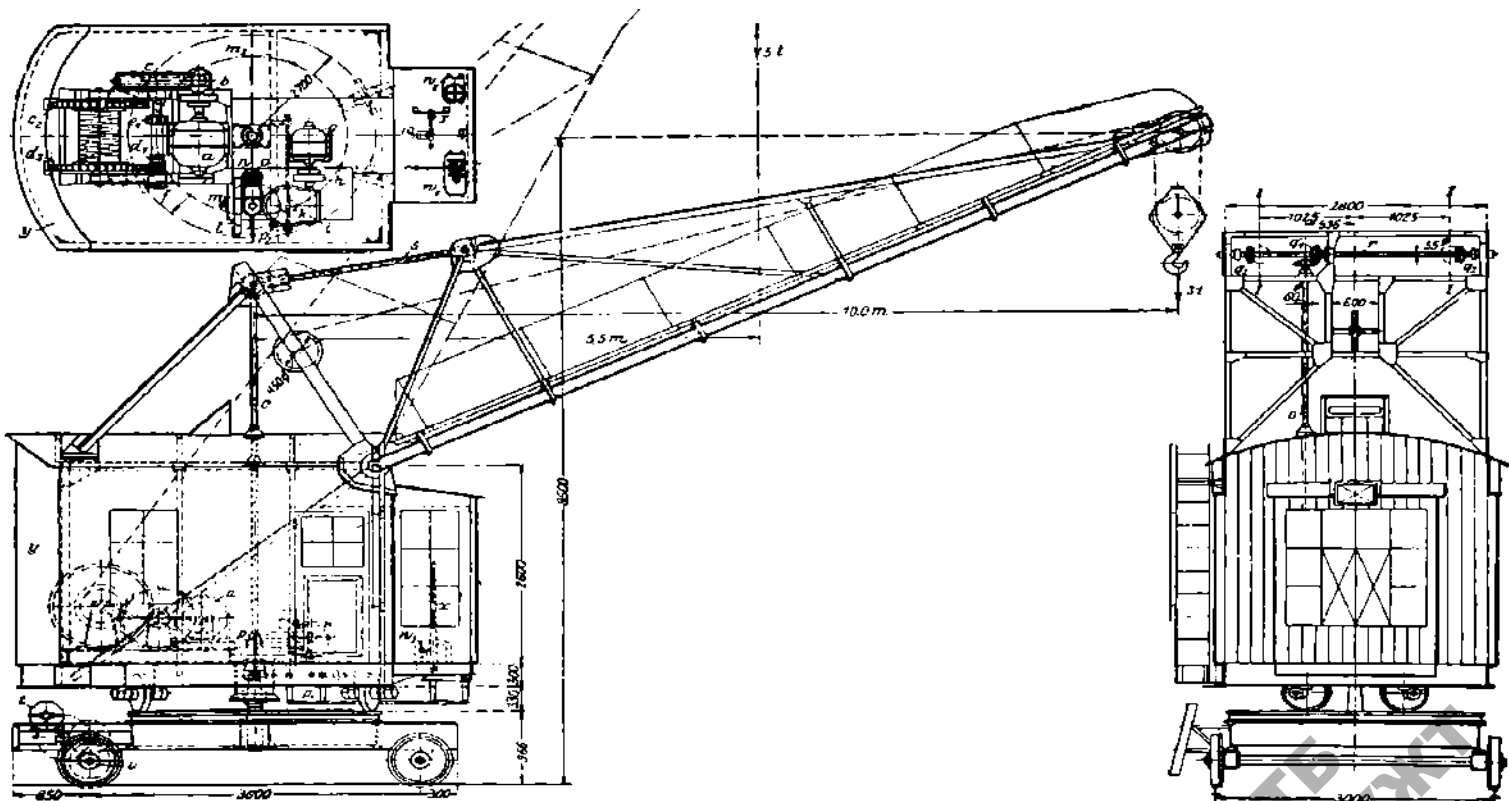
Зубчатое колесо m_2 неподвижно, а колесо m_1 вращается вокруг своей оси и колонны крана. Передаточный механизм получает вращение от мотора g , на валу которого установлен двухколodковый тормоз, управляемый рукояткой x .

Механизм подъема стрелы. От нажатия педали w_3 рычаг p_1 включает кулачковую муфту с зубчатым колесом p , приводящий во вращение вал O , а с ним при помощи двух пар конических колес q_1 и q_2 и вала r передается винту S , который и производит подъем и опускание стрелы.

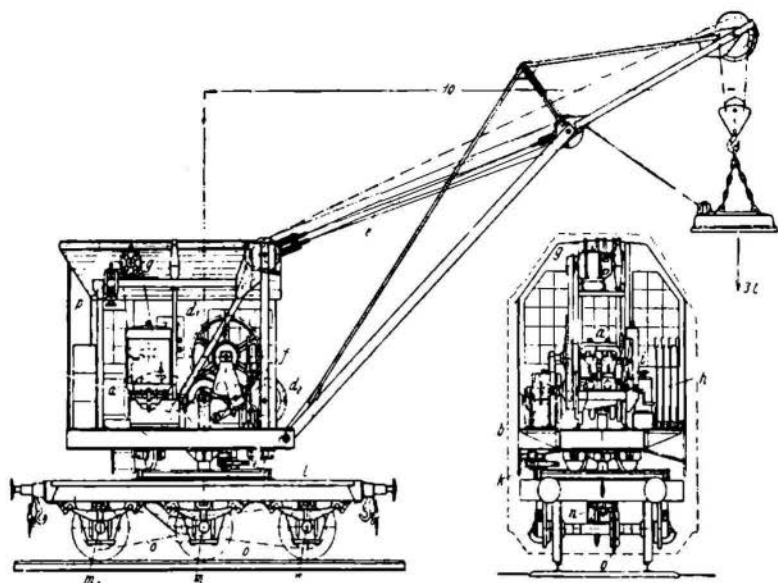
Механизм передвижения крана. Ходовые колеса получают вращение от мотора t через три пары зубчатых цилиндрических колес u_1 , u_2 и u_3 .

Передвижной поворотный кран с двигателем внутреннего сгорания имеет то преимущество, что готов к работе в любое время и не находится в зависимости от неподвижных источников энергии; кроме того расход горючего не велик, так как во время перерывов мотор не работает.

Показанный на фиг. 273 дизель имеет мощность 40 л. с.,



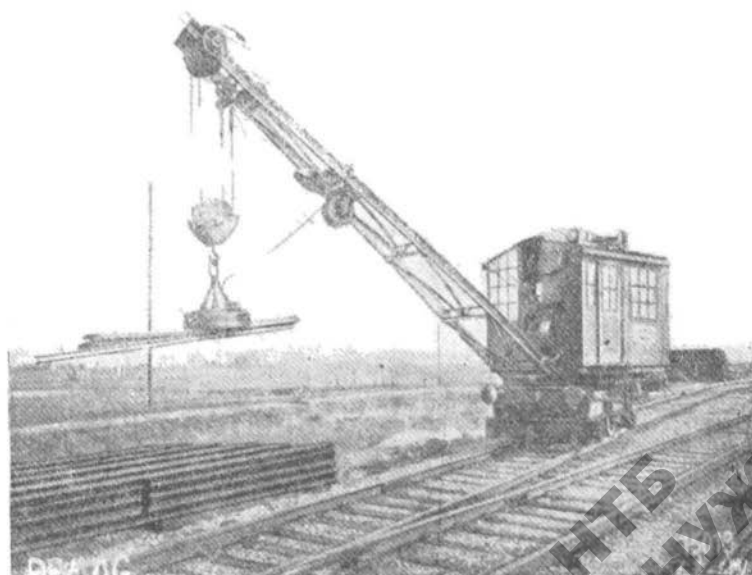
$n = 1000$ об/мин, скорость подъема груза 30 м/мин, скорость передвижения крана 50 м/мин, скорость поворота крана 2 об/мин.



Фиг. 273. Передвижной поворотный кран с двигателем внутреннего сгорания (Маредергафф).

Электромагнит получает энергию от динамо g , работающей от ременной передачи, и управляется контроллером i .

Подъем груза и стрелы, поворот и передвижение крана проис-



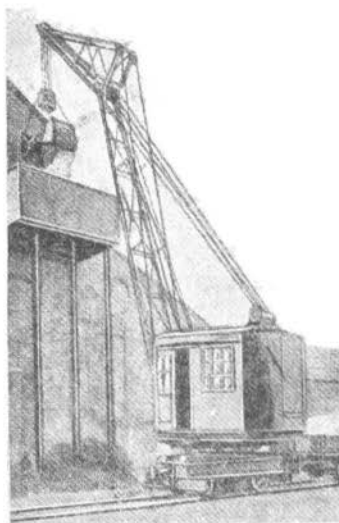
Фиг. 274. Передвижной поворотный кран с электромагнитом („Демаг“).

ходят от дизель-мотора при помощи зубчатых цилиндрических колес, включаемых рычагом h .

Таблица 42

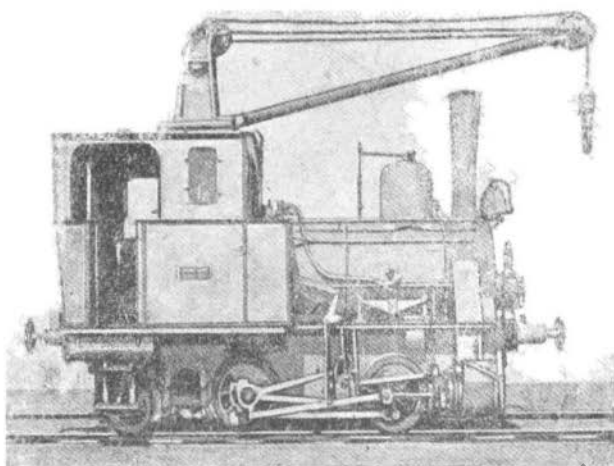
Поворотные железнодорожные краны
 („Демаг“ — фиг. 275)

Модель	Грузо- подъемность в т	Вылет в м	Высота подъема в м
I	2	9	5,6
	3	7	8
	6	4,75	9,2
II	2	12	6,95
	3	9	10,6
	6	5,5	12,65
III	3,5	12	9
	6	8	12
	10	5,5	13,4



Фиг. 275. Поворотный железнодорожный кран („Демаг“). Модель I.

Платформа передвигается на шести ходовых колесах, из которых ведущими колесами являются крайние m_1 и m_2 , получающие вращение от цепной передачи o .



Фиг. 276. Поворотный кран, установленный на паровозе.

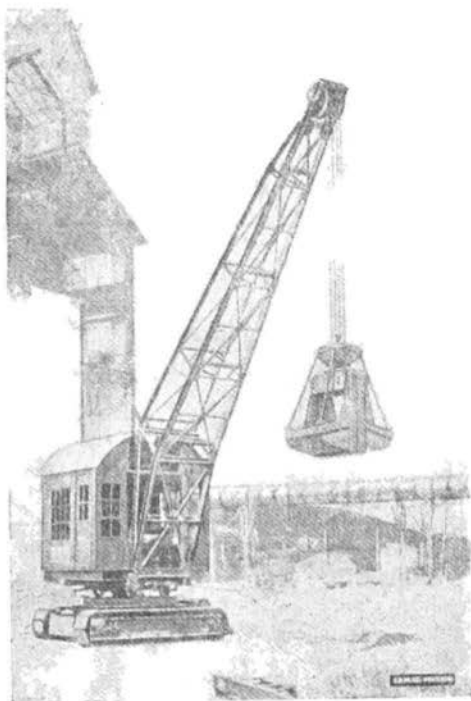
Для подъема обрезков, стружек, чугуна, стальных отливок, слитков и железных материалов применяются передвижные поворотные краны с электромагнитом (фиг. 274).

§ 9. Паровой железнодорожный кран с грейферной лебедкой

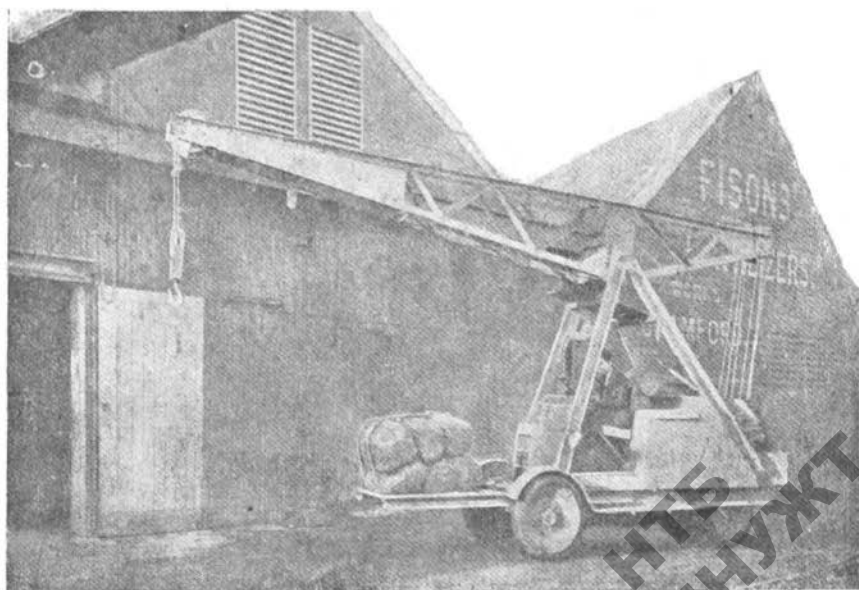
Показанный на фиг. 276 поворотный кран, установленный на паровозе, имеет грузоподъемность 3 т, высоту подъема 3 м, вылет 5 м, скорость подъема 28 м/мин, скорость вращения крана 2,3 об/мин.

Железнодорожные поворотные краны могут перемещаться только по рельсовым путям, поэтому применение их ограничено.

В местах, где нет рельсовых путей, применяются поворотные краны на гусеничном ходу или установленные на тракторе (фиг. 277). Заводом „Красный металлист“ в Ленинграде построен поворотный кран на тракторе „Ф. П.“, имеющий наибольшую грузоподъемность 3,5 т, максимальную высоту подъема крюка от земли 4,5 м, вылет — 3,5 м. Потребная мощность мотора — 15 л. с.



Фиг. 277. Поворотный гусеничный кран с грейфером, грузоподъемностью 2 т и вылетом 10 м („Демаг“).



Фиг. 278. Автомобильный кран для подъема и передвижения грузов.

§ 10. Автомобильные краны

В последнее время находят большое применение автомобильные краны по обслуживанию заводских дворов, складов и т. п., а также в сельском хозяйстве для подъема и перевозки штучных грузов (фиг. 278) и сыпучих материалов (фиг. 279).

В отличие от кранов, установленных на тракторе, они более подвижны и имеют электромотор, который работает от двигателя внутреннего сгорания, служащего для подъема груза.

Таблица 43

Габаритные размеры автомобильного крана с электромотором (фиг. 286)
(Размеры в мм)

Грузоподъемность в т	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M
1	1638	2,552	305	1790	2375	4927	2489	1943	3886	2038	2133	1371
2	1879	3251	482	2057	2677	5994	3022	2362	4724	9144	7620	1829
3,5	1600	3734	457	2629	3429	7720	3886	2057	6096	9144	9144	2438

НТБ
ДНУЖТ

II. ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Как уже указывалось в вводной части, основным признаком, объединяющим различное оборудование внутризаводского транспорта под общим наименованием „транспортные устройства“, является назначение этого оборудования обслуживать потоки массовых грузов, идущих в одном направлении в больших количествах, — в отличие от грузоподъемных машин, предназначенных для грузов характер, форма и передвижение которых индивидуальны для каждого отдельного случая.

Чрезвычайно большое разнообразие видов грузов и условий их передвижения создало соответственно большое количество типов транспортного оборудования.

По своей конструкции и характеру работы транспортное оборудование подразделяется на две основные группы.

К первой группе, имеющей большее значение и распространение, относятся транспортные устройства с гибким тяговым органом; вторая группа имеет меньшее значение, это — транспортные устройства без гибкого тягового органа.

Главнейшие типы транспортных устройств первой группы: ленточные транспортеры, цепные пластинчатые транспортеры, элеваторы для сыпучих и штучных грузов, скребковые транспортеры и пространственные транспортеры (конвейеры).

Во вторую группу входят роликотные транспортеры, качающиеся жолоба, шнеки и транспортерные трубы.

Кроме этих основных видов транспортных устройств в фабрично-заводском грузообороте имеют большое значение различные системы вагонеток и тележек.

В большинстве транспортных устройств с тяговыми органами можно различать следующие основные части:

1) несущий или рабочий орган — детали, перемещающие транспортируемый материал;

2) тяговой орган — детали, передающие движение несущему органу;

3) опоры и ходовые части, поддерживающие несущие и тяговые органы при передвижении;

4) приводы и передаточные механизмы;

5) вспомогательные части, куда входят натяжные устройства, предохранительные приспособления, приспособления для подачи материала на несущие органы и так же для снятия или сбрасывания с них материала;

6) поддерживающие конструкции и фундаменты.

В некоторых типах транспортных устройств функции отдельных

частей соединены в одном органе. Так в ленточных транспортерах лента является одновременно несущим и тяговым органом, в ленточных элеваторах верхний шкив и опора и приводной механизм и т. д.

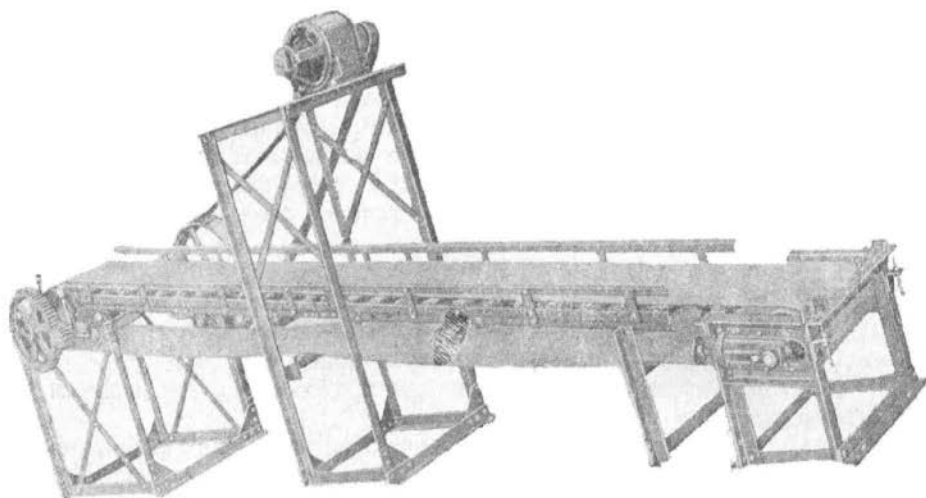
1. Транспортные устройства с гибкими тяговыми органами

Глава 1

ЛЕНТОЧНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

§ 1. Общее устройство

Ленточный транспортер представляет бесконечную ленту, огибающую два концевых барабана, из которых один своим вращением сообщает ленте движение, благодаря чему материал, помещенный



Фиг. 281. Ленточный транспортер.

на ленту, перемещается по направлению движения ленты. В простейшем виде случай установки ленточного транспортера показан на фиг. 297.

Грузы, транспортируемые лентой, могут быть сыпучие — зерно, мука, цемент, гравий, песок и т. д., кусковые — руда, уголь и т. п. и штучные — мешки, тюки, ящики и т. п.

Направление передвижения грузов может быть горизонтальным, наклонным или смешанным — наклонным и горизонтальным.

Барабан, приводимый во вращение от привода, помещается обычно впереди (по движению ленты) и называется *приводным или головным*. Второй концевой барабан имеет приспособление для натяжения ленты и называется *натяжным или хвостовым*.

Ветвь ленты, несущая груз, в большинстве случаев верхняя,

обстоятельства: температура выше $+65^{\circ}$ и ниже -25° транспортируемого материала или окружающей среды, или же особые свойства транспортируемого материала (острые углы, химические свойства и т. п.), вредно отражающиеся на ленте.

§ 2. Детали ленточных транспортеров

Главнейшие детали ленточных транспортеров следующие:

- 1) лента;
- 2) приводной барабан с приводом (приводная станция);
- 3) натяжной барабан с натяжным устройством (натяжная станция);
- 4) рабочие, холостые и направляющие ролики и поворотные барабаны;
- 5) загрузочное устройство;
- 6) разгрузочное устройство;
- 7) опорные станины.



Фиг. 284. Сечение резиновой ленты.

а) Ленты. Чаще всего применяются в ленточных транспортерах ленты из хлопчатобумажной ткани, покрытые резиной, так называемые резиновые ленты. Значительно реже ставятся ленты пеньковые, хлопчатобумажные непрорезиненные, из верблюжьей шерсти, из стальной проволоки и из тонкой ленточной стали (последние в СССР не применяются).

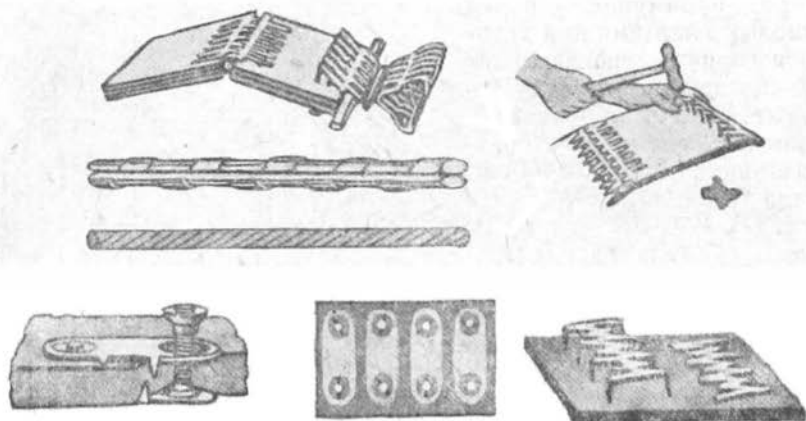
Лента резиновая. Основу резиновых лент составляет хлопчатобумажная ткань, сложенная в несколько слоев, с проложенными слоями резины и покрытая снаружи утолщенным слоем резины (фиг. 284). Прочность и сопротивление продольному растяжению сообщаются ленте слоями ткани, а резина является связующим материалом, предохраняющим основную ткань от механических повреждений и действия сырости.

В зависимости от условий работы транспортера (натяжения ленты) применяются ленты с числом слоев ткани (прокладок) от 2 до 10. Толщина каждой прокладки (ткани и склеивающей резины) 1,25 мм, толщина наружной резиновой обкладки от 0,75 до 5 мм.

Разрывающая нагрузка на ленты по данным изготовляющих ленты заводов составляет около 70 кг на 1 пог/см ширины каждого слоя, а рабочее натяжение $\frac{1}{12} \div \frac{1}{16}$ разрывающей нагрузки, т. е. 4,5—5,5 кг на 1 пог/см ширины прокладки. Так для ленты шириной в 400 мм в три прокладки разрывающая нагрузка составит $70 \cdot 400 \cdot 3 = 8400$ кг,

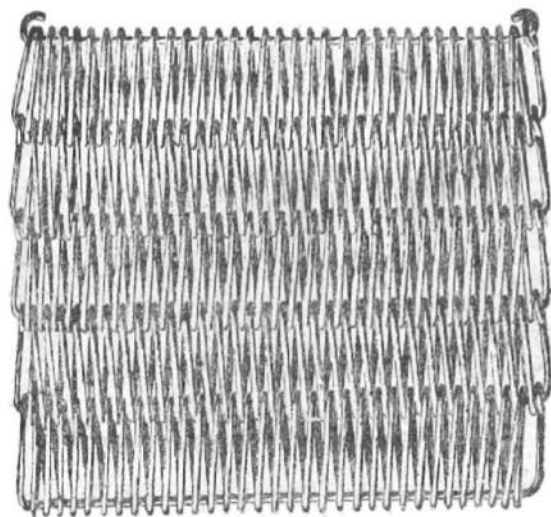
а допускаемое рабочее натяжение ленты (при коэффициенте безопасности 16) $\frac{8400}{16} = 525 \text{ кг}$.

Сращивание концов ленты лучше всего производить склеиванием и прошивкой этих концов. Для этого на концах лент срезают про-



Фиг. 285. Сшивка концов ленты стык.

кладки ступеньками, на длину 750—1500 мм, причем необходимо следить за тем, чтобы на обоих соединяемых концах ступеньки



Фиг. 286. Лента из стальной проволоки.

точно соответствовали, затем срезанные концы промазывают резиновым клеем и спрессовывают. После окончательного схватывания клея, края добавочно прошивают тонкими ремешками. При таком способе соединения концов лент стык не имеет заметного утолщения. Иногда соединяют концы лент в притык помощью зажимов или скрепок (фиг. 285).

Ленты непрорезиненные, хлопчатобумажные и пеньковые, хотя и дешевле резиновых, применяются редко, так как они гигроскопичны и в работе от действия влаги и механических повреждений быстро разрушаются.

Для транспорта мокрых материалов (например угля, шерсти и т. д. после их промывки) на небольшие расстояния иногда при-

меняют ленты особого „шарнирного“ плетения из стальной проволоки (фиг. 286). Такие ленты служат одновременно и решетом, через которое стекает вода с транспортируемого материала.

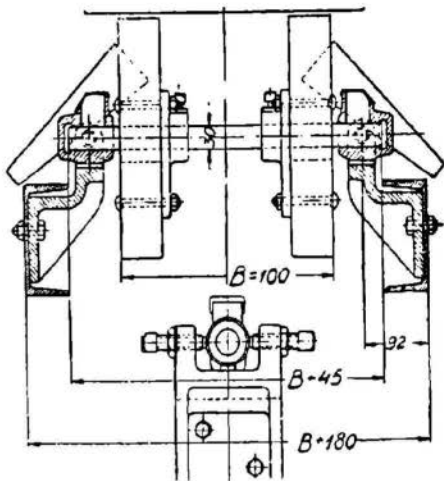
Некоторыми зарубежными фирмами (главным образом в Швеции) выпускаются для транспортеров тонкие стальные ленты, имеющие в некоторых отношениях целый ряд преимуществ перед резиновыми лентами при транспорте горячих, спекающихся и липких веществ, когда резиновые ленты непригодны. Стальные ленты изготавливаются шириной 250, 300 и 400 мм, толщиной около 0,5÷0,7 мм (фиг. 287). В СССР эти ленты до сего времени распространения не получили.

В дальнейших параграфах этой главы мы будем рассматривать лишь детали ленточных транспортеров с резиновыми лентами, как наиболее распространенными.

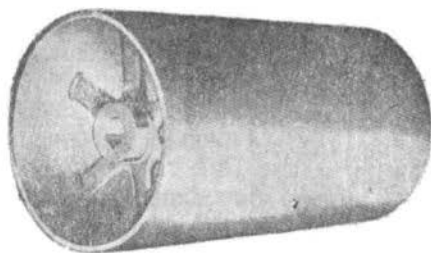
б) Приводная станция.

Приводная станция состоит из приводного или головного барабана и передач, передающих механическую энергию от двигателя к барабану.

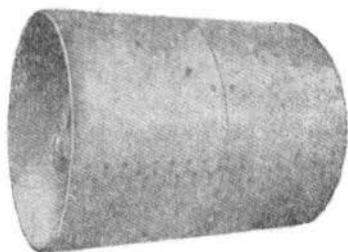
Барабаны в большинстве случаев бывают чугунные литые, иногда же отливают из чугуна втулки и фланцы, а обод делают из листовой стали (фиг. 288 и 289).



Фиг. 287. Стальная лента.



Фиг. 288. Барабан чугунный.



Фиг. 289. Барабан с ободом из листовой стали.

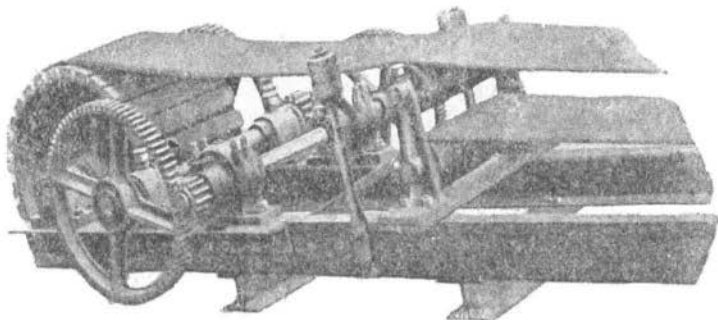
Барабаны являются по существу ведущими ременными шкивами для широких ремней; расчет и конструктивные нормы для обода, спиц, втулки принимаются целиком, как для ременных шкивов.

Для чугунных барабанов обычно принимают толщину обода при диаметрах до 750 мм — 10 мм, от 750 до 900 мм — 12 мм, выше 900 мм — 15 мм.

Для предохранения от сбегающей ленты на сторону часто делают барабан не цилиндрическим, а с небольшой выпуклостью к середине. Величина выпуклости — $\frac{1}{64} \div \frac{1}{100}$ длины барабана.

Диаметр барабанов зависит от жесткости ленты и сопротивления ее перегибу, что в свою очередь находится в зависимости от числа прокладок ленты. Обычно диаметр приводного барабана — $D \geq (125n + 50)$ мм, где n — число прокладок ленты. D натяжного барабана $\geq (100n + 50)$ мм. Длина барабана на 50 ÷ 100 мм больше ширины ленты.

Лента так же, как и приводной ремень, приводится в движение трением о поверхность барабана. Из курса механики (трение гиб-



Фиг. 290. Барабан с деревянными планками.

ких лент) известно, что в приводах, работающих трением, натяжения набегающей (рабочей) и сбегающей (холостой) ветвей выражаются следующими формулами:

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad T = -\frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

где P — окружное усилие на ободе барабана;

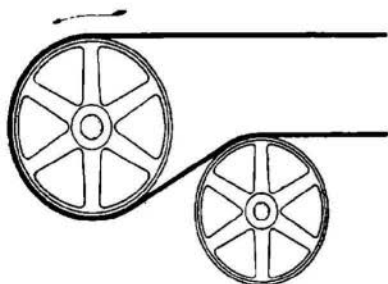
e — основание натуральных логарифмов;

α — угол обхвата в радианах;

μ — коэффициент трения между лентой и барабаном;

t — натяжение на сбегающей ветви ленты;

T — натяжение на набегающей ветви ленты.



Фиг. 291. Установка направляющего барабана.

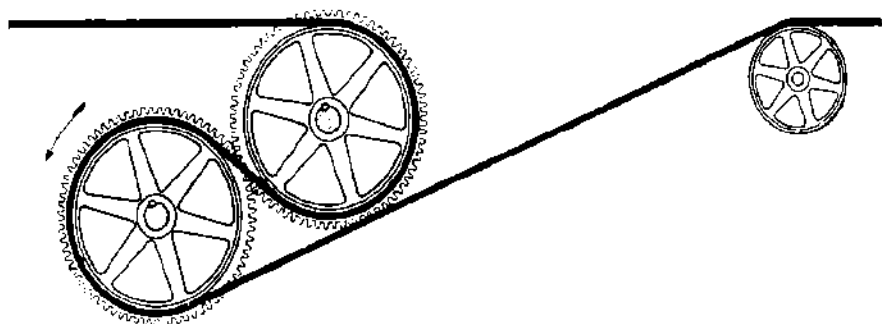
Усилие, которое может быть передано барабаном ленте, таким образом, зависит от угла обхвата барабана лентой и коэффициента трения между лентой и барабаном, при недостаточности этих величин — барабан начинает скользить по ленте, не увлекая ее.

Для избежания этого при передаче больших усилий на длинных, тяжело нагруженных транспортерах и для увеличения коэф-

фициента трения μ барабан обтягивают кожей или резиной или обивают деревянными планками (фиг. 290).

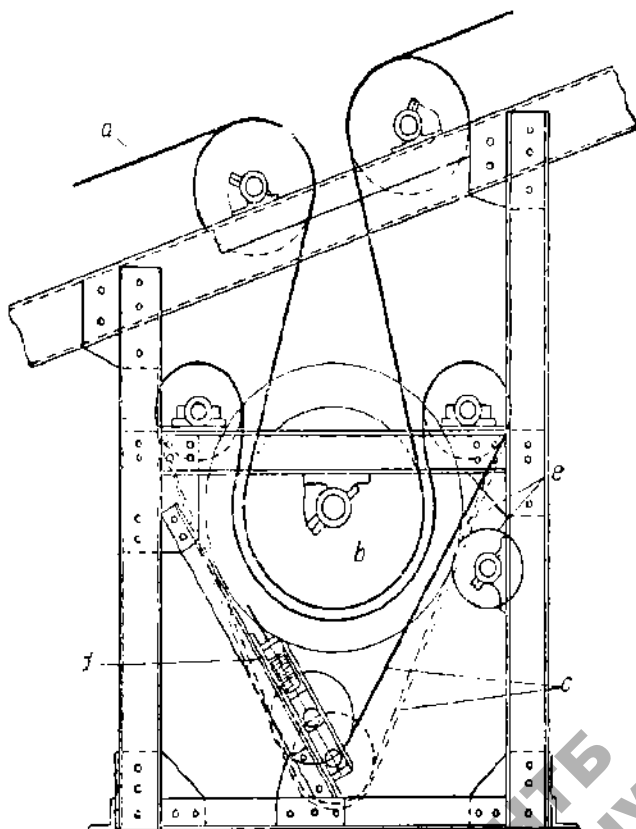
Средний коэффициент трения при трении резины об обработанный чугун — $\mu = 0,25$, при трении о дерево или резину $\mu = 0,35$.

Для увеличения угла обхвата чаще всего прибегают к установке направляющего барабана (фиг. 291) или устанавливают так назы-



Фиг. 292. Тандем-привод.

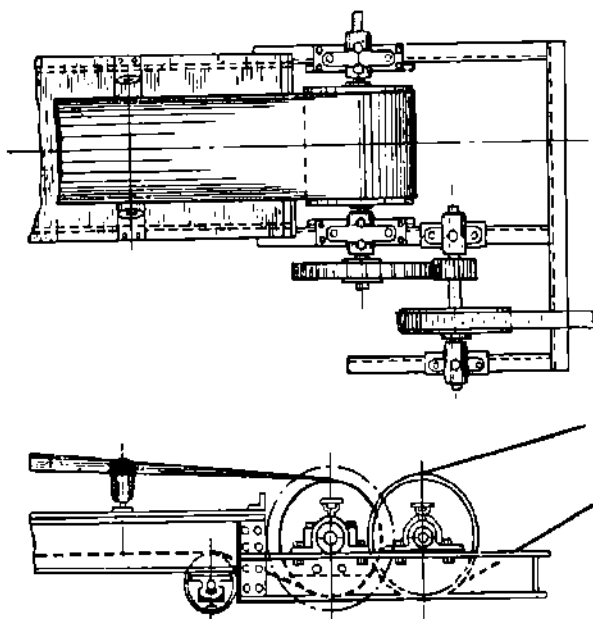
ваемый „тандем-привод“, т. е. ленту, огибающую два барабана, получающие движение от одного привода (фиг. 292). Необходимо



Фиг. 293. Привод с добавочной нажимной лентой.

отметить, что при этом способе лента сильно изнашивается вследствие неодинакового натяжения на обоих барабанах и трехкратного перегиба на обе стороны.

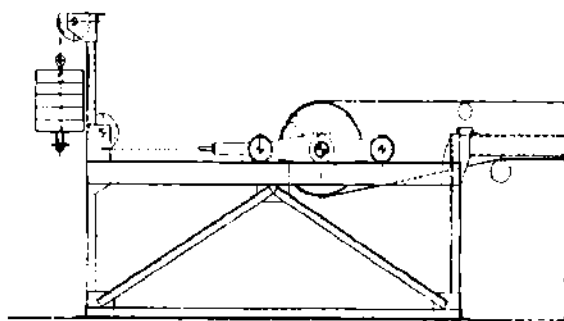
Иногда для увеличения сцепной силы между лентой и барабаном применяют добавочную нажимную ленту, которая, прижимая



Фиг. 294. Приводная станция.

рабочую ленту к барабану, тем самым увеличивает трение ленты о барабан. Схема такого привода показана на фиг. 293.

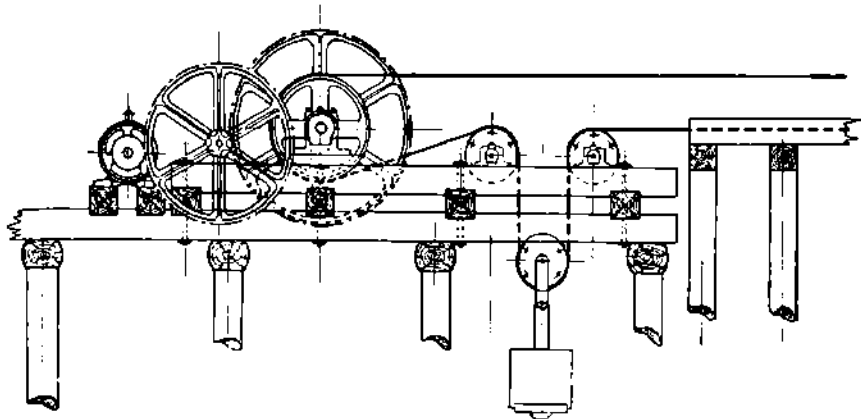
По данным фирмы Джефрей последний способ является наиболее рациональным.



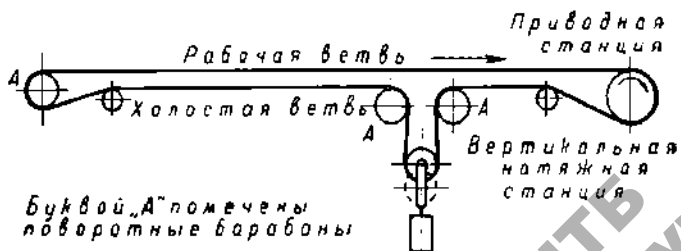
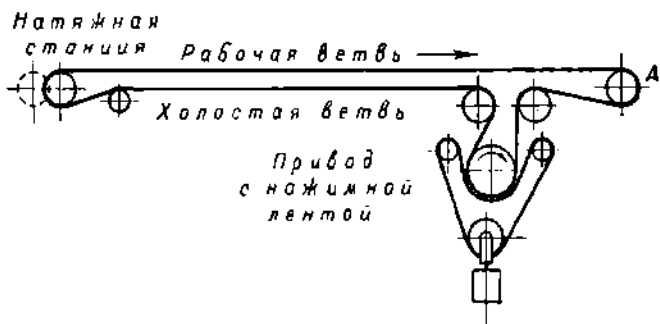
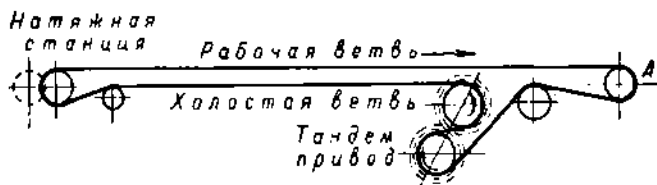
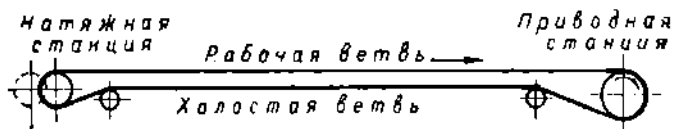
Фиг. 295. Схема горизонтальной натяжной станции.

Передача движения от двигателя к барабану обычно ременная, с одной или двумя парами зубчатых колес, в зависимости от передаточного числа. Частный случай приводной станции изображен на фиг. 294.

Типовые схемы расположения привода изображены на фиг. 297

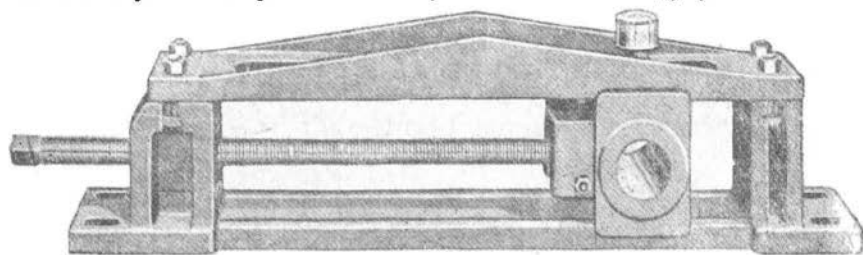


Фиг. 296. Схема вертикальной натяжной станции.



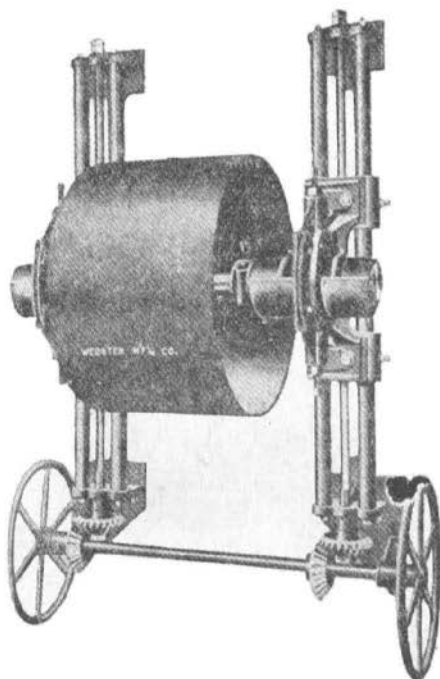
Фиг. 297. Схемы расположения приводных и натяжных станций на ленточном транспортере.

в) *Натяжная станция.* Натяжная станция состоит из барабана и натяжного устройства и имеет своим назначением создание необходимого натяжения ленты для передачи на приводном барабане тягового усилия и уменьшения провеса ленты между роликками.

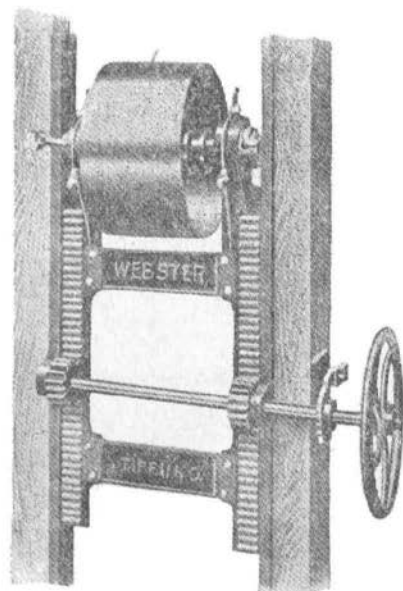


Фиг. 298. Винтовое горизонтальное натяжное устройство.

Натяжные барабаны. Натяжные барабаны, как и приводные, бывают целиком чугунные литые или же состоят из чугунных втулок и фланцев с ободом из листовой стали или железа. Диаметр натяжного барабана делается несколько меньше диаметра приводного и принимается обычно $D \geq 100n + 50$ мм, где n — число прокладок ленты.



Фиг. 299. Винтовое вертикальное натяжное устройство.



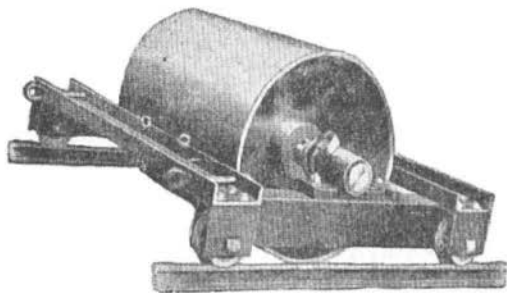
Фиг. 300. Реечное натяжное устройство (вертикальное или горизонтальное).

В большинстве случаев натяжную станцию устраивают на заднем, хвостовом конце транспортера, чем устраняются лишние перегибы ленты. В некоторых случаях, если натяжную станцию неудобно устраивать на хвостовом конце транспортера, ее ставят на холостой ветви ленты ближе к приводному барабану, с оттяжкой ленты в вертикальном направлении (фиг. 295 и 296).

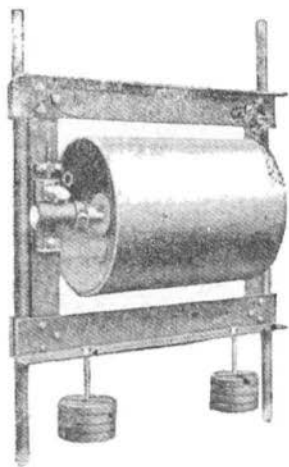
Схемы расположения приводных и натяжных станций показаны ниже на фиг. 297.

Натяжные устройства бывают ручного или автоматического действия, причем последние применяются обычно для более длинных транспортеров.

В ручных натяжных устройствах подшипники натяжного барабана ставятся на салазки, передвигаемые винтом или шестерней, сцепляющейся с зубчатой

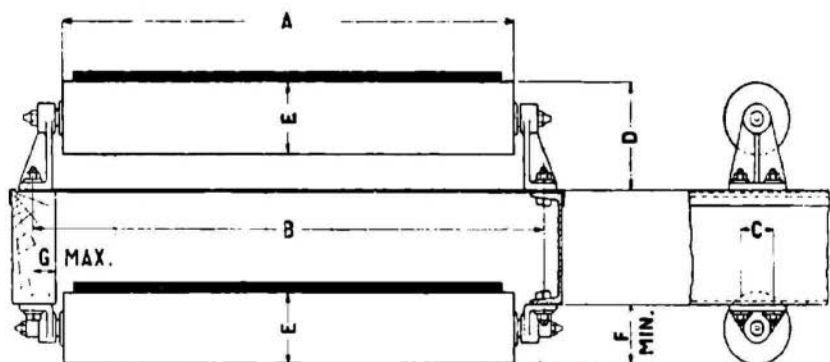


Фиг. 301. Тележка горизонтальной грузовой натяжной станции.



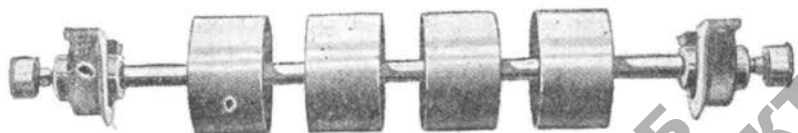
Фиг. 302. Вертикальная грузовая натяжка.

рейкой в направляющих. Образцы ручных натяжных устройств показаны на фиг. 298, 299 и 300.



Фиг. 303. Установка опорных роликов для плоских лент.

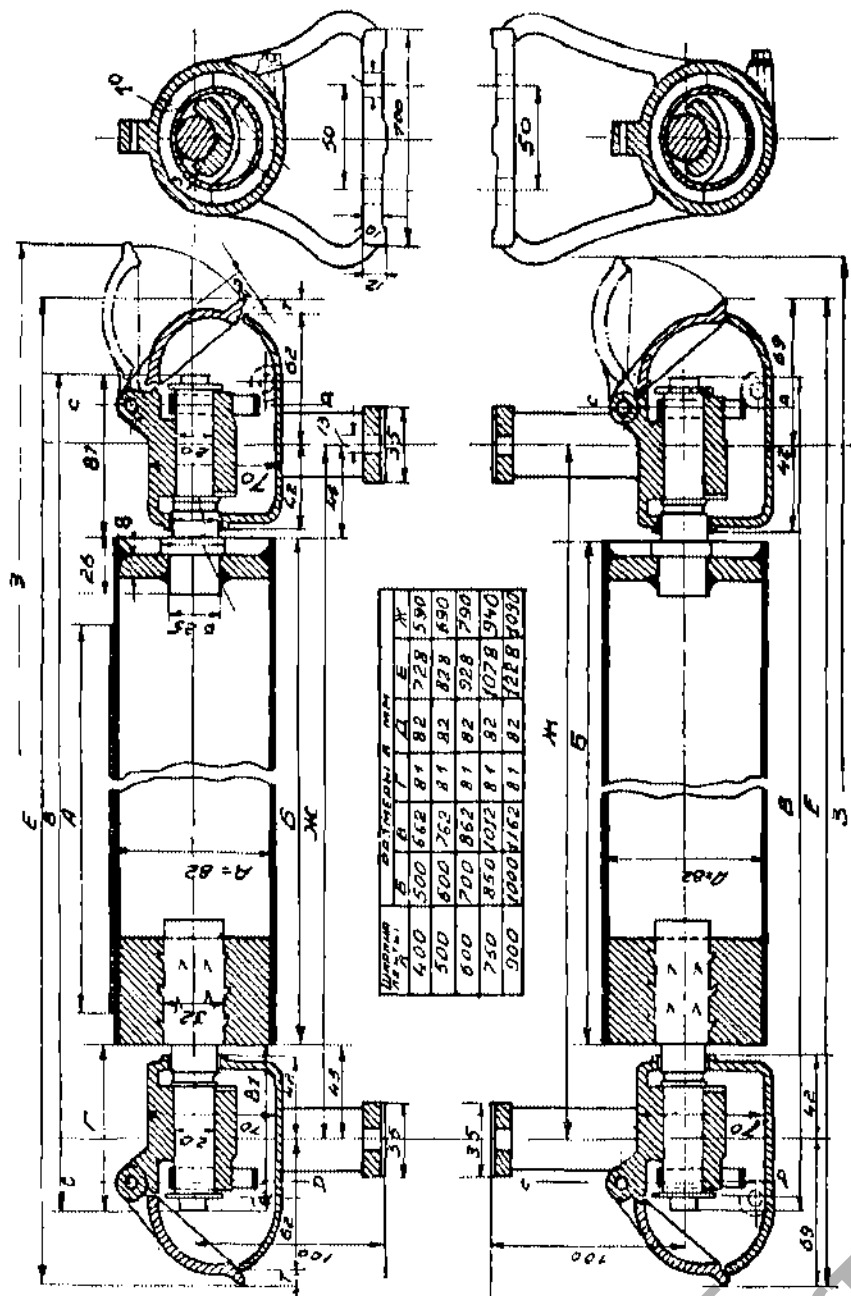
При автоматических натяжных устройствах подшипники натяжного барабана устанавливаются на тележке, движущейся по особым



Фиг. 304. Составные ролики.

рельсам и оттягиваемой грузом, подвешенным на канате. При вертикальных натяжках каретка ходит в направляющих. На горизон-

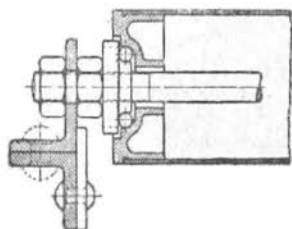
талых натяжках груз для удобства иногда отводится посредством блоков вверх или в стороны (фиг. 301 и 302).



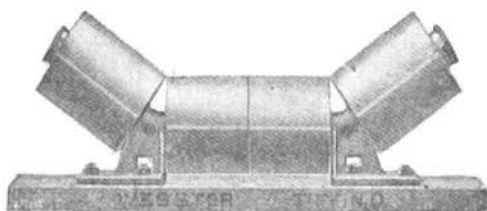
Фиг. 305. Ролики на кольцевых подшипниках.

г) Поддерживающие (опорные) ролики. Лента транспортера поддерживается на всем протяжении опорными роликами, которые под рабочей ветвью ленты, как под более нагруженной, ставятся

с меньшими промежутками, чем под холостой. Для плоских лент ролики изготавливаются обычно из обрезков газовых труб $d = 100 \div 130$ мм с чугунными фланцами, в которые впрессованы или



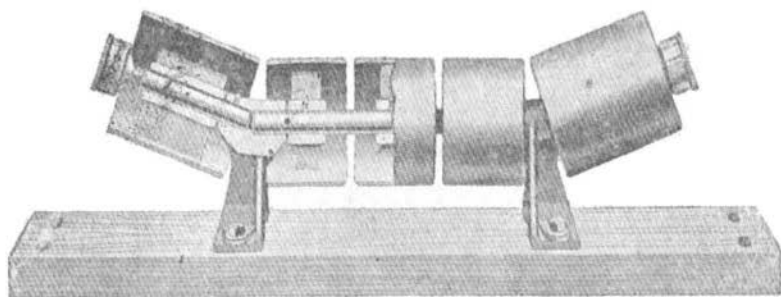
Фиг. 306. Ролики на шариковых подшипниках.



Фиг. 307. Желобчатый ролик.

вставлены при отливке стальные цапфы. Конструкция прямых роликов видна из фиг. 303.

Иногда вместо цельных роликов из газовых труб на валик насаживаются рядом несколько коротких чугунных роликов. В послед-



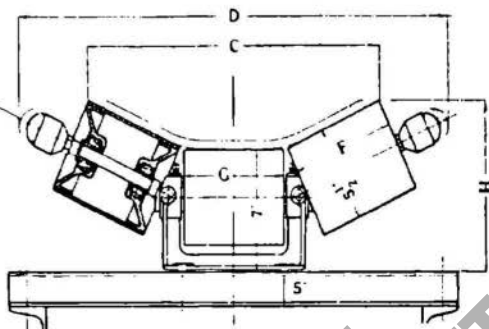
Фиг. 308. Желобчатый ролик на скользящих подшипниках.

нем случае ролики остаются стандартными для лент разной ширины, изменяется только длина валика и число роликов (фиг. 304).

Подшипники для роликов применяются или с штаufferной (густой) или с кольцевой смазкой. На фиг. 305 показаны ролики на подшипниках с кольцевой смазкой, конструкции Мельст-роя.

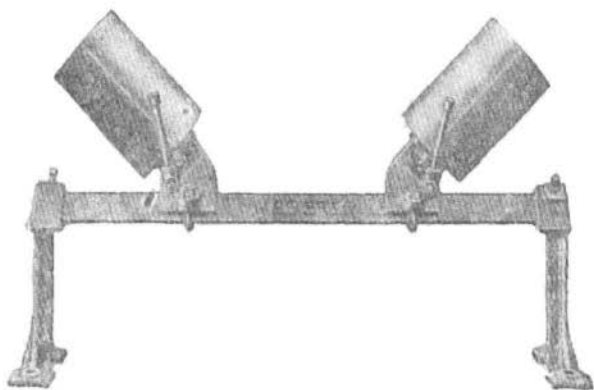
В последнее время получают большое распространение поддерживающие ролики на шарикоподшипниках (фиг. 306).

Применение в ленточных транспортерах шариковых подшипников создает значительную экономию энергии, доходящую в отдель-



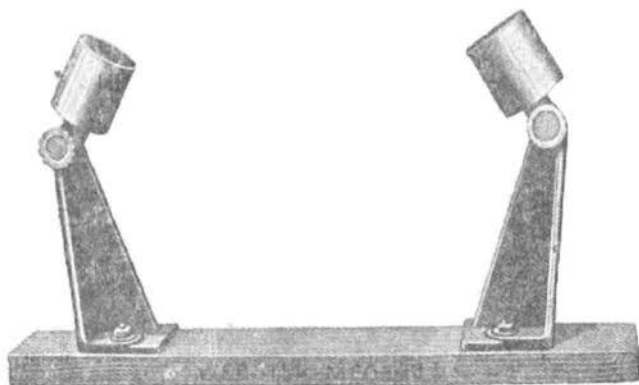
Фиг. 309. Желобчатый ролик на шариковых подшипниках.

ных случаях до 30—40%, кроме того сильно упрощает уход за всей установкой, так как шариковые подшипники требуют возобновления смазки лишь через 3—4 месяца, а не ежедневно, как это делается в подшипниках скользящего действия.



Фиг. 310. Наклонный ролик.

Для придания рабочей ветви ленты желобообразной формы вместо прямых роликов ставятся так называемые „желобчатые ролики“ (фиг. 307). Желобчатый ролик состоит из трех роликов, из них средний вращается на горизонтальном валике, а боковые на консольных осях, закрепленных в стойках под углом 25—30°.



Фиг. 311. Дефлекторный ролик.

На фиг. 308 показан в разрезе желобчатый ролик на скользящих подшипниках с штауферной смазкой; здесь горизонтальный ролик составной, как на фиг. 304, а на фиг. 309 желобчатый ролик — на шариковых подшипниках.

Иногда вместо желобчатых роликов ставят прямые и в промежутках между ними наклонные ролики (фиг. 310).

В некоторых случаях для предохранения ленты от сбегания на сторону во время хода транспортера ставят добавочно еще направляющие или дефлекторные ролики (фиг. 311).

Дефлекторные ролики, упираясь в края ленты, сильно их изна-

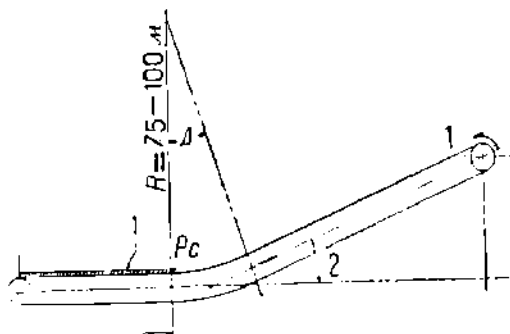
шивают. Так как сбегание ленты в сторону происходит лишь в результате не вполне тщательной и точной установки основных барабанов, необходимо при монтаже транспортеров добиваться правильного хода ленты точной выверкой основного оборудования, прибегая к установке дефлекторных роликов лишь в крайних случаях.

Расстояния между поддерживающими роликами зависят от характера перемещаемого груза; учитывается также допускаемая нагрузка на каждый ролик (количество материала, приходящееся на один ролик) и допускаемый провес ленты между роликами, причем для жолобообразной ленты эти расстояния меньше, чем для прямой. Для сыпучих грузов расстояния между роликами рабочей ветви принимаются обычно по следующей таблице.

Таблица 44

Расстояние между поддерживающими роликами

Ширина ленты в мм	Расстояние между роликами при плоской ленте в мм		Расстояния между роликами при жолобообразной ленте в мм	
	для тяжелых грузов (песок, руда, кам. уголь и т. п.)	для легких грузов (зерно, кокс и т. п.)	для тяжелых грузов	для легких грузов
До 400	1500 ÷ 1600	1800 ÷ 2000	1300 ÷ 1500	1600 ÷ 1800
450 ÷ 550	1350 ÷ 1500	1650 ÷ 1800	1200 ÷ 1350	1500 ÷ 1650
600 ÷ 750	1200 ÷ 1350	1500 ÷ 1650	1050 ÷ 1200	1350 ÷ 1500
800 ÷ 900	1050 ÷ 1200	1350 ÷ 1500	900 ÷ 1050	1200 ÷ 1350
950 ÷ 1200	900 ÷ 1050	1200 ÷ 1350	750 ÷ 900	1050 ÷ 1200



Фиг. 312. Переход от горизонтального направления транспортера к наклонному.

Для холостой ветви ленты эти расстояния берутся вдвое больше.

Для штучных грузов расстояния между роликами принимаются такими, чтобы груз лежал всегда не менее чем на двух роликах (во избежание слишком большого провеса ленты и подбрасывания

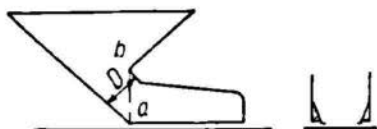
транспортимых предметов при переходах через ролик). Так для мешков эти расстояния принимаются в 500 мм, для тюков — 750 мм и т. д.

Дефлекторные ролики ставятся на расстоянии 6—10 м один от другого.

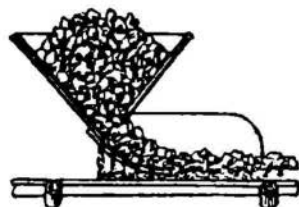
При переходах транспортера от горизонтального направления к наклонному направлению вверх ролики соответствующим устройст-

вом поддерживающей станины располагаются таким образом, чтобы лента в месте плавного закругления была достаточным образом подперта и не приподнималась над роликами даже при максимальном натяжении ленты. Практически считается достаточным радиус закругления кривой изгиба ленты в 75 м (фиг. 312).

д) *Поворотные барабаны.* В местах крутых перегибов ленты (как, например, на фиг. 297 в местах, обозначенных буквой *a*) ставятся поворотные барабаны. По конструкции и размерам они совершенно подобны натяжным, differing от них только тем, что устанавливаются в неподвижных подшипниках.

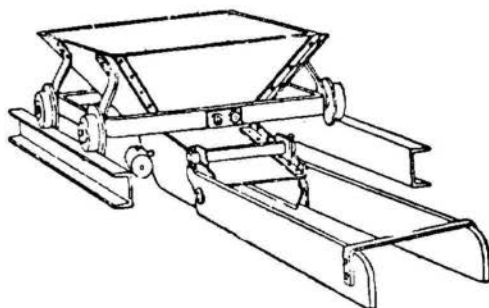


Фиг. 313. Загрузочная воронка.



Фиг. 314. Загрузочное устройство для угловатых грузов.

е) *Загрузка материала и загрузочные устройства.* Для загрузки сыпучих материалов на ленту применяются загрузочные воронки. Такая воронка в разрезе изображена на фиг. 313. Воронка устраивается таким образом, чтобы материал, падающий извне в воронку, не падал непосредственно по вертикальной линии на ленту, а соскальзывал с задней стенки воронки в направлении движения ленты со скоростью, близкой к скорости движения ленты. Для этого задняя стенка воронки ставится приблизительно под углом естественного откоса материала (не меньше), причем угол должен быть тем больше, чем больше скорость ленты. Нижний обрез задней стенки (точка *a*) должен заканчиваться на вертикали под нижним обрезом передней стенки (точка *b*) или, еще лучше, должен заходить несколько вправо от вертикали, чтобы не было прямого падения материалов из воронки на ленту.



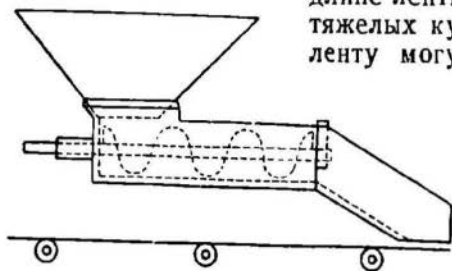
Фиг. 315. Загрузочная тележка.

Отверстие воронки по ширине равняется $0,6 \div 0,7$ ширины ленты. После отверстия ставятся две доски, длиной в $1 \div 1,5$ м, снабженные наклонно-поставленными резиновыми полосами, прикасающимися к ленте. Эти доски дают должное направление струе материала, пока он не приобрел еще полной скорости движения и не улегся спокойно на движущейся ленте.

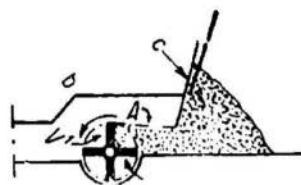
Если транспортируемый материал по своей угловатости и твердости может повредить ленту (уголь, гравий и т. п.), то задняя стенка воронки загибается на некоторую длину над лентой и в загнутой части делается решетчатой. Тогда через решетчатую

часть просыпается мелочь, которая лежит прослойкой между лентой и крупными кусками, и этим лента предохраняется от повреждений (фиг. 314).

Поддерживающие ролики под рабочей лентой ставятся на участке под загрузочной воронкой несколько чаще, чем по остальной длине ленты. Если материал состоит из тяжелых кусков, которые при падении на ленту могут ее повредить, то поддержи-

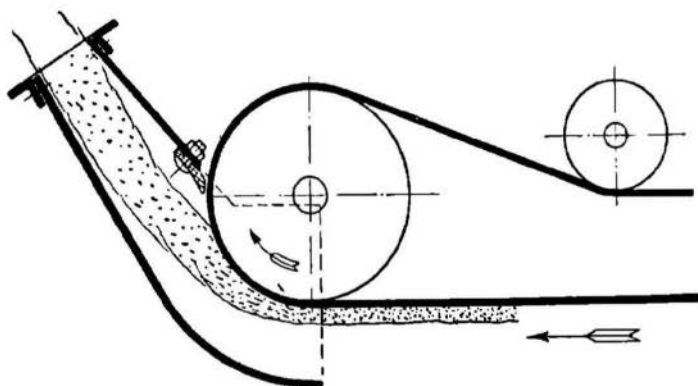


Фиг. 316. Винтовой питатель.



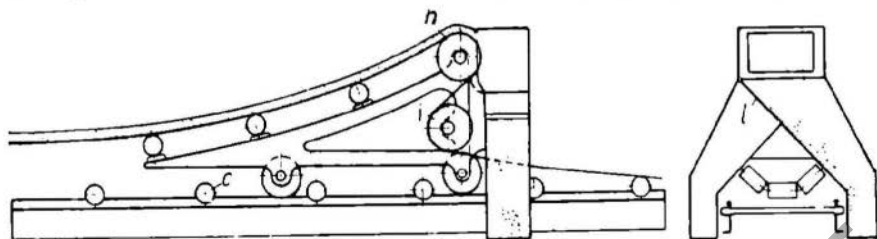
Фиг. 317. Барабанный питатель.

вающие ролики под загрузочной воронкой ставят иногда на пружинные стойки.



Фиг. 318. Сбрасывающая воронка у концевого барабана.

Если лента должна загружаться в нескольких местах, то устраивается загрузочная тележка, состоящая из загрузочной воронки, движущейся на колесах по станине транспортера (фиг. 315).



Фиг. 319. Схема устройства сбрасывающей тележки.

Загрузочные воронки обычного типа не обеспечивают вполне равномерной подачи материала на ленту. Если по условиям работы необходима точная регулировка подачи материала на ленту,

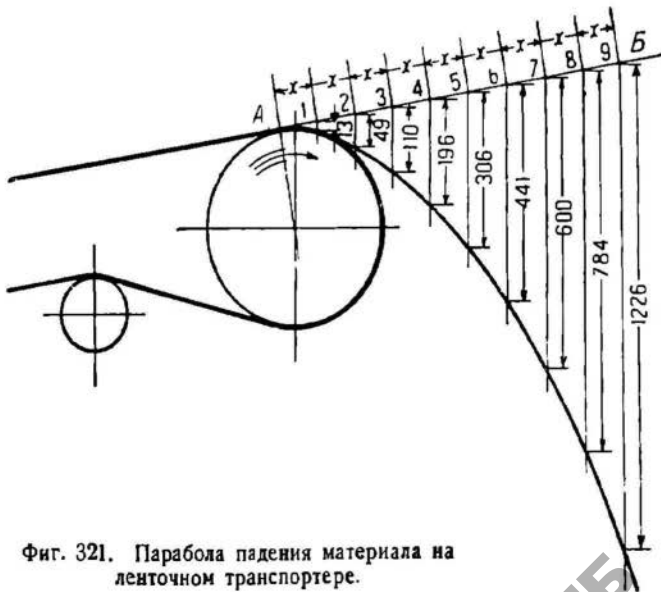
то между загрузочной воронкой и лентой вводятся так называемые питатели. На фиг. 316 показан винтовой питатель, применяемый для крупнокусковых и нехрупких материалов.

На фиг. 317 изображен барабанный питатель, состоящий из вращающегося цилиндра, на поверхности которого прикреплены ребра. Количество подаваемого материала регулируется чис-



Фиг. 320. Сбрасывающая тележка для ручного передвижения.

лом оборотов барабана и величиной открытия шибера.



Фиг. 321. Парабола падения материала на ленточном транспортере.

ж) *Разгрузка материала.* Материалы могут сгружаться с ленты или в конце транспортера при огибании лентой головного барабана, или в промежуточных точках при помощи специальных разгрузоч-

ных устройств. При сбрасывании в конце транспортера материал, продолжающий по инерции движение за барабаном, подхватывается соответствующими сбрасывающими воронками или жолобами (для штучных грузов) (фиг. 318).

При сбрасывании материалов в промежуточных точках транспортера применяются разгрузочные тележки, имеющие следующее устройство (схема—фиг. 319, конструктивное оформление—фиг. 320): на тележке, движущейся по станине транспортера, поставлены один над другим два барабана, огибаемые лентой в виде буквы S. Материал, находящийся на ленте, при огибании последней верхнего барабана, отрывается от нее и принимается воронкой, подобной изображенной на фиг. 318, а затем отводится в одну или в обе стороны.

Материал, сбрасываемый с барабана под влиянием силы инерции и силы тяжести, падает по параболе, построение которой видно из чертежа (фиг. 321): по линии *AB*, служащей продолжением направления ленты за барабан, откладываются отрезки *x*, соответствующие скорости ленты. Из полученных точек опускаются вертикальные линии, на которых отсекаются отрезки *y*, соответствующие скоростям падения через определенные промежутки времени. Линия, соединяющая полученные точки, и будет параболой, соответствующей траектории сбрасываемых грузов.

Таблица 45

Значения *x* (фиг. 321)

Скорость <i>v</i> в м/сек	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Значения <i>x</i> в мм	25	30	35	40	46	51	56	61	66	71	76
Скорость <i>v</i> в м/сек	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6
Значения <i>x</i> в мм	81	86,5	91,5	96,5	101,5	106,5	112,5	116,5	122	127	132
Скорость <i>v</i> в м/сек	2,7	2,8	2,9	3,0							
Значения <i>x</i> в мм	137	142	147	152							

Значения *y*

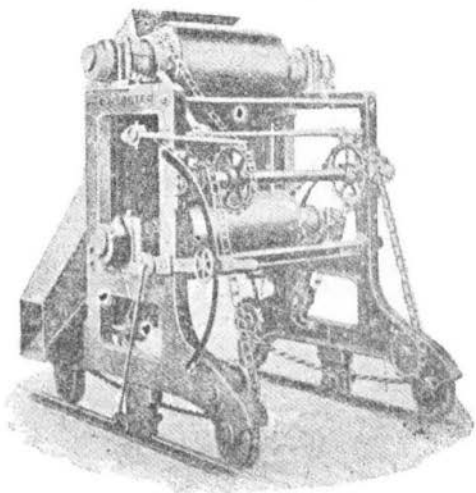
Точки .	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Значения <i>y</i> в мм .	13	49	110	196	306	441	600	784	1226

При устройстве сбрасывающих воронок у верхнего барабана тележки или у концевого барабана транспортера необходимо учитывать траекторию сбрасываемого материала и ставить переднюю и заднюю стенки воронки с таким расчетом, чтобы материал ударялся о них под возможно острым углом, во избежание быстрого износа этих стенок, сильного шума от удара материала, распыливания и дробления сбрасываемого материала (ср. фиг. 318).

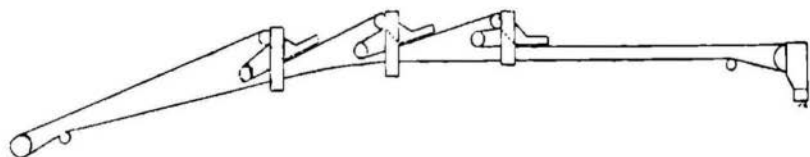
Сбрасывающие тележки для нешироких лент и некрупных про-

изводительностей передвигаются по станине транспортера вручную; тележки для транспортеров с большой производительностью устраиваются с автоматическим передвижением, которое осуществляется передачей вращения от барабанов к ходовым колесам посредством цепей (фиг. 322), зубчатых колес, червячной передачи и т. п.

Иногда взамен сбрасывающей тележки для разгрузки материала в нескольких пунктах ставят стационарные разгрузочные устройства, состоящие из двух барабанов, перегибающих ленту (фиг. 323а). Перестановкой клапанов в воронках каждого из этих устройств можно разгружать материал в боковые рукава или направлять его на ленту для сбрасывания на следующем пункте. Такая система разгрузки считается мало рациональной вследствие большой затраты энергии (многократный подъем материала) и быстрого изнашивания ленты от повторных перегибов.

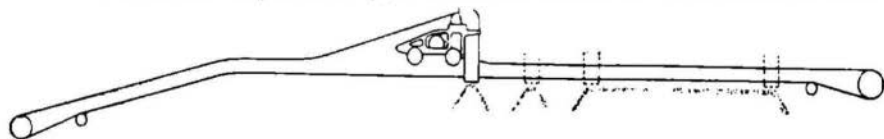


Фиг. 322. Сбрасывающая тележка для автоматического передвижения.



Фиг. 323-а. Схема транспортера с последовательной разгрузкой стационарными устройствами.

Прилипающая к ленте мелочь от транспортируемого материала вжимается в ленту и портит ее при огибании лицевой стороной ленты нижнего барабана. Для очистки ленты от этой мелочи ста-

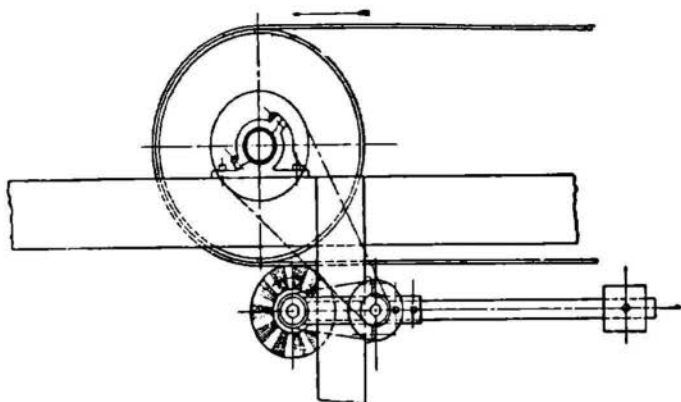


Фиг. 323-б. Схема транспортера с разгрузочной тележкой.

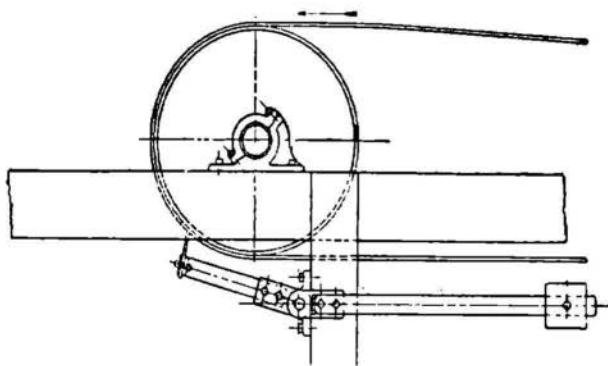
вится поэтому после верхнего барабана вращающаяся щетка или прижимающиеся к ленте резиновые скребки (фиг. 324 и 325).

Для разгрузки штучных грузов (мешков, ящиков и т. п.) применяются разгрузочные щитки, ставящиеся косо на ленту.

Грузы, движущиеся на ленте, встречая на своем пути щитки, поставленные под углом к направлению движения, сбрасываются ими в сторону (фиг. 326).

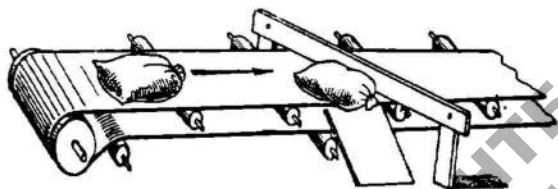


Фиг. 324. Вращающаяся щетка для очистки ленты.

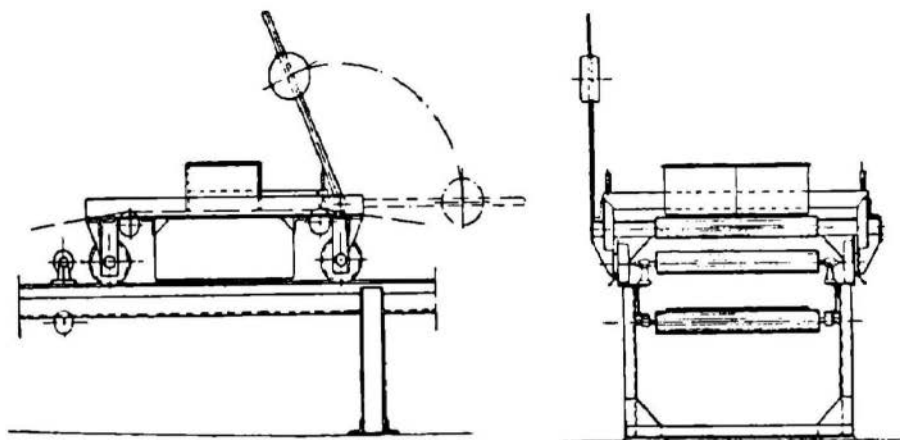


Фиг. 325. Скребок для очистки ленты.

Иногда подобное же устройство применяется и для сыпучих грузов, если малая высота помещения препятствует установке обычной разгрузочной тележки. Тогда устраивается щиток, сгребающий лежащий на ленте материал на одну или обе стороны, причем этот щиток может быть и передвижным (фиг. 327).



Фиг. 326. Щит для штучных грузов.



Фиг. 327. Передвижной сбрасывающий шит.

§ 3. Скорость и производительность ленточных транспортеров

Скорость ленточного транспортера устанавливается в зависимости от характера транспортируемых материалов, ширины ленты, формы ленты (жолобообразная или плоская), наклона транспортера и общего назначения всей установки. Так тяжелые, мало пылящие материалы могут транспортироваться быстрее, чем легкие материалы, представляющие большее сопротивление встречному воздуху и могущие им сдуваться. Широким лентам дается скорость большая, чем узким. Жолобообразная лента должна иметь скорость на 25—30% меньшую, чем плоская той же ширины. Скорость ленты должна уменьшаться с увеличением угла наклона ленты (во избежание рассыпания и рассаривания материала) и, наконец, ленты, транспортирующие штучные грузы, имеют вообще меньшую скорость, чем ленты для сыпучих грузов.

Указанные соображения сведены нами в таблицу, в которой скорости транспортеров для разных материалов приведены к плоской ленте, идущей в горизонтальном направлении.

Таблица 46
Средняя скорость плоских лент горизонтальных
транспортёров
(ширина 400 мм)

Транспортируемые материалы	Средняя скорость в м/сек
Легкое зерно (овес)	1,5
Тяжелое зерно (рожь, пшеница)	2
Руда, гравий, песок	1,5 ÷ 2
Каменный уголь .	1,5 ÷ 2
Кокс	1,25 ÷ 1,5
Штучные грузы . .	0,8 ÷ 1
Сортировочные ленты	0,1 ÷ 0,3

Таблица 47
Отношение скоростей широких лент
(лента шириной 400 мм принята за единицу)

Ширина ленты в мм	400	600	750	1000
Отношение скорости широких лент к скорости ленты 400 мм	1	1,25	1,75	2

Таблица 48
Отношение скоростей наклонных и горизонтальных лент

Угол наклона ленты	Горизонтальная	5°	10°	13°	16°	19°	22°
Отношение скоростей наклонных и горизонтальн. лент.	1	0,91	0,83	0,78	0,73	0,67	0,61

В приведенных таблицах везде взяты средние данные, от которых возможны некоторые отступления в сторону увеличения или уменьшения.

Ширина лент. Ширина лент зависит от размеров отдельных кусков перемещаемого материала и от производительности транспортера (см. табл. 49).

Таблица 49
Наименьшая ширина ленты

Наименьшая ширина ленты в мм	400	600	750	900	1000	1200
Средние размеры кусков перемещаемого материала в мм	75	110	175	225	275	350
Наибольшие размеры кусков перемещаемого материала в мм	100	200	350	450	500	600

Для штучных грузов ширина ленты определяется также по размерам грузов; так для мешков принимается ширина ленты $600 \div 750$ мм, для тюков $700 \div 1000$ мм и т. д.

Производительность транспортера. Поперечное сечение слоя транспортируемого на плоской ленте материала имеет вид, приблизительно изображенный на фиг. 328.



Производительность транспортера и зависящая от нее ширина ленты определяются следующим расчетом.

Фиг. 328. Сечение слоя материала на плоской ленте.

Обозначим:

B — ширина ленты,

b — ширина слоя,

h — высота слоя,

v — скорость в м/сек,

γ — насыпной вес материала в $т/м^3$ или $кг/л$,

F — площадь поперечного сечения струи материала на плоской ленте,

F_1 — то же для жолобчатой ленты,

V — производительность транспортера с плоской лентой в $м^3/час$,

V_1 — то же для транспортера с жолобчатой лентой,

Q — производительность транспортера с плоской лентой в $т/час$,

Q_1 — то же для транспортера с жолобчатой лентой.

Сечение слоя материала ограничено сверху параболой. Высота слоя:

$$h \approx \frac{1}{12} b;$$

ширина слоя берется обычно

$$b = (0,9B - 0,05)м;$$

площадь поперечного сечения:

$$F = \frac{2}{3} bh = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} b^2 = \frac{1}{18} (0,9B - 0,05)^2 м^2;$$



Фиг. 329. Сечение слоя материала на жолобчатой ленте.

производительность транспортера:

$$Q = 3600 Fv\gamma = 3600v\gamma \cdot \frac{1}{18} (0,9B - 0,05)^2 = 200(0,9B - 0,05)^2 \gamma v т/час.$$

При расчете ширины ленты по заданной производительности:

$$B \approx 0,079 \sqrt{\frac{Q}{\gamma v}} + 0,05 м = 0,079 \sqrt{\frac{V}{v}} + 0,05 м.$$

Для жолобообразной ленты площадь поперечного сечения слоя материала приблизительно вдвое больше, чем для плоской ленты той же ширины (фиг. 329), т. е. $F_1 = 2F$.

Скорость жолобообразных лент принимается, как было указано

выше, на 25% меньше чем скорость плоских лент той же ширины
Поэтому

$$Q_1 = 2 \cdot 0,75 Q = 1,5 Q.$$

Ниже приводим таблицу наибольшей производительности транспортеров с плоскими и желобчатыми лентами для разной ширины лент и различных скоростей.

Таблица 50

Производительность ленточных транспортеров в м³/час

Форма ленты	Скорость ленты в м/сек	Ширина ленты в мм						
		400	500	600	750	900	1000	1200
Плоские ленты	1	19,25	32	48	78	115	145	210
	1,25	24	40	60	98	144	180	260
	1,5	29	48	72	117	172	218	315
	1,75	34	56	84	135	200	250	365
	2	38,5	64	96	156	230	290	420
Желобчатые ленты	2,5	47	80	120	195	288	360	520
	1	38,5	64	96	156	230	290	420
	1,25	47	80	120	195	288	360	520
	1,5	58	96	142	234	345	435	630
	1,75	68	110	168	270	400	500	730
	2	75	130	192	310	460	580	840
	2,5	94	160	240	390	530	720	1040

§ 4. Расчет мощности ленточных транспортеров и определение прочных размеров ленты

Энергия двигателя, переданная на рабочий вал транспортера, затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

- 1) трение в цапфах приводного, натяжного и поворотных барабанов;
- 2) трение в цапфах поддерживающих роликов;
- 3) перегиб ленты на барабанах и роликах;
- 4) удары и некоторое перетряхивание материала при прохождении его над роликами;
- 5) преодоление сил инерции в течение пускового периода, т. е. до момента сообщения транспортеру полной скорости;
- 6) подъем груза вверх, если транспортер весь или частью наклонный (подъем в сторону движения груза);
- 7) добавочные сопротивления, возникающие на разгрузочных устройствах.

Точный расчет всех этих сопротивлений по своей сложности представляет лишь теоретический интерес; на практике же получают достаточно правильные данные при пользовании следующим методом.

Разбивают все вышеперечисленные сопротивления на четыре группы:

- 1) холостой ход транспортера;

2) дополнительные сопротивления от загрузки транспортера материалом;

3) подъем груза;

4) сопротивление разгрузочных устройств.

Первые две группы расхода энергии определяются следующими эмпирическими формулами:

$$1. \text{ Расход энергии холостого хода } N_1 = \frac{AL_1v}{1,5},$$

где L_1 — длина всего транспортера в м,

v — скорость ленты в м/сек,

A — коэффициент, зависящий от ширины ленты и коэффициентов трения подшипников.

2. Расход энергии на добавочные сопротивления при загрузке транспортера $N_2 = \frac{BL_2Q}{300}$,

где L_2 — длина пути перемещения груза в м;

Q — производительность транспортера в т/час;

B — коэффициент груза, также зависящий от ширины ленты и от подшипников.

3. Расход энергии на подъем материала, выражающийся формулой $N_3 = \pm \frac{QH}{270}$, где H — высота подъема в м, а знаки $+$ или $-$ относятся к подъему или опусканию груза.

На эти три группы расхода энергии N_1, N_2, N_3 вводится еще общий добавочный коэффициент K_1 , зависящий от длины ленты:

$$K_1 = 1,2 \text{ для } L < 15 \text{ м,}$$

$$K_1 = 1,1 \quad L = 15 \div 30 \text{ м,}$$

$$K_1 = 1 \quad L > 30 \text{ м.}$$

4. Расход энергии N_4 на разгрузочное устройство определяется по нижеприведенной таблице.

Для учета добавочной мощности на преодоление сил инерции в период разбега транспортера вводится добавочный коэффициент

$$K_2 = 1,25 \div 1,50.$$

Таким образом общая потребность энергии (в л. с.) на валу транспортера для приведения его в движение выражается следующей формулой:

$$N = K_2 \left[K_1 \left(\frac{AL_1v}{1,5} + \frac{BL_2Q}{300} \pm \frac{QH}{270} \right) + N_4 \right].$$

Значения коэффициентов A и B и потребной мощности для разгрузочной тележки приведены в табл. 51.

Для определения действительной мощности мотора надо полученную мощность на валу транспортера N разделить на коэффициент полезного действия передачи между мотором и рабочим валом.

Значения коэффициентов A , B и N_4

Ширина ленты в мм		400	500	600	750	900	1000	1200
Коэффициент холостого хода A	Скользящие подшипники.	0,024	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
	Шариковые подшипники.	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
Коэффициент груза B	Скользящие подшипники	0,14	0,135	0,125	0,117	0,109	0,1	0,097
	Шариковые подшипники	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
Затрата мощности на разгруз. тележку N_4		1,0	1,5	1,75	2,5	3,00	3,5	4,5

Коэффициент полезного действия в среднем составляет:

при ременной передаче	0,9
фрезерной зубчатой передаче	0,8
литой " "	0,7
червячной передаче	0,6

Прочные размеры ленты. Выше было указано, что наибольшее натяжение ленты получается на набегающей ветви у приводного барабана, причем это натяжение определяется уравнением:

$$T = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = kP,$$

где $P = \frac{75N}{v}$ — тяговое усилие; коэффициент $k = \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$, зависящий от угла охвата барабана лентой и трения между лентой и барабаном, определяется из нижеприведенной таблицы.

Таблица 52

Значения коэффициента k в уравнении

$$T = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = kP$$

для разных значений α и μ

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

Определив наибольшее натяжение T через P и k и потребную ширину ленты (по ее производительности и размерам отдельных кусков транспортируемого материала), мы устанавливаем число прокладок, необходимое для прочности ленты, руководствуясь допусаемым натяжением на каждый сантиметр прокладки, указываемым фирмой, изготавливающей ленту.

Глава 2

ВИДОИЗМЕНЕНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ

§ 1. Передвижные ленточные транспортеры

Очень часто, если транспортная установка носит временный характер, причем пункты подачи и приема материалов могут меняться, как например на строительных работах, при погрузке или разгрузке железнодорожных вагонов и т. п., устанавливаются передвижные ленточные транспортеры, так называемые „стрекозы“ (фиг. 330).

Устройство их следующее: вертикальная станина на двухколесной тележке несет на себе две связанные между собой легкие фермы, на которых укреплены барабаны, ролики и прочие принадлежности ленточного транспортера.

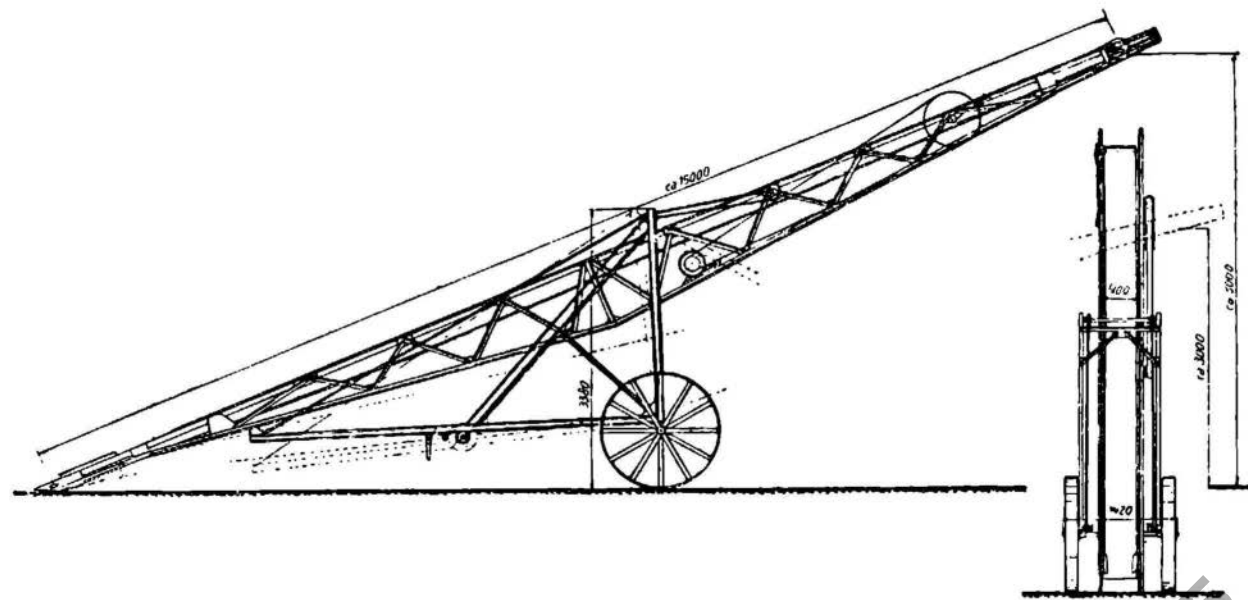
Ферма внутри станины может подниматься и опускаться, чем достигается изменение наклона всего транспортера и высоты разгрузки материала. Загрузочная воронка помещается обычно на нижнем конце фермы.

Передвижные транспортеры изготавливаются длиной от 6 до 20 м с переменной высотой подъема от 1 до 7 м. Мотор чаще всего электрический, иногда ставится двигатель внутреннего сгорания. Мотор монтируется обычно на станине транспортера, и ток подводится к нему гибким кабелем.

Общие данные для передвижных транспортеров следующие:

- 1) длина транспортера от 6 до 20 м;
- 2) вертикальный подъем от 1 до 7 м;
- 3) ширина ленты 400 и 500 мм;
- 4) потребная мощность от 1 до 3 л. с.;
- 5) скорость движения ленты 1,5 м/сек;
- 6) производительность от 20 до 50 т/час;
- 7) вес машины от 1000 до 2500 кг.

При необходимости обслуживания такими транспортерами длинных линий устанавливается иногда последовательно несколько транспортеров с передачей материала от одного транспортера к другому, причем цепь транспортеров может идти как по прямой, так и по ломаной линии.

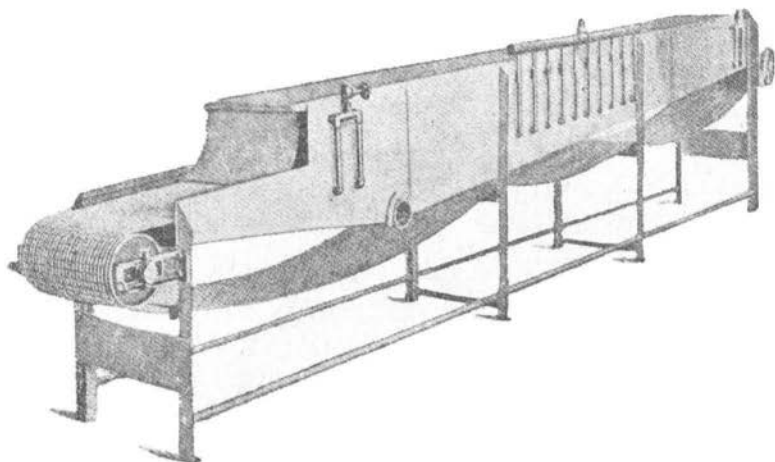


Фиг. 330. Чертеж передвижного ленточного транспортера.

НТБ
ДНУЖТ

§ 2. Сетчатые транспортеры

В тех случаях, когда транспортируется мокрый материал, как например уголь, шерсть и т. п. после промывки, или когда самую



Фиг. 331. Транспортер с сетчатой лентой.

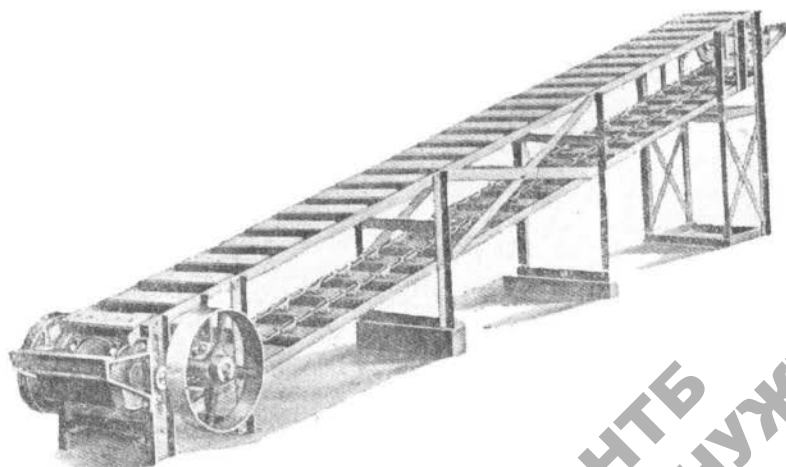
промывку транспортируемого материала желательно производить одновременно с его передвижением, применяют сетчатые транспортерные ленты из стальной проволоки специального плетения (фиг. 331).

Глава 3

ЦЕПНЫЕ (ПЛАСТИНЧАТЫЕ, ЛОТКОВЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ) ТРАНСПОРТЕРЫ

§ 1. Общее описание и производительность

Для транспортирования грузов, могущих повредить резиновую ленту, как например горячих грузов (кокс, зола, отливки), тяжелых



Фиг. 332. Пластинчатый транспортер для легких штучных грузов.

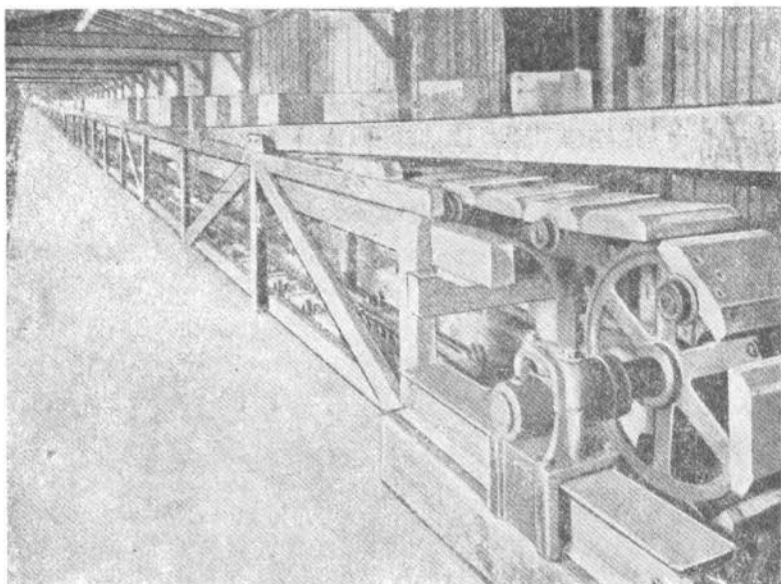
штучных грузов, грузов с острыми режущими краями и т. п., а также предметов, для которых недопустимо встряхивание или перебрасывание при переходе через поддерживающие ролики, — во всех этих случаях употребляются цепные пластинчатые или лотковые транспортеры.

В общем цепные транспортеры подобны ленточным, причем гибкая лента ленточного транспортера в цепных транспортерах заменена жесткой суставчатой лентой, состоящей из одной или двух цепей с прикрепленными к цепям пластинами, а приводные и натяжные барабаны заменены цепными блоками.

Пластины, прикрепленные к цепям, несут на себе транспортируемые материалы. Иногда при транспорте сыпучих грузов для увеличения производительности транспортера пластины снабжаются бортами и все пластины в совокупности представляют собою общий лоток; транспортеры с пластинами, имеющими такое устройство, называются лотковыми.

На фиг. 332 и 333 изображены пластинчатые транспортеры с деревянными пластинами и на фиг. 334 лотковый транспортер с железными лотками для тяжелых и грубых сыпучих материалов.

В сборочных цехах машиностроительных заводов с поточной системой производства широко применяются так называемые „сборочные“ или „круговые“ транспортеры, представляющие пластин-



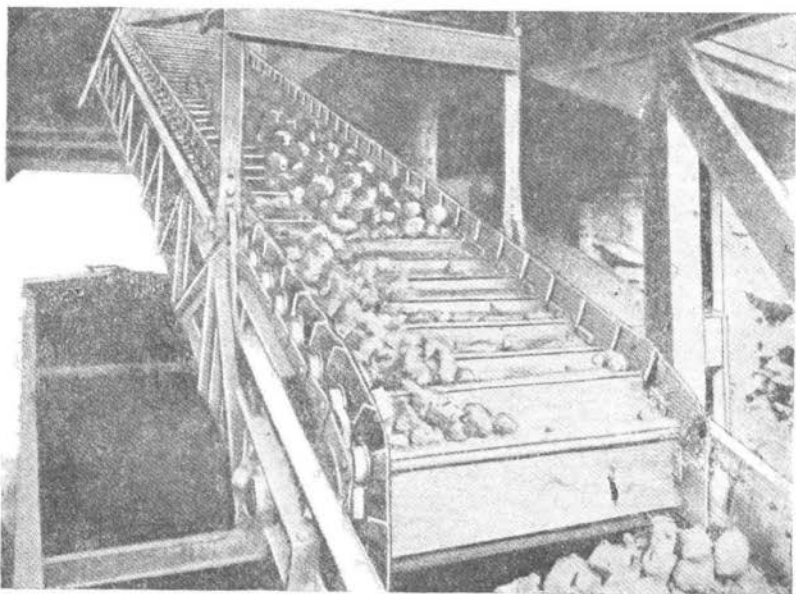
Фиг. 333. Пластинчатый транспортер для тяжелых штучных грузов.

чатые транспортеры, отклоняющиеся в горизонтальной плоскости. Тип такого транспорта изображен на фиг. 335.

В литейных цехах иногда устанавливаются пластинчатые транспортеры особой конструкции (фиг. 337).

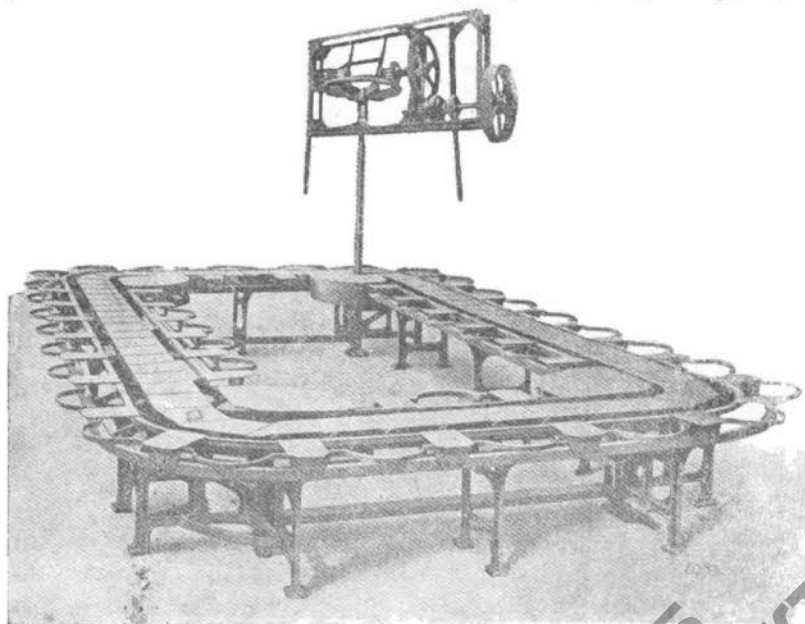
В этих транспортерах на верхней ветви производится формовка и отливка изделий. Платформочки этих транспортеров имеют

специальное устройство, благодаря которому при переходе из



Фиг. 334. Лотковый транспортер с железными лотками для сыпучих грузов.

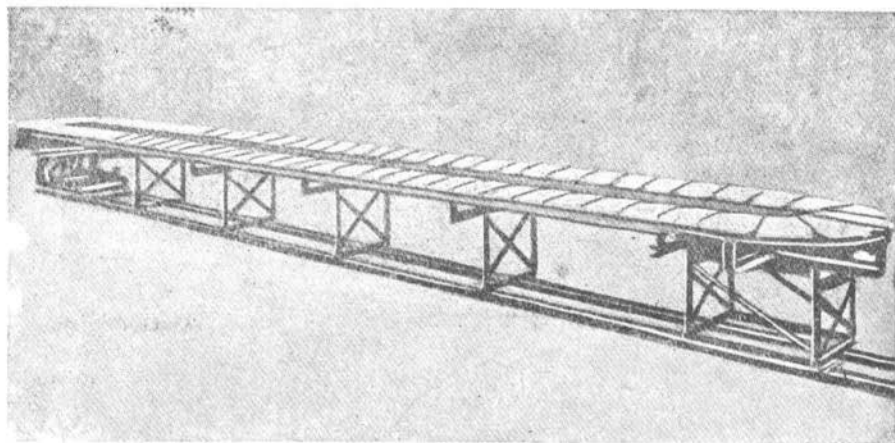
верхней ветви в нижнюю они не перевертываются, а опускаются,



Фиг. 335. Круговой транспортер с железными пластинами.

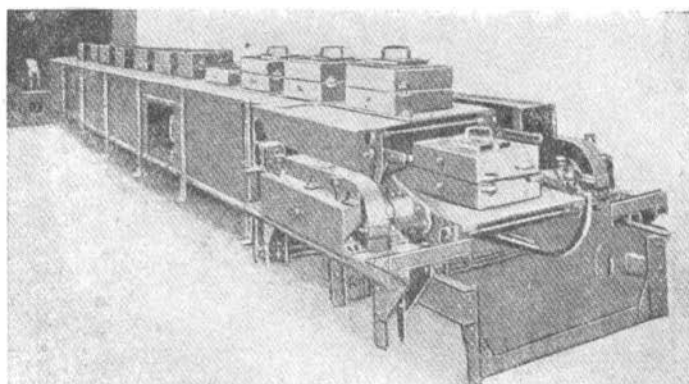
оставаясь все время горизонтальными; нижняя ветвь транспортера используется, таким образом, для остывания отливок.

В цепных транспортерах имеются те же основные части, что и в ленточных транспортерах — тяговые, несущие и опорные органы, приводная и натяжная станции. Цепи являются в цепных транспортерах тяговым органом. Несущим (рабочим) органом в цепных транспортерах служат пластины — деревянные или металлические, или металлические лотки (для сыпучих грузов). Иногда для сыпу-



Фиг. 336. Круговой транспортер с деревянными пластинами

чих грузов применяются транспортеры с плоскими пластинами, несколько перекрывающимися друг друга, так называемые чешуйчатые транспортеры.



Фиг. 337. Литейный транспортер.

В некоторых случаях — для транспорта штучных грузов сложной формы — вместо пластин или лотков ставятся специальные стойки или гнезда, несущие транспортируемые предметы.

Опорами для пластинчатой ленты (цепь с пластинами) служат прикрепленные к цепям или пластинам ролики, катящиеся по специальным рельсам или направляющим, установленным на станине транспортера. Иногда легкие транспортеры роликов не имеют, и пластины скользят по направляющим.

Скорость движения цепных транспортеров несколько меньше, чем ленточных транспортеров, и обычно колеблется в пределах $0,2 \div 0,8$ м/сек., в зависимости от конструкции цепей и приводных звездочек. Длина цепных транспортеров бывает до 200 м, производительность до 300 т/час.

Угол наклона транспортеров может достигать до 45° , причем при наклонах свыше 20° для предохранения материала от сползания пластины или лотки снабжаются поперечными планками или уголками.

Загрузка материала на транспортер производится так же, как и на ленточных транспортерах, через загрузочные воронки.

Выгрузка материала с транспортера производится или у конца транспортера при переходе пластин через приводные звездочки или в промежуточных пунктах посредством косо-поставленных скребков (для плоских пластин), совершенно так же, как на ленточных транспортерах.

Производительность цепных транспортеров (для сыпучих грузов) определяется так же, как и в ленточных транспортерах, по общей формуле:

$$Q = 3600 \gamma F v \text{ т/час,}$$

причем площадь поперечного сечения слоя материала в цепных транспортерах, благодаря более спокойному ходу и отсутствию встряхивания на опорных роликах, дается несколько больше, чем в ленточных транспортерах, и ширина слоя материала $b = B - 0,1$ м,

а высота

$$h = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{8} \right) b;$$

тогда

$$F = \frac{2}{3} bh = \left(\frac{1}{9} \div \frac{1}{12} \right) b^2 = \left(\frac{1}{9} \div \frac{1}{12} \right) (B - 0,1)^2 \text{ м}^2;$$

$$Q = (300 \div 400) (B - 0,1)^2 \gamma v \text{ т/час.}$$

При заданной производительности:

$$B = (0,058 \div 0,05) \sqrt{\frac{Q}{\gamma v}} + 0,1 \text{ м} = (0,058 \div 0,05) \sqrt{\frac{V}{v}} + 0,1 \text{ м.}$$

Для лотковых транспортеров площадь сечения слоя материала F принимается равной площади поперечного сечения лотка, умноженной на коэффициент наполнения, который колеблется в пределах от 0,5 до 1,0, в зависимости от индивидуальных свойств каждой отдельной установки (характер материала, скорость хода, интенсивность работы и т. д.).

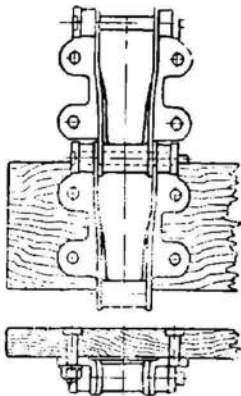
Ниже приведена таблица производительности лоткового цепного транспортера для угля завода Бабкок и Вилькоккс.

Производительность лоткового цепного транспортера для угля зав. Бабкок и Вилькокс

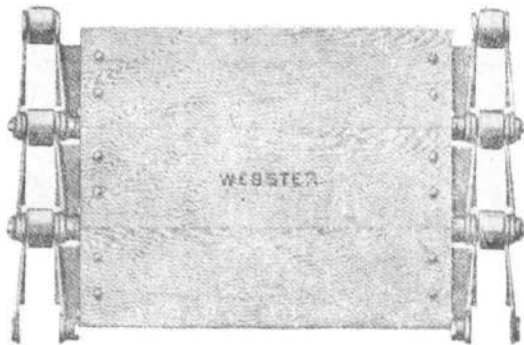
Ширина лотка в мм	Глубина лотка в мм	Шаг цепи в мм	Производительность для угля в т/час	Скорость
300	100	300	35	} Скорость $v = 0,3 \text{ м/сек}$
400	150	300	50	
550	150	300	80	
750	150	350	150	
900	200	350	200	
1000	200	350	300	

§ 2. Детали цепных транспортеров

а) *Пластины и лотки.* Пластины и лотки цепных транспортеров представляют платформочки из дерева или листового железа, предназначенные для несения транспортируемых грузов. Цепи крепятся



Фиг. 338. Деревянная пластина с нижними цепями.



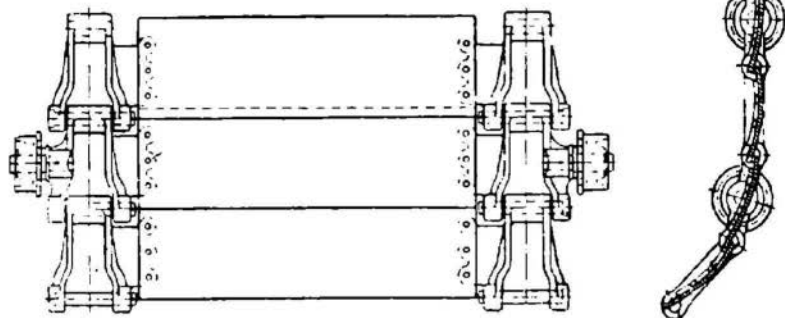
Фиг. 339. Деревянные пластины с боковыми цепями.

к пластинам или лоткам снизу или сбоку таким образом, что пластины и лотки лежат в одной плоскости с продольной осью цепи. Различные способы крепления цепи с лотками и пластинами показаны на фиг. 338 и 339.

При креплении цепей внизу пластин цепи лучше защищены, но при этом способе крепления поддерживающие ролики необходимо ставить сбоку пластин или ставить гладкие поддерживающие ролики на станине для опоры холостой ветви транспортера. Кроме того при расположении цепей внизу во время огибания пластинами направляющих звездочек между ними получаются большие зазоры, что недопустимо, если транспортируется мелкий материал.

При боковом расположении цепей поддерживающие ролики могут насаживаться непосредственно на цепные шарнирные болты

или втулки, что в общем значительно упрощает и облегчает конструкцию транспортера, а также, при расположении несущей поверхности пластин или лотков в одной плоскости с продольной осью цепей, при перегибе транспортера через приводные или направляющие звездочки, зазоры получаются значительно меньше,



Фиг. 340. Транспортер с плотно прилегающими пластинами.

что представляет собою весьма серьезное преимущество при транспорте грузов с мелкими частицами (фиг. 340).

Вообще в транспортерах, предназначенных для сыпучих грузов, для уничтожения зазоров между пластинами или лотками применяются некоторые специальные конструкции. На фиг. 341 и 342 показаны две конструкции пластин, где каждая пластина перекрывает соседнюю в виде рыбьей чешуи (чешуйчатый транспортер). Фиг. 341 изображает пластины, выгнутые по радиусу приводных звездочек. Цепи прикреплены сбоку пластины, и при перегибе транспортера вокруг приводных звездочек, пластины составляют сплошную цилиндрическую поверхность, исключаящую возможность просыпания транспортируемого материала и облегчающую очистку несущей поверхности пластин от пристающих частиц. Кроме того в этой конструкции выгнутая форма пластин увеличивает их жесткость, что дает возможность изготовлять их из более тонкого железа.

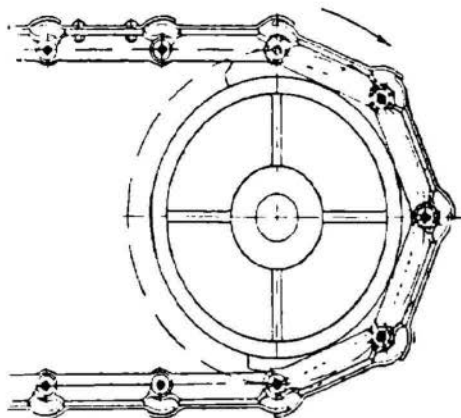
На фиг. 342 изображена подобная же конструкция для транспортера с железными пластинами и креплением цепей снизу.



Фиг. 341. Транспортер с чешуйчатыми выгнутыми пластинами.

На фиг. 343 изображен лотковый транспортер с чешуйчатыми лотками, перекрывающимися друг друга и образующими сплошной жолоб как на прямых участках, так и на перегибах.

В лотковом чешуйчатом транспортере поддерживающие ролики прикреплены неподвижно к станине транспортера, и лотки опираются на них на рабочей ветви своей нижней поверхностью, а на холостой ветви — рабочей поверхностью.



Фиг. 342. Транспортерная лента с чешуйчатыми пластинами, с креплением цепей снизу пластин.

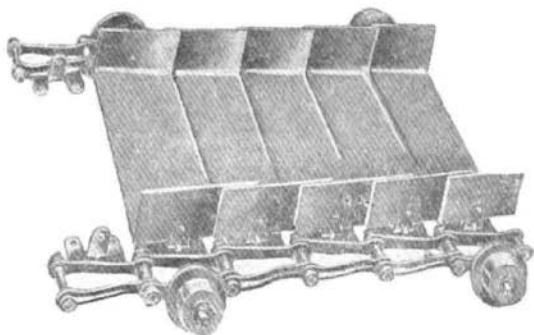
для уничтожения зазоров между отдельными пластинами применяется устройство, показанное на фиг. 344.

Цепь, приводящая в движение пластины, связана с ними своими вертикальными шарнирами. На этих же шарнирах вращаются промежуточные части, скользящие по пластинам. При перегибе пластинчатой ленты пластины и промежуточные части скользят друг около друга по дуге круга, и зазор между ними остается постоянным.

б) *Опоры цепных транспортеров.* Пла-

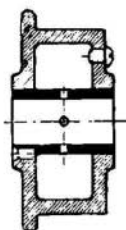
стинчатая лента цепного транспортера (цепь с пластинами) поддерживается от провисания в легких транспортерах ползунками, скользящими по направляющим, а в тя-

желых транспортерах — роликами, катящимися по рельсам, укрепленным на станине. Пример транспортера со скользящими пластинами показан на фиг. 332, где деревянные пластины скользят непосредственно по рельсам из углового железа. Такое устройство применяется лишь в дешевых установках, требует затраты большой энергии для преодоления трения между ползунками и рельсами, в особенности при загрязнении скользящих опор, и быстро изнашивает ползунки и рельсы. Для устранения быстрого износа основных частей транспортера в подобных установках



Фиг. 343. Лотковый чешуйчатый транспортер.

Существует и другая система автоматической смазки роликов. Ролик отливается пустотелым; в полость внутри ролика через винтовую пробку сбоку ролика наливается масло. В ступице ролика делается кольцевая выточка, в которую вставляется войлочное кольцо, сообщающееся с внутренней полостью ролика.



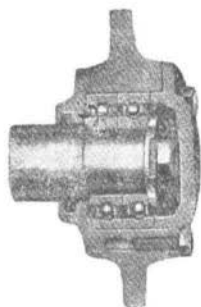
Фиг. 348. Ролик с графитовой смазкой.

При каждом обороте ролика с рога, прилитого внутри полости ролика, на войлочное кольцо падает капля масла, благодаря чему войлок всегда пропитан маслом. При вращении ролика масло растекается на шейке оси и смазывает трущиеся поверхности оси и втулки ролика.

Если транспортер предназначен для транспорта раскаленных или горячих предметов (отливок, кокоса и т. п.) или вообще работает в сильно нагретом помещении, то масляная или жировая смазка не пригодны, так как вследствие разжижения она не удерживается на трущихся поверхностях, и тогда и применяется графитовая смазка. На фиг. 348 изображен ролик с графитовой смазкой. В полость ролика через винтовую пробку вводятся графитовые стерженьки, которые вследствие вращения роликов отделяют от себя графитовую пыль, проходящую через отверстия во втулке на рабочую поверхность.

Наиболее совершенными, но в настоящее время еще мало распространенными из-за своей дороговизны, являются ходовые ролики на шариковом ходу (фиг. 349).

Эти ролики требуют ничтожного ухода за собой (смена смазки один раз в 3—4 месяца), полость, в которой помещены шарикоподшипники, герметически закрыта и недоступна для пыли. Ролики, работая одинаково хорошо в пыльных и чистых помещениях, расходуют очень мало энергии для своего вращения.



Фиг. 349. Ролик на шариковом ходу.

§ 3. Расход сил в цепных транспортерах

В цепных транспортерах мощность затрачивается на преодоление следующих сопротивлений (Ганфштентель):

1. Сопротивление движению опорных роликов, складывающееся из скользящего трения в цапфах роликов, трения качения по ободу роликов и трения реборд.

Коэффициент трения скольжения в цапфах роликов: $\mu = 0,15 \div 0,33$ в зависимости от характера смазки, ухода за механизмом и прочих условий работы.

Общий коэффициент сопротивления роликов принимается:

$$\omega = \frac{1}{25} \div \frac{1}{20}.$$

2. Трение в цапфах приводных и направляющих цепных звездочек:

коэффициент трения при жировой смазке:

$$\mu = 0,15 \div 0,20,$$

при масляной смазке:

$$\mu = 0,1 \div 0,15.$$

3. Сопротивление цепей перегибу на приводной, натяжной и направляющих звездочках.

Это сопротивление зависит от натяжений, набегающей и сбегающей ветвей S_1 и S_2 , диаметра цепной звездочки D , диаметра шарнирного болта d' и коэффициента трения в шарнирах цепей μ , меняющегося в пределах 0,2—0,3. Сопротивление цепей перегибу выразится формулой:

$$w_3 = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2).$$

Потребная мощность на валу приводной звездочки для преодоления полученных сопротивлений:

$$N_z = \frac{Pv}{75} \text{ л. с.},$$

где v — скорость в м/сек, $P = w_1 + w_2 + w_3$.

При наклонных транспортерах к N_z добавляется затрата или выигрыш силы от подъема или опускания груза:

$$N_4 = \frac{QH}{270} \text{ л. с.}$$

Общая потребная мощность на валу приводной звездочки:

$$N_0 = N_z + N_4 \text{ л. с.}$$

Для определения мощности потребного мотора учитывается коэффициент полезного действия η передачи от мотора к приводному валу:

при ременной передаче	$\eta_1 = 0,95,$
„ фрезерованной зубчатой передаче	$\eta_2 = 0,9,$
„ литой зубчатой передаче	$\eta_3 = 0,8,$
„ червячной передаче	$\eta_4 = 0,6—0,8,$

откуда мощность мотора:

$$N_{\text{мотор}} = \frac{N_0}{\eta} \text{ л. с.}$$

Глава 4

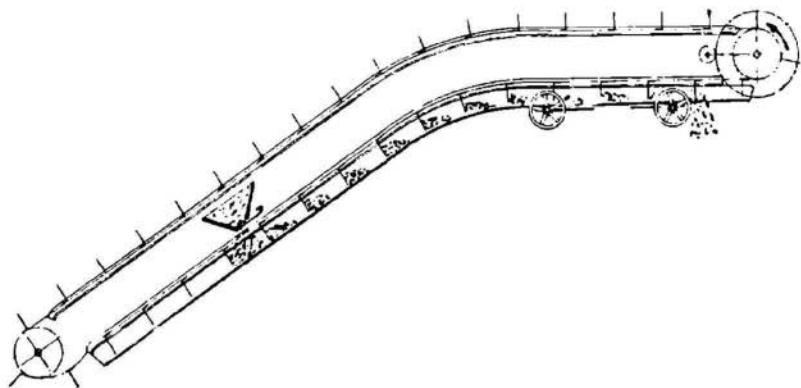
СКРЕБКОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ И ВОЛОЧИЛКИ

При транспорте на небольшие расстояния большим распространением пользуются скребковые транспортеры.

Они представляют открытый сверху жолоб прямоугольной, трапециевидной или полукруглой формы, в котором движутся при-

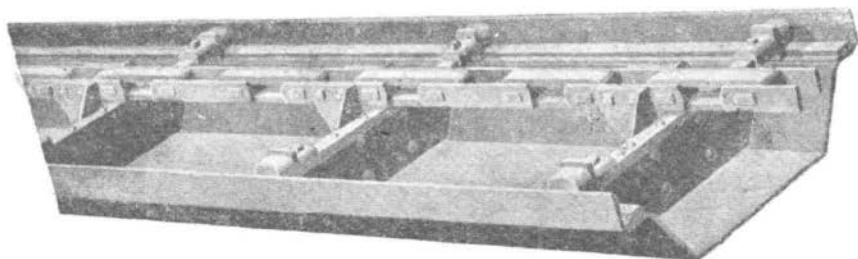
крепленные к цепи скребки, толкающие перед собой материал. Скребок по своей форме соответствует поперечному сечению жолоба. В схематическом виде скребковый транспортер изображен на фиг. 350.

При движении материала в жолобе скребкового транспортера между материалом и дном жолоба (отчасти и стенками жолоба)



Фиг. 350. Схема скребкового транспортера.

развивается трение, вследствие чего транспортируемый материал частично дробится и измельчается; это является существенным недостатком скребковых транспортеров, ограничивающим его применение лишь для материалов, не боящихся истирания. С другой стороны, большое достоинство скребковых транспортеров состоит в простоте конструкции и общей грубости механизма, позволяющим



Фиг. 351. Типы одноцепных скребковых транспортеров с креплением скребков снизу цепи.

скребковым транспортерам работать в таких условиях, где транспортеры других видов не смогли бы работать, а также в возможности производить загрузку и выгрузку материала в любой точке жолоба.

Трение материала о жолоб и его дробление создают несколько беспокойный ход транспортера и требуют на транспортировку

материалов больший сравнительно с другими системами транспортеров расход силы.

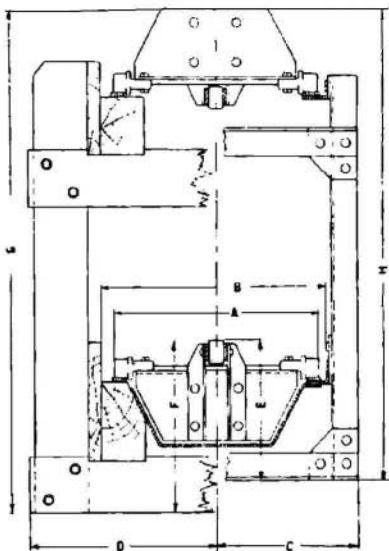
Скорость движения скребкового транспортера колеблется в пределах $0,2 \rightarrow 0,6$ м/сек., доходя в отдельных случаях до 1 м/сек.

Направление перемещения по скребковым транспортерам может быть горизонтальным и наклонным. Предельным углом наклона принимается 45° .

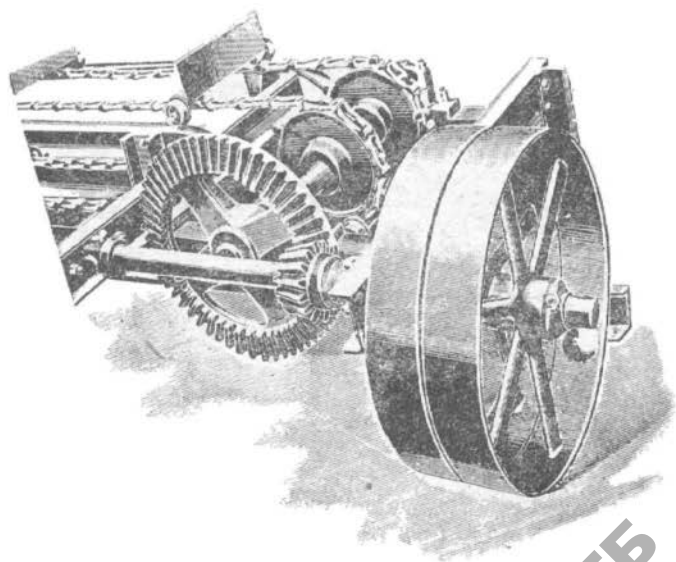
Прием и сбрасывание материала в скребковых транспортерах, как уже указывалось, могут производиться в любой точке транспортера. Прием материала производится посредством загрузочной воронки, устанавливаемой в нужном месте транспортера, причем эта воронка может быть передвижной.

Для выпуска транспортируемого материала в днище жолоба делаются отверстия, перекрываемые задвижками; открыванием их регулируется как место, так и количество выгружаемого в каждой отдельной точке материала.

В качестве тягового органа в скребковых транспортерах чаще всего применяются шарнирные цепи (пла-



Фиг. 352. Типы одноцепных скребковых транспортеров с креплением скребков снизу цепи.

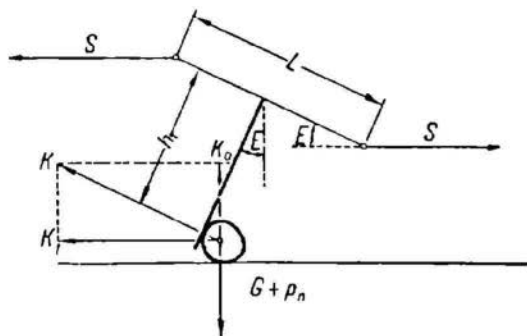


Фиг. 353. Приводная станция двухцепного скребкового транспортера.

стинчатые или из ковкого чугуна); иногда также ставятся сварные цепи; значительно реже применяются канаты.

Для прикрепления скребков к цепям последние на определенных промежутках имеют звенья специальной формы с лапками для прикрепления скребков.

В большинстве случаев скребки прикрепляются к цепи таким образом, чтобы в работе цепь шла выше транспортируемого материала (скребки расположены под цепями), и цепи тогда скользят или катятся по специальным рельсам, прикрепленным к бортам жолоба или к станине транспортера.



Фиг. 354. Изгиб цепи в скребковых транспортерах.

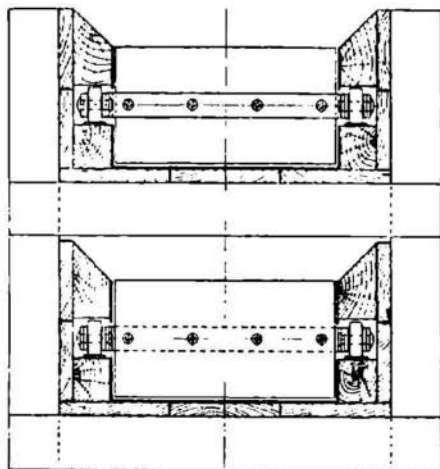
Транспортеры с нижним креплением скребков изображены на фиг. 351, 352, 353.

Скребковые транспортеры с небольшой производительностью иногда устраиваются с одной цепью (фиг. 351).

При транспортировании сыпучих материалов последние ложатся перед скребком слоем трапециевидного сечения. Размеры трапеции зависят

от скорости движения скребка, естественного откоса материала и наклона транспортера.

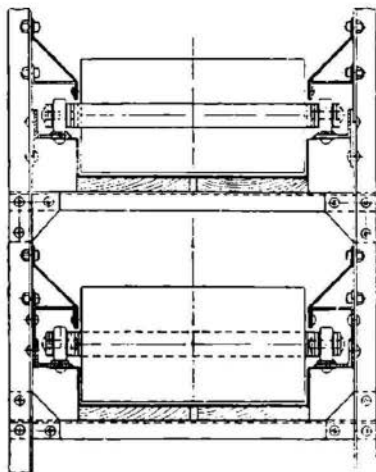
Скребки во время работы несколько отклоняются от вертикаль-



Фиг. 355. Скребковый транспортер с боковым креплением цепи (железная конструкция).

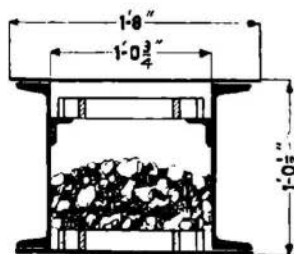
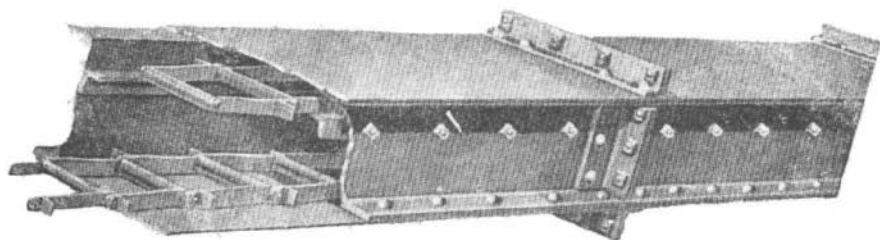
ного положения вследствие сопротивления движущегося материала и тем самым изгибают цепь и создают в ней добавочные натяже-

ния, что необходимо учитывать при проектировании транспортеров и определении натяжений цепей и высоты скребка (фиг. 354).



Фиг. 355-а. Скребковый транспортер с боковым креплением цепи деревянная конструкция.

При транспорте крупнокусковых материалов или мелкоштучных грузов, не загрязняющих цепь, последние иногда крепятся сбоку скребков, на половине их высоты. При таком расположении



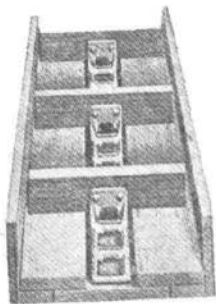
Фиг. 356. Скребковые транспортеры с креплением скребка над цепью.

портеров, у которых цепь а скребки или захваты прикреплены над цепью или в одной с ней плоскости (фиг. 356 и 357).

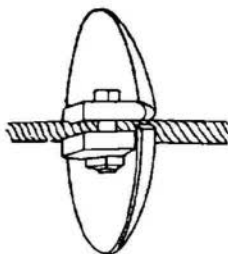
изгиба скребков и цепи вследствие сопротивления материала не получается, но цепь работает в несколько худших условиях, так как она покрыта транспортируемым материалом (фиг. 354 и 355). В транспортерах этой конструкции могут быть использованы обе ветви его—прямая и обратная—для транспорта материалов в противоположных направлениях.

Для транспорта щепы, обрубков дерева, картофеля на крахмальных заводах, свеклы на сахарных заводах и т. п. применяется система скребковых транспортеров, у которых цепь скользит в особом пазу в дне жолоба, а скребки или захваты прикреплены над цепью или в одной с ней плоскости (фиг. 356 и 357).

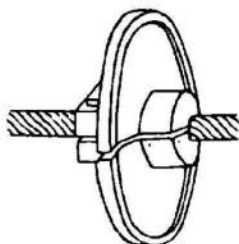
Иногда в качестве тягового органа в скребковых транспортерах применяется проволочный канат. Тогда скребки принимают форму двух полудисков, зажимаемых на канате, а жолоб имеет полукруглое дно.



Фиг. 357. Скребковые транспортеры с креплением скребка над цепью.

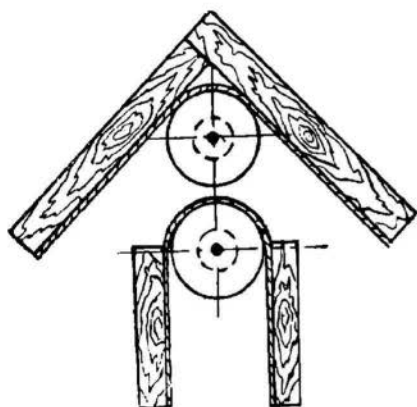


Фиг. 358. Канатные скребковые транспортеры (общий вид и детали).

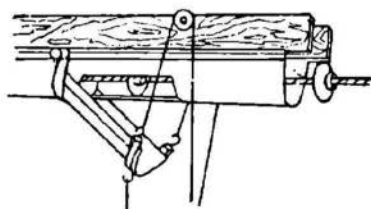


Фиг. 359. Канатные скребковые транспортеры (общий вид и детали).

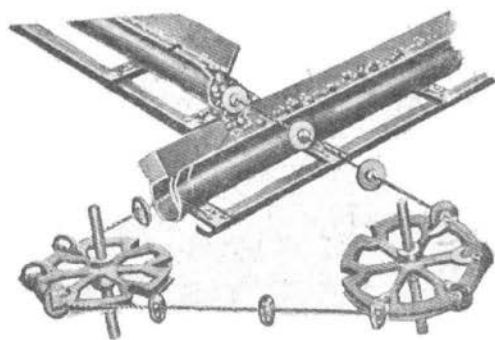
Благодаря гибкости каната эти транспортеры допускают соединение нескольких жолобков под углом при одном тяговом органе. Транспортеры этого типа нашли довольно большое применение при транспорте зерна на мельницах, где они устраиваются довольно значительной длины (до 100 м).



Фиг. 360. Канатные скребковые транспортеры (общий вид и детали).



Фиг. 361. Канатные скребковые транспортеры (общий вид и детали).

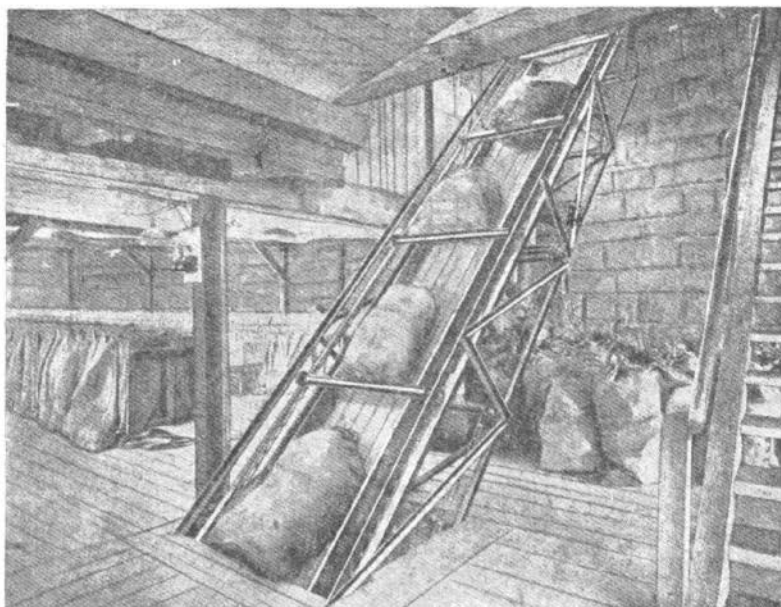


Фиг. 362. Канатные скребковые транспортеры (общий вид и детали).

Устройство таких транспортеров и различные их детали видны на фиг. 358 — 362.

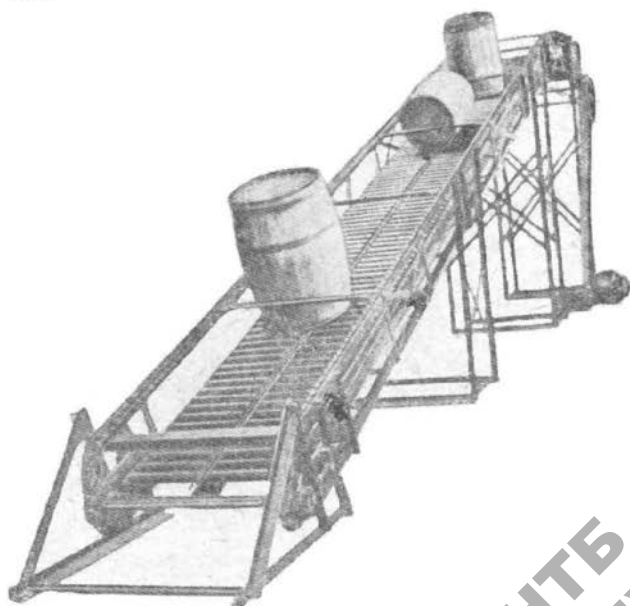
Для транспорта крупноштучных грузов скребковые транспортеры (называемые в этих случаях волочилками) принимают вид, изображенный на фиг. 363 и 364. Вместо скребков здесь применяются круглые или прямоугольные штанги, связывающие цепи транс-

портера. Штанги толкают перед собой транспортируемые предметы. Для уменьшения трения между транспортируемыми пред-



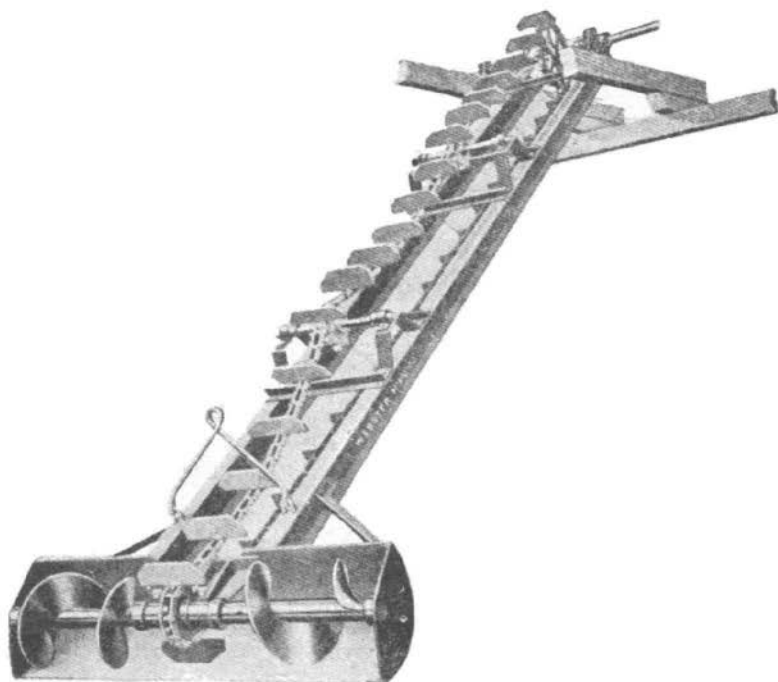
Фиг. 363. Волочилка для крупнштучных грузов.

метами и дном жолоба последний иногда устраивается в виде роликового стола. Волочилки для штучных грузов допускают наклоны до 60° .



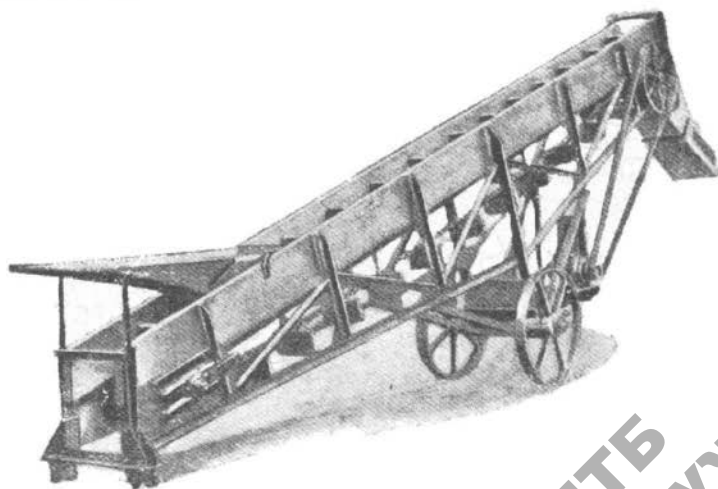
Фиг. 364. Волочилка для крупнштучных грузов на роликовом столе.

На фиг. 365 изображена интересная конструкция скребкового транспортера, соединенного с собирательным шнеком. Вся система



Фиг. 365. Скребковый транспортер в соединении с собирательным шнеком.

подвешена шарнирно на валу приводной звездочки и может применяться для выгрузки зерна из барж, сыпучих материалов из штабелей и т. п.



Фиг. 366. Передвижной скребковый транспортер.

Производительность скребковых транспортеров для сыпучих грузов

Примем следующие обозначения:

- Q — производительность в $т/час$,
 i — количество материала в $м^3$, передвигаемое каждым скребком,
 a — расстояние между скребками в $м$ (обычно $0,4 \div 0,6 м$),
 γ — насыпной вес материала,
 v — скорость в $м/сек.$,
 b — ширина скребка в $дм$,
 h — высота скребка в $дм$.

Производительность определяется следующей формулой:

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} \gamma v \text{ т/час};$$

считая ориентировочно при скоростях $0,3 \div 0,6 м/сек$, $i = 1,5 bh^2$, получаем:

$$Q = 3,6 \cdot 1,5 \frac{bh^2}{a} \gamma v = 5,4 \frac{bh^2}{a} \gamma v \text{ т/час.}$$

Производительность скребкового транспортера можно также получить, полагая, что в желобе транспортера движется непрерывная струя материала, заполняющая желоб на высоту, находящуюся в обратной пропорции к расстоянию между скребками (при прежних обозначениях):

$$Q = 3,6 bhv \psi \text{ т/час,}$$

где ψ коэффициент заполнения желоба:

$$\begin{aligned} \psi &= 0,5 \text{ при } a = 3h, \\ \psi &= 0,4 \text{ " } a = 4h, \\ \psi &= 0,3 \text{ " } a = 5h. \end{aligned}$$

Приводим таблицу производительности скребковых транспортеров по опытам проф Ганфштенгеля.

Таблица 54

Скребковые транспортеры для угля

Ширина скребка в мм b	Высота скребка в мм h	Нагрузка на скребки в л i	Производительность Q в $т/час$ при $\gamma = 0,8$ и $v = 0,5 м/сек$, если расстояние между лопатками равно		
			$a = 0,4 м$	$a = 0,5 м$	$a = 0,6 м$
250	80	2,5	9	7	6
300	90	3,6	13	10	9
350	100	5,5	20	16	13
400	110	7,4	27	21	18
450	120	10	36	29	24
500	130	13	47	38	31
600	140	18	65	52	43

Для наклонных скребковых транспортеров производительность несколько уменьшается и ее можно принимать:

при наклоне	$\alpha = 10^\circ$	$Q' = 0,85Q$
"	$\alpha = 20^\circ$	$Q' = 0,65Q$
"	$\alpha = 30^\circ$	$Q' = 0,50Q$

Потребная мощность. В скребковых транспортерах мощность затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

1. Трение материала о дно и стенки жолоба.

Коэффициент трения материала о дно и стенки жолоба в зависимости от свойств материала (его угловатости, липкости и т. п.):

$$\mu_1 = 0,5 \div 0,9.$$

2. Сопротивление движению опорных роликов, складывающееся из трения скольжения в цапфах роликов, трения качения по ободу роликов и трения реборд.

В скребковых транспортерах, так же как и в пластинчатых, коэффициент трения в цапфах роликов:

$$\mu_0 = 0,15 \div 0,33,$$

в зависимости от условий работы и смазки, а коэффициент трения качения по ободу роликов:

$$f = 0,05 \text{ см},$$

и общий момент сопротивления движению роликов:

$$M = Q(f + \mu_0 r),$$

где Q — нагрузка, приходящаяся на каждый ролик.

При отношении диаметров цапфы и ролика $\frac{d}{D} = \frac{1}{5}$ и при учете трения реборд общий коэффициент сопротивления:

$$W = 0,05 \div 0,06.$$

Если цепь передвигается на скользящих опорах, коэффициент сопротивления равен коэффициенту трения в опорах:

$$W' = \mu = 0,15 \div 0,20.$$

3. Сопротивление цепей перегибу на приводных и натяжных звездочках:

$$W_3 = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2).$$

4. Трение в подшипниках приводных и натяжных звездочек.

По всем сопротивлениям получается общее тяговое усилие P , и тогда потребная мощность на валу ведущей звездочки:

$$N_z = \frac{PV}{75}.$$

В случае наклонного транспортера добавляется затрата или выигрыш силы от подъема или опускания материала:

$$N_5 = \frac{QH}{270}.$$

и общая потребность мощности на валу привода:

$$N_0 = N_z + N_5,$$

потребная мощность мотора:

$$N_{\text{мот}} = \frac{N_0}{\eta},$$

где η — к. п. д. передачи.

Глава 5.

ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

§ 1. Элеваторы для сыпучих и кусковых грузов

(Общее описание)

Для подъема сыпучих и кусковых грузов в вертикальном или близком к вертикальному направлениях служат ковшевые элеваторы, иногда называемые также „нориями“, или „самотасками“ (все три названия равнозначущи).

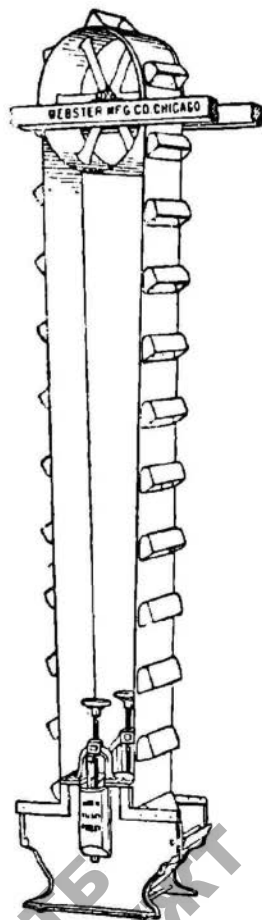
В схематическом виде ковшевой элеватор представляет собой поставленный вертикально ленточный или цепной транспортер с прикрепленными к тяговому органу ковшами и имеет следующий вид (фиг. 367).

В простейшем виде ковшевой элеватор состоит из следующих основных частей:

- 1) верхнего приводного ременного шкива или цепного блока, получающего вращение от двигателя;
- 2) нижнего натяжного шкива или цепного блока;
- 3) бесконечного (замкнутого) тягового органа;
- 4) ковшей, прикрепленных к тяговому органу;
- 5) кожуха или станины элеватора.

Верхняя часть кожуха элеватора с заключенным в ней верхним шкивом называется головкой элеватора, часть кожуха с нижним шкивом называется башмаком элеватора.

Работа элеватора происходит следующим образом. Подлежащий транспорту материал засыпается через особый жолоб (носик) в башмак элеватора, там захватывается движущимися ковшами, причем частично попадает в ковш до его падения на дно башмака, а частью зачерпывается ковшами со дна башмака, затем захваченный ковшами материал переносится вверх и при переходе ковшей



Фиг. 367. Схема ковшевого элеватора.

через верхний барабан выбрасывается из ковшей в особую отводящую трубу.

По тяговому органу различаются элеваторы ленточные, цепные и (весьма редко) канатные.


§ 2. Детали элеваторов

а) *Тяговые органы.* Ленточные элеваторы применяются для мелко-рнистых и мучнистых материалов. По ширине (фиг. 368) лента берется на 25—30 мм шире ковшей, прикрепляемых к ней.

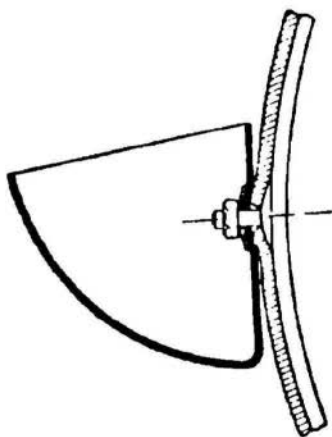
Лента элеватора, являясь по существу приводным ремнем и, будучи во всем аналогична ленте ленточного транспортера, выбирается и рассчитывается по тем же соображениям, которые были изложены в главе о ленточных транспортерах, причем при расчете ленты элеватора учитывается значительное добавочное сопротивление, возникающее при зачерпывании материала ковшами.

Спокойный и плавный ход ленточных элеваторов допускает применение больших скоростей движения — до 3 м/сек. По соображениям прочности ленты высота ленточных элеваторов обычно не превышает 25—30 м.

Для прикрепления ковшей к ленте во избежание ударов головок болтов о барабаны применяются болты с потайной головкой, а в спинке ковша делается соответствующее углубление, и



Фиг. 368. Ленточный элеватор.



Фиг. 369. Укрепление ковша на ленте.

поверхность ленты, соприкасающаяся с барабанами, остается гладкой (фиг. 369 и 370).

Ленты обычно резиновые с хлопчатобумажными прокладками. В легких мучных элеваторах иногда применяются пеньковые ленты.

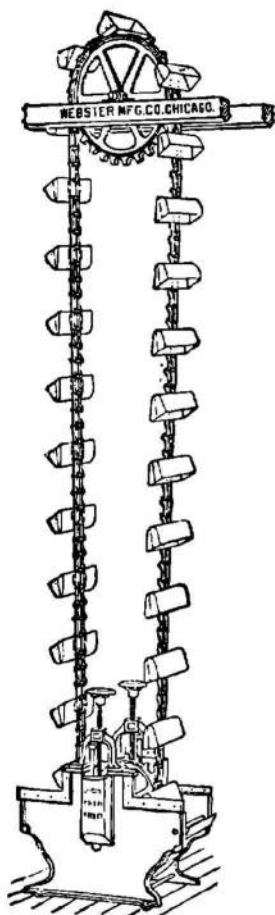
В цепных элеваторах тяговым органом служат чаще всего шарнирные цепи, реже сварные калиброванные цепи. Скорость движения цепей в элеваторах вследствие их менее спокойного хода сравнительно с лентой обычно дается в пределах 0,5—1 м/сек. При небольших нагрузках ставится одна цепь сзади ковша, при крупных нагрузках и большой ширине ковшей ставятся две цепи, прикрепленные или сзади ковшей или сбоку их (фиг. 371—373). Для прикрепления ковшей к цепям последние



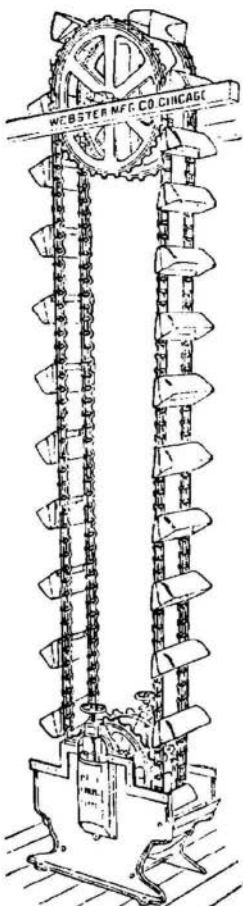
Фиг. 370. Элеваторный болтик.

имеют специальные звенья, к которым ковши привертываются болтами (фиг. 374а, 374б и 375).

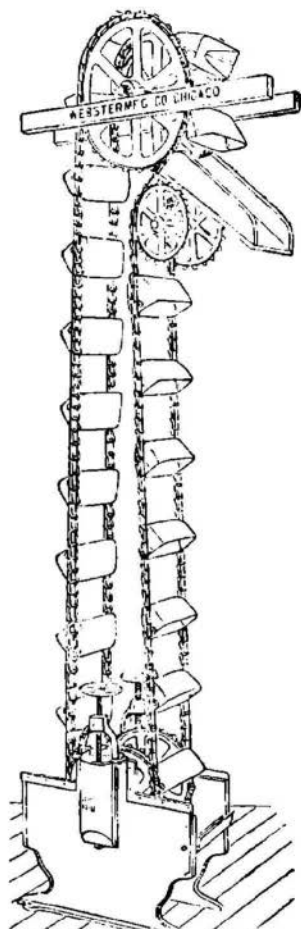
Канатные элеваторы. Они применяются реже остальных систем. Препятствием к их распространению является сильное вытягивание канатов, что нарушает правильность сцепления блоков с рабочими органами на канате. Канатный элеватор изображен на фиг. 376.



Фиг. 371. Схема цепного элеватора с одной цепью сзади ковшей.



Фиг. 372. Схема цепного элеватора с двумя цепями сзади ковшей.

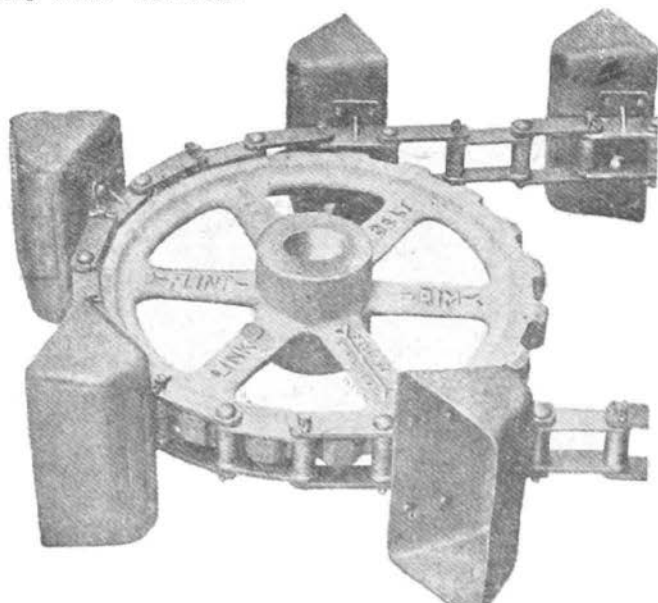


Фиг. 373. Схема цепного элеватора с двумя цепями сбоку ковшей.

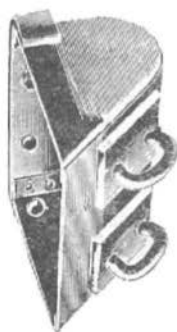
б) **Ковши.** Ковши изготавливаются из листового железа или ковкого чугуна. В зависимости от характера материала ковшам придается различная форма, соответствующая условиям наилучшего зачерпывания материала в башмаке элеватора и правильного выбрасывания его в головке элеватора. Так для материалов липких, сбивающихся в комья и т. п., вообще могущих заклиниваться в ковше от собственной тяжести и от сопротивления при зачерпывании, ставятся ковши широкие, с большим углом раструба между передней и задней стенками ковша, но небольшой глубины. Для

материалов же, не угрожающих опасностью заклинивания в ковшах, последние делаются более глубокими с меньшим углом раструба.

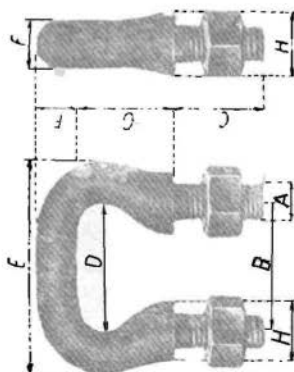
При зачерпывании материала сильнее всего изнашивается передняя стенка ковша, почему иногда ее усиливают добавочной полосой железа. В больших ковшах ставится поперечная распорка, предохраняющая переднюю стенку от изгиба. Для транспорта мокрых материалов, как например угля после промывки, иногда применяются ковши решетчатые. На фиг. 377—381 изображены различные типы ковшей.



фиг. 375-6. Детали цепного элеватора.



Фиг. 374-а. Прикрепление ковшей к сварным цепям.



Фиг. 374-б. Прикрепление ковшей к сварным цепям.

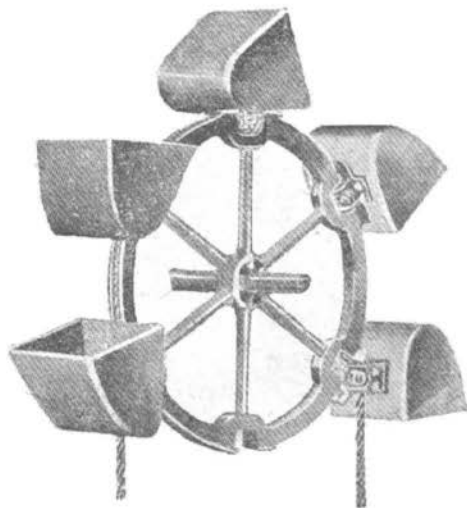
Весьма важным вопросом в элеваторах являются условия выбрасывания материала из ковшей при огибании тяговым органом верхнего барабана.

При переходе ковшей над барабаном материал, содержащийся в ковшах, находится под действием двух сил: центробежной $\frac{Mv^2}{R}$ и силы тяжести.

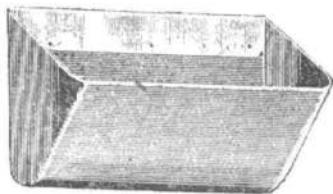
При слишком большом числе оборотов верхнего барабана и при неправильном выборе его диаметра материал может от действия центробежной силы вылететь из ковша слишком рано — до перехода ковша через высшую точку барабана. Этот материал не сможет попасть в выбрасывающий желоб элеватора, а будет сыпаться обратно по восходящей трубе элеватора.

Точно так же при слишком малой скорости барабана, материал, высыпавшийся из ковшей после перехода ими высшей точки барабана, частично будет падать на нижележащие ковши и сыпаться по нисходящей трубе вниз, если материал не обладает достаточной силой инерции для броска вперед.

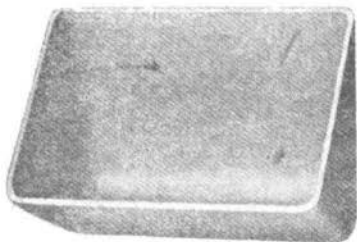
Слишком раннее выбрасывание материала из ковшей происходит в открытых ковшах сильнее, чем в глубоких. Самые благоприят-



Фиг. 376. Канатный элеватор.



Фиг. 377. Железный сварной ковш глубокого типа.



Фиг. 378. Ковш открытого типа из ковкого чугуна.

ные результаты в смысле опорожнения ковшей в верхней головке элеватора получаются при следующем соотношении скорости и диаметра верхнего барабана:

$$v = (2 \div 2,35) \sqrt{D}.$$

По этому уравнению для разных диаметров барабанов получаются следующие скорости (табл. 55).

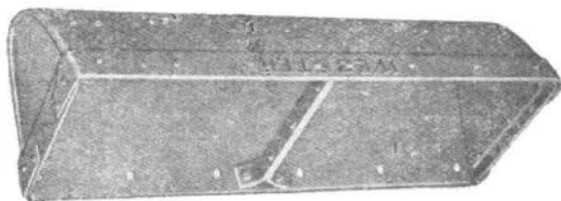
Таблица 55

Соотношения чисел оборотов, скоростей и диаметров верхнего барабана в ленточных элеваторах

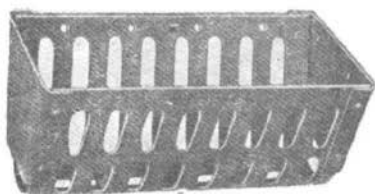
Диаметр барабана <i>D</i>	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Скорость <i>v</i> . . .	1,41 ÷ 1,61	1,55 ÷ 1,82	1,67 ÷ 1,96	1,79 ÷ 2,10	1,90 ÷ 2,23	2,00 ÷ 2,35	2,10 ÷ 2,46	2,20 ÷ 2,57
Число <i>n</i> об/мин.	54 ÷ 64	49 ÷ 58	46 ÷ 54	43 ÷ 50	40 ÷ 47	38 ÷ 45	36 ÷ 43	35 ÷ 41

Числа оборотов и скорости в этой таблице даны для материалов, не представляющих большого сопротивления черпанью, как

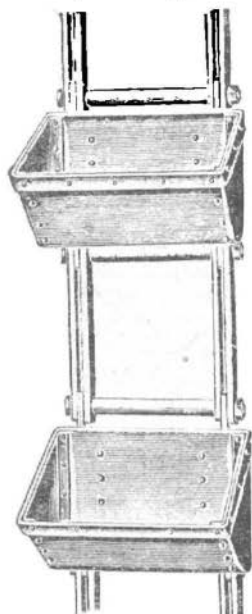
например зерно, мука и т. п. Для цепных элеваторов и для материалов с большим сопротивлением черпанию скорости даются значительно ниже. Так, для орешкового угля скорость дается не свыше 1,2 м/сек, для угля



Фиг. 379. Сварной ковш с распоркой.



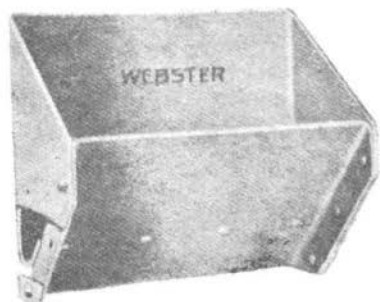
Фиг. 380. Ковш решетчатый.



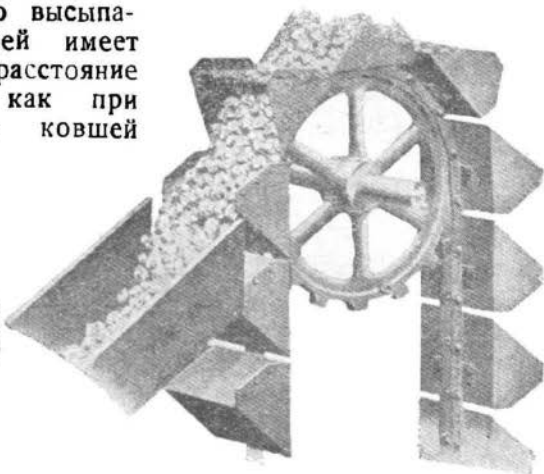
Фиг. 381. Ковши железные клепаные.

средней крупности $v = 0,6$ м/сек, для более крупных и твердых материалов скорости понижаются до $v = 0,3$ м/сек и ниже.

Для беспрепятственного высыпания материала из ковшей имеет известное значение и расстояние между ковшами, так как при нормальной конструкции ковшей



Фиг. 382. Ковш желобчатой формы.

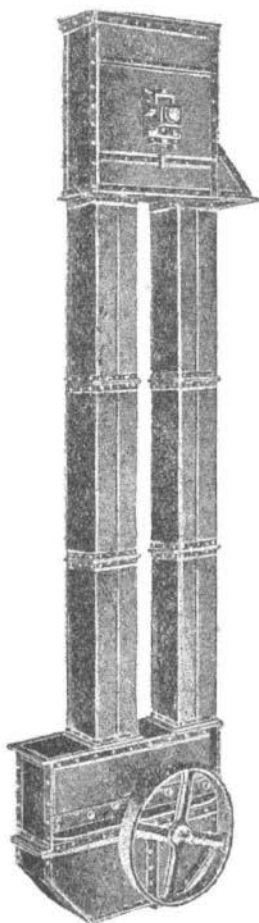


Фиг. 383. Элеватор с желобчатыми ковшами.

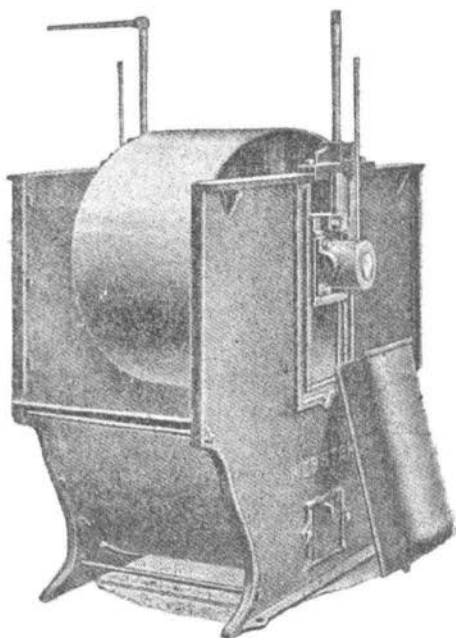
(с закругленным дном) материал, высыпаящийся из ковша, может удариться о передний ковш и частично отклониться от своего направления. Наименьший шаг ковшей принимается равным тройной высоте задней стенки ковша.

Для увеличения производительности тихоходных транспортеров и для улучшения условий выбрасывания материала в последнее время получают распространение ковши системы Робинса, расположенные непрерывно один за другим. Передняя стенка этих ковшей представляет собой желобок, по которому удобно стекает материал из вышележащего ковша (фиг. 382, 383).

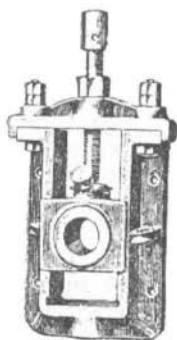
в) *Станина элеватора.* В легких элеваторах станина делается иногда из дерева, но по соображениям пожарной безопасности



Фиг. 384. Железная станина элеватора.



Фиг. 385. Чугунный башмак элеватора.



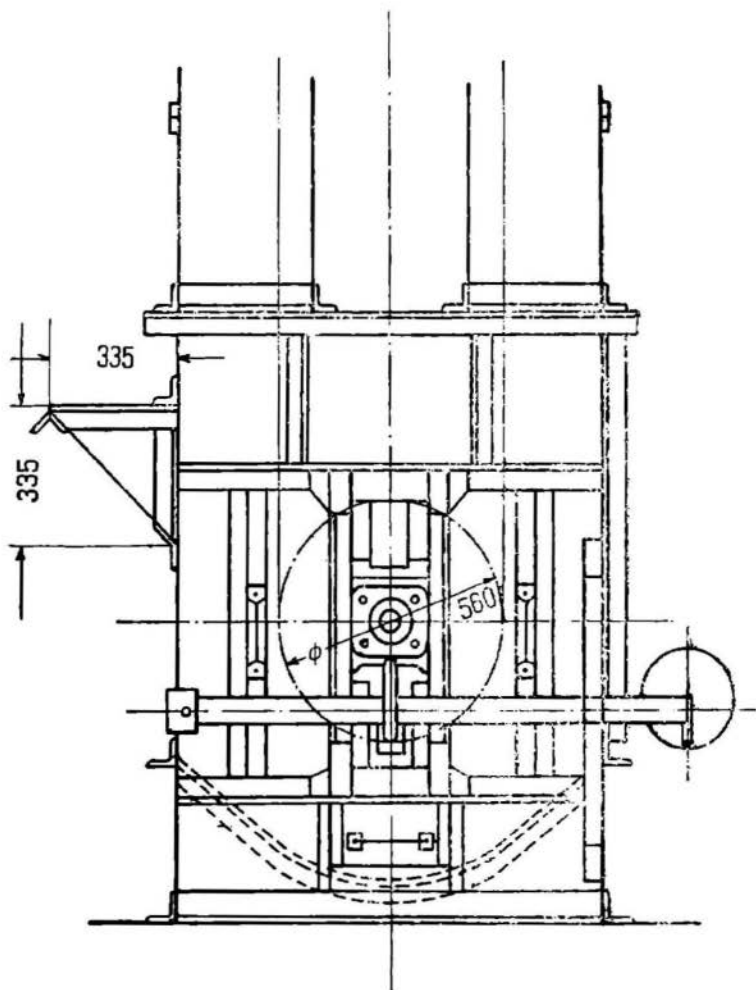
Фиг. 386. Натяжной подшипник элеватора.

применение деревянных станин нежелательно. Обычный тип железного элеватора, изображенный на фиг. 384, состоит из клепаного или сварного башмака, такой же головки и труб.

В Америке имеют большое распространение башмаки, состоящие из чугунных щек, между которыми зажато железное днище, удобное своей однотипностью, легкостью сборки и возможностью применять одни и те же щеки для элеваторов различной производительности, ставя в различных случаях днища разной ширины соответственно ширине ковшей (фиг. 385).

Нижний барабан элеватора обычно делается натяжным, для чего подшипники вала нижнего

барабана делаются передвижными. Натяжка обычно винтовая (фиг. 386), иногда грузовая автоматическая (фиг. 387). Для облегчения черпания крупнокусковых материалов, оказывающих большое сопротивление черпанию, днище иногда делается передвижным, причем оно прикрепляется наглухо к натяжным подшипникам, скользит между щеками башмака, и расстояние между днищем и окружностью описываемой внешней кромкой ковшей остается



Фиг. 387. Башмак элеватора грузовой натяжкой.

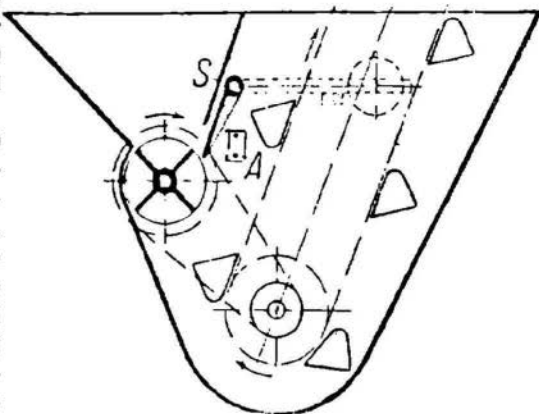
таким образом, постоянным. Для устранения заклинивания материала это расстояние берется меньше самых малых кусков материала.

Для облегчения зачерпывания вводятся иногда в конструкцию башмака питатели, сконструированные таким образом, что материал, подающийся ими, захватывается ковшами на-лету. На фиг. 388 изображен барабанный четырехкамерный питатель, вращение которого согласовано со скоростью движения ковшей, и материал, захватываемый из вышележащего бункера каждой камерой барабана

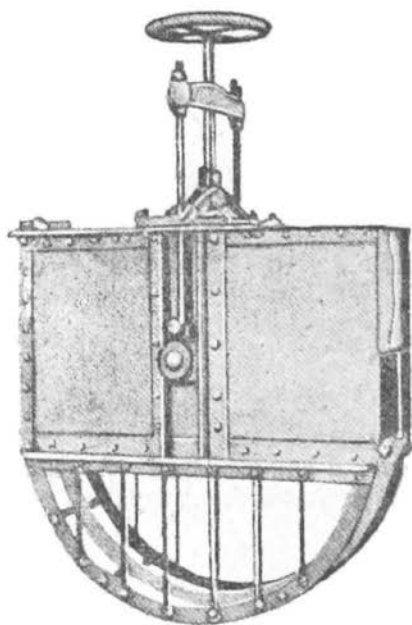
при повороте его на четверть окружности высыпается в подходящий ковш.

Если элеватор предназначен для зачерпывания из кучи, башмак устраивается с решетчатым днищем, не препятствующим материалу стекать к ковшам, и в то же время предохраняющим ковши от ударов о неподвижные предметы (фиг. 389).

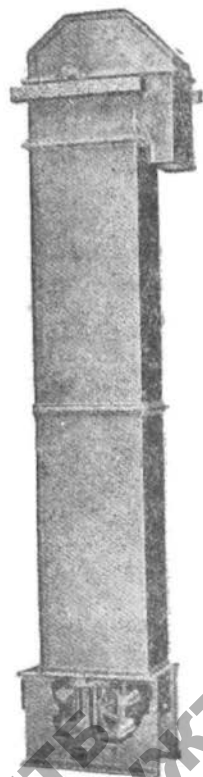
Головка элеватора по форме должна соответствовать свободному выбрасыванию материала. Обычно около места присоединения отводящего жолоба устраивается смотровой люк, дающий возможность контролировать правильность выбрасывания материала. Головка делается разъемной по оси вала для возможности сборки и монтажа всего механизма. Приводные шкивы, зубчатые колеса и пр. обычно монтируются на головке элеватора снаружи, для чего к головке прикрепляются балки соответствующей прочности.



Фиг. 388. Барабанный питатель.

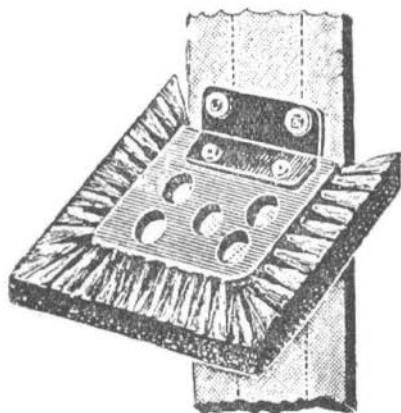


Фиг. 389. Башмак с решетчатым днищем.



Фиг. 390. Элеватор с одной трубой.

Для защиты восходящей и нисходящей ветвей элеватора ставятся трубы прямоугольного или круглого сечения, служащие в то же время и колоннами, поддерживающими верхнюю часть элеватора. В малых элеваторах иногда устраивается одна общая труба для обеих ветвей (фиг. 390), но это нецелесообразно, так как при таком устройстве цепи или ленты с ковшами сильно раскачиваются.



Фиг. 391. Элеваторная щетка.

В элеваторах для муки и других пылящих материалов ставятся иногда щетки для очистки элеваторных труб от оседающей на них пыли (фиг. 391).

Для транспорта кусковых, непылящих материалов иногда не устраивают трубы, а крепят верхнюю головку самостоятельно на балках здания, оставляя восходящую и нисходящую ветви элеватора открытыми.

§ 3. Определение производительности

Примем обозначения:

Q — производительность в $t/час$;

i — емкость ковша в $л/дм^3$,

a — расстояние между ковшами в $м$,

v — скорость в $м/сек$,

γ — насыпной вес материалов в $т/м^3$,

ψ — коэффициент наполнения ковшей, который можно принимать в среднем:

для молотых продуктов .	$\psi = 0,8 \div 1,0$
для зерна .	$\psi = 0,75 \div 0,9$
для песка, концентратов и т. д.	$\psi = 0,6 \div 0,8$
для угля-орешка .	$\psi = 0,6 \div 0,7$
для крупного угля и кусковых грузов	$\psi = 0,3 \div 0,5$

При этих обозначениях:

$$Q = 3,6 \psi \frac{i}{a} \gamma v \text{ т/час.}$$

При заданной производительности и при известных ψ , γ и v для данного материала и выбранной конструкции элеватора мы можем определить i и a :

$$\frac{i}{a} = \frac{Q}{3,6 \psi \gamma v}$$

Ниже приводим таблицу производительностей элеваторов, полученных из опытных данных.

Элеваторы для угля и кокса

Ширина ковша в мм	Емкость ковша в л	Шаг ковшей в м	Производитель-	Производитель-
			ность Q для угля в т/час при $v = 0,4$ м/сек $\gamma = 0,8$ " $\varphi = 0,5$ "	ность Q для кокса в т/час при $v = 0,5$ м/сек $\gamma = 0,5$ " $\varphi = 0,45$
400	15	1,0	8,5	6
450	25	0,9	16	11
500	40	0,8	29	20
600	60	0,7	49	35
700	80	0,7	66	46
800	100	0,7	82	58

Таблица 57

Производительность элеваторов с чешуйчатыми ковшами

Размеры ковша		Производительность V в м ³ /час					
Ширина в мм	Высота в мм	$v = 1,67$	$v = 1,83$	$v = 2,00$	$v = 2,17$	$v = 2,33$	$v = 2,50$
		м/сек	м/сек	м/сек	м/сек	м/сек	м/сек
100	100	19	21	23	25	26	28
100	125	21	23	25	27	29	31
125	125	25	27	30	32	35	37
150	125	29	32	35	38	41	44
150	150	32	35	38	42	45	48
175	150	39	43	47	51	55	59
200	150	46	51	56	60	65	70
250	150	57	63	69	74	80	86

§ 4. Определение потребной мощности

В элеваторах мощность затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

1. Чистый подъем материала. Мощность, потребная для этой работы:

$$N_1 = \frac{QH}{270},$$

где H — высота подъема.

Если обозначим через A расстояние по вертикали между осями верхнего и нижнего шкивов и через D_1 и D_2 диаметры верхнего и нижнего шкивов, то получим общую высоту-подъема:

$$H = A + \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

2. Трение в подшипниках верхнего и нижнего барабанов (или звездочек). Коэффициент трения μ прини-

мается при жировой смазке $0,15 \div 0,20$, при кольцевой смазке $0,10 \div 0,15$.

3. При наклонных транспортерах трение в опорных роликах или трение ползунов. В элеваторах ролики и ползуны находятся в неблагоприятных условиях работы (постоянное загрязнение) и общий коэффициент их сопротивления ω принимается для ползунов $0,15 \div 0,20$, для опор ходовых роликов $0,05 \div 0,08$.

4. Сопротивление цепей или лент перегибу на верхних и нижних звездочках или барабанах. Для цепей:

$$W = \mu \frac{d}{D} (S_1 + S_2),$$

где $\mu \approx 0,4$ — коэффициент трения (в неблагоприятных условиях работы);

d — диаметр цепного шарнира;

D — диаметр цепной звездочки.

5. Сопротивление черпания. Сопротивление черпания зависит от физических свойств материала, крупности кусков, скорости цепи или ленты и формы ковша. В среднем для преодоления сопротивления черпания принимается следующая затрата работы (в *кдж*) на каждый килограмм поднимаемого груза (удельное сопротивление черпания):

мука, зерно	. $0,5 \div 1,5$ <i>кдж</i>
сух. песок, концентраты	. $1,5 \div 3$
влажный песок, концентраты	. $2,5 \div 3,5$
мелкий уголь	3
крупный уголь	$4 \div 5$
гравий	5

Если обозначить удельное сопротивление черпания буквой a , то мощность, необходимая для преодоления этого сопротивления, выразится:

$$N_6 = a \frac{Q}{3,6 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

Мощность на валу:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5.$$

При упрощенных ориентировочных расчетах можно принимать, что основная затрата мощности на чистый подъем материала $\left(N_1 = \frac{QH}{270} \right)$ составляет для цепных элеваторов и крупнокусковых грузов (коэффициент полезного действия элеватора) $\eta = 0,25 \div 0,4$ всех внутренних сопротивлений элеватора, а для ленточных элеваторов и молотых грузов и зерна $\eta_1 = 0,4 \div 0,6$, и ориентировочная мощность на валу:

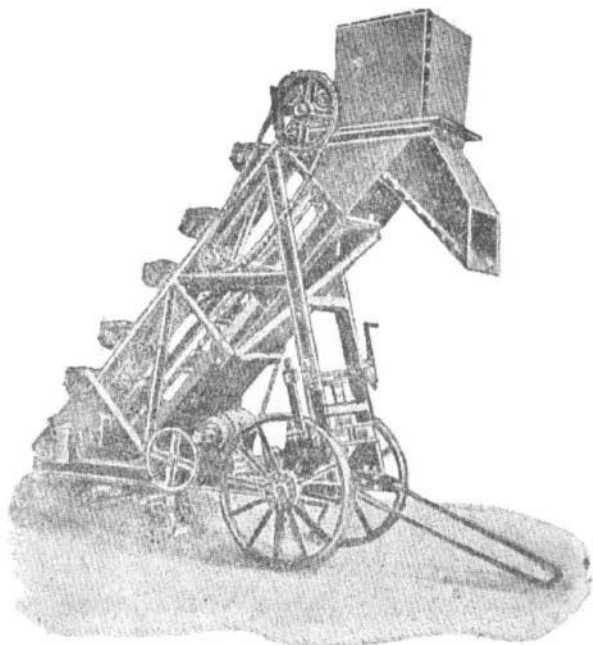
$$N_0 = \frac{QH}{270 \eta_1}.$$

При определении потребной мощности мотора необходимо учитывать коэффициент полезного действия передачи (η_2), который в среднем равняется 0,7:

$$N_{\text{мот}} = \frac{QH}{270 \eta_1 \eta_2}.$$

§ 5. Особые случаи применения элеваторов

а) *Элеваторы передвижные.* Кроме обычных, стационарных, вертикальных и наклонных элеваторов на промышленных предприятиях в последние годы получили довольно большое распространение передвижные и подъемные, качающиеся на стрелах, элеваторы для обслуживания складов, разгрузки вагонов, судов и т. п. На фиг. 392 изображен передвижной цепной элеватор (перегрузчик), предназначенный для перегрузки материалов из открытых складов в вагоны, автомобили и т. п. Передвижение перегружателя и изменение его высоты производится от руки; элеватор получает энергию для работы от электромотора.

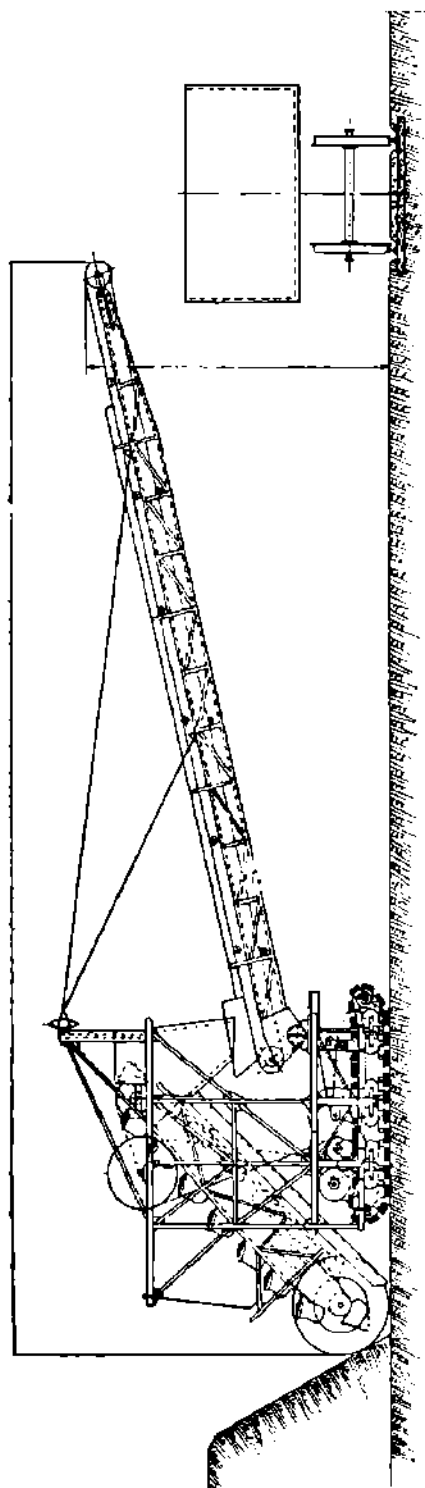


Фиг. 392. Передвижной перегружатель для обслуживания складов.

На фиг. 393 изображен более сложный перегружатель, соединенный с ленточным транспортером. Ленточный транспортер может менять свой наклон и поворачиваться вокруг вертикальной оси. Все сооружение поставлено на гусеничный ход и приводится в движение мотором.

Подвешенный на стреле элеватор для разгрузки ж.-д. вагонов может подниматься и опускаться на тросах. При работе этого элеватора вагон с углем может быть опорожнен в течение 10 ÷ 15 мин., причем для его работы требуется помощь одного человека для подгребания материала к башмаку элеватора.

На фиг. 395 показано устройство качающегося портового элеватора для разгрузки судов. Этот элеватор висит на подъемной стреле. Груз, подгребаемый механической лопатой к элеватору, поднимается последним на высоту, достаточную для его переме-



Фиг. 393. Передвижной перегружатель с ленточным транспортером.

щения самотеком в приемную воронку ленточного транспортера. По окончании разгрузки судна элеватор на стреле поднимается вверх (на чертеже вверху пунктиром показано нерабочее положение элеватора).

б) Элеваторы для штучных грузов. Для перемещения штучных грузов применяются цепные элеваторы, у которых ковши заменены захватами соответствующей формы. На фиг. 396 изображен элеватор для бочек. Захваты в виде отдельных кронштейнов, все узлы которых делаются шарнирными для возможности огибания цепью звездочки, прикрепляются к цепи в двух точках и движутся на всем своем пути в направляющих. Сбрасывание поднимаемых грузов происходит во время перехода их через верхнюю звездочку.

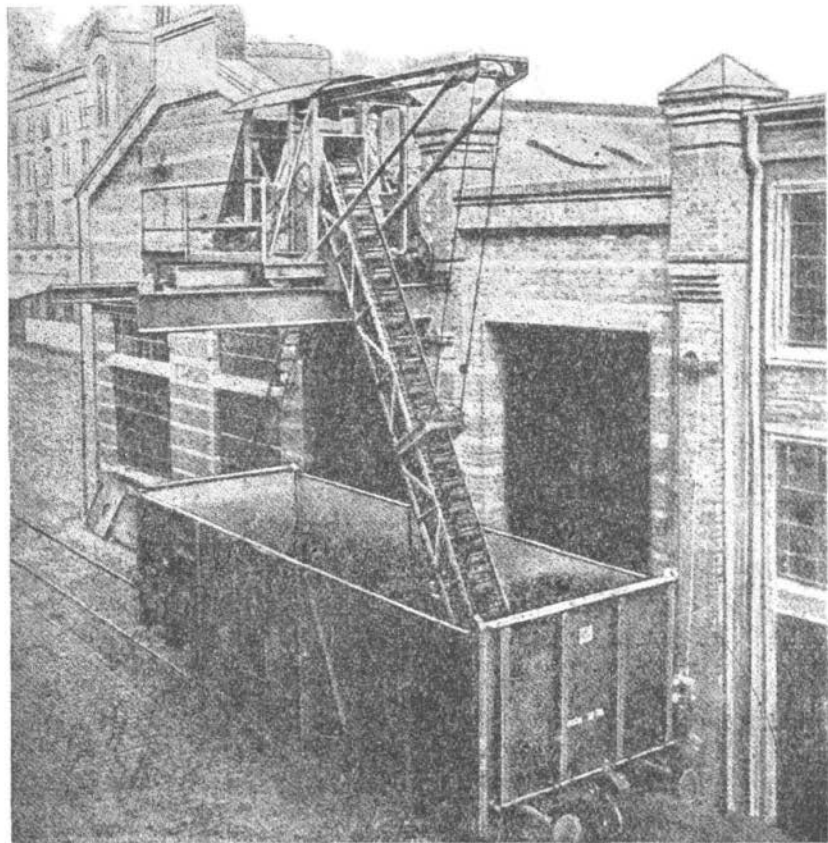
Поднятые грузы сбрасываются на наклонный отводящий желоб, по которому скатываются или скользят, а освобожденные от груза захваты проходят между планками отводящего желоба.

На фиг. 397 изображена схема подобного же устройства элеватора для тюков.

На фиг. 398 и 399 показаны две формы захватов, причем, как видно из фиг. 399, захваты иногда делаются пружинящими для смягчения ударов от падающих на них грузов.

В элеваторах описанного типа груз при сбрасывании переворачивается и падает на отводящий лоток с некоторой высоты, причем испытывает удар. В случае если транспортируемые грузы не допускают переворачивания и падения,

применяются откидные пружинные захваты, изображенные на фиг. 400. Эти захваты в месте выгрузки упираются выступающими концами в неподвижные упоры, прикрепленные к отводящему жолобу, вследствие чего рамка захвата наклоняется, и груз с нее соскальзывает на отводящий жолоб. Рамка захвата после выхода из зацепления с отводящим жолобом оттягивается пружиной в первоначальное положение. При этом устройстве отводящий жолоб может быть устанавливаем на любой высоте, а вместе



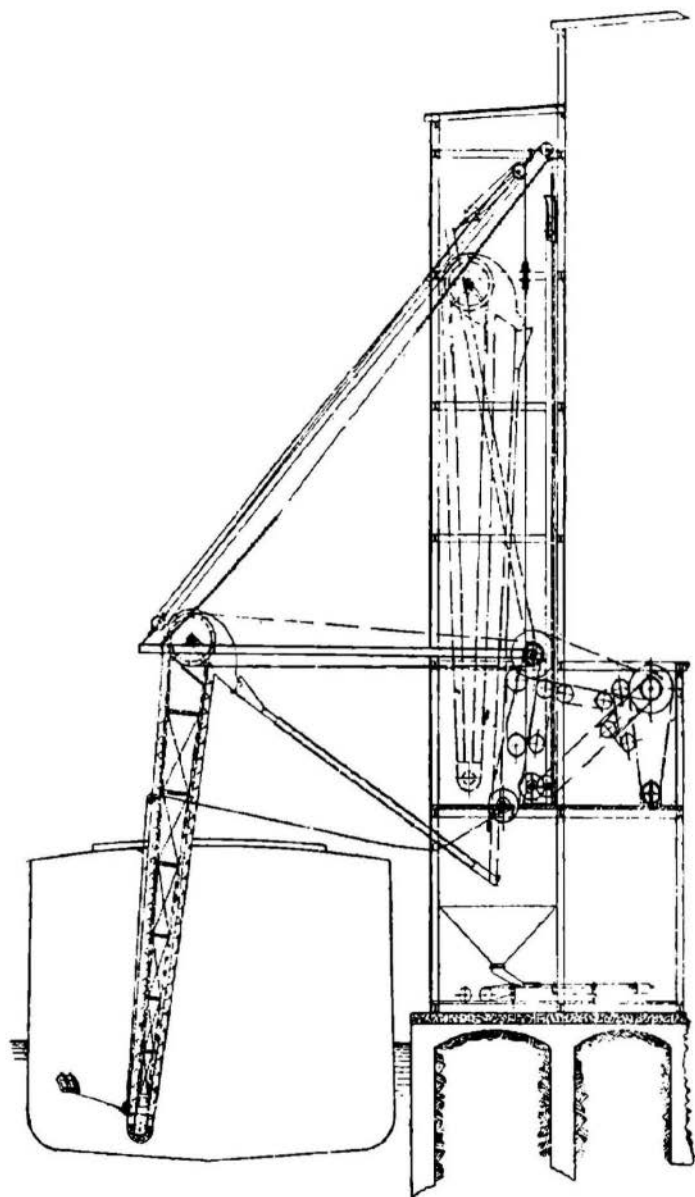
Фиг. 394. Разгрузка вагона элеватором.

с тем и сбрасывание груза может производиться в любой точке элеватора.

На фиг. 401 изображен элеватор для выкатки бревен из воды и укладки их в штабеля.

Элеватор этот имеет четыре замкнутых цепи с крючьями для захвата бревен, причем две цепи предназначены для подъема бревен вверх из воды, а две другие цепи — для опускания бревен вниз. Обе пары цепей имеют общий приводный вал и в своем движении согласованы таким образом, что крючья нисходящих цепей огибают приводные звездочки на небольшом расстоянии впереди крючьев восходящих цепей. Нижние звездочки восходящих цепей опущены ниже уровня воды. Работа на этих элеваторах

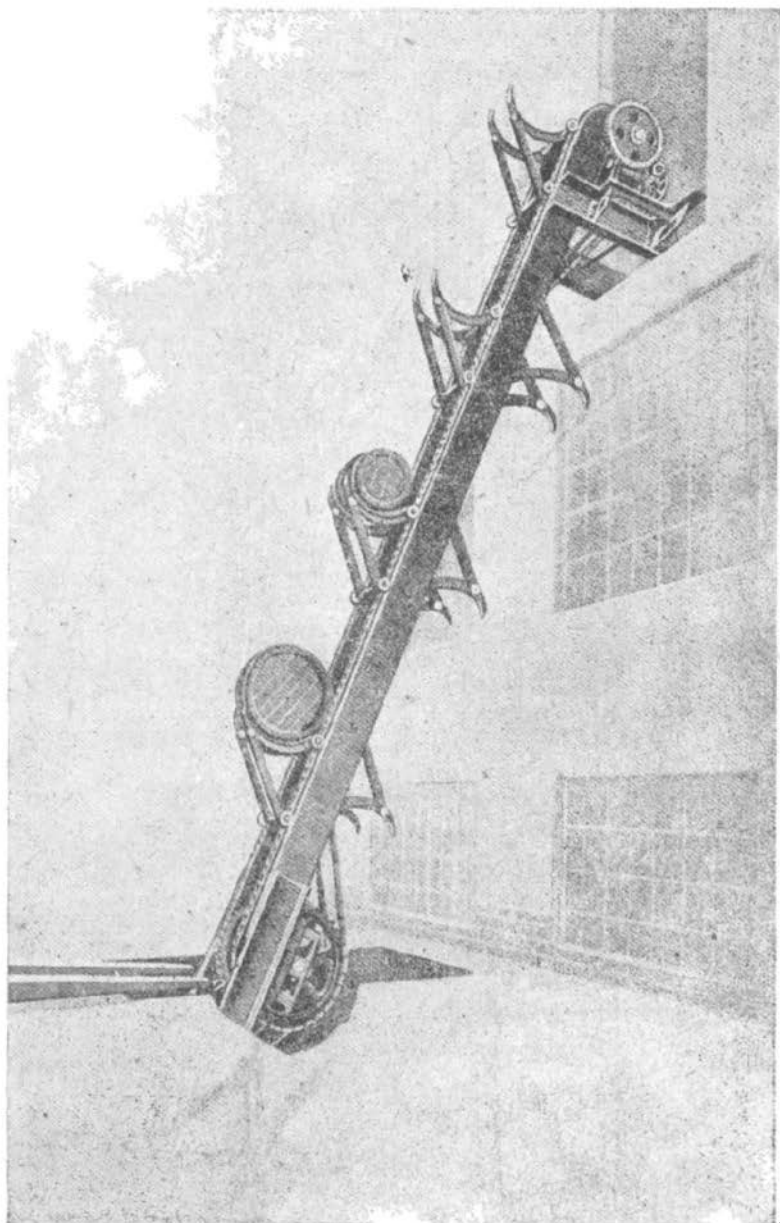
производится так: бревна по воде подводятся к опущенным в воду звездочкам элеватора. Здесь они подхватываются крючьями восходящих цепей и уносятся вверх. При пере-



Фиг. 395. Качающийся элеватор для разгрузки судов.

ходе через верхние звездочки бревна перекатываются на крючья нисходящих цепей и на них опускаются до встречи с переставными направляющими брусьями, по которым они скатываются на штабель. По мере роста штабеля направляющие брусья могут переставляться выше, на любую высоту.

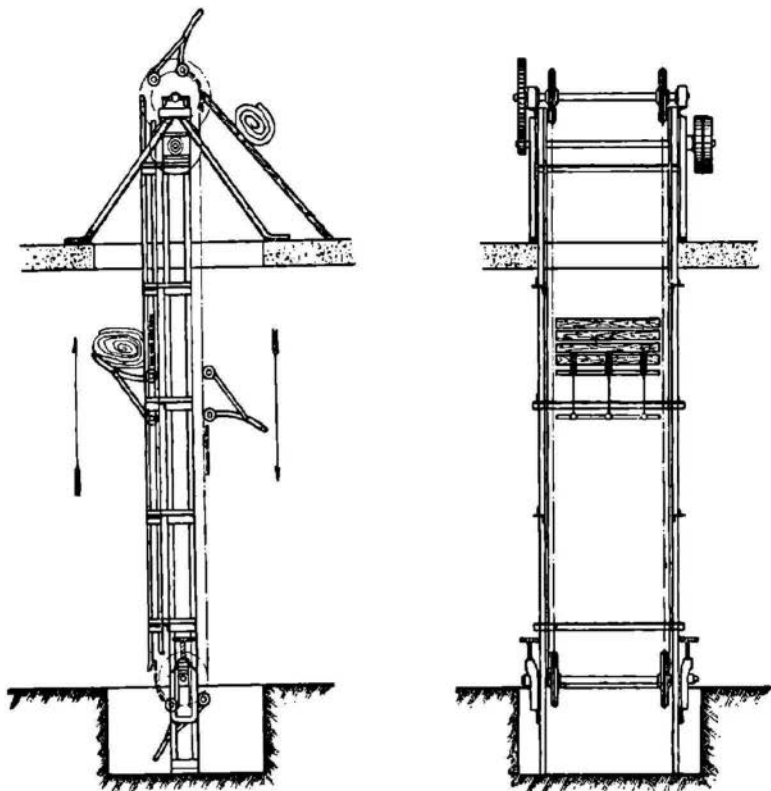
Для грузов, требующих особо бережного отношения, не допускающих ударов, как например ящики с посудой и т. п., применяются люлочные элеваторы. Устройство их следующее (фиг. 402):



Фиг. 396. Наклонный элеватор для бочек.

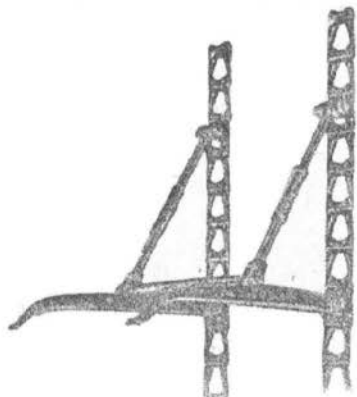
к двум цепям шарнирно подвешен захват для грузов, называемый в этих элеваторах люлькой. При восходящем и нисходящем движении цепей люлька все время висит вертикально, проходя в

высшей точке элеватора между цепными звездочками над рабочим валом. Дно люльки гребенчатое, по форме и размерам соответ-

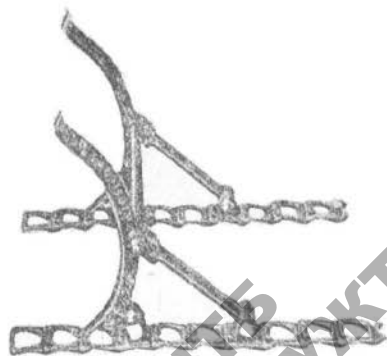


Фиг. 397. Схема элеватора для тюков.

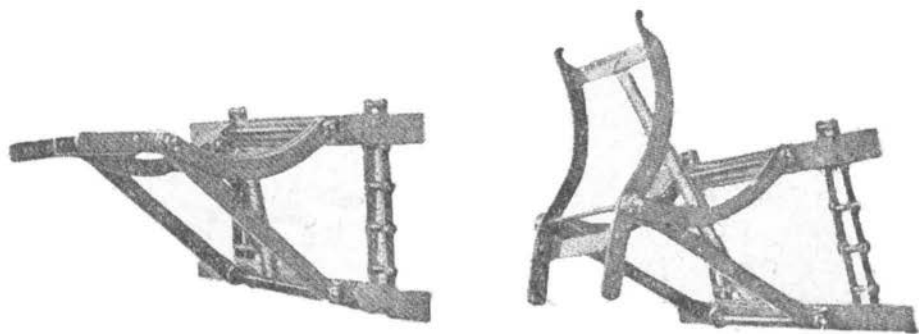
ствующее тем грузам, для которых элеватор предназначен. На фиг. 403 изображены различные типы люлек. В местах погрузки и выгрузки транспортируемых грузов устроены сдвоенные гребен-



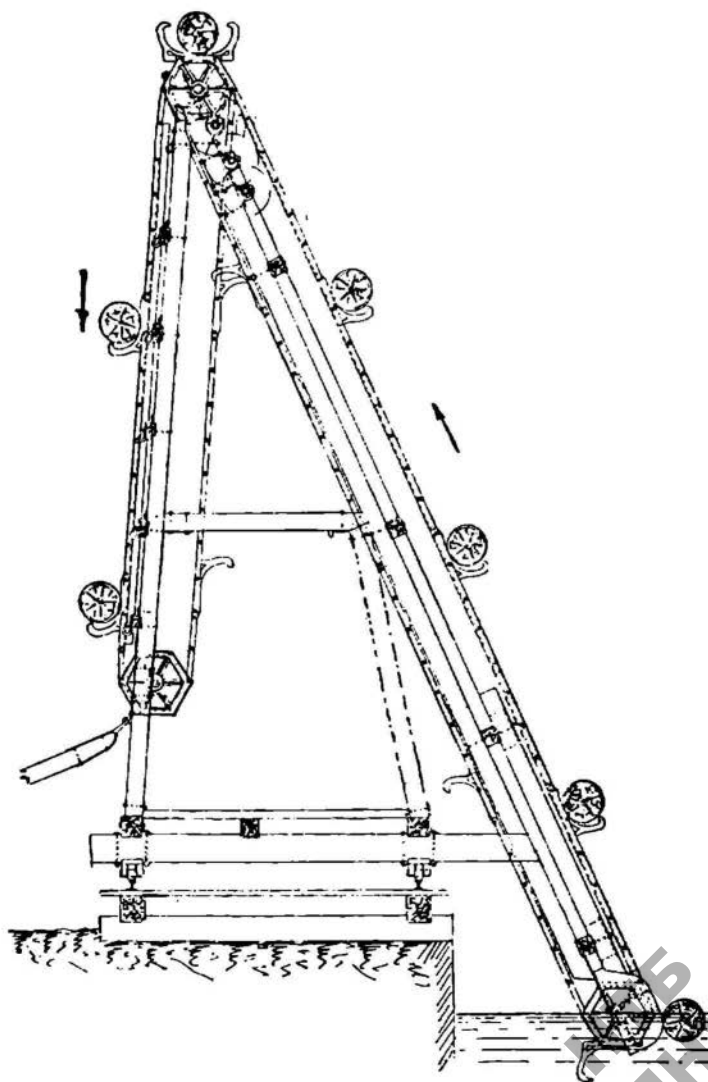
Фиг. 398. Захваты для штучных грузов.



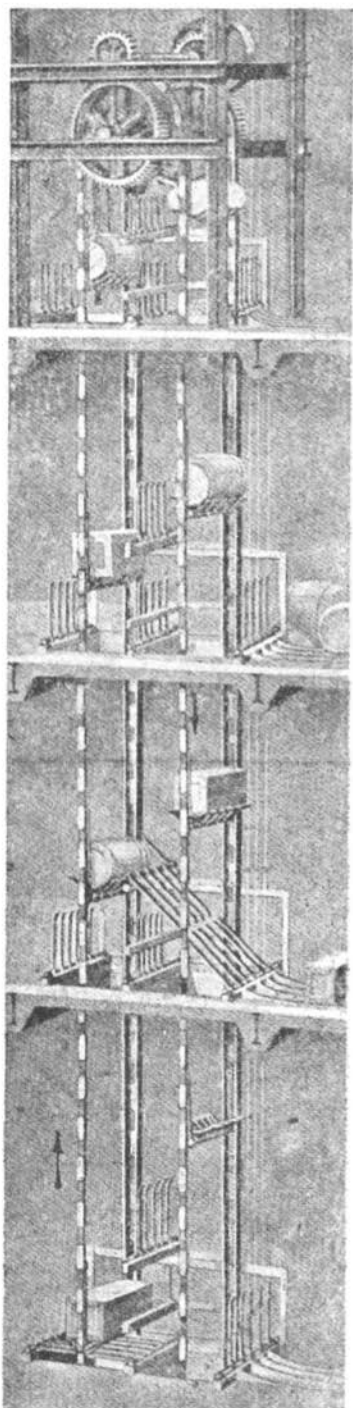
Фиг. 399. Захваты для штучных грузов.



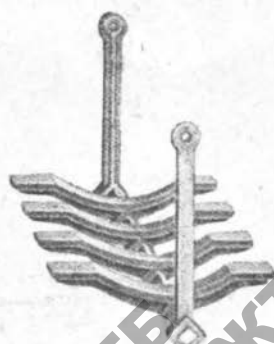
Фиг. 400. Откидной пружинный захват.



Фиг. 401. Элеватор для бревен.



Фиг. 402. Люлочный элеватор для ящиков и бочек.



Фиг. 403. Типы люлек люлочного элеватора.

представляют одноцепные люлочные элеваторы с люльками в виде кронштейнов, носящие название патерностер (фиг. 404 и 405).

По принципу патерностера иногда устраивают подъемники для людей в местах с оживленным пассажирским движением.

Скорости люлочных элеваторов и патерностеров бывают обычно от 0,1 до 0,3 м/сек, что при непрерывном движении дает следующую производительность в штуках груза:

$$J = 3600 \frac{v}{a},$$

где J — производительность элеватора в час в штуках груза;

v — скорость в м/сек;

a — расстояние между люльками в м.

Определение потребной мощности и прочих размеров производится так же, как в элеваторах для сыпучих грузов.

Глава 6

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ (КОНВЕЙЕРЫ)

§ 1. Общее описание

Транспортные устройства, подающие материал в вертикальном и горизонтальном направлениях, носят общее название пространственных транспортеров или конвейеров¹. Замена одним конвейером целой системы горизонтальных транспортеров и вертикальных или наклонных элеваторов при сложных схемах подачи материала избавляет от необходимости промежуточных перегрузок материала с вертикального транспортера на горизонтальный и наоборот, что в значительной мере сохраняет материал от дробления и потерь, а также упрощает уход за всей системой, так как вместо нескольких приводных станций имеется одна приводная конвейерная станция. В этом основные преимущества конвейерных установок перед установками отдельных транспортеров и элеваторов, причем эти преимущества сказываются наиболее очевидным образом при больших производительностях и сложных схемах передачи материала.

В этой главе мы рассмотрим устройство основных четырех типов конвейеров: конвейера с жестко закрепленными ковшами, конвейера с качающимися ковшами с отклонениями только в вертикальной плоскости для сыпучих грузов, конвейера с качающимися ковшами с отклонениями в любых плоскостях также для сыпучих грузов и конвейера для штучных грузов (круговой конвейер).

§ 2. Конвейеры с жестко закрепленными ковшами

Схемы конвейера с жестко закрепленными ковшами показаны на фиг. 406 и 407.

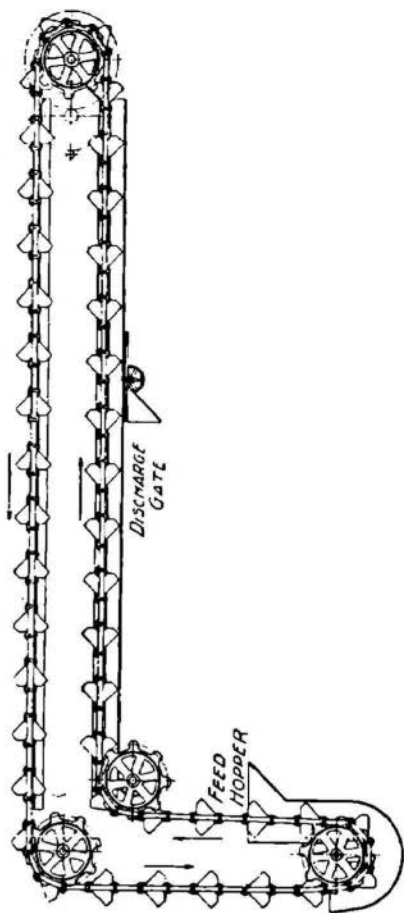
¹ В Германии и СССР наименование конвейеров присвоено только транспортерам, совмещающим горизонтальные и вертикальные перемещения груза. В Америке и Англии конвейером принято называть всякое транспортное устройство с непрерывной подачей материала.

В этих конвейерах ковши жестко прикреплены к цепи. На вертикальных участках конвейер работает как нормальный цепной элеватор, а на горизонтальных участках конвейер заключен в жолоб и работает как скребковый транспортер, причем скребками являются ковши конвейера.

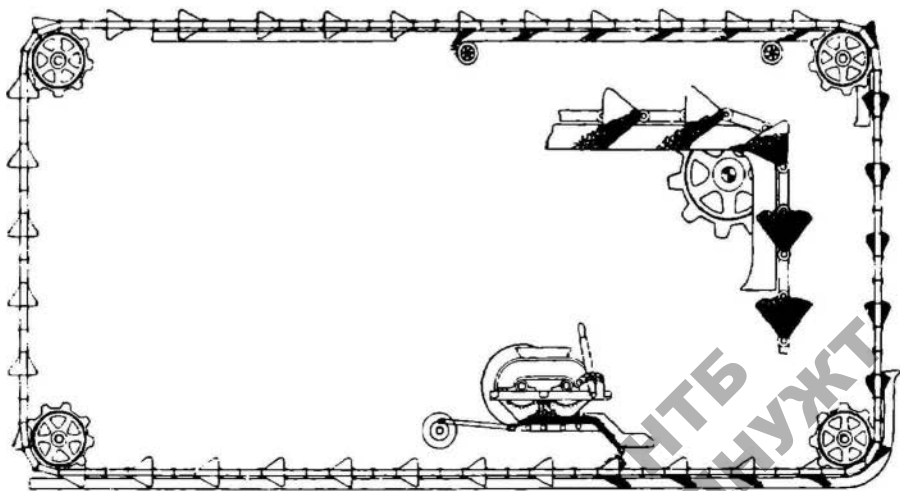
Приемка материала производится внизу в обычном элеваторном башмаке, как показано на схеме фиг. 406, или в горизонтальном жолобе (фиг. 407). Захваченный ковшами материал переносится вверх, затем при переходе цепей через верхние звездочки высыпается из ковшей в жолоб. В жолобе материал проталкивается ковшами как скребками скребкового транспортера и может быть из жолоба высыпан в любом месте открыванием соответствующей задвижки.

На фиг. 408, 409 и 410 показаны различные детали этих конвейеров (цепи с ковшами на горизонтальном участке, цепь с ковшами на вертикальном участке и ковш отдельно).

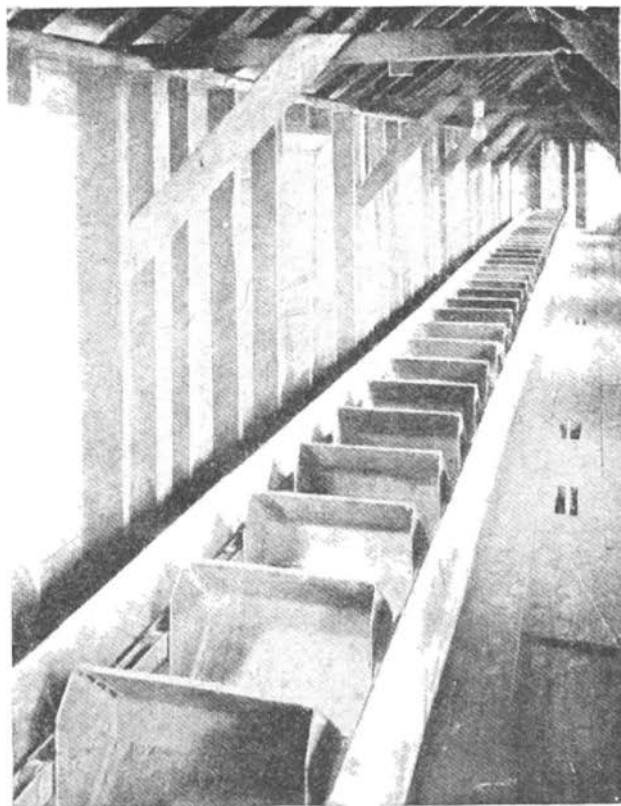
Конвейеры этого типа, будучи весьма простыми по своей конструкции, имеют довольно большое распространение. Существенным недостатком этих конвейеров является истирание и дробление материала и большой расход потребляемой энергии.



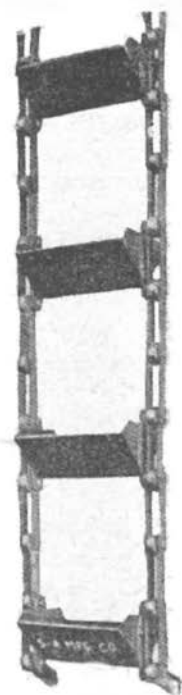
Фиг. 406. Схема конвейера с жестко закрепленными ковшами.



Фиг. 407. Схема конвейера с жестко закрепленными ковшами.



Фиг. 408. Ветвь конвейера на горизонтальном участке.

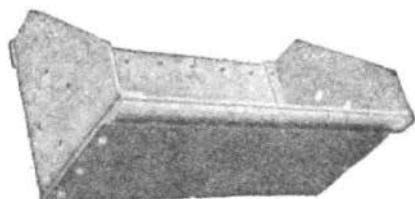


Фиг. 409. Ветвь конвейера на вертикальном участке.

Наибольшее применение конвейеры этого типа имеют для подачи мелкого угля в котельных при не очень больших расстояниях передачи.

§ 3. Конвейеры с качающимися ковшами

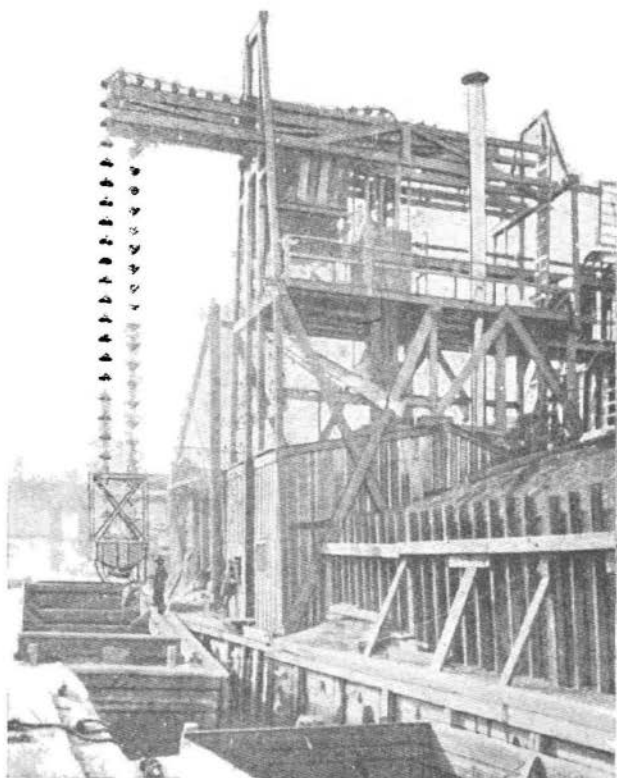
Значительно более совершенным транспортным устройством, не имеющим недостатков вышеописанного типа, но в то же время более сложной конструкции, является конвейер с качающимися ковшами.



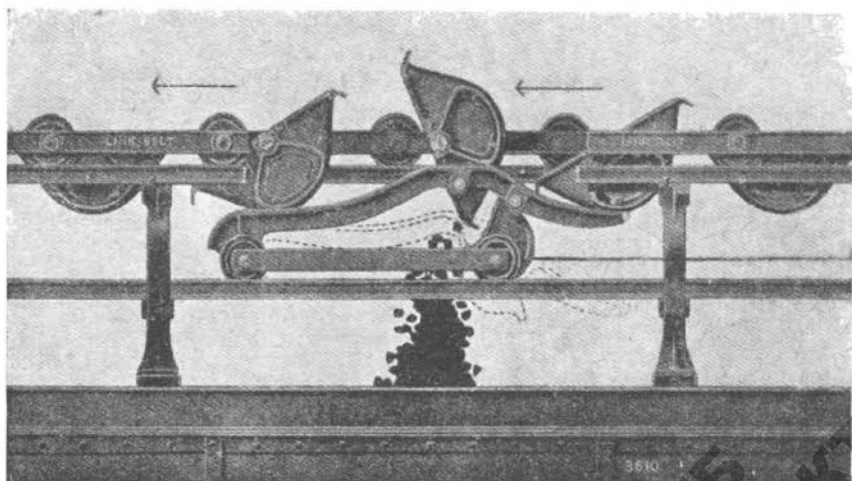
Фиг. 410. Ковш конвейера.

Устройство этого конвейера следующее: к цепям, между ними шарнирно подвешены ковши, так что при любом направлении цепи ковш сохраняет свое положение (фиг. 412 и 413). Шарнирами для ковшей чаще всего служат стержни, являющиеся распорками

для цепей, иногда же, если сквозной стержень может служить препятствием для свободного высыпания из ковша, что бывает при крупнокусковом материале, шарнирные болты входят в глухие стаканы, прикрепленные к боковым стенкам ковшей. Ковши

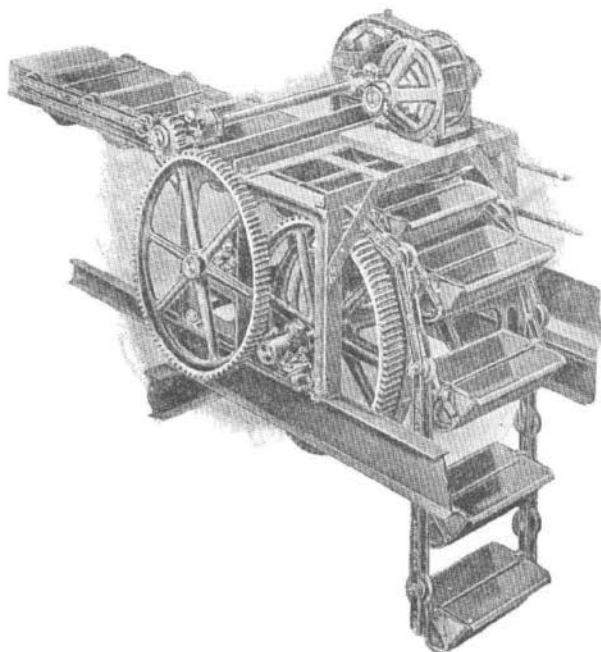


Фиг. 411. Конвейер для разгрузки судов.



Фиг. 412. Ковш конвейера и разгрузочное устройство.

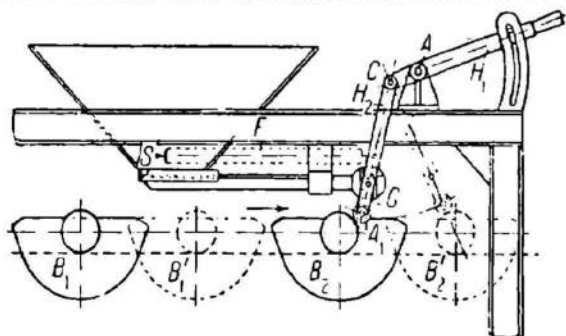
обычно изготавливаются из листового железа; в Америке имеют распространение тонкостенные ковши из ковкого чугуна.



Фиг. 413. Приводная станция конвейера с качающимися ковшами.

Цепи таких конвейеров шарнирные, с большим шагом звеньев (350—1000 мм), опорами всегда служат ходовые ролики.

Материал загружается в ковши на нижнем горизонтальном участке. Так как для свободного качания ковшей между ними должны оставаться зазоры, свободное засыпание материала из самотечных лотков создает опасность просыпания материала, почему обычно для питания конвейеров применяются специальные питающие устройства.



Фиг. 414. Качающаяся задвижка системы Шенка.

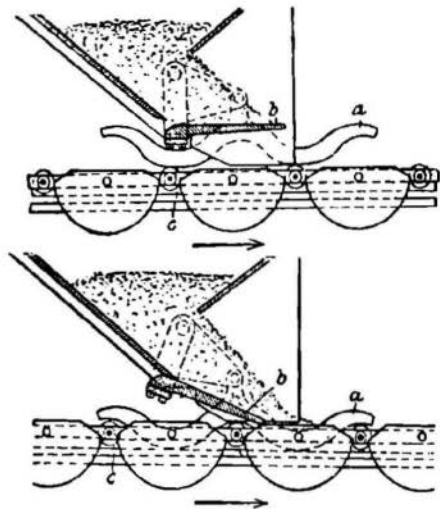
На фиг. 414 показано питающее устройство для мелкого материала, называемое качающейся задвижкой.

Задвижка под действием пружины F закрывает отверстие загрузочной воронки. Ходовые ролики ковшей или цепи отодвигают рычаг H_2 и этим открывают отверстие загрузочной воронки для

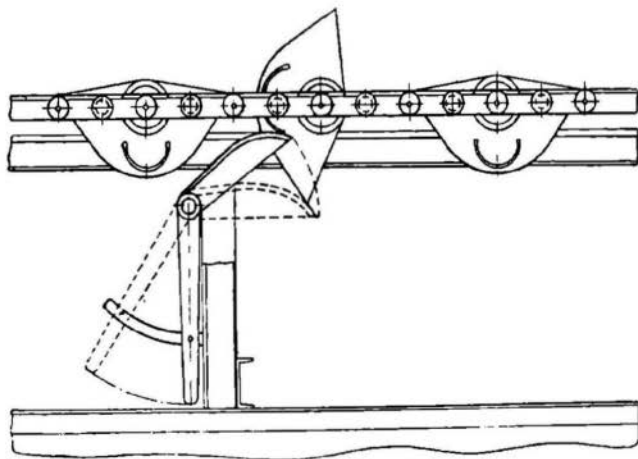
наполнения следующего ковша. После выхода из зацепления ходового ролика с упорным роликом на рычаге H_2 задвижка закрывается, и поток материала прекращается.

Поворотом рукоятки H_1 можно регулировать высоту упорного ролика A_1 и продолжительность и величину открытия отверстия выпускной воронки.

Питающее устройство, изображенное на фиг. 415, применяемое для крупнокускового материала, состоит в следующем: под отверстием загрузочной воронки находится плита b , качающаяся на шарнире. На плите материал лежит под углом естественного откоса и при горизонтальном ее положении не сыпается. Плита b связана коленчатым рычагом с волнообразно изогнутой шиной a , которая опирается на ходовые ролики цепи. При движении цепи с ковшами ходовые ролики цепи попеременно поднимают и опускают шину a и тем самым ставят плиту b то в горизонтальное, то в наклонное положение, чем и осуществляется питание ковшей.



Фиг. 415. Качающийся стол системы Блейхерта.

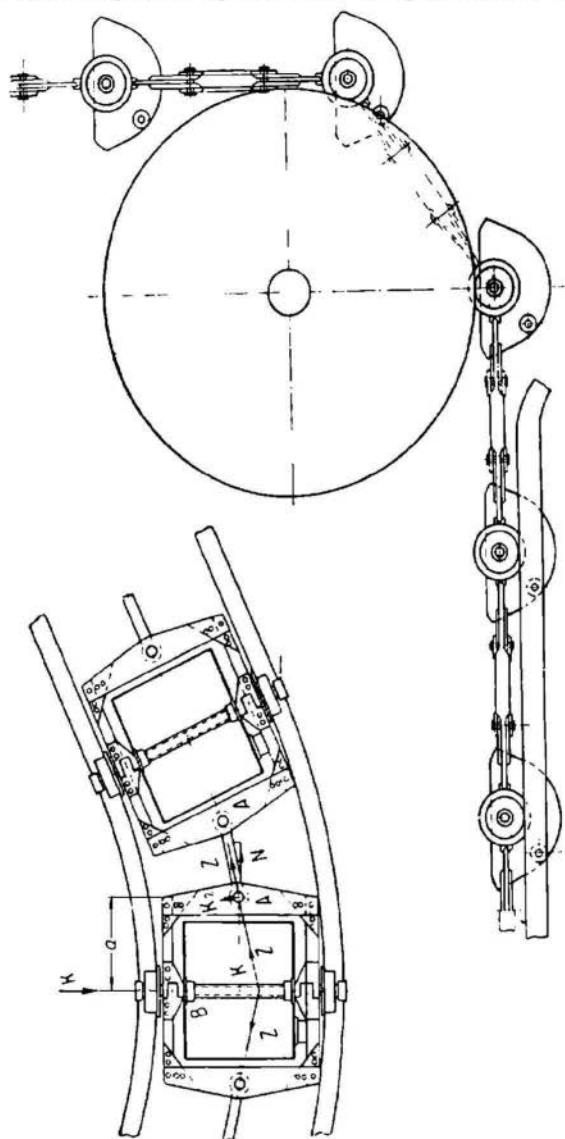


Фиг. 416. Упор для разгрузки ковшей.

Для разгрузки ковшей применяется следующее устройство: на боковых стенках ковшей прикрепляются чугунные или железные бугеля (фиг. 412) или пальцы с вращающимися роликами (фиг. 415). В месте разгрузки бугеля или ролики находят на упор (фиг. 415 и 416), вследствие чего ковш наклоняется, и содержимое ковша

высыпается. Если мест разгрузки несколько, то упор ставится на тележку, передвигающуюся по раме конвейера. По выходе из зацепления бугеля или ролика с упором ковш становится в прежнее положение.

Конвейеры с качающимися ковшами являются весьма удобным и надежным транспортным средством, допускающим большие про-



Фиг. 417. Пространственный конвейер системы Шенка.

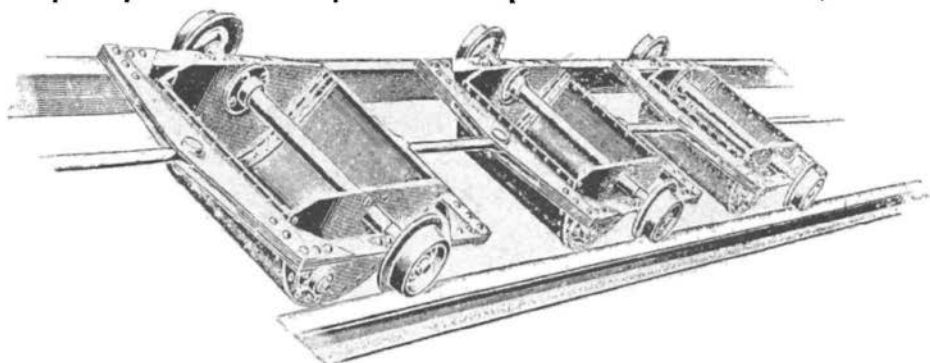
изводительности и большие пути перемещения с любым числом перегибов в вертикальной плоскости, но вследствие большого числа шарниров и общей сложности устройства они дороги и требуют в работе внимательного надзора.

Конструкция отдельных деталей (цепей, звездочек и т. п.) и расчет конвейера с качающимися ковшами в целом во всем подобны соответствующим деталям и расчетам цепных транспор-

ров и элеваторов. На фиг. 413 показано общее устройство приводной станции конвейера. Диаметр цепных звездочек должен быть таков, чтобы ковши свободно проходили над приводным валом, не задевая его. Скорость конвейеров этой системы обычно не выше 0,4—0,5 м/сек.

§ 4. Конвейеры с отклонениями в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Часто в промышленных предприятиях места загрузки и разгрузки материала находятся на различных высотах и в то же время расположены в различных вертикальных плоскостях, т. е.



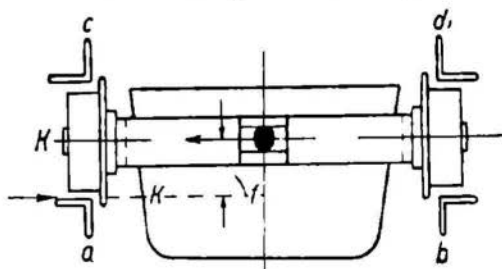
Фиг. 418. Пространственный конвейер системы Шенка.

линия движения материала от загрузки до разгрузки должна давать перегибы в нескольких плоскостях.

В таких случаях для сыпучих материалов применяются конвейеры пространственные специальных конструкций, допускающие отклонения в любых плоскостях.

Основное отличие этих конвейеров от конвейеров вышеописанных систем состоит в устройстве цепей, допускающих перегибы в двух плоскостях (фиг. 417 и 418). Каждое звено цепи состоит из двух полурамок, надетых шарнирно на поперечные стержни, являющиеся горизонтальными шарнирами конвейера.

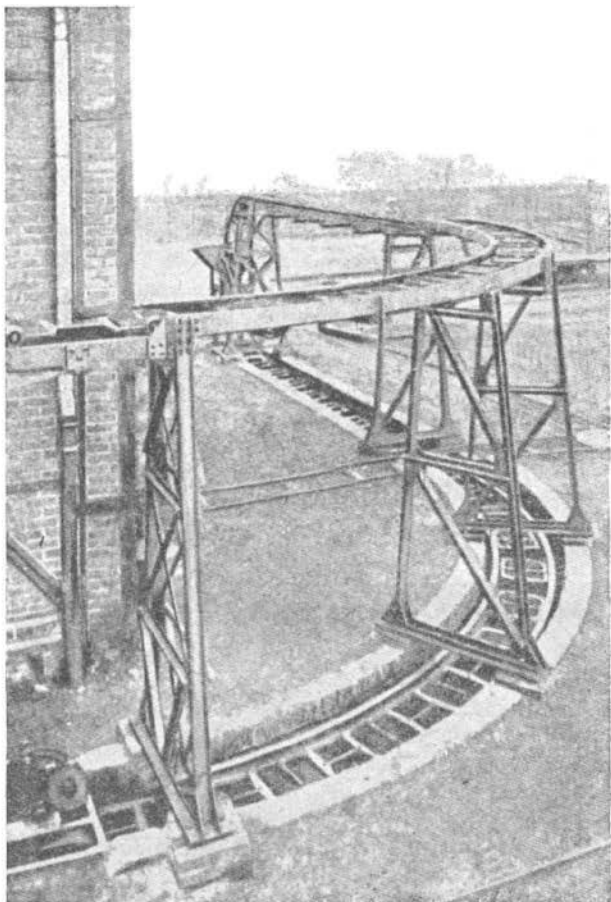
На концах стержней находятся ходовые ролики. На этих же стержнях внутри рамки, образуемой двумя полурамками, шарнирно подвешены качающиеся ковши такой же конструкции, как описано выше. Рамки связываются одна с другой небольшими промежуточными звеньями, причем места соединений промежуточных звеньев с рамками служат вертикальными шарнирами. Горизонтальные шарниры дают возможность системе изгибаться



Фиг. 419. Поперечное сечение конвейера на кривой.

в вертикальной плоскости, а вертикальные шарниры дают изгибы в горизонтальной плоскости и позволяют ковшам проходить на горизонтальных кривых участках.

На вертикальных перегибах обычно ставятся направляющие цепные звездочки, шаг которых равен шагу между поперечными стержнями рамок. Горизонтальные перегибы осуществляются соответствующим искривлением направляющих (рельсов), по которым



Фиг. 420. Горизонтальные и вертикальные кривые на конвейере системы Шенка.

катятся ходовые ролики цепи. Радиус закругления направляющих принимается не менее 4 м.

Вследствие натяжения цепи на горизонтальных кривых ролики, катящиеся по внутреннему рельсу, испытывают большое давление на реборду, а ковши стремятся опрокинуться внутрь кривой.

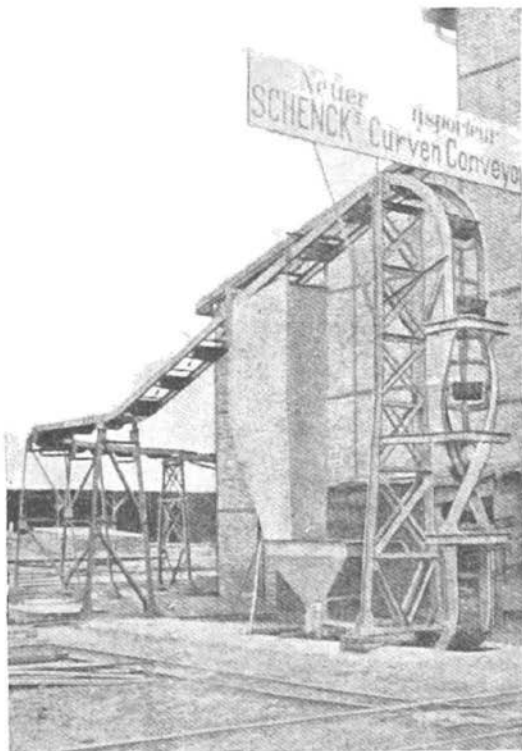
Поэтому на закруглениях ставятся контррельсы (фиг. 419), которые удерживают систему от схода с рельсов и опрокидывания. На фиг. 420 изображена часть конвейера с двумя горизонтальными и одним вертикальным закруглением.

Вообще горизонтальные кривые в конвейерах этой системы составляют слабое место, так как сопротивления на этих кривых значительно увеличивают потребную энергию; кроме того кривые большого радиуса отнимают много места в помещениях, где проходит конвейер.

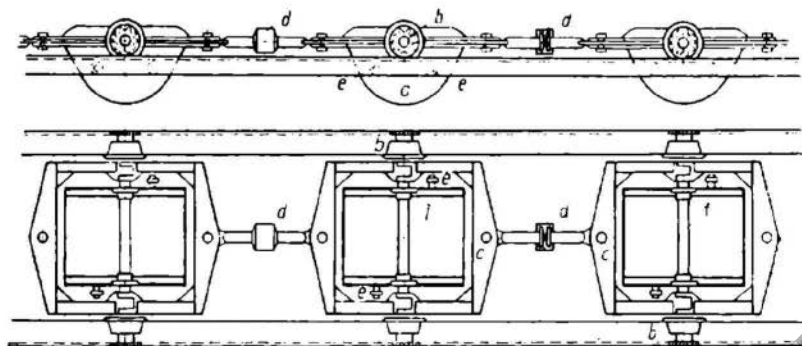
Конвейер, показанный на фиг. 421 и 422 (сист. Шенка), называемый спиральным конвейером, позволяет переключать цепь с ковшами на вертикальных участках пути, что заменяет горизонтальные кривые.

Этот конвейер отличается от предыдущего тем, что соединительные звенья между рамками состоят из двух отдельных частей, связанных между собой муфтой. Обе части соединительного звена заканчиваются головками с шаровыми поверхностями, охваченными составной муфтой (фиг. 423, 424).

Такое устройство дает возможность переключать цепь с ковшами на необходимый угол (фиг. 425 и 426), благодаря чему горизонтальные участки, лежа-

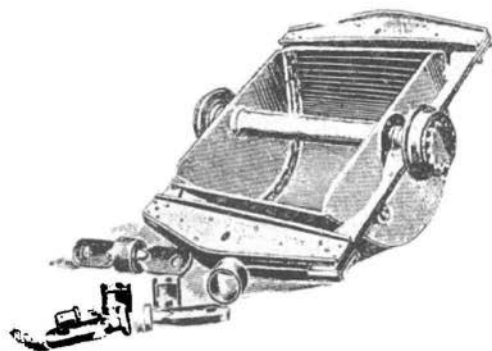


Фиг. 421. Спиральный конвейер системы Шенка.

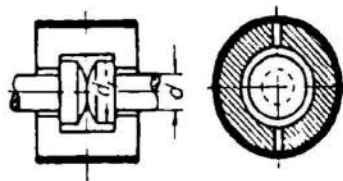


Фиг. 422. Элемент спирального конвейера системы Шенка.

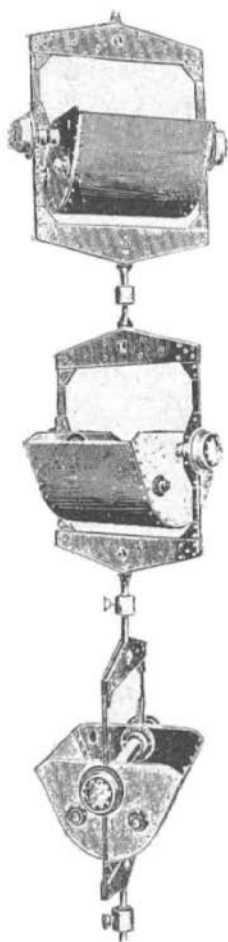
щие выше и ниже спирально переключенного вертикального участка, могут быть расположены в произвольном направлении.



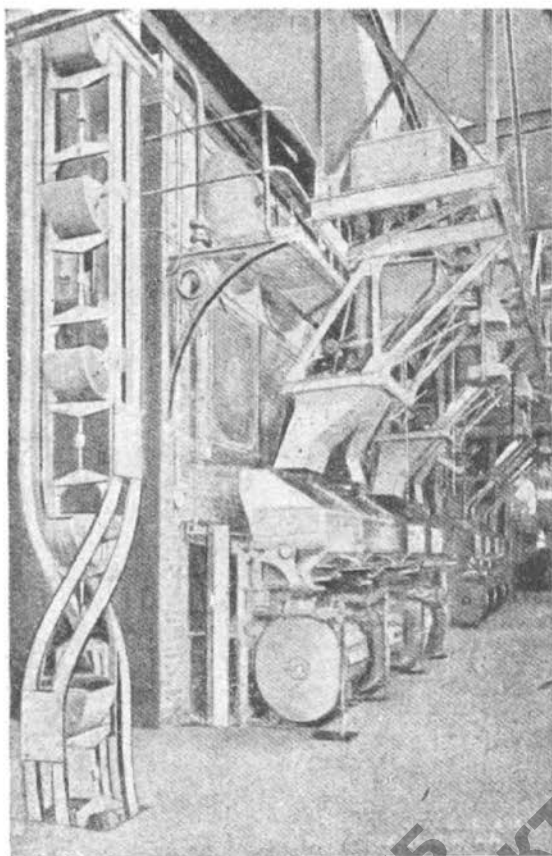
Фиг. 423. Детали соединительного звена спирального конвейера



Фиг. 424. Шарнир спирального конвейера.



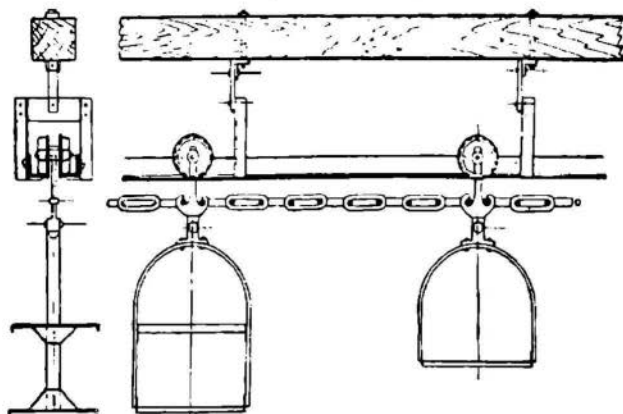
Фиг. 425. Расположение ковшей на спиральных участках конвейера.



Фиг. 426. Вертикальный участок спирального конвейера.

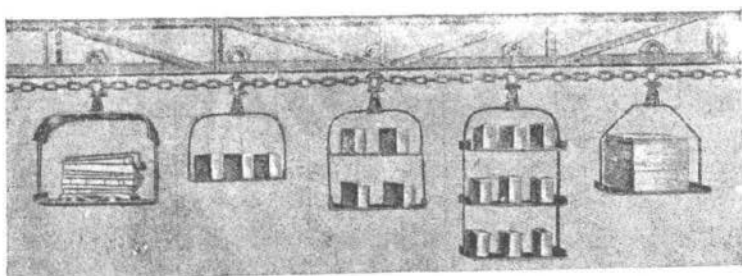
§ 5. Круговые конвейеры (круговые подвесные транспортеры)

Для массового транспорта штучных грузов очень удобным, не громоздким и не дорогим устройством представляются круговые



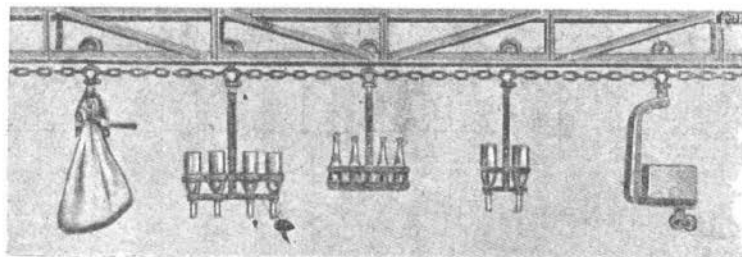
Фиг. 427. Тележка кругового конвейера.

конвейеры, нашедшие в последние годы большое применение на предприятиях с поточной системой работы, выпускающих нетяже-



Фиг. 428. Различные типы захватов и полочек для круговых конвейеров.

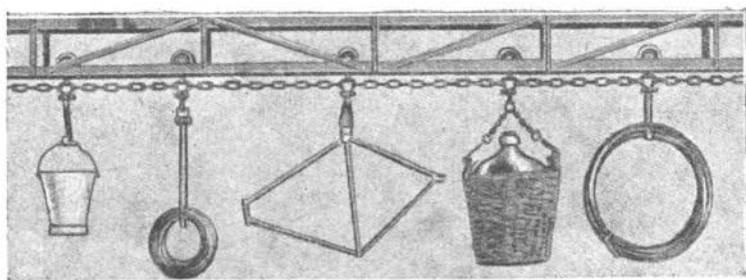
ловесную продукцию, как например обувные фабрики, фабрики резиновых изделий, табачно-папиросные фабрики и т. п.



Фиг. 429. Различные типы захватов и полочек для круговых конвейеров.

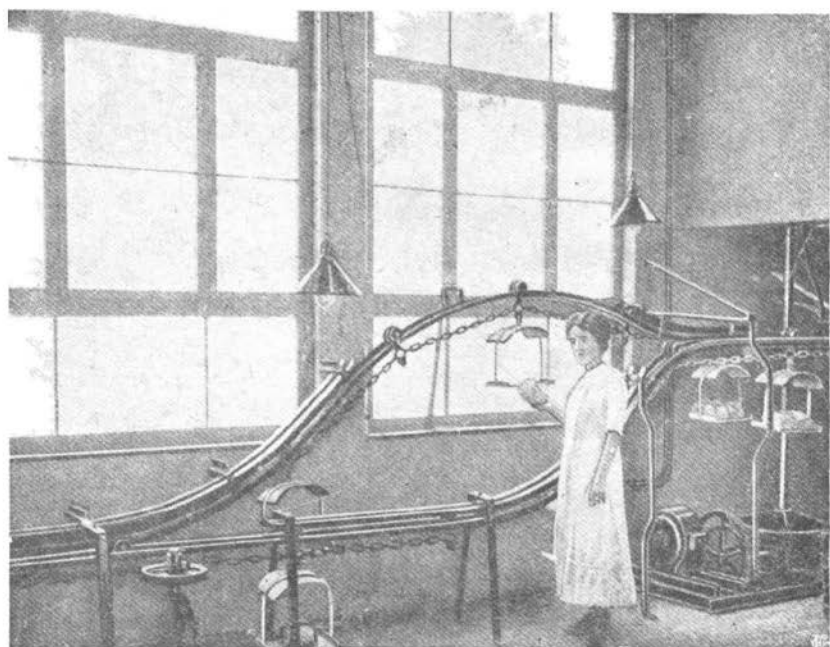
Устройство круговых конвейеров следующее (фиг. 427): по двум рельсам из углового железа катятся тележки из двух роли-

ков на общей оси. К оси прикреплена подвеска, проходящая между двумя рельсами. К подвеске подвешен захват для транспортируемых предметов. Различные типы захватов изображены на фиг. 428, 429, 430.



Фиг. 430. Различные типы захватов и полошек для круговых конвейеров.

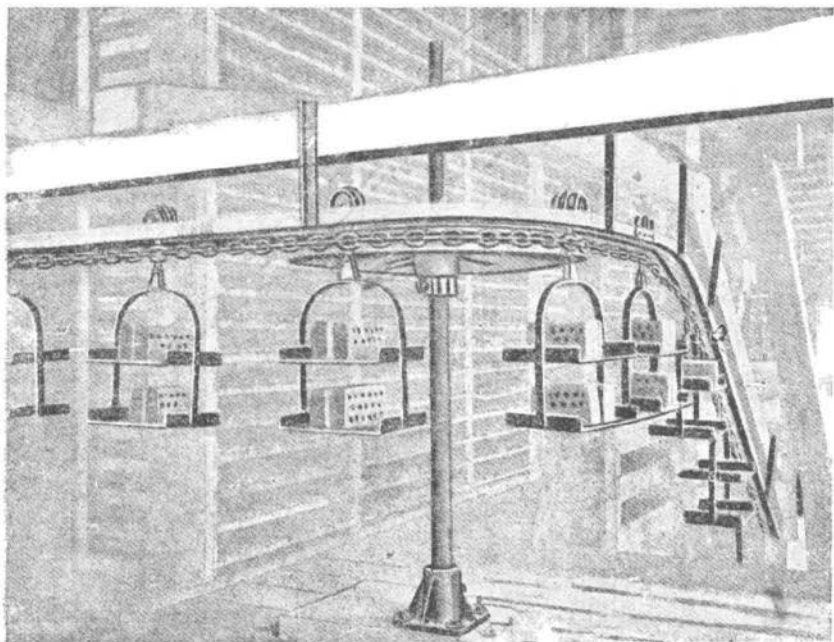
Все подвески связаны общей бесконечной цепью, которая огибает приводной и поворотный блоки и приводит в движение по рельсам все тележки. Конвейеры этого типа могут давать отклонения в вертикальной и горизонтальной плоскостях: в горизонталь-



Фиг. 431. Круговой конвейер.

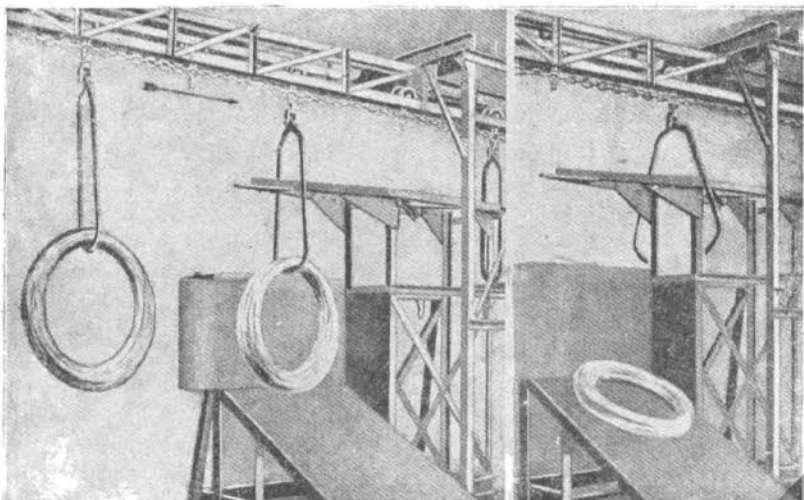
ной плоскости посредством гладких поворотных блоков, в вертикальной соответствующим перегибом ходовых рельсов (фиг. 431). В местах перегибов ставятся контррельсы, предохраняющие тележки от приподнимания над рельсом вследствие натяжения цепи (фиг. 432).

Такое устройство дает возможность обслуживать одним конвейером весь ряд помещений, занятых последовательными опера-



Фиг. 432. Вертикальный и горизонтальный перегибы кругового конвейера.

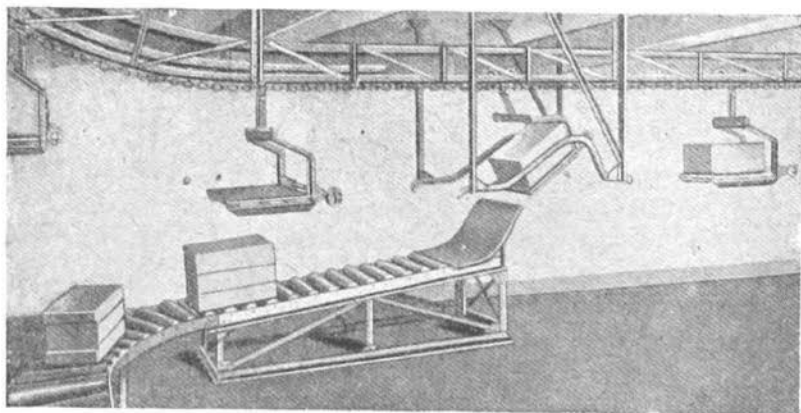
циями поточной работы, даже если эти помещения расположены в разных этажах и в разных зданиях. Это преимущество круго-



Фиг. 433. Разгрузочное устройство для проволоки на круговом конвейере.

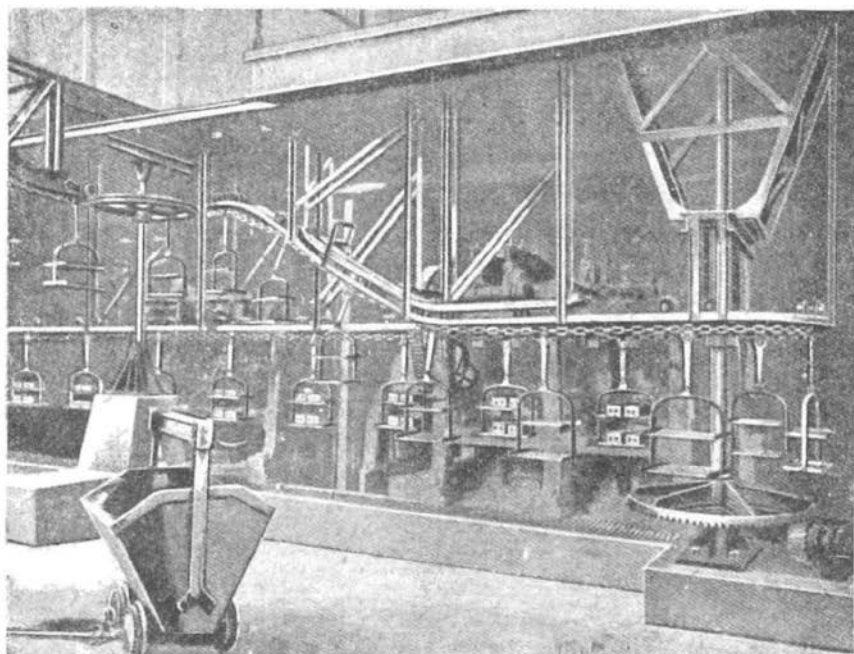
вых конвейеров, а также то обстоятельство, что они не отнимают места на полу помещений, проходя везде под потолком и только

у обслуживаемых станков, опускаясь до высоты рук рабочего,— делают их чрезвычайно ценными в тех видах промышленности,



Фиг. 434. Разгрузочное устройство для ящиков на круговом конвейере.

где обрабатываемые предметы не тяжеловесны, не громоздки, и рабочий без особого труда может на ходу загружать и разгружать конвейер.



Фиг. 435. Приводная станция кругового конвейера.

Скорость конвейеров этого типа колеблется обычно в пределах $0,1 \div 0,4$ м/сек. При таких скоростях не представляет затруднения вручную загружать и разгружать конвейер.

Существуют также приспособления для автоматической раз-

грузки транспортируемых предметов. На фиг. 433 показано устройство для раскрытия захватов, несущих бухты проволоки, на фиг. 434—для сбрасывания транспортируемых ящиков.

Приводная и поворотная станция такого конвейера показана на фиг. 435.

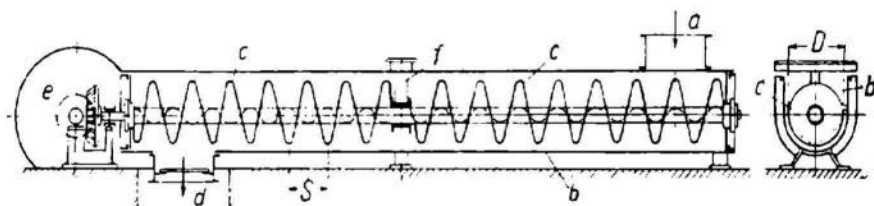
Приводные станции кругового конвейера состоят из цепного блока с ячейками для калиброванной цепи, насаженного на вертикальный вал. Конической зубчатой передачей валу передается вращение от мотора. Поворотные станции представляют холостой гладкий цепной блок, свободно насаженный на вертикальную ось, прочно закрепленную на полу или на потолке помещения.

2. Транспортные устройства без гибких тяговых органов

Глава 7

ШНЕКИ (ТРАНСПОРТЕРНЫЕ ВИНТЫ)

В схематическом виде шнек изображен на фиг. 436. Рабочим органом в шнеке является винтообразно-изогнутая полоса, прикре-



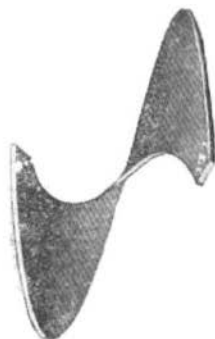
Фиг. 436. Схема шнека.

пленная к валу, вращающемуся вокруг своей оси в жолобе, в котором находится транспортируемый материал. Сила тяжести препятствует материалу вращаться вместе с винтом, вследствие чего материал получает поступательное движение по жолобу как гайка, навинчивающаяся на вращающийся винт.

Будучи по своему устройству весьма простым механизмом, не имеющим наружных вращающихся или двигающихся частей (кроме приводного механизма) и требующим очень мало ухода за собой, шнеки имеют очень большое распространение при транспорте молотых и мелкокусковых материалов на небольшие расстояния (до 20—30 м). В то же время шнеки имеют существенный недостаток, состоящий в том, что вследствие трения о дно жолоба и винтовую поверхность материал сильно истирается и перемалывается, что ограничивает применение шнеков главным образом для материалов, не боящихся дробления и истирания.

§ 1. Детали шнека

Витки шнека, образующие винтовую поверхность, обычно изготовляются из отдельных разрезных железных шайб, которым штамповкой придается винтовое искривление (фиг. 437). Отдельные витки склепываются между собой, образуя общую винтовую поверхность, которая затем прикрепляется к валу (фиг. 438).



Фиг. 437. Виток шнека.

Вместо спирали, составленной из отдельных шайб, американские заводы применяют иногда винтовую спираль, полученную пропусканием через конические вальцы широкой железной полосы, что значительно лучше, так как стыки отдельных шайб неблагоприятно отражаются на работе шнека.

Иногда винт изготовляется из узкой полосы, которая крепится к валу на некотором от нее расстоянии (фиг. 439).

Такие шнеки применяются при транспорте заклинивающихся или сбивающихся в комья материалов, так как замечено, что при таких шнеках, благодаря возможности некоторого обратного пересыпания материалов через промежуток между полосой и валом, заклинивание происходит реже; однако производительность шнека при такой спирали несколько понижается.



Фиг. 438. Транспортный шнек.

Витки шнека крепятся к валу посредством особых стоек, у которых один конец раскован в лопатку и приклепывается к виткам, а второй конец имеет винтовую нарезку и прибалчивается к валу (фиг. 440).



Фиг. 439. Собирающий шнек со спиралью из полосового железа.

Если шнек, кроме транспорта материала, должен также основательно перемешивать его, применяются так называемые „смесительные“ шнеки, у которых сплошная винтовая спираль заменена отдельными лопастями, поставленными наискось (фиг. 441, 442).

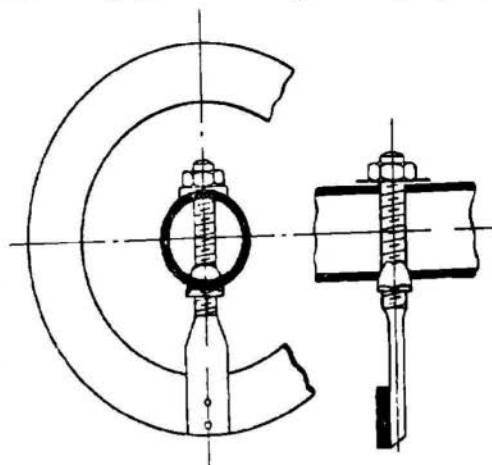
При транспорте материалов, представляющих большое сопротивление движению, как например уголь, руда, глинистые мате-

риалы и т. п., употребляются иногда шнеки, у которых витки отливаются из чугуна. Витки, отлитые вместе с трубами, надеваются на вал и соединяются между собой посредством выступов и углублений (фиг. 443).

Направление витков на валу (правый и левый винты) определяется направлениями движения материала в жолобе и вращением вала (по часовой стрелке или обратно). При склепывании отдельных шайб в железных шнеках стыки шайб должны быть направлены по ходу материала.

Иногда требуется, чтобы материал направлялся в жолобе от его концов к середине, где он выпускается (два встречных потока). Тогда применяется собирательный шнек, у которого одна половина шнека имеет правый винт, вторая — левый (фиг. 439).

Валы шнеков (кроме чугунных) обычно изготавливаются из газовых труб, причем шейки для промежуточных подшипников и цапфы

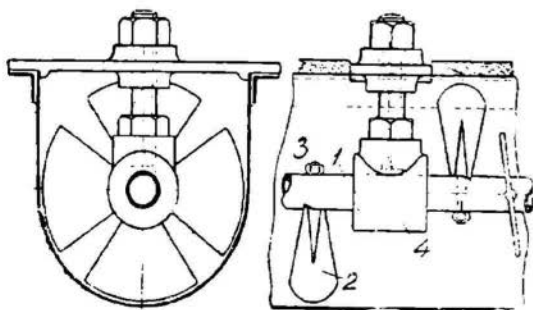


Фиг. 440. Закрепление спирали на валу.



Фиг. 441. Смесительный шнек с переставными лопастями.

для концевых подшипников делаются из круглого железа, вставляемого в отрезки труб и скрепляемого с ними посредством сквозного болта или заклепок. На концы труб надеваются для усиления добавочные кольца (фиг. 444).



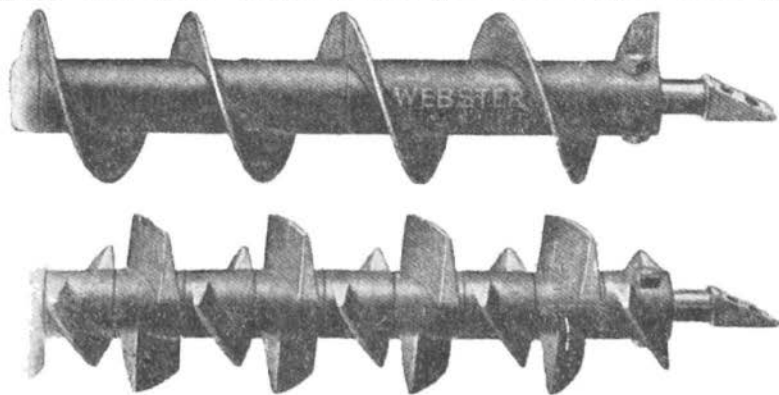
Фиг. 442. Закрепление на валу лопастей смесительного шнека.

Валы на концах и по длине, через каждые 2,5—3 м, поддерживаются подшипниками. Концевые подшипники обычно крепятся на торцевых стенках жолоба.

Концевые подшипники, кроме радиальной нагрузки от веса шнека, имеют также и осевую нагрузку, вызываемую сопротивлением материала при передвижении, почему эти подшипники должны быть прочно связаны с торцевыми стенками.

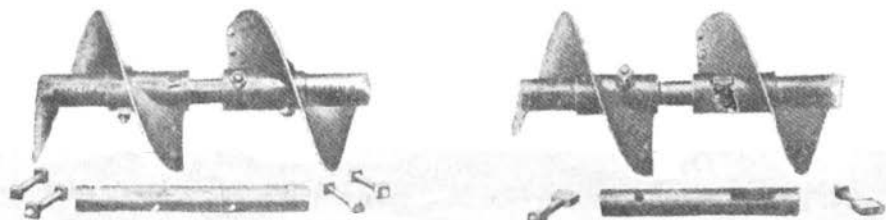
Промежуточные подшипники могут явиться причиной закупорки

жолоба, так как самый подшипник уменьшает просвет жолоба, и кроме того витки шнека в месте установки подшипника преры-



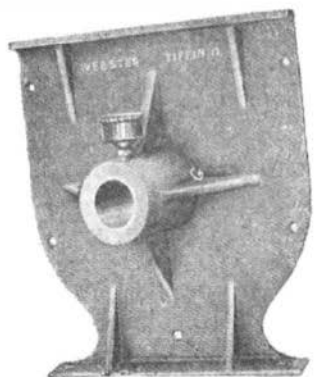
Фиг. 443. Чугунные шнеки.

ваются, вследствие чего у подшипников получается некоторое скопление материала. Для избежания закупорки стремятся делать



Фиг. 444. Шейка вала.

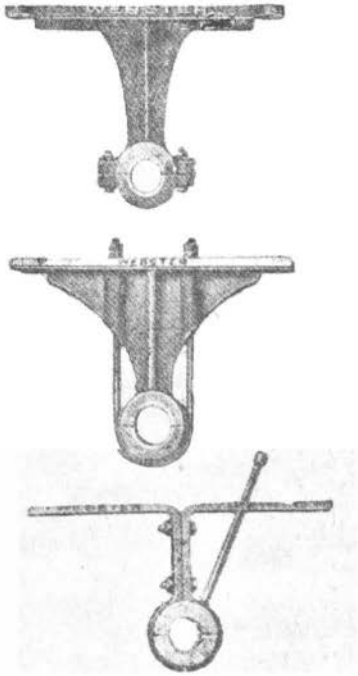
промежуточные подшипники по возможности меньших диаметров и длины и подвешивают их к крышке жолоба, чтобы днище жолоба оставалось таким образом свободным для беспрепятственного прохода материала. На фиг. 445 и 446 показаны некоторые конструкции концевых и промежуточных подшипников.



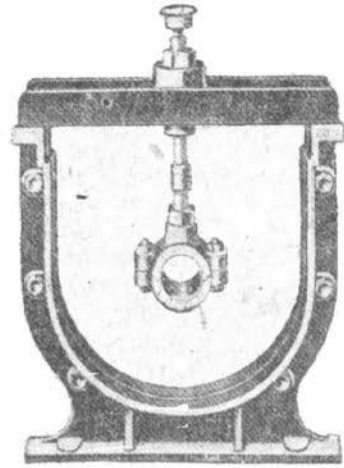
Фиг. 445. Концевая стойка шнека с отлитым заодно подшипником.

Шейки валов у промежуточных подшипников обычно делают несколько длинней вкладышей подшипников, чтобы небольшие осевые перемещения вала не перекашивали подшипников.

Жолоб шнека делается в виде железного полуцилиндрического корыта с вертикальными боковыми стенками. Иногда самый жолоб делают деревянным, с выстланным кровельным железом полукруглым дном. На расстояниях 2—3 м ставятся чугунные стойки, которые создают жесткость жолоба и поддерживают всю конструкцию (фиг. 447, 448). Сверху жолоб закрывается съемными крышками.



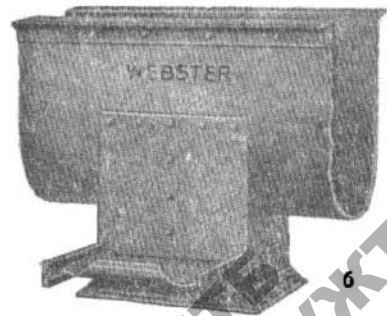
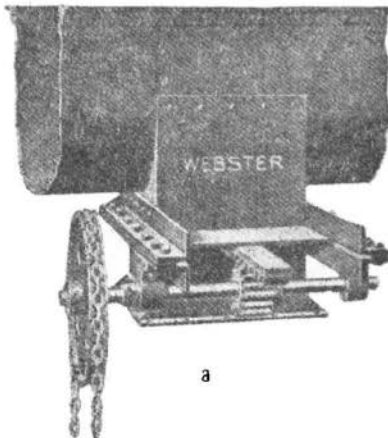
Фиг. 446. Типы промежуточных подшипников.



Фиг. 447. Промежуточная стойка щека.



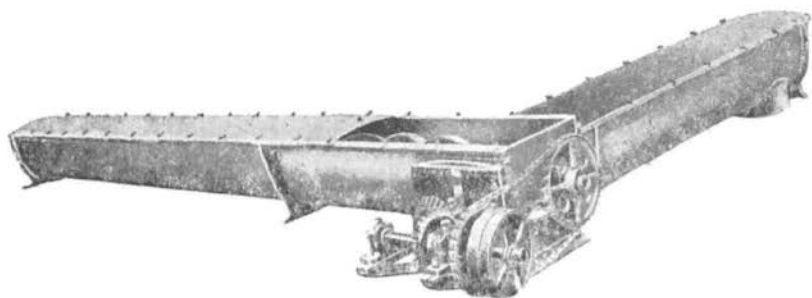
Фиг. 448. Желоб щека.



Фиг. 449. Выпускные задвижки, щека.

Жолоб по размерам должен соответствовать винту; при этом условии между винтом и жолобом зазор получается небольшой, и устраняется возможность заклинивания отдельных кусков транспортируемого материала. Иногда винт устанавливается эксцентрично относительно жолоба, с увеличением зазора по направлению движения винта.

Загрузка транспортируемого материала может производиться в любом месте, а также в нескольких местах одновременно. Также и выпуск материала может производиться в любой точке шнека устройством люка с задвижкой (фиг. 449).



Фиг. 450. Пересечение двух шнеков под углом.

Шнеки допускают перемещение материала по ломаной линии. На фиг. 450 показаны пересечения шнеков под прямым углом, с общим приводом для пересекающихся шнеков. На той же фигуре показано устройство приводной станции шнека.

§ 2. Размеры и производительность шнека

Диаметр винта шнека D делается обычно размерами от 100 до 600 мм. Шаг винта шнека берется в зависимости от перемещаемых материалов: для материалов с большим сопротивлением перемещению шаг винта $s = (0,4 \div 0,6) D$, а для легко сыпучих материалов - до $1,0 D$.

Число оборотов шнеков принимается от 50 до 80, иногда в шнеках большой производительности до 100 об/мин.

Если обозначим:

Q — производительность в $t/час$,

V — производительность в $м^3/час$,

s — шаг винта,

D — диаметр винта,

E — длина шнека,

n — число об/мин.,

ψ — коэффициент наполнения жолоба, принимаемый от 0,5 до 0,3, то производительность:

$$Q = 60 \psi \frac{\pi D^2}{4} s n \text{ т/час,}$$

$$V = 60 \psi \frac{\pi D^2}{4} s n \text{ м}^3/\text{час.}$$

§ 3. Расчет потребной мощности шнека

В шнеках энергия затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

- 1) трение материала о жолоб;
- 2) трение материала о винт;
- 3) трение в промежуточных и концевых подшипниках;
- 4) перемалывание и перемешивание транспортируемого материала.

Точный расчет потребной мощности вследствие трудности учета сопротивления перемалываемого и перемешиваемого материала сложен, и обычно удовлетворяются расчетом лишь основного сопротивления от трения материала о жолоб, вводя для учета остальных элементов сопротивления соответствующий коэффициент k .

Затрата силы, потребная на преодоление основного (первого) сопротивления:

$$N_1 = \frac{QL\mu}{270},$$

где μ — коэффициент трения материала о жолоб.

Мощность, расходуемая на приводном валу шнека:

$$N_0 = kN_1 = k \frac{QL\mu}{270}.$$

Если шнек наклонный, то к этой мощности добавляется мощность, потребная на подъем материала:

$$N_0 = k \frac{QL\mu}{270} + \frac{QH}{270}.$$

Коэффициент k зависит от характера материалов и конструкции шнека, причем в месильных шнеках он наибольший, а в спиральных — наименьший.

Коэффициент k принимается следующий:

Мука, зерно . . .	2 ÷ 2,5
Песок, концентраты	2,5 ÷ 3,5
Уголь-орешек . .	2,5 ÷ 3,5
Песок, концентраты влажные . . .	3 ÷ 4,5
Руды, каменный уголь-кулак, кокс . . .	3,5 ÷ 4,5
Глина, липкие и сбивающиеся в комья материалы	4 ÷ 5,5

Для определения потребного мотора вводится коэффициент полезного действия передачи, и тогда мощность мотора:

$$N_{\text{мощ}} = \frac{N_0}{\eta}.$$

Ниже приведены таблицы с опытными данными для шнеков.

Средние данные для шнеков

Наружный диам. D в мм	100	120	160	200	250	300	400	500	600
Диам. вала d в мм	35	40	50	55	60	70	80	90	100
Шаг s в мм	80	95	125	150	180	210	280	340	400
Число n об/мин	35	40	50	55	60	70	80	90	100
Производит. V в м ³ /час	1,2	1,8	3,7	5,9	10	15	31	52	76

Глава 8

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ ТРУБЫ

Устройство транспортирующих труб следующее (фиг. 450 — 451): на внутренней поверхности цилиндрической трубы прикреплена винтовая поверхность, образующая винтовой жолоб. При вращении трубы материал, насыпанный в этот винтовой жолоб, сначала несколько поднимается, затем вследствие тяжести скользит вниз, причем винтовой жолоб дает материалу некоторое поступательное движение вперед.

Транспортирующие трубы могут подавать материал горизонтально или с некоторым наклоном (до 15°). Диаметры транспортирующей трубы бывают от 400 до 1000 мм. Высота винтовых поверхностей берется $b = 0,3 D$, так что по оси трубы остается сквозной просвет диаметром в $(0,3 \div 0,4) D$.

Длина транспортирующих труб может достигать до $20 \div 25$ м. Длинные трубы состояются из нескольких отдельных частей, связываемых между собой фланцами.

На трубу надевается несколько массивных бандажей, расстояние между которыми определяется условиями прочности трубы. Бандажи опираются на вращающиеся ролики, закрепленные в неподвижных подшипниках (фиг. 452).

Для приведения трубы во вращение снаружи на ней крепится цилиндрическое зубчатое колесо (зубчатый бандаж), которое получает движение от зубчатой передачи и приводного шкива.

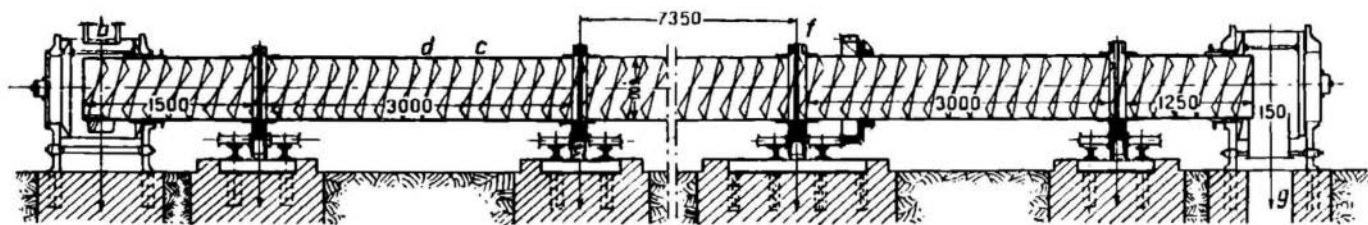
Трубе дается такое число оборотов, при котором транспортируемый материал не увлекался бы центробежной силой во вращение вместе с трубой.

Из этих соображений максимальное число оборотов транспортирующей трубы:

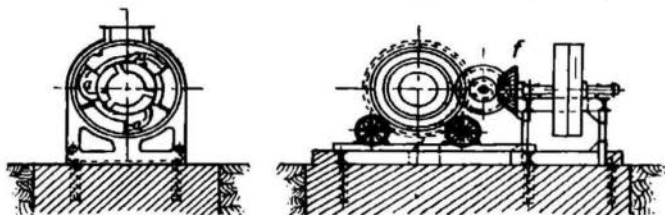
$$n_{\max} = \frac{42,3}{\sqrt{D}}.$$

Практически число оборотов принимается:

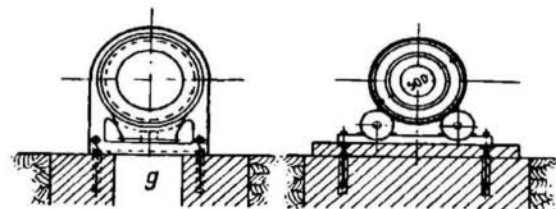
$$n = \frac{n_{\max}}{2} = \frac{21}{\sqrt{D}}.$$



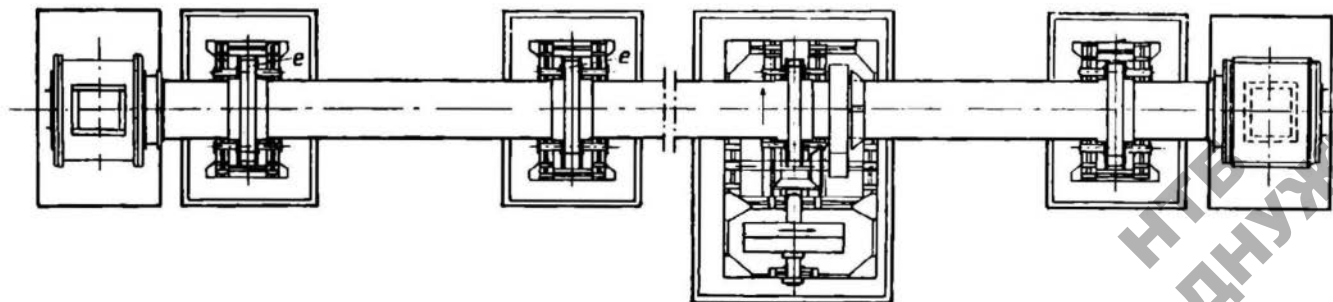
Фиг. 151. Цилиндрическая транспортирующая труба.



Фиг. 452. Цилиндрическая транспортирующая труба.



Фиг. 453. Цилиндрическая транспортирующая труба.



Фиг. 454. Цилиндрическая транспортирующая труба.

Производительность транспортирующих труб принимается такая же, как для шнеков:

$$V = 60 \psi \frac{\pi D^2}{4} sn \text{ м}^3/\text{час}$$

или

$$Q = 60 \gamma \psi \frac{\pi D^2}{4} sn \text{ т/час},$$

причем коэффициент заполнения ψ берется 0,2 — 0,3.

Транспортируемый материал подается с одного конца трубы и выпускается с другого конца.

Вследствие постоянного переваливания и перетряхивания транспортируемого материала транспортирующие трубы непригодны для материалов, боящихся дробления; с другой стороны, они представляют целый ряд преимуществ при транспорте пылящих материалов, как например цемента, золы и т. п., причем эти трубы допускают транспорт материалов в горячем состоянии.

Транспортирующие трубы находят применение и в тех случаях, когда транспортируемый материал должен также промываться или просушиваться: через осевой просвет транспортирующей трубы пропускается водопроводная труба, разбрызгивающая воду на транспортируемый материал или паровые и воздушные трубы.

Приводим данные производительности транспортирующих труб для цемента.

Таблица 59

Производительность транспортирующих труб

Диаметр трубы в мм	Шаг витка в мм	Число об/мин	Произво- дительн. в м ³ /час	Кэф. наполнения
200	75	75	2,83	0,27
300	120	60	8,5	0,28
350	140	55	10,0	0,28
400	160	50	15,5	0,26
450	180	45	20,0	0,26
500	200	40	25	0,26
600	240	30	30,0	0,25

Глава 9

КАЧАЮЩИЕСЯ ТРАНСПОРТЕРЫ

Качающиеся транспортеры или качающиеся жолоба, называемые иногда также жолобами Крейса (по имени их изобретателя), представляют недорогое транспортное устройство, требующее небольших расходов на эксплуатацию и обслуживание и сравнительно весьма надежное в работе. Применяются они для транспорта в горизонтальном или слегка наклонном (до 15°) направлении сыпучих или кусковых материалов на довольно большие расстояния (установки из нескольких транспортеров доходят до 100 м). Благодаря легкости их установки в узких и малодоступных местах и небольшому

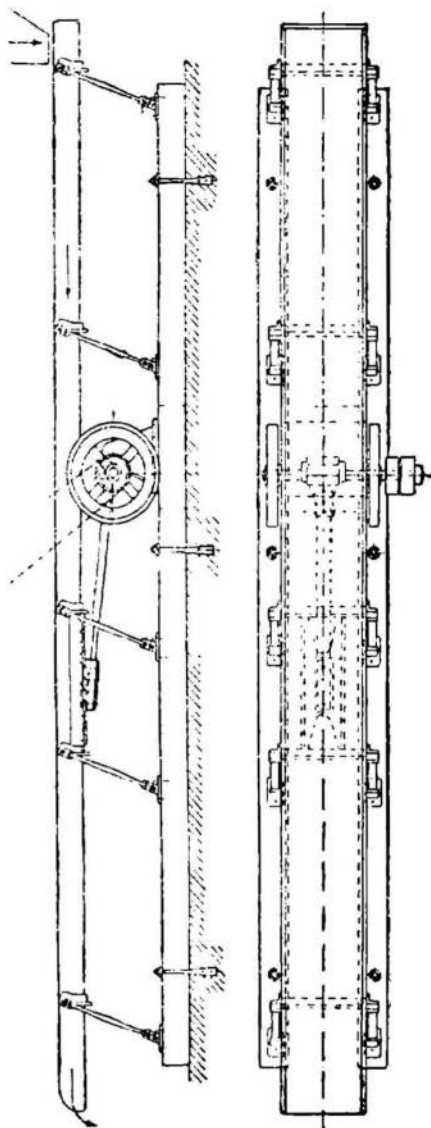
занимаемому месту они получили большое распространение в горном деле для транспорта угля и руд. Часто применяются также для транспортирования золы, цемента и шлаков в раскаленном состоянии.

Схемы стоячего и подвесного качающихся желобов показаны на, фиг. 455 и 456.

Качающиеся желоба состоят из железного лотка, стоящего или подвешенного на наклонных пружинных стержнях. Лоток получает от приводного вала посредством шатуннокривошипного механизма продольные качания, причем вследствие наклонности поддерживающих стержней лоток при движении вперед несколько приподнимается, а при движении назад — опускается (фиг. 457).

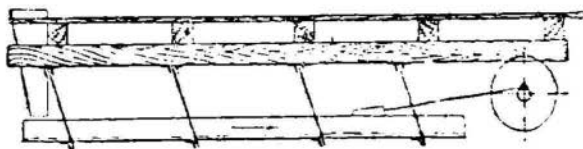
Размах лотка весьма мал по отношению к длине шатуна и опорных стержней, поэтому можно принять, что качания точки прикрепления лотка к стержню идут по прямой ab , наклоненной к горизонтали под углом α , а весь лоток качается параллельно ab . Частицы материала, лежащие в лотке, при движении последнего вперед и вверх, благодаря инерции, прижимаются к лотку с большой силой, что увеличивает силу трения, вследствие чего частицы материала движутся вместе с лотком. При движении же лотка назад и вниз инерция материала наоборот уменьшает давление его на лоток, и в результате, при определенных скоростях, лоток выскальзывает из-под материала, и последний получает поступательное движение по лотку.

При слишком большом числе оборотов кривошипа толчки, сообщаемые материалу лотком, при его движении вперед могут оказаться настолько значительными, что материал продолжает свое движение вперед и вверх и после изменения движения лотка



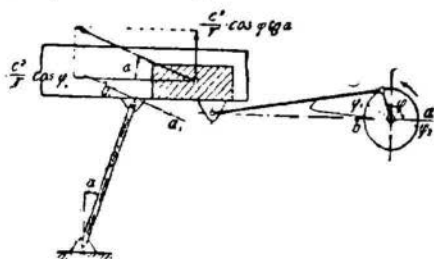
фиг. 455. Качающийся желоб.

т. е. подбрасывается над лотком. Такое подбрасывание материала, хотя и увеличивает скорость прохождения материала по лотку,



Фиг. 456. Подвесной качающийся жолоб.

т. е. производительность жолоба, но в то же время сильно дробит материал и быстро изнашивает жолоб, почему обычно качающимся жолобам дают такое число качаний, при котором сохраняется постоянное соприкосновение материала с жолобом.



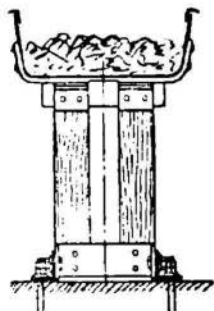
Фиг. 457. Элемент качающегося жолоба.

§ 1. Детали качающихся жолобов

Лотки. Лотки выгибаются обычно из тонкого листового железа. Лотки больших размеров для жесткости армируются по боковым стенкам и в месте прикрепления шатуна угловым железом, в малых же лотках получается достаточная жесткость вследствие загиба боковых стенок. Толщина листового железа выбирается из соображений изнашивания: для малых и легких молотых материалов 1÷2 мм, для угля 2÷3 мм и до 4÷5 мм у крупных лотков для кокса.

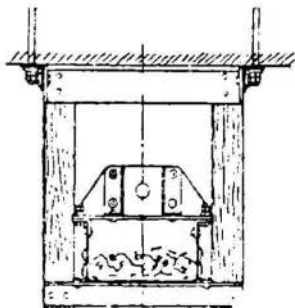
Ширина лотков в зависимости от производительности делается от 200 до 1000 мм, глубина от 80 до 200 мм при толщине слоя материала от 20 до 70 мм.

Опорные стержни. Опорные стержни изготавливаются из полосовой пружинной стали или из специально обработанного (вываренного в кипящем масле) ясеневоего дерева. Опоры соединяются с лотком и с основанием при помощи железных угольников (фиг. 458, 459).



Фиг. 458. Поперечный разрез стоячего лотка.

Иногда стержни соединяются с лотком посредством угольников, приклепанных наискось к боковым стенкам лотка, а с основанием посредством чугунных башмаков.

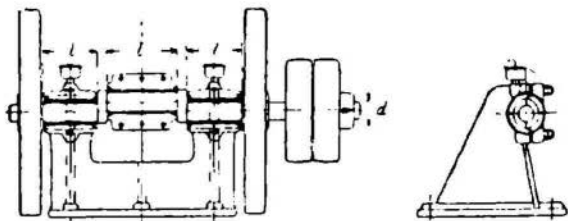


Фиг. 459. Поперечный разрез подвесного лотка.

При конструировании стержни рассчитываются на изгиб.

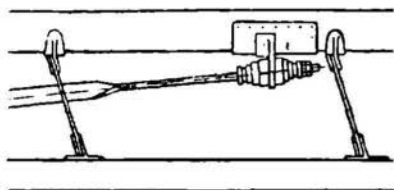
Приводной механизм. Ввиду больших инерционных усилий приводной механизм наиболее ответственное место в качающихся

транспортерах. Коленчатый вал (иногда эксцентрик) имеет плечо $10 \div 20$ мм. Число оборотов вала принимается равным $300 \div 400$ в 1 мин. Вал покоится в тяжелых подшипниках, устанавливаемых на общей фундаментной плите или отлитых заодно с ней (фиг. 460).



Фиг. 460. Привод качающегося жолоба.

Кроме головки шатуна и приводных шкивов на валу помещаются также и маховики (обычно два, в малых жолобах один) для получения необходимой равномерности хода.



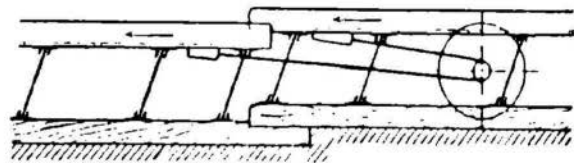
Фиг. 461. Шатун с пружинным соединением.

При расчетах маховиков для качающихся транспортеров степень неравномерности хода принимается равной $1,5 \div 1,15$.

В подшипниках коленчатого вала отношение длины вкладышей к диаметру цапфы принимается равным 3. Диаметр колена делается равным диаметру вала, отношение длины колена к диаметру принимается равным 4.

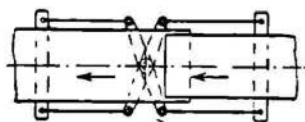
При тяжелых лотках делается двухколенчатый вал с двумя шатунами, и в таких случаях вал должен покоиться не менее как на трех подшипниках. При расчете подшипников принимается удельное давление $6 \div 10$ кг/см².

Шатун связывается с лотком при помощи башмака. Иногда в башмак вводится пружина,



Фиг. 462. Привод сдвоенного качающегося жолоба.

которая смягчает удары при изменениях направления хода лотка. Самый шатун представляет собой пружинящий стальной или деревянный стержень (фиг. 461). Шатуны рассчитываются на продольный изгиб.

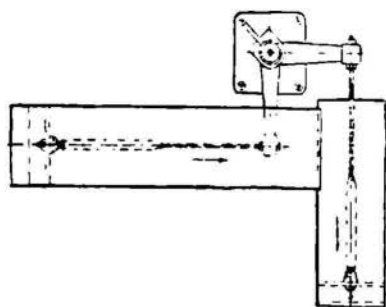


Фиг. 463. Привод сдвоенного качающегося жолоба.

Общее устройство и видоизменения качающихся жолобов. Отдельные жолоба строятся длиной до 15 м, производительностью до 100 м³ в час. При необходимости подачи материала на большие расстояния ставится последовательно несколько таких жолобов. При

установках нескольких жолобов одного за другим, они приводятся в движение попарно от одного приводного механизма, причем для уравновешения системы в каждой паре оба жолоба

движутся в противоположных направлениях. Это достигается устройством вала с отдельными коленами или эксцентриками для каждого жолоба, расположенными под углом 8° (фиг. 462).



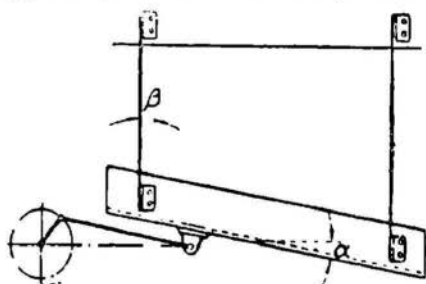
Фиг. 464. Расположение жолобов под углом.

Другое устройство для приведения в движение двух жолобов от одного привода показано на фиг. 463. Здесь один жолоб приводится в движение от другого помощью расположенных крестнакрест рычагов, причем оба жолоба также движутся в противоположных направлениях. Приведение в движение жолобов попарно от одного привода возможно также и в случае расположения жолобов под углом друг к другу (фиг. 464). Такой привод осуществляется при помощи железного или

стального коленчатого рычага, качающегося около вертикального шарнира, прочно закрепленного в фундаменте. Каждое из колен рычага связано с одним жолобом.

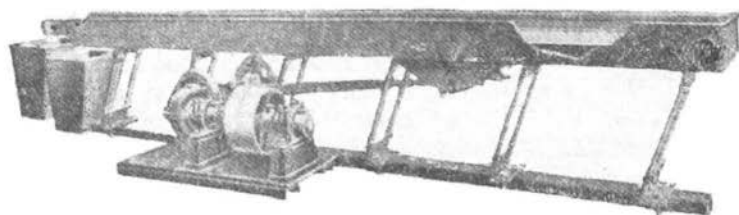
Загрузка и выгрузка в качающихся жолобах может производиться в нескольких местах. Выгрузка происходит или с переднего конца или в промежуточных точках при помощи открывающихся задвижек.

Часто жолоба используются не только для транспорта, но и для очистки и сортировки материалов. В этих случаях дно лотка устраивается в виде сита, через которое отсеиваются примеси, по размерам меньше отверстий в сите, а основной материал, размерами крупнее отверстий, транспортируется до конца жолоба (фиг. 465).



Фиг. 465. Подвесное качающееся сито.

На фиг. 466 показан сортировочный транспортирующий жолоб, разделяющий материал по величине на две фракции.



Фиг. 466. Сортировочный качающийся жолоб.

В этом жолобе, на некоторой высоте от дна лотка, заложены сита, и транспортируемый материал размерами мельче отверстий в ситах движется по дну лотка, а материал более крупный — поверх сита.

§ 2. Расчет производительности и потребной мощности

Как указывалось выше, у качающихся жолобов число качаний (число оборотов вала) берется такое, при котором сохраняется постоянное соприкосновение между лотком и материалом, и последний передвигается, не подбрасываясь над лотком. Наибольшее число оборотов, допустимое при соблюдении этого условия:

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \alpha}},$$

где r — плечо колена или эксцентриситет эксцентрика (обычно $10 \div 20$ мм), α — угол наклона жолоба.

Это уравнение составлено для материалов, коэффициент трения которых при скольжении по жолобу равен $0,35 \div 0,4$, как например для руды, угля, кокса, гравия и т. п.

При этом числе оборотов средняя скорость продвижения материала по лотку:

$$v = 0,23 \pi r \operatorname{tg} \alpha.$$

Если дальше обозначим:

b — ширина лотка в свету в м,

s — высота слоя материала в м,

то производительность жолоба:

$$V = 3600 bsv \text{ м}^3/\text{час},$$

$$a = 3600 bsv \gamma \text{ т/час},$$

где γ — вес 1 м³ материала, разрыхленного от тряски на жолобе (в среднем $(0,6 \div 0,8)\gamma$ — объемного веса материала, даваемого таблицами).

Высота слоя s принимается для различных материалов следующая: для порошкообразных и мелкозернистых $20 \div 30$ мм, для крупнозернистых и мелкокусковых $40 \div 60$ мм, для крупнокусковых материалов — 70 мм и выше.

Мощность в качающихся жолобах расходуется на преодоление следующих сопротивлений:

1) сообщение ускорения качающимся массам в начале каждого хода;

2) преодоление трения между материалом и дном лотка;

3) трение в подшипниках и головке шатуна;

4) добавочные сопротивления вследствие изгибов стоек, шатуна и пр.

Детальный расчет всех этих сопротивлений очень сложен, и обычно при расчетах довольствуются данными завода Крейсс (Kreiss) в Гамбурге, впервые сконструировавшего эти жолоба.

Расход энергии на коленчатом валу для перемещения 1 т материала на 1 м пути при коэффициенте трения между материалом и железом $\mu = 0,35 \div 0,4$ составляет:

для обыкновенных жолобов $\frac{1}{200}$ л. с.,

для жолобов уравновешенных (по фиг. 484 и 485) $\frac{1}{300}$ л. с.,

при особо благоприятных условиях $\frac{1}{400}$ л. с..

Ниже приведена таблица производительности качающихся желобов при средней скорости движения материала $v = 0,15$ м/сек при разных ширинах лотка b и высоте слоя s .

Таблица 60.

Производительность качающихся желобов в м³/сек ($v = 0,15$ м/сек)

Высота слоя s в м	Ширина желоба в м					
	$b = 0,200$ м	$b = 0,300$ м	$b = 0,400$ м	$b = 0,600$ м	$b = 0,800$ м	$b = 1,00$ м
0,025	2,7	4,0	5,4	8,1	10,8	13,5
0,050	5,4	8,1	10,8	16,2	21,6	27,0
0,075	8,1	12,1	16,2	24,3	32,4	40,5

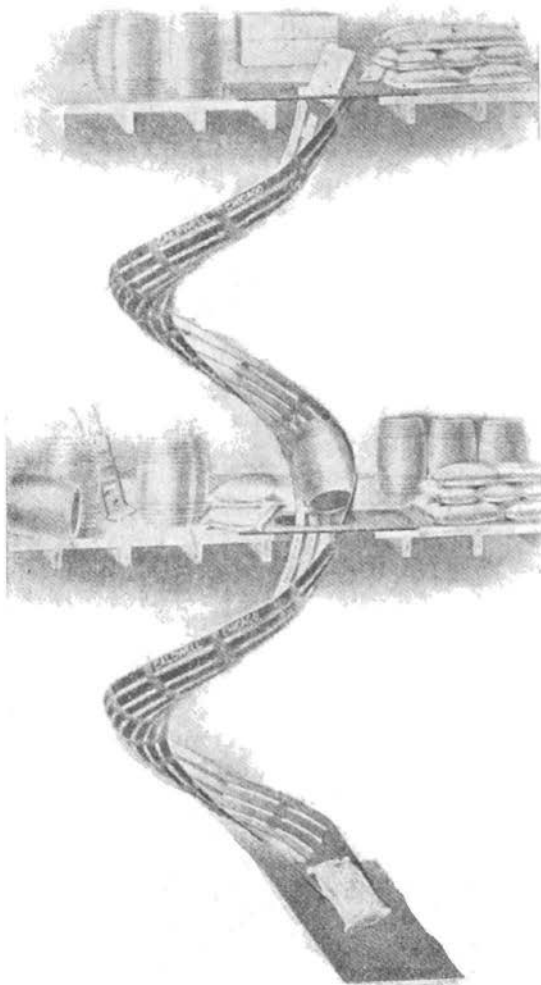
Глава 10

ГРАВИТАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 1. Винтовые спуски

При транспорте штучных грузов на отдельных участках, где грузы должны двигаться сверху вниз, очень часто для передвижения грузов пользуются их силой тяжести, без применения механической силы. Устройства, в которых грузы передвигаются, вследствие своей силы тяжести называются гравитационными.

Для транспорта мешков, ящиков и других штучных грузов, направляемых по вертикали сверху вниз, получили большое распространение винтовые спуски. На фиг. 467 и 468 изображены два типа спусков.

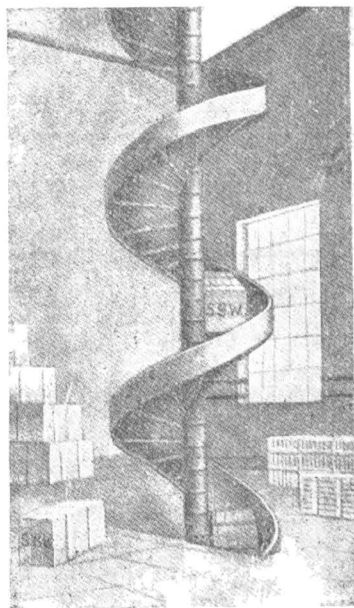


Фиг. 467. Винтовой спуск из полосового железа.

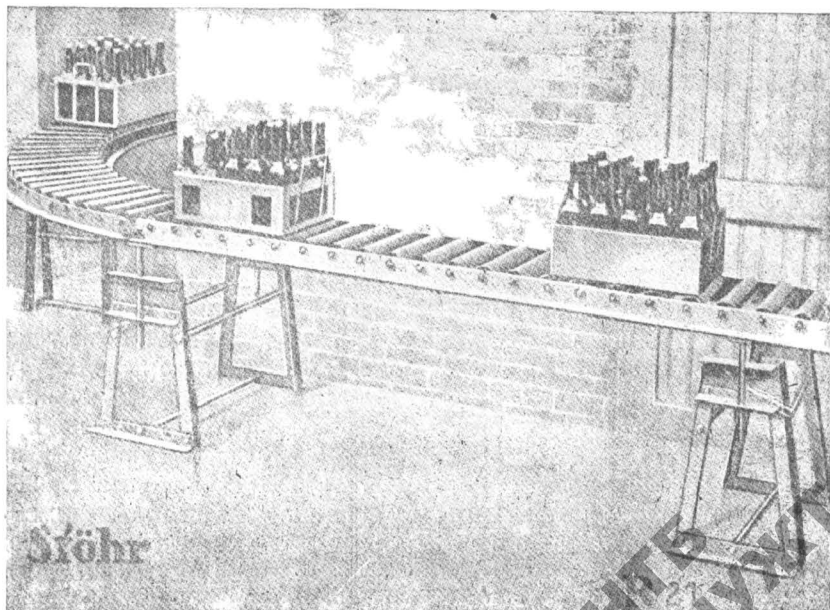
Винтовые спуски представляют собой жолоб, размером несколько превышающий те предметы, для которых он предназначен. Жолоб изогнут по винтовой линии, причем наклон средней линии винта берется несколько больше угла трения, что обеспечивает скольжение грузов вниз. Винтовые спуски делают чугунные, железные и деревянные. Обычно последний виток винтового спуска делается с меньшим уклоном, чем весь винтовой спуск, для поглощения скорости спускаемых грузов. По винтовым спускам можно транспортировать грузы, не боящиеся ударов или резких толчков.

§ 2. Роликовые транспортеры

В обычных роликовых транспортерах грузы перемещаются под действием силы тяжести, причем при продвижении грузов по роликовому транспортеру, в отличие от винтовых и наклонных спусков, грузы преодолевают трение качения по вращающимся роликам, что дает возможность ставить роликовые транспортеры под очень небольшим углом. Устройство их следующее (фиг. 469): на легкой станине из углового и полосового железа укреплены непо-

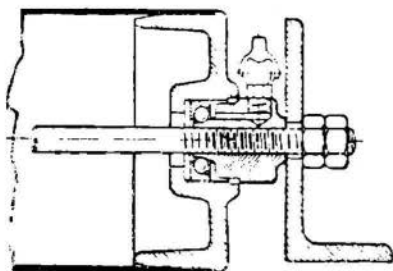


Фиг. 468. Винтовой спуск из листового железа.



Фиг. 469. Роликовый транспортер.

движные оси, на которых на шариковых подшипниках вращаются легкие ролики, несущие перемещаемые грузы. Ролики для уменьшения их веса обычно изготавливаются из газовых труб. Конструкция роликов представляет чугуновую отливку, введенную с торца в газовую трубу (фиг. 470). В чугуновой отливке помещается шариковый подшипник.

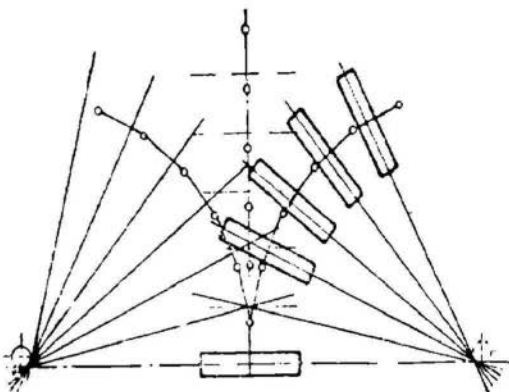


Фиг. 470. Конструкция ролика.

Иногда применяется конструкция, аналогичная прямым роликам ленточных транспортеров где в ролике закреплены цапфы, а подшипники устанавливаются на станине; эта конструкция значительно дороже и не дает никаких преимуществ.

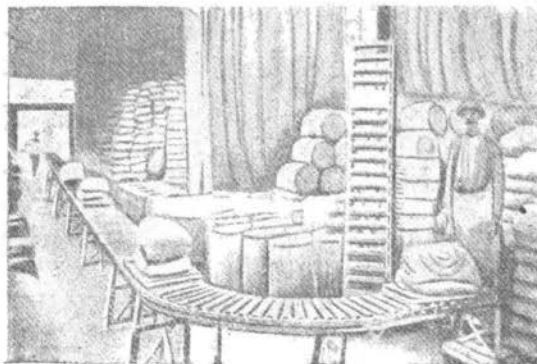
Уклон роликовых транспортеров при шариковых подшипниках принимается в $0,02 \div 0,03$; роликовые транспортеры на скользящих подшипниках имеют уклон в $0,05 \div 0,06$.

На роликовых транспортерах допускаются любые закругления (фиг. 469). Ролики на закруглениях имеют форму усеченных конусов, вершины которых сходятся в центре закругления. Конические ролики приходится делать для каждого закругления специально, что значительно удорожает их изготовление. Поэтому при небольших скоростях удовлетворяются установкой цилиндрических роликов по схеме фиг. 471, где



Фиг. 471. Схема закругления с цилиндрическими роликами.

оси роликов пересекаются не в центре закругления, а направляются по касательной к небольшой окружности, описанной из центра закругления, и, таким образом, концы роликов, обращенные к внутренней кривой, сдвинуты несколько назад, а концы, обращенные к внешней кривой, сдвинуты вперед по направлению движения.



Фиг. 472. Передвижение мешков на подкладках по роликовому транспортеру.

Кроме того

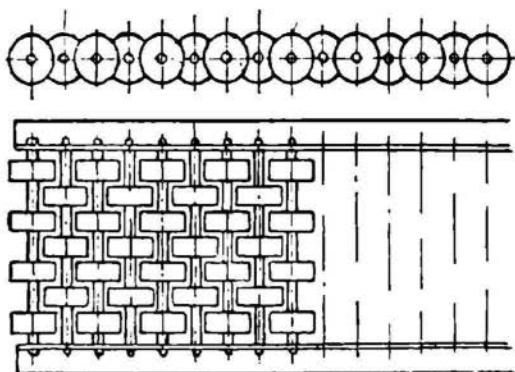
внешняя кривая ставится несколько выше чем внутренняя кривая.

Роликовые транспортеры хорошо транспортируют предметы с гладкой опорной поверхностью, поэтому при транспорте мешков и т. п. предметов, могущих задевать за отдельные ролики, необходимо применять специальные подкладки (фиг. 472).

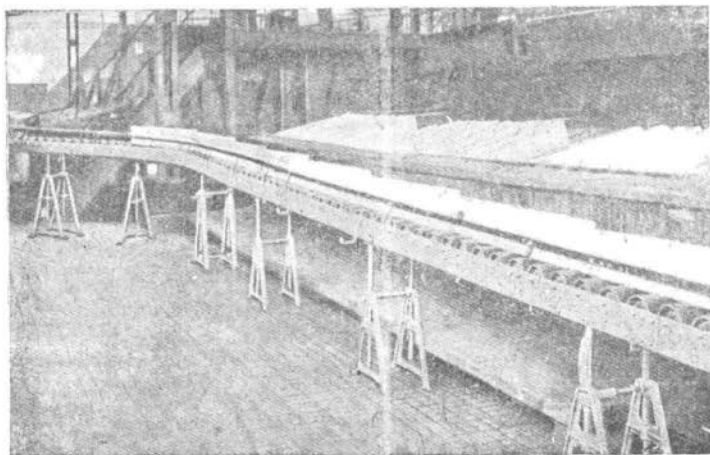
Обычно расстояние между центрами роликов берется $100 \div 150$ мм с таким расчетом, чтобы транспортируемый предмет лежал одновременно не менее чем на двух роликах. Если транспортер предназначен для транспорта мелких предметов (меньше 200 мм), то сплошные ролики заменяются дисковыми роликами, у которых диски одного ролика входят в промежутки между дисками другого ролика (фиг. 473).

Станины роликовых транспортеров делаются часто на винтовых стойках (фиг. 496); это дает возможность при установке отрегулировать уклон и скорость транспортируемых грузов. В транспортерах иногда делаются откидные секции (фиг. 474), что облегчает сообщение между помещениями, разделенными транспортером.

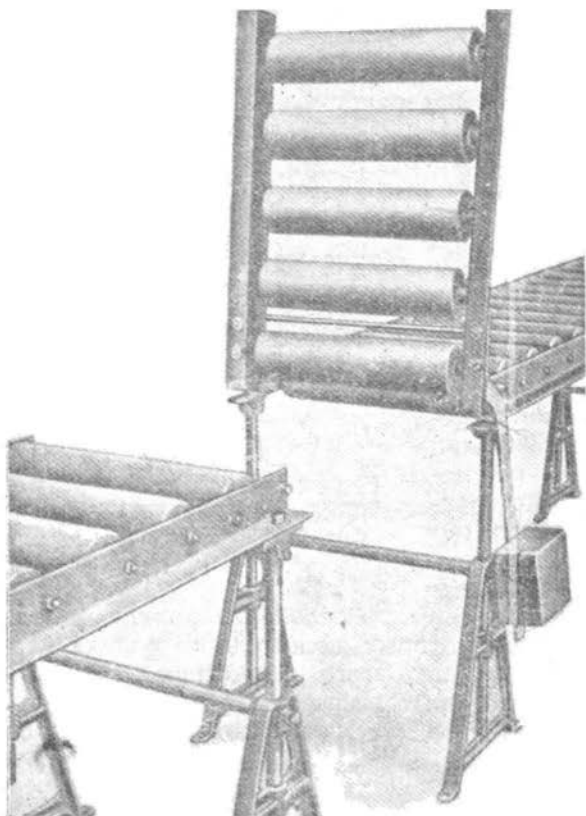
На длинных линиях роликовых транспортеров для восстановления потерянной высоты на определенных расстояниях устанавливаются наклонные цепные транспортеры, приводимые в движение



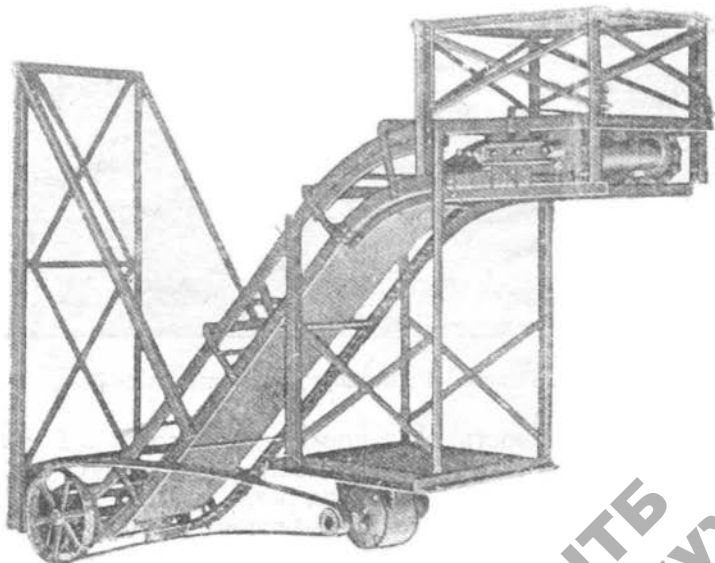
Фиг. 473. Роликовый транспортер с дисковыми роликами.



Фиг. 474. Роликовый транспортер на винтовых стойках.

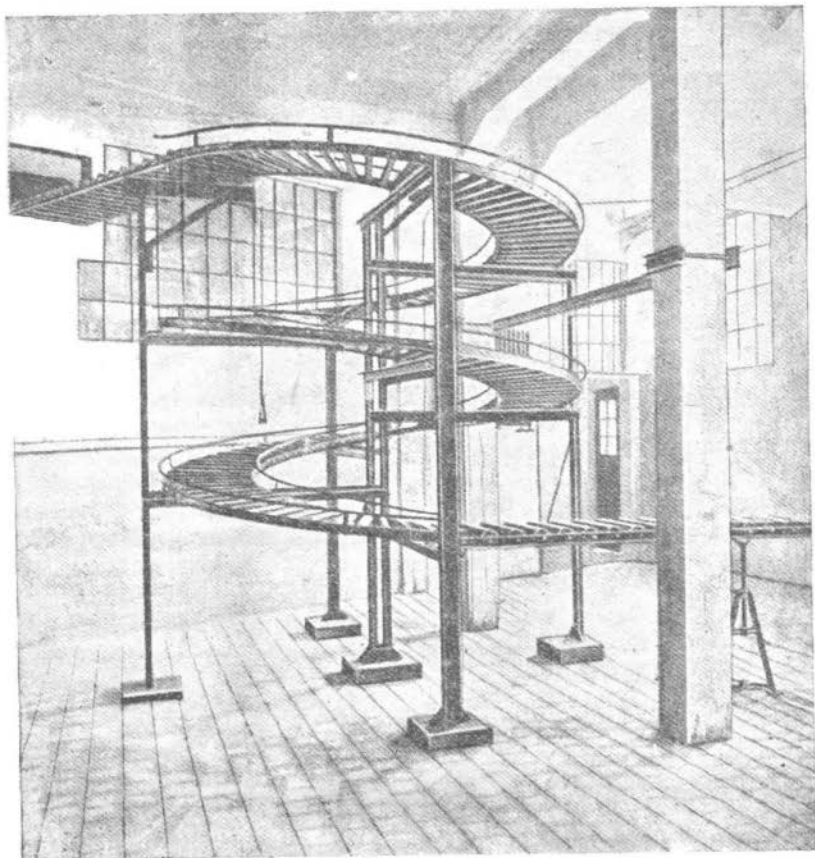


Фиг. 475. Откидная секция роликового транспортера.

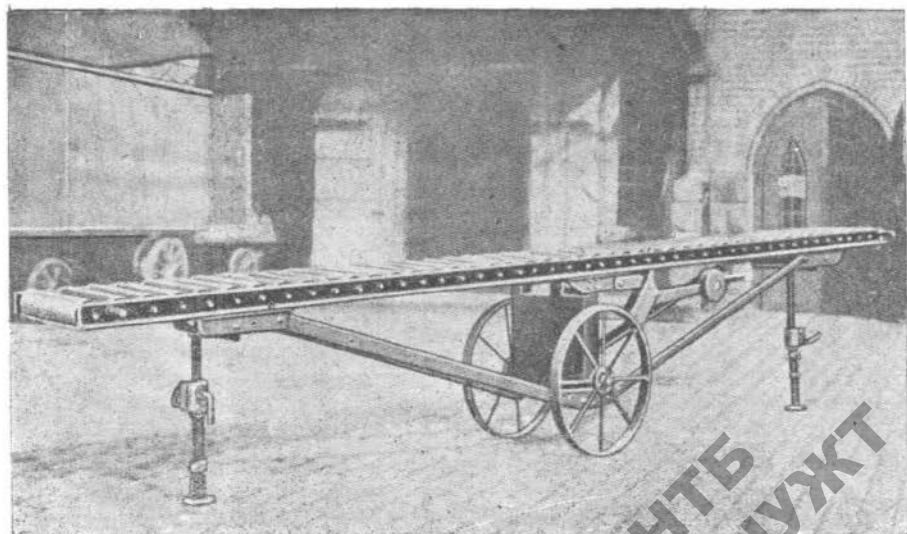


Фиг. 476. Промежуточный волочильный транспортер для восстановления потерянной высоты.

НТБ
ДРУЖТ

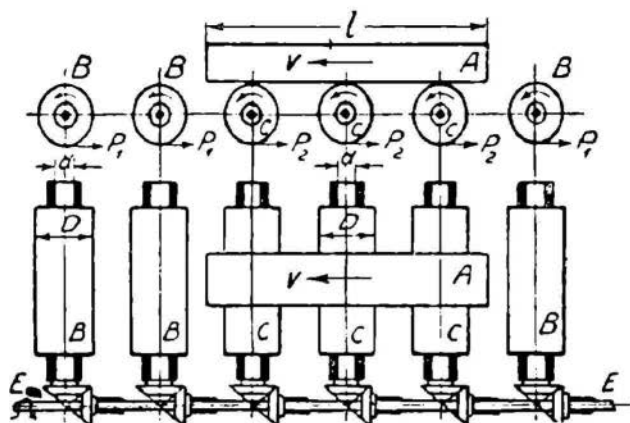


Фиг. 477. Роликовый винтовой спуск.

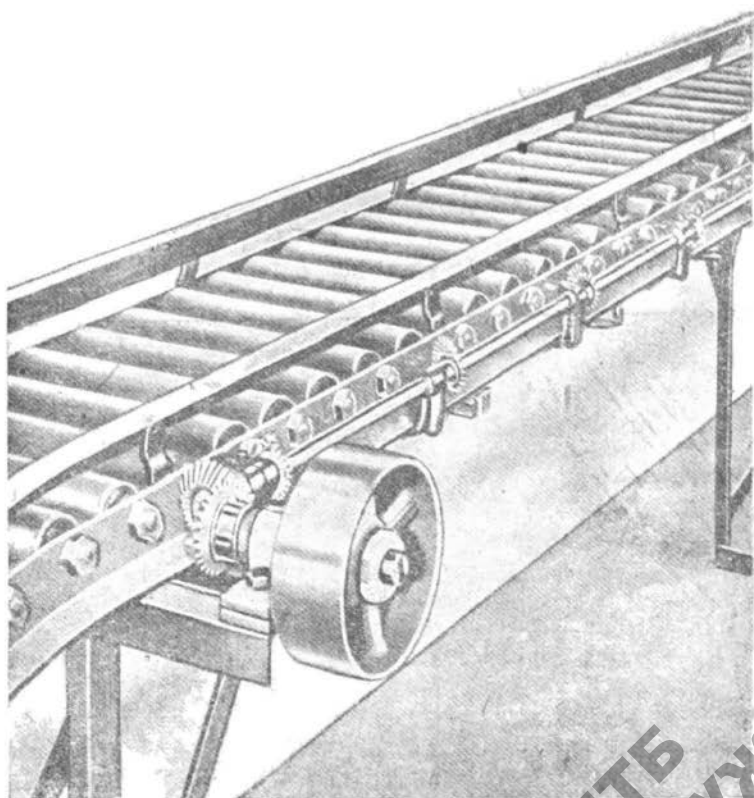


Фиг. 478. Передвижной роликовый транспортер.

мотором, которые подают транспортируемые предметы на выше-лежащие секции роликовых транспортеров. На фиг. 476 показано такое устройство, представляющее обычный волочильный транспортер, состоящий из двух шарнирных цепей, связанных поперечными



Фиг. 479. Схема приводного роликового транспортера с коническими передачами.

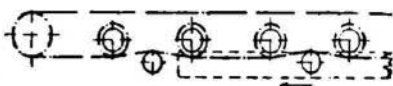


Фиг. 480. Роликовый транспортер с коническими передачами.

стержнями, передвигающими транспортируемые предметы по наклонной плоскости от нижнего роликового транспортера к верхнему.

Для транспорта сверху вниз хрупких предметов, для которых простые винтовые спуски неприемлемы, применяются винтовые роликовые спуски (фиг. 477), на которых в зависимости от уклона можно сообщить транспортируемым предметам желательную скорость.

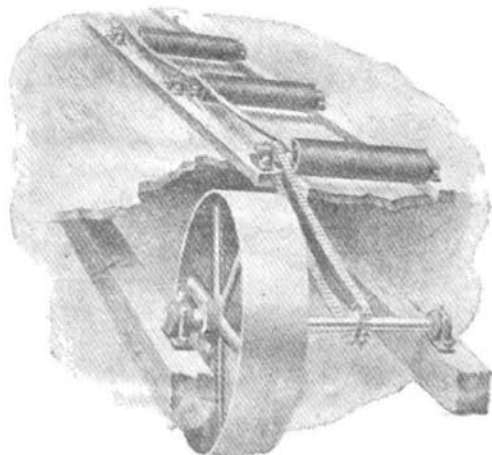
На фиг. 478 показан передвижной роликовый транспортер. Такие транспортеры часто применяются для обслуживания ж.-д. станций, паровозных пристаней и т. п.



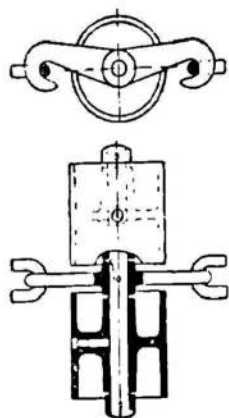
Фиг. 480-а. Роликовый транспортер с цепной передачей.

Если роликовые транспортеры должны устанавливаться горизонтально или с наклоном кверху, то применяются приводные роликовые транспортеры, у которых ролики имеют принудительное вращение от мотора. В транспортере, изображенном на фиг. 479 и 480, ролики приводятся во вращение продольным валом, идущим вдоль станины. На продольном валу заклинены конические зубчатые колеса, сцепляющиеся с коническими колесами, заклиненными на выступающих концах роликов. Транспортеры такой конструкции применяются в металлургических предприятиях для подачи болванок к прокатным станам.

На фиг. 481 показана схема приводного роликового транспортера другой конструкции. На выступающих концах валов роликов



Фиг. 481. Роликовый транспортер с цепной передачей.



Фиг. 482. Роликовый транспортер с цепным приводом.

заклинены цепные звездочки, приводимые во вращение общей шарнирной цепью, проходящей вдоль станины транспортера. Через каждые два ролика расположены нажимные ролики, обеспечивающие сцепление цепей с звездочками и препятствующие их соскакиванию со звездочек.

Наконец на фиг. 482 показан транспортер, представляющий среднюю форму между роликовым и цепным транспортерами.

Он имеет бесконечную (замкнутую) цепь из круглого железа. На определенных расстояниях в цепь введены звенья специальной формы, несущие с каждой стороны по ролику. Транспортируемые предметы кладутся на ролики и движутся, как в обычном роликовом транспортере с принудительным движением, причем скорость движения транспортируемых предметов здесь вдвое больше скорости цепи.

Такие транспортеры применяются на лесопильных заводах для транспорта бревен и досок и строятся длиной до 300 м.

Глава 11

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ (ЗАТВОРЫ И ПИТАТЕЛИ)

Неотъемлемой принадлежностью транспортных устройств для сыпучих грузов являются приспособления для подачи материалов из бункеров к транспортным устройствам — затворы и питатели.

Затворы по своему устройству и размерам должны соответствовать характеру материалов и потребной производительности, должны быть достаточно прочны (выдерживать в закрытом состоянии давление материала, находящегося в бункере), легко обслуживаться и т. д.; их закрывание и открывание должно производиться по возможности быстро и без больших усилий.

Сыпучие и кусковые материалы имеют свойство образовывать сводики и закупоривать выпускные отверстия. Ниже приведена таблица, дающая наименьшие допускаемые размеры отверстий для разных материалов (проф. Аумунд):

зерно и продукты помола .	100— 200 мм
уголь-орешек	. 300— 500
песок, гравий .	. 500— 600
рудничный уголь	. 600— 800
кокс	. 800— 1000

В таблице даны меньшие размеры для сухого материала при легкой доступности отверстия для его очистки и большие размеры для влажного материала и мало доступных для ручной очистки отверстий.

Материал, лежащий в бункере, производит давление на затвор. При определении этого давления ориентировочно предполагается, что на затвор давит пирамида материала, основанием которой является площадь затвора, а высота равна 2 м.

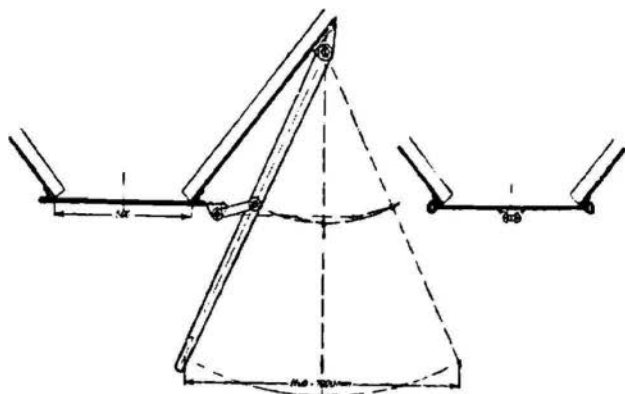
Затворы делятся на два основных типа: задвижки и клапаны.

Задвижка простейшего типа, употребляемая при небольших отверстиях бункера и небольших давлениях материала, показана на фиг. 483. Она состоит из железного листа (иногда ковкого чугуна), скользящего в направляющих. Открывание задвижки производится рычагом, шарнирно-подвешенным к бункеру.

При открывании задвижки преодолевается трение материала о задвижку и трение самой задвижки в направляющих. Если обозначим:

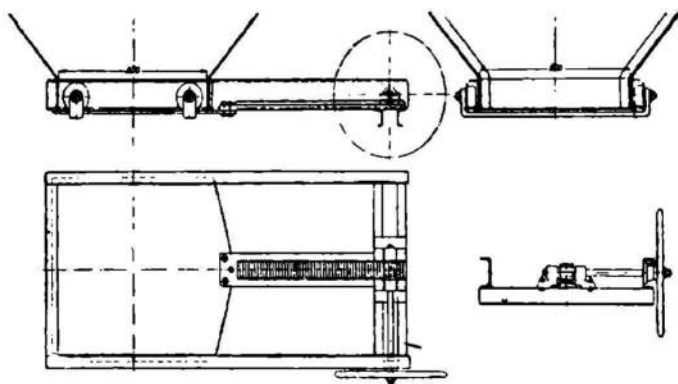
G_m — давление материала на задвижку;
 G_o — вес задвижки;
 μ_m — коэффициент трения материала о задвижку;
 μ_o — коэффициент трения задвижки в направляющих и прием
 отношение плеч рычагов равным 1:2, то усилие, которое необходимо приложить к рукоятке рычага для открывания задвижки:

$$P = \frac{\mu_m G_m + \mu_o (G_m + G_o)}{2}$$



Фиг. 483. Горизонтальная рычажная задвижка.

В действительности это усилие бывает значительно больше так как пазы, по которым ходит задвижка, бывают всегда загрязнены.



Фиг. 484. Горизонтальная реечная задвижка.

При больших размерах отверстий и при больших давлениях материала задвижка принимает вид, изображенный на фиг. 484, 485. Вместо пазов задвижка ходит на роликах, катящихся по направляющим, обращенным наружу от потока материала. На задвижке укреплена зубчатая рейка, сцепляющаяся с зубчатым колесом, приводимым во вращение маховиком или цепным тяговым колесом.

Обозначим (кроме принятых выше обозначений):

f_2 — коэффициент трения качения;

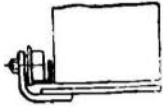
μ — коэффициент трения скольжения в цапфах роликов,

d_1 — диаметр зубчатого колеса,

D_1 — диаметр маховика или тягового колеса,

d_2 — диаметр цапфы ролика,

D_2 — диаметр ролика.



Фиг. 485. Холодные ролики горизонтальной задвижки.

Тогда усилие, которое необходимо приложить к ободу маховика или к цепи тягового колеса, формулируется таким образом:

$$P = \frac{d_1}{D_1} \left[\mu_m G_m + \frac{2f_2(G_m + G_0)}{D_2} + \frac{\mu(G_m + G_0)d_2}{D_2} \right]$$

Иногда выпускные отверстия в бункерах устраиваются не в днище, а в боковой стенке (фиг. 486).

Тогда задвижка в простейшем виде представляет железный или чугунный лист, движущийся в вертикальных пазах, для регулирования величины открываемого выпускного отверстия устраиваются различные запоры. Крупные задвижки поднимаются при помощи рейки и зубчатого колеса.



Фиг. 486. Задвижка для бокового выпуска материала.

Из клапанов чаще всего применяются так называемые секторные клапаны или секторные затворы. На фиг. 487 показан односекторный затвор, представляющий цилиндрический сектор, вращающийся на пальцах, закрепленных в боковых стенках выпускной коробки.

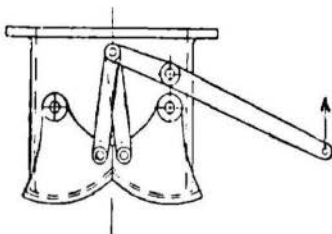
Момент, который надо приложить к оси секторного затвора для его открывания:

$$M = f_m G_m c + \mu(G_m + G_0) \frac{d}{2}$$

где c — радиус сектора; d — диаметр пальцев.

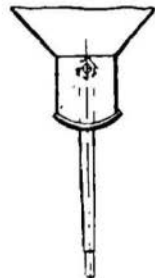
Вообще усилие, необходимое для открывания секторных затворов, приблизительно вдвое меньше, чем в плоских задвижках.

Боковые щеки секторных затворов делают из листового железа или отливают из чугуна. Днище затвора делается из железа и скрепляется с боковыми щеками болтами.

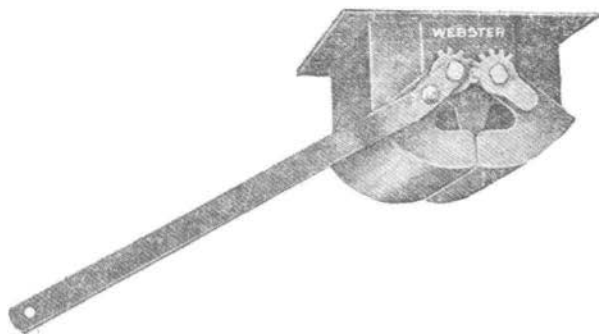


Фиг. 488. Рычажный двухсекторный затвор.

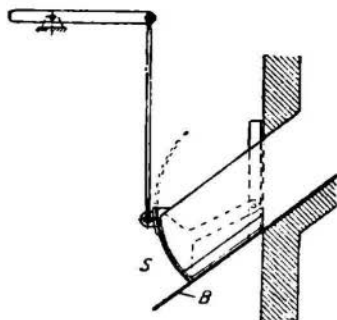
Односекторные затворы дают при открывании одностороннюю струю материала и при больших размерах требуют много времени для полного открывания и закрывания. Поэтому при больших выпускных отверстиях предпочитают ставить двухсекторные затворы (фиг. 488 и 489), в которых сектор разделен на две части, движущиеся при за-



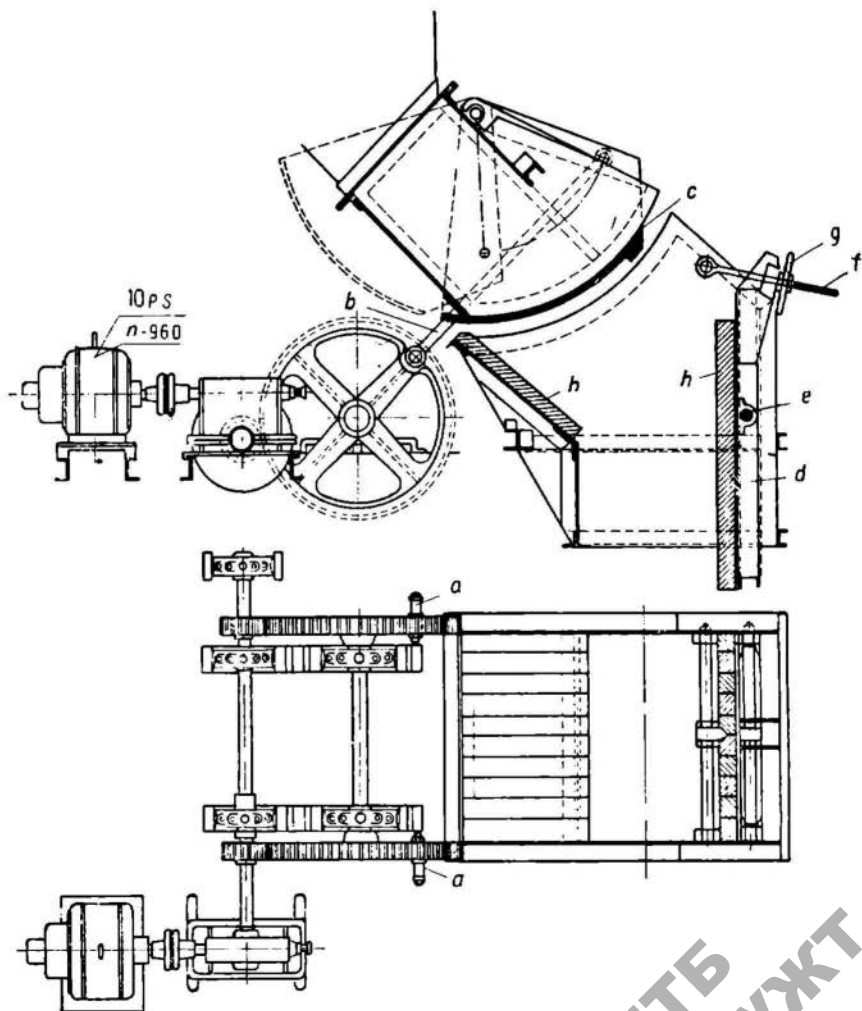
Фиг. 487. Односекторный затвор.



Фиг. 489. Двухсекторный затвор с зубчатым зацеплением.

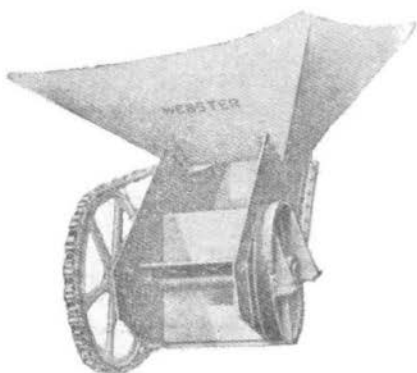


Фиг. 490. Боковой секторный затвор.



Фиг. 491. Секторный затвор с моторным приводом: *a* — цапфа; *b* — шатун; *c* — секторный затвор; *d* — предохранительная стенка; *f* — винтовой шпindel для установки предохранительной стенки.

крывании или открывании в противоположных направлениях. Приводятся они в движение или системой рычагов (фиг. 488) или посредством зубчатых секторов, сцепленных между собой (фиг. 489).

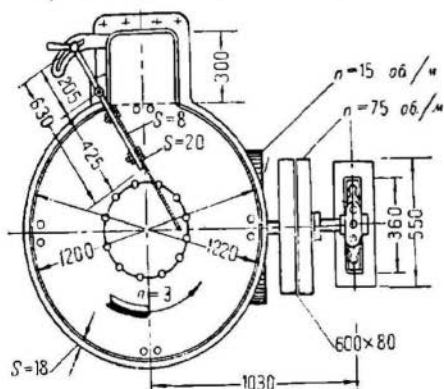
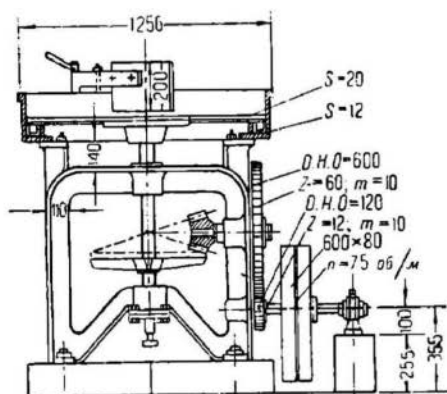
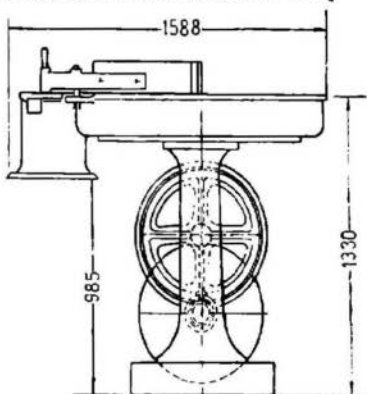


Фиг. 492. Лопастной питатель.

Секторные затворы имеют целый ряд преимуществ перед плоскими задвижками (легкое открывание, большая жесткость и т. п.), но требуют значительно больше места по высоте, чем плоские задвижки вследствие наличия у них выпускной коробки.

Секторные затворы применяются также и при боковом выпуске. На фиг. 490 показана схема секторного затвора при выпуске материалов сбоку.

При очень больших размерах выпускных отверстий и больших количествах пропускаемых через затвор материалов для открывания и закрывания затворов применяется механическая энер-



Фиг. 493. Тарелочный питатель.

гия (электромоторы, пневматические устройства и т.п.).

На фиг. 491 показан односекторный затвор с электрическим приводом.

Если по ходу производства требуется точная регулировка и дозировка потока материала, вытекающего из бункера, устанавливаются так называемые питатели.

Баранный питатель помещается у открытого устья бункера и приводится во вращение приводным меха-

низмом. Гладкий барабан питателя делается такого диаметра, чтобы материал, лежащий на барабане под углом естественного откоса, при остановке барабана не ссыпался с него. При пуске в ход барабана материал, лежащий на нем, сыпается, и количество протекающего материала можно довольно точно регулировать числом оборотов барабана.

Показанные на фигуре отверстия в передней стенке бункера служат для разбивания сводиков, могущих образоваться при вытекании материала.

На фиг. 492 показан сходный по принципу действия с барабанным питателем, но более компактный и лучше действующий лопастный питатель. Вместо гладкого барабана материал подается здесь четырьмя лопастями, закрепленными на валу и образующими четыре кармана, поочередно заполняющихся материалом из бункера.

Числом оборотов лопастного питателя можно также точно регулировать количество подаваемого материала.

Питатели, применяющиеся для питания конвейеров с качающимися ковшами, были описаны выше.

На фиг. 493 изображен тарелочный питатель. Рабочим органом этого питателя является плоский горизонтальный диск, расположенный на некотором расстоянии под открытым выпускным отверстием бункера. Материал лежит на диске свободной кучей в виде усеченного конуса, высота которого равна расстоянию диска от выпускного отверстия, а верхнее, малое основание определяется размером выпускного отверстия.

Боковые поверхности конуса образуются естественным откосом материала.

К спускной воронке питателя прикреплен косо поставленный нож, который врезается в материал при вращении диска и заставляет его стекать с диска в спускную воронку.

Изменением наклона ножа и глубины его врезания в материал, также изменением числа оборотов диска можно очень точно регулировать количество выпускаемого из бункера материала.

Довольно часто применяются также питатели, устроенные совершенно по типу ленточных и пластинчатых транспортеров. Устройство его следующее: короткий пластинчатый или ленточный транспортер расположен непосредственно под бункером и закрывает устье бункера. При движении транспортера он захватывает материал, лежащий на нем, и передает его дальше. Ленточные и пластинчатые питатели применяются обычно при крупных производительностях и при необходимости точной регулировки подачи материала.

Глава 12

ЭКОНОМИКА ВНУТРИЗАВОДСКОГО ТРАНСПОРТА И ВЫБОР ТИПА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

Из всех вспомогательных операций на производстве, органически связанных с общими производственными процессами, внутризаводский транспорт, несомненно, занимает первое место.

Достаточно отметить, что расходы на транспорт в производстве вообще очень значительны, а для отдельных промышленных предприятий доходят до 30—35% общих расходов; в предприятиях же, работающих по принципу поточного производства, транспортные операции так тесно переплетаются с технологическими операциями, что внутризаводский транспорт необходимо расценивать в производстве как неотъемлемую часть самого технологического процесса.

Экономное построение производства требует бесперебойного потока сырья и полуфабрикатов, идущих в предприятии в одном направлении, тщательного соответствия транспортного процесса производственному, коротких путей транспорта, широкого отказа от наиболее дорогого ручного транспорта (к тому же работающего слишком медленно и очень неточно) и построения всей транспортной жизни завода по единой стройной системе. Перебои в транспорте, как правило, ведут к большим или меньшим производственным простоям, которые отражаются на выпуске продукции и отрицательно влияют на дисциплину и темп работ всего предприятия.

Высокие первоначальные затраты на механизированный транспорт окупаются в короткое время экономией на зарплате; кроме того применение быстро работающих механических транспортных средств значительно сокращает потерю времени на транспорт и на прохождение продукции через все стадии производства, что имеет немаловажное значение для всей жизни предприятия.

Все отдельные грузоподъемные и транспортные средства на производственном предприятии должны образовать в общем производственном цикле стройную систему внутризаводского транспорта, тщательно приспособленного к производственному процессу и местным условиям. При этом основной задачей является, конечно, быстрое, надежное, точное и безопасное перемещение транспортируемых грузов с наименьшими денежными расходами.

Система внутризаводского транспорта в промышленном предприятии охватывает следующие процессы:

- 1) разгрузка сырья, горючего (уголь, нефть и т. д.), полуфабрикатов и всех прочих вспомогательных материалов, прибывающих по внешнему транспорту;
- 2) перемещение прибывающих материалов на склады;
- 3) обслуживание складов;
- 4) транспорт материалов со складов к местам потребления (котельная, силовая станция) и производственным цехам;
- 5) транспорт между отдельными производственными цехами;
- 6) транспорт внутри цехов, котельной и т. п.;
- 7) транспорт готовой продукции к складам готовой продукции и обслуживание этих складов;
- 8) транспорт отходов и отбросов производства к складам отходов и отбросов и обслуживание этих складов;
- 9) погрузка готовой продукции и отходов производства в вагоны и прочие оборудования внешнего транспорта для вывоза их к местам потребления.

Многочисленность и разнородность отдельных транспортных процессов, большое различие в технологических операциях на

разных производствах и разнообразие местных условий создали большое количество типов транспортных и грузоподъемных устройств.

При выборе для каждого отдельного случая и для каждого транспортного процесса транспортного или грузоподъемного устройства из массы существующих разнотипных устройств необходимо определять тщательным техническим и экономическим анализом тот тип, который для данного случая является технически наиболее правильным и экономически выгодным, падая на окончательную себестоимость продукции наименьшим накладным расходом.

Основанием для технического анализа типа транспортного устройства должно служить суждение о технической применимости различных устройств для каждого отдельного случая. В первую очередь должен быть сделан выбор между грузоподъемной машиной или транспортным устройством прерывистого действия (кран, вагонетка, подъемник) и транспортным устройством непрерывного действия (транспортёр, конвейер, элеватор).

Факторами подробного технического анализа являются следующие обстоятельства (проф. Спиваковский):

1. *Физические и химические свойства материала.* Груз штучный, кусковой или сыпучий, размеры отдельных штук или кусков материала, хрупкость его, значение возможного при транспортировании крошения, склонность его к слипанию, спеканию и схватыванию, влажность, объемный вес, угол естественного откоса, пылеобразование, температура, химическое действие на транспортные средства и пр.

Соответствие транспортного устройства с физическими и химическими свойствами транспортируемого материала является основным моментом при выборе типа транспортного устройства.

2. *Потребная производительность установки.* В зависимости от производительности установки выбираются типы, допускающие те или иные рабочие скорости. Так например в случае большой производительности может оказаться наиболее применимым ленточный транспортёр, как устройство, дающее наибольшую рабочую скорость, в другом случае, если потребная производительность невелика, наиболее подходящим окажется шнек и т. д.

3. *Длина и направление пути перемещения.* Перемещение материалов в вертикальном, горизонтальном и смешанном направлениях и отклонения в одной или нескольких плоскостях, равно как и длина перемещения, в значительной степени предопределяют тип транспортного устройства.

Способы хранения материала, способы и места подачи его на транспортное устройство, выгрузка его в конечном или промежуточных пунктах.

Особые местные условия и сочетания их с производственными процессами.

К этим условиям необходимо отнести загруженность площадей тех помещений, где намечается установка транспортного устройства, форму и величину свободной площади, рельеф местности, перспективы дальнейшего расширения предприятия, вопросы безопасности и пр.

Сюда же относятся и климатические условия для установок, работающих под открытым небом или в неотопливаемых помещениях, так как вопросы обслуживания, смазки механизмов, возможность смерзания материалов в штабелях и т. п. играют также значительную роль при выборе типа и транспортного устройства.

Факторами экономического анализа являются:

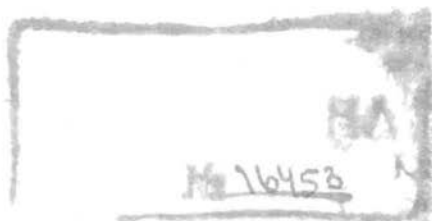
1. Срок амортизации транспортной установки, определяющийся естественным ее износом или ограниченным сроком существования всего предприятия.

2. Интенсивность работы установки и степень ее использования, т. е. число часов в сутки, в течение которых установка должна работать.

3. Стоимость механической энергии и рабочей силы и наличие того и другого.

4. Является ли транспортное устройство импортным.

5. Предполагаемая стоимость ежегодного ремонта, оригинальность или стандартность деталей транспортной установки и т. п.



ДИКЖТ



ИЗДАТЕЛЬСТВО
по черной и цветной металлургии

Металлургия цветных металлов.

Я. И. ГЕРАСИМОВ и А. Н. КРЕСТОВНИКОВ.

Химическая термодинамика в цветной металлургии.

Выпуски I и II.

Под ред. проф. А. В. Раковского и инж. М. В. Зайцева. Рекомендовано
ГУУЗ НКТП СССР в качестве учебного пособия для вузов цветной метал-
лургии.

1933, 298 стр., 4 р.

Н. А. ГОСТЕВ.

Обжиг свинцовых руд и концентратов.

1933, 91 стр., 1 р.

Д-р ФРАНЦ СКАУПИ и инж. В. С. РАКОВСКИЙ.

МЕТАЛЛОКЕРАМИКА.

Изготовление металлических изделий из порошков.

Перевод под ред. с переработкой и дополнениями инж. В. С. Раковского.
Допущено ГУУЗ НКТП СССР в качестве учебного пособия для металлур-
гических вузов.

1933, 67 стр., 85 к.

А. М. КРЕМНЕВ.

**Нормы затрат труда и металла на изделия
из цветных металлов и сплавов.**

Под ред. инж. М. В. Швейцера. 1933, 151 стр., 2 р. 40 к., пер. 60 к.

НТБ
ДНУЖТ



**ИЗДАТЕЛЬСТВО
по черной и цветной металлургии**

ГРАДУСОВ П. И. и МУРАЧ Н. Н.

**Справочник по свойствам и применению
цветных металлов и их сплавов.**

Вып. I, 1933, 190 стр., 3 руб.

ДОНАЛЬД ЛИДДЕЛЬ.

**Справочник металлурга и химика
цветной промышленности.**

Ч. I, пер. с американского издания, 1930 г., измен. и доп., под ред. доц.
Н. Н. Мурач.

1933, 375 стр., 3 руб., пер. 1 р. 25 к.

ДОНАЛЬД ЛИДДЕЛЬ

**Справочник металлурга и химика
цветной промышленности**

Ч. II. Перевод с американского издания, 1930 г., измененного и дополненного,
под ред. доц. Н. Н. Мурач.

1934 г. 399 стр., 3 р. 50 к., пер. 1 р.

А. А. САВИН.

**Справочник по инструментальным
и конструктивным сталям.**

Изд. II, 1933, 250 стр., 3 р. 75 к., пер. 1 р.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
15	1 снизу	$k_z = \frac{\sim S =}{i \frac{\pi b^2}{4}}$	$\alpha_z = \frac{S \sim}{i \frac{\pi b^2}{4}}$
18	9	k_z	K_z
25	Нижний рисунок из Фиг. 27 переместить в отдел скребковых транспортеров		
43	5 сверху	(фиг. 58)	(фиг. 54)
43	9 снизу	(фиг. 56)	(фиг. 48)
52	12	$\frac{Pl}{2} = 0,1 d_2 k_b$	$\frac{Pl}{2} = 0,1 d_2^3 k_b$
56	7 сверху	под углом некоторым φ	под углом φ
56	12 "	(фиг. 81)	(фиг. 88)
72	11 снизу	фиг. 117	фиг. 118
110		Фиг. 185 а	фиг. 86 а и перенести на стр. 54
117	13	$z_2 = 11$	$z_3 = 11$
117	3	$= 0,95 \cdot 0,94 \cdot 0,93 \cong 0,78$	$= 0,95^2 \cdot 0,94 \cdot 0,93^2 \cong 0,78$
122	5 сверху	$M_{из} = Q \left(\frac{h}{2} + 0,4t \right)$	$M_{из} = Q \left(\frac{h}{2} + 0,4t \right)$
122	2 снизу	фиг. 199	фиг. 200
125	11 сверху	$= \frac{Ka}{0,2d_0^3}$	$= \frac{Ka}{0,2d_0^2}$
125	14	$\alpha_0 = \frac{kd}{1,3k_b}$	$\alpha_0 = \frac{k_d}{1,3k_b}$
137	6 снизу	$c = \frac{P_{1-11}}{bt}$	$c = \frac{P_{1-11}}{bt}$
137	10 "	$= 2940 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$	$= 2940 \text{ кг} \cdot \text{см}$
141	7 сверху	(фиг. 228)	(фиг. 227)
142	4 снизу	$= \frac{2 \cdot 10\pi}{70}$	$= \frac{2 \cdot 10\pi}{70\pi}$
167	2	Фиг. 270	фиг. 255
167	19	$P = \frac{1}{a} \left(V_{\mu_1} \cdot \frac{r+r_0}{2} + H_{\mu} r + \right.$ $\left. + 2N_{\mu} \frac{r_3}{R_2} R_1 + 2 N_f \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_2} \right) =$	$P = \frac{1}{a} \left(V_{\mu_1} \cdot \frac{r+r_0}{2} + H_{\mu} r + \right.$ $\left. + 2N_{\mu} \frac{r_3}{R_2} R_1 + 2N_f \cdot \frac{R_1 + R_2}{R} \right) =$
229	12 "	(фиг. 354 и 355)	(фиг. 355 и 355 а)
261	2 "	(фиг. 415)	(фиг. 412)
261	3 "	(фиг. 415)	(фиг. 417)
278	10 сверху	(фиг. 450—451)	(фиг. 451—454)
284	3 "	под углом 8°	под углом 180°
285	21 "	$a = 3600 \text{ бсв} \gamma' \text{ м/час}$	$Q = 3600 \text{ бсв} \gamma' \text{ м/час}$
285	22 "	γ'	γ'
285	1 снизу	(по фиг. 484 и 485)	(по фиг. 463 и 464)
289	26 сверху	(фиг. 496)	(фиг. 474 и 475)

4 р. пер. 60 н.

МЦ — 05 - 5 - 2

Сканировала Семенова Л. А.

НТБ
ДНУЖТ