

622.331.05

Н64 В. Н. НИКОНОВ
ДОЦЕНТ МОСКОВСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ
АКАДЕМИИ им. Л. М. КАГАНОВИЧА

Х63

Проверено

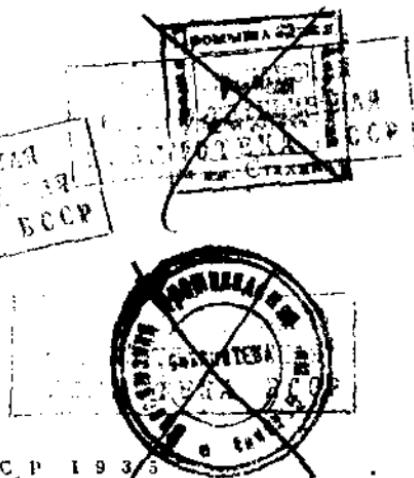
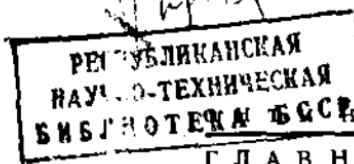
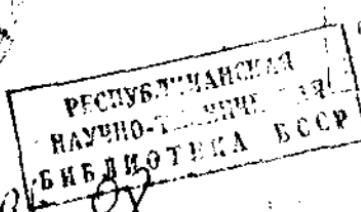
ДЕП

МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФА

ЧАСТЬ 2

ТРАНСПОРТНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ
НА ТОРФОРАЗРАБОТКАХ

58449



ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ
ГОРНО-ТОПЛИВНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
БИБЛИОТЕКА АКАДЕМИИ
СОЦИАЛЬНО-ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ВОСПРОРИЯТИЯ БССР

АННОТАЦИЯ

В книге даны основной расчет и конструкция транспортно-погрузочных машин, применяемых на торфопаргах.

Форма изложения, характер и объем материала позволяют считать данную книгу руководством для инженеров и техников торфопредприятий и учебным пособием для студентов ВТУЗ'ов.

Редактор Г. С. Песков

Сдано в набор 29/X 1934 г.

Формат 62×94^{1/16}

Бум. л. 4+9 вклейк.

Уполн. Главлитта № В-27399

Тираж 2000

Техн. ред. П. .

Подписано к печати 2

Колич. а

Кол. п. зн. в 1 бум

Издат. № 477/568

Л-ка типографии ОНТИ им. Евгения Соколовой. Ленинград, пр. Красных Ком

ПРЕДИСЛОВИЕ

XVII Партийный съезд в своих решениях по второму пятилетнему плане указал, что торфяная промышленность наряду с внедрением механизированных способов добычи торфа должна обратить особое внимание на механизацию подготовительных работ, сушки торфа, а также внутрив заводского транспорта и погрузочно-разгрузочных работ.

Рост торфяной промышленности, ее борьба за снижение себестоимости в настущее время упираются в отсутствие механизации отмеченных съездом наиболее трудоемких процессов добычи и, особенно, транспорта торфа.

Достаточно указать, что стоимость транспорта торфа по узкой колее от места добычи к потребителю составляет почти 100% от стоимости продукции франко-штабель торфопредприятия. Расходы на погрузку, включая загонку и выгонку вагонов с перекладных путей и их переноску, достигают 50% от стоимости торфа. Если учесть, что для транспорта торфа требуется целая армия грузчиков, работающих в непомерно тяжелых условиях, особенно в зимнее время, станет ясным, почему съезд партии особенно подчеркнул необходимость ликвидации этого узкого места.

В торфяной промышленности все транспортные операции можно разделить на две части: а) ближний транспорт (внутрив заводской), в пределах поля добычи, разлива и сушки, и б) дальний транспорт готового торфа по узкоколейной железнодорожной ветви от склада на торфопредприятии к перегрузочным пунктам на железной дороге или пристани, или непосредственно к потребителю.

Ближний транспорт, в свою очередь, разделяется на транспорт полуфабриката (гидромассы, торфа-сырца) на поле сушки и на транспорт готового торфа, с полевому складу (каравану), откуда производится погрузка торфа в вагоны узкой колеи.

Задача настоящей книги состоит в ознакомлении читателя с конструкцией машин, применяемых исключительно для транспортировки готового торфа с поля сушки к каравану и для погрузки торфа в вагоны узкой колеи.

Несмотря на то, что механизация ближнего транспорта готового торфа имеет громадное значение в деле экономии рабочей силы и уменьшения себестоимости, эти и вопросами недостаточно интересовались до последнего времени. Доказательством этого может служить тот факт, что первая опытная машина по транспортировке готового торфа появилась только три года назад.

Постановления XVII Партиконференции и XVII Съезда партии резко изменили отношение к этому вопросу хозяйственников и инженерно-технических работников торфяной промышленности. В настущее время имеется ряд новых типов транспортных и погрузочных машин, часть которых осваивается в производстве, а часть еще находится в стадии испытания.

Нужно отметить, что указанные машины спроектированы и построены базе практических соображений, без разработанной теории и подчас без всяких обоснованных расчетов.

Цель настоящей книги — помимо описания машин, подвести под них к струкцию соответствующую теоретическую базу и дать основной расчет их.

Работа проводится впервые, при отсутствии исследований этого вопроса в Союзе, так и за границей, на основе опыта других отраслей промышленности с соответствующим корректированием данных применительно к торфу.

Естественным следствием такого положения является неполнота разработки вопроса, поэтому организация и проведение научно-исследовательских работ в области погрузочно-транспортных машин является неотложной необходимости.

УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Глава 1

МАШИНЫ ПЕРВЫХ МОДЕЛЕЙ

Готовая продукция торфа при существующих способах добычи получается или в виде кирпичей длиной 180—220 мм, шириной 70—110 мм и высотой 60—80 мм (машинно-формованный и гидравлический торф), или в виде крошки размером до 15 мм в диаметре (фрезерный торф).

При кусковом торфе назначение уборочно-транспортных машин состоит в сборке высохшего, примерно до 50—45% влажности, торфа, расположенного на полях сушки в клетках по 25—60 кирпичей в каждой, с количеством сухого торфа на 1 м² площади порядка 10—18 кг.

При фрезерном способе добычи уборочно-транспортные машины производят уборку торфа влажностью 45—40% или непосредственно из расстила еюем до 15—20 мм, или предварительно собранного в грядки и небольшие кучи. В этом случае плотность расположения торфа по площади составляет от 2,5 до 4 кг на 1 м².

В связи с разбросанностью торфа на больших площадях полей сушки машины по уборке и внутреннему транспорту торфа должны быть подвижного типа.

Существующие конструкции уборочно-транспортных машин можно разбить на два типа по способу их передвижения: на машины с периодическим перемещением и непрерывным.

Уборочно-транспортные машины с периодическим передвижением по существу являются подвижными транспортерами, состоящими из следующих элементов: а) рабочие органы (бадья), б) тяговые органы (трос, чешуйчатое полотно, балатная лента), в) желоб, г) привод, д) натяжное приспособление и е) поддерживающая передвижная конструкция. Загрузка транспортируемого материала производится по всей длине транспортера обычно ручным способом. Разгрузка соорудоточена в одном месте, и транспортируемый торф собирается в штабеля или караваны.

Машины с непрерывным передвижением, в отличие от указанных, имеют кузов (прицепной или смонтированный на самой машине), который по мере передвижения машины заполняется собираемым торфом, после чего машина подходит к штабелю, где производится выгрузка торфа.

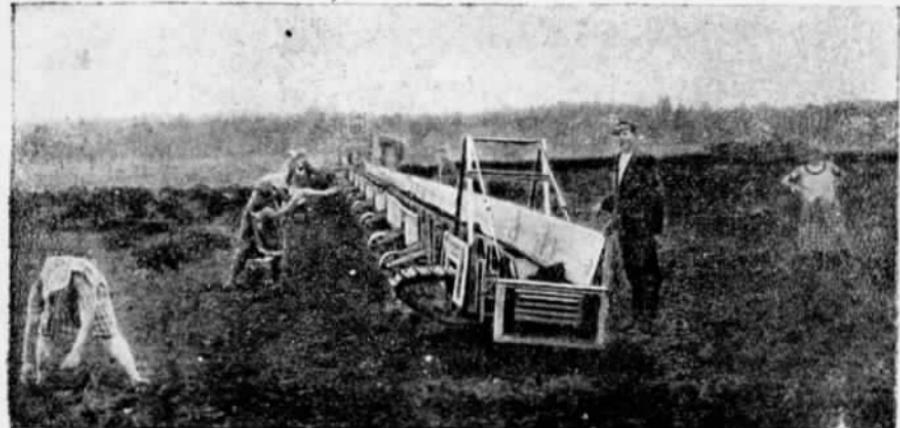
Таким образом, у уборочно-транспортных машин второго типа, кроме указанных ранее элементов, имеется кузов и рабочий аппарат для сборки торфа.

с поля сушки. Элементы транспортеров в этих машинах служат для передачи торфа от рабочего аппарата к кузову и для разгрузки его.

Первой машиной, примененной для уборки сухого кускового торфа из клеток в штабеля, был транспортер германской фирмы «Hesepor Torfwerk», общий вид которого показан на фиг. 1.

Этот транспортер рассчитан для работы по сборке торфа, выработанного баггером Виланда. Транспортер состоит из трех элементов¹: головной части, задней натяжной тележки и горизонтального лоткового транспортера.

Головная часть (фиг. 2) представляет собой клепаную платформу **1**, покоящуюся на двух гусеницах **2** с опорной поверхностью $5,46 \text{ м}^2$ (в первой конструкции, испытанной на Редкинской опытной станции Института, опорная поверхность гусениц равнялась $3,92 \text{ м}^2$). Общий вес головной части равен $7,5 \text{ т}$, таким образом, удельное давление на почву составляет $0,14 \text{ кг}/\text{см}^2$. На платформе головной части укреплен наклонный элеватор **3** длиной $8,3 \text{ м}$; верхний



Фиг. 1. Общий вид транспортера „Hesepor Torfwerk“.

конец элеватора подведен к стальному тросу, проходящему через блоки, образующие полиспаст, и наматываемому на барабан ручной лебедки, установленной на той же платформе. При помощи лебедки элеватор может изменять угол наклона в пределах от 0 до 24° . При максимальном угле наклона верхний конец элеватора располагается на высоте 4 м от поверхности болота.

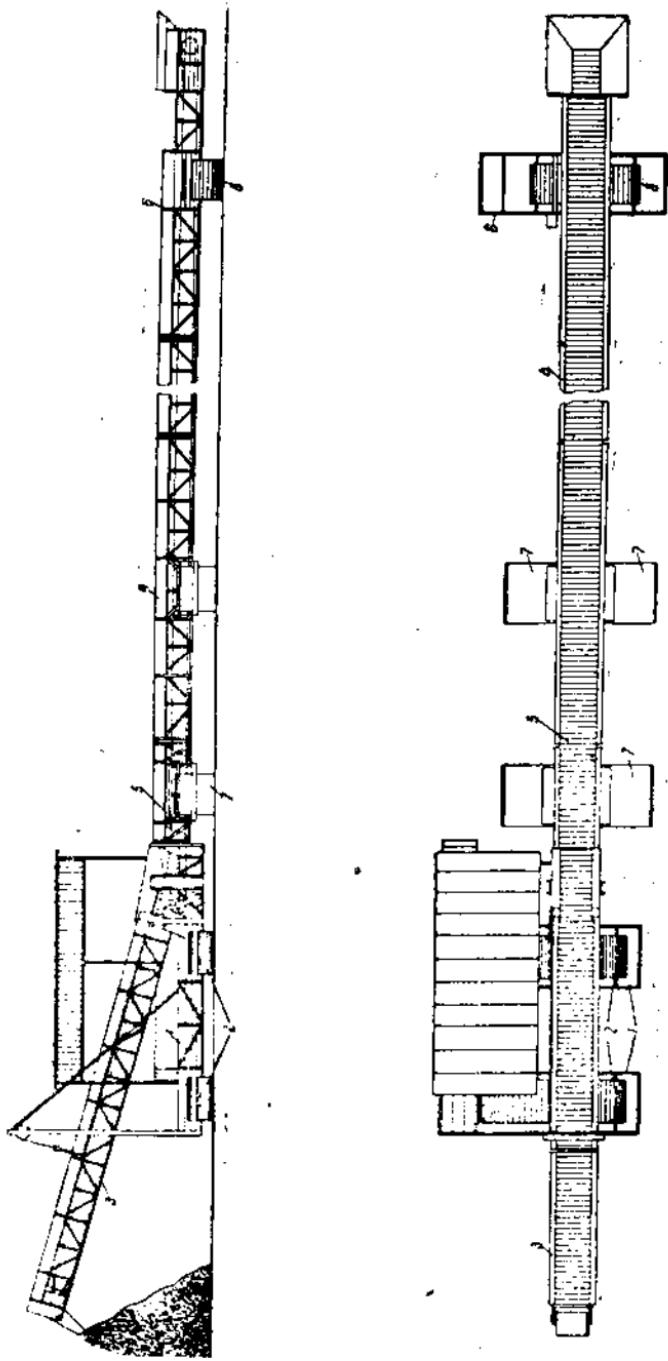
Наклонный элеватор служит продолжением горизонтального лоткового транспортера и имеет назначение поднимать транспортируемый торф или с целью загрузки его непосредственно в открытые вагоны узкой колеи, или с целью укладки в штабеля с естественными стенками откоса.

Горизонтальный элеватор состоит из восьми 6-м элементов **4** и одной 2-м части **5**, расположенной в месте соединения горизонтального элеватора с наклонным, и одной конечной части **6** длиной $6,45 \text{ м}$.

Каждый элемент транспортера представляет собой клепаную или сварную раму, сверху которой располагается открытый желоб шириной 820 мм (у транспортера,

¹ Журнал „Торфяное дело“ за 1928 г., № 5 и 12, статьи инж. В. И. Зайцева и за 1929 г., № 5, статья инж. Л. А. Ремизова.

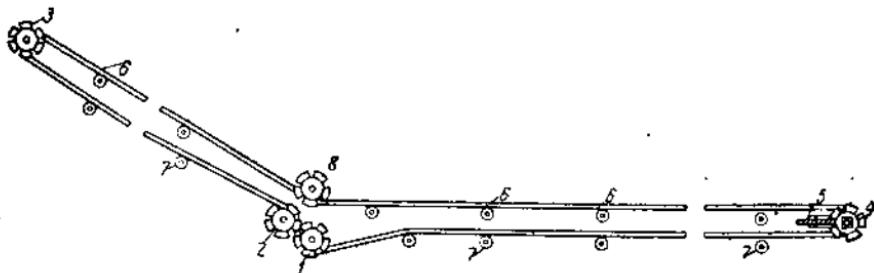
Фиг. 2. Схема транспортера „Hesper Torfwerk“.



испытанного на Опытной станции, ширина желоба 450 м.м.). Дно желоба образует рабочая ветвь чешуйчатого полотна, перемещающаяся со скоростью 0,83 м/сек.

Элементы транспортера соединяются между собой болтами. Каждая 6-я, а также и 2-я часть транспортера опирается на два ходовых колеса 7 диаметром 800 м.м. и шириной 950 м.м., поставленных по обе стороны рамы транспортера¹. Обод колес выполнен из рифленого листового железа, во избежание пробуксовывания по поверхности болота. Конечная часть транспортера, по конструкции не отличающаяся от 6-й элементов, поставлена на опорную гусеницу 8.

По всей длине горизонтального и наклонного элеваторов проходит бесконечное чешуйчатое полотно, которое и несет на себе забросанные в желоб торфяницами куски торфа. Полотно представляет собой двухрядную длиннозвенную цепь с прикрепленными к ней штампованными волнообразными планками.



Фиг. 3. Схема движения полотна транспортера „Neserer Torfwerk“.

Движение цепи вдоль элеватора осуществляется при помощи пары ведущих звездочек 1 (фиг. 3), которые установлены на нижней ветви цепи и ось вала которых совпадает с осью подъема и опускания наклонного элеватора. Для обеспечения полного сцепления зубцов ведущих звездочек с цепью полотна установлена пара прижимных звездочек 2. В верхнем конце элеватора установлены две направляющие звездочки 3, в конце горизонтального элеватора расположаются натяжные звездочки 4 с натяжным механизмом 5. Вдоль всей длины наклонного и горизонтального элеваторов для поддержания полотна от провеса установлены для каждого ряда опорные ролики 6 и 7 диаметром для верхней ветви полотна — 250 м.м., для нижней — 70 м.м.

В месте перехода верхней ветви полотна от горизонтального в наклонное положение установлена пара направляющих звездочек 8.

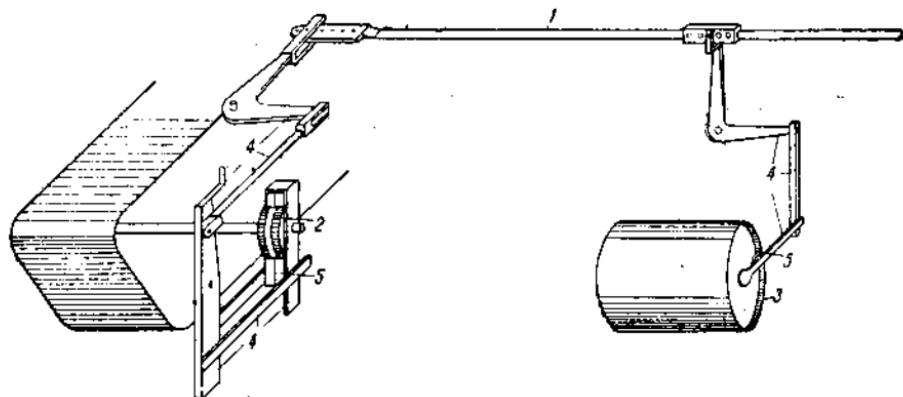
Элеваторное полотно приводится в движение, как и остальные механизмы, от двигателя внутреннего сгорания мощностью 36 НР², с числом оборотов 1 200 в минуту, установленного на подвиге головной части. Схема передачи движения элеваторному полотну транспортера первой конструкции отличается от только что описанной тем, что ведущий вал с ведущими звездочками установлен в верхней части наклонного элеватора, а в месте перехода полотна из

¹ У транспортера первой конструкции, испытанного на Опытной станции, каждая 6-я часть лоткового транспортера имеет одно ходовое колесо, расположенное сзади по ходу, и два небольших опорных колеса без принудительного вращения, расположенных спереди рамы.

² Как выяснилось при испытании, указанная мощность двигателя оказалась недостаточной, поэтому впоследствии были установлены двигатели более мощные.

горизонтального в вертикальное положение как на нижней, так и на верхней ветви установлены направляющие звездочки.

Поступательное движение транспортера осуществляется следующим образом. От того же двигателя через ряд передаточных элементов получает прямолинейно-возвратное движение штанга 1 (фиг. 4), выполненная из трубы и идущая вдоль всего транспортера. На ведущих валах гусениц головной и задней тележек транспортера помещены храповые колеса 2, а с внутренней стороны обода ходовых колес 6-и элементов имеются храповые венцы 3. При помощи системы рычагов 4, рабочих 5 и тормозных собачек достигается движение гусениц и ходовых колес, а следовательно, и перемещение всего транспортера. Путем изменения соотношений длин плеч рычагов можно регулировать скорость передвижения каждой гусеницы и ходового колеса, чем и достигается равномерное перемещение всех составных элементов транспортера. Поворот транспортера на требуемый угол вилоть до 180° около головной части или задней тележки осуществляется путем уменьшения поступательной скорости



Фиг. 4. Схема передачи движения ходовым элементам транспортера.

соответствующих элементов с таким расчетом, чтобы ближе расположенные к оси поворота элементы перемещались медленнее, а поступательная скорость тележки, вокруг которой осуществляется поворот, была выключена. Уменьшение поступательной скорости элементов, помимо изменения соотношения длин плеч рычагов, достигается путем периодического откidyивания рабочих собачек.

Изменение поступательной скорости всего транспортера осуществляется путем изменения соотношения длин плеч рычага, передающего движение штанге, чем достигается изменение амплитуды колебания этой штанги, в результате чего рабочие собачки за каждое колебание могут производить поворот колеса на разный угол, благодаря наличию двух рабочих и двух тормозных собачек у каждого колеса. Длина собачек рассчитана таким образом, что в каждый отдельный момент захват зубца храповика производят одна из собачек. Таким образом, при изменяющейся амплитуде колебания штанги рабочие собачки за одно колебание производят поворот колеса в пределах от одного до двух зубцов, при этом поступательная скорость транспортера изменяется от 26 до 52 м/час.

Транспортер, испытанный на торфопредприятии "Шатурский гидроторф", в отличие от первых моделей, имеет поступательное движение в обе стороны.

Движение осуществляется от качающейся штанги путем вращения заднего по ходу машины колеса у каждого элемента; передние колеса в этом случае служат только как опорные. При обратном движении от той же штанги вращаются другие колеса, храповые зубцы которых направлены в обратную сторону. Для обратного движения гусениц головной и задней тележек храповой механизм имеет второе храповое колесо с другим направлением зубцов.

Работа транспортера состоит в следующем: при движении машины вперед работницы, расставленные вдоль всего лоткового транспортера, забрасывают вручную торф в желоб на ленту. Лента перемещает на себе торф сначала в горизонтальном направлении к головной части, а после — по наклонному элеватору. Падая с элеватора, торф образует штабель с естественным откосом. Иногда торф непосредственно грузится в установленные под элеватором открытые вагоны. При небольшой высоте штабеля или вагона наклонный элеватор опускается, во избежание дробления торфяных кирпичей.

Пропускная способность транспортера последней конструкции рассчитана на 100 m воздушно-сухого торфа за час чистой работы. Практическая производительность зависит от количества работающих работниц и плотности расположения торфа на площади, т. е. от количества торфа, приходящегося на 1 m^2 поля.

При испытании на Опытной станции Института часовая производительность транспортера при плотности расположения торфа на поле от 10 до 12 kg на 1 m^2 и при 16 работницах достигала 20,6 m за час чистой работы, или 1,3 m на каждую работницу; при более уплотненном расположении торфа — 30—35 kg на 1 m^2 — производительность работницы доходила до 2,88 m за час чистой работы.

Недостатком транспортера, в силу которого он не имел широкого применения, является малая рабочая длина (62 m вместе с наклонным элеватором). При существующих способах добычи кускового торфа указанная длина транспортера не соответствует длине поля сушки, а следовательно, не может быть обеспечена уборка всего торфа за пределы этого поля.

На торфопредприятии „Шатурский гидроторф“ была испытана последовательная работа двух, трех и четырех транспортеров на общую длину до 240 m^1). Опыт показал, что согласованной работы более чем спаренных транспортеров трудно достичь. В этом случае коэффициент использования машин частично снижается, что применение торфособирателей становится нерентабельным.

В сезоне 1934 г. на том же предприятии транспортера «Несерег Торфwerk» был существенным образом изменен с целью увеличения рабочей длины до 96 m , поступательной скорости до 60 $m/\text{час}$ и уменьшения линейной скорости полотна до 0,5 $m/\text{сек}$. Указанные изменения вызвали необходимость заменить также двигатель на больший — мощностью 50 HP (завода ХТЗ).

В измененном виде транспортеры, получившие название ЛТШ (лотковый транспортер шатурского типа), должны работать спаренно на общую длину сборки около 200 m , а при круговом проходе это дает возможность собирать торф в караваны с площади шириной 400 m .

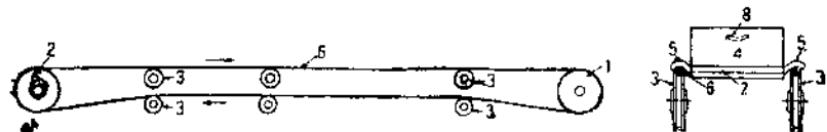
Опыт (правда кратковременный) торфопредприятия „Шатурский гидроторф“ в сезоне 1934 г. показал, что в измененном виде транспортер этой конструкции найдет себе более широкое распространение.

Кроме транспортера „Несерег Торфwerk“, для сборки сухого торфа с полей сушки в штабеля-караваны был использован подвижной канатный транспортер

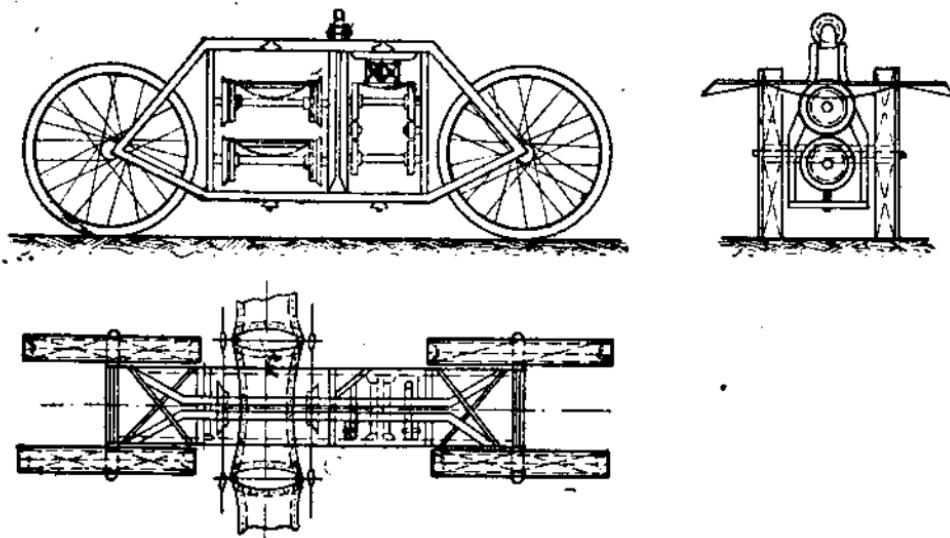
¹ См. статью инж. А. Поручикова в журнале „Торфное дело“ № 6—7 за 1930 г.

системы Инсторфа¹, применяемый для транспорта сырого торфа от машины на поле стихии при элеваторном и баггертном способах добычи.

Ведущие блоки 1 (фиг. 5) транспортера были смонтированы на отдельной тележке, где также был установлен электромотор 10 НР и редуктор, передающий движение от двигателя ведущему валу транспортера. Задняя тележка с ведомыми блоками 2 и промежуточные опоры с опорными роликами 3 остались без изменения. Транспортирование торфа производилось в деревянных ящиках 4 емкостью 0,03 м³, дно которых представляло собой подкладную доску 7 для сырых кирпичей торфа. С нижней стороны дна прибиты две планки с выходящими за боковые пределы изогнутыми концами-лапками 5, которыми



Фиг. 5. Схема работы транспортера Инсторфа с грузовыми ящиками.



Фиг. 6. Комбинированный подвижной транспортер.

ящик устанавливался на стальные канаты 6. Для удобства установки на канаты и снятия с них ящики имеют ручки 8. Принцип работы данного транспортера заключается в том, что нагруженные вручную торфянцами ящики устанавливаются лапками на нижние канаты, которые перемещают груженые ящики к задней тележке. Около задней тележки работники снимают и относят ящики к штабелю. После разгрузки порожние ящики ставятся лапками на верхние канаты и ими транспортируются к месту погрузки.

¹ О канатном транспортере Инсторфа см. журнал "Торфяное дело" за 1929 г., № 1, статья И. В. Зайцева „Результаты испытания комбинированной элеваторной установки, № 2, статья С. Г. Соколова „Усовершенствованная элеваторная установка", а также „Труды Научно-исследовательского торфяного института", вып. 10, статья И. Зайцева „Теоретическое исследование канатного транспортера".

Описанный транспортер не нашел широкого применения в производстве в силу того, что в то же время был испытан бадьевой транспортер, давший лучшие показатели и имевший преимущества перед ранее испытанными машинами.

Ввиду преимуществ бадьевого транспортера системы Инсторфа не было также осуществлено предложение В. Д. Бирпичникова и И. Д. Соколова о комбинированном подвижном транспортере для одновременной отвозки сырых кирпичей на поле стилки и сухого торфа за пределы его¹. Предложенный комбинированный транспортер по существу состоит из двух транспортеров — одного для отвозки сырого торфа от машины (по принципу работы и по конструкции схож с транспортером Инсторфа) и другого, расположенного впереди по ходу машины и служащего для отправки за пределы поля сушки собираемого из клеток торфа. Этот транспортер отличается от первого лишь тем, что к его канатам укреплены брезентовые фартуки, в которые торфяники вручную забрасывают торф (фиг. 6).

Глава II

ПОДВИЖНОЙ КАНАТНО-БАДЬЕВОЙ ТРАНСПОРТЕР СИСТЕМЫ ИНСТОРФА

Описание конструкции

Назначение канатно-бадьевого транспортера² состоит в транспортировании готового торфа (фрезерного или кускового) с поля добычи или сушки в штабеля, располагающиеся вдоль подъездного пути.

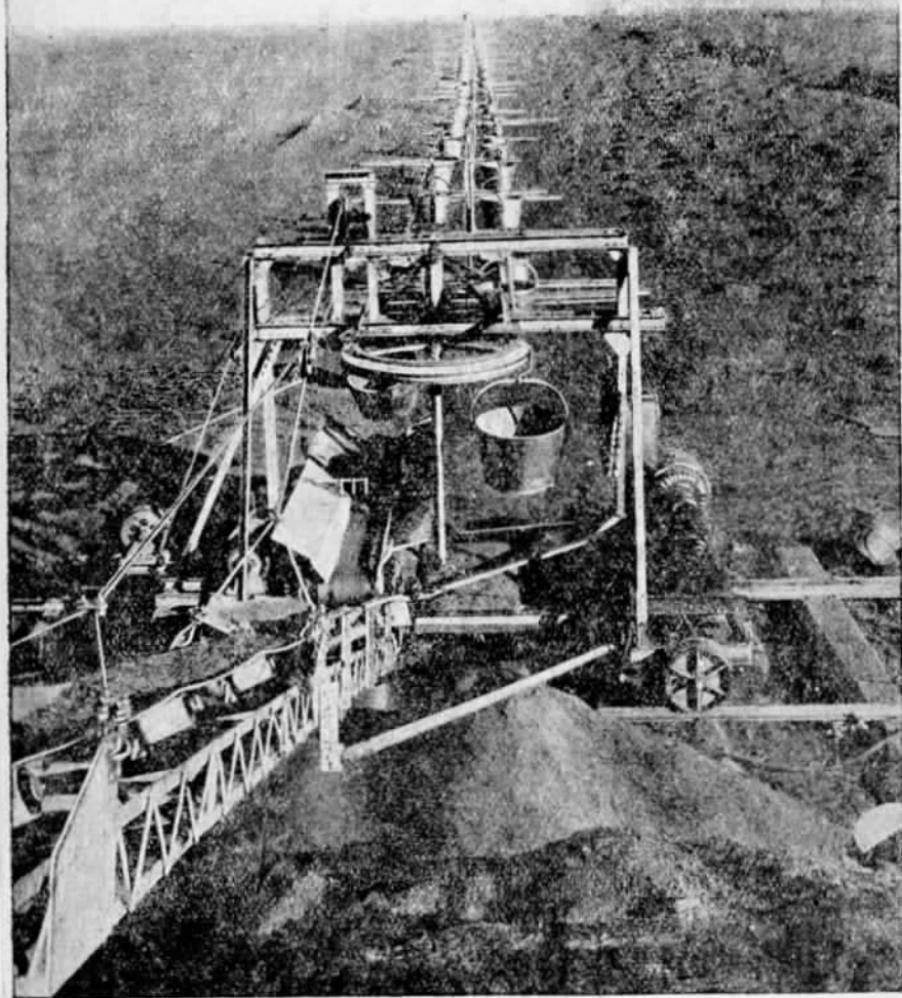
По принципу работы транспортера напоминает канатную подвесную дорогу, где несущий и тяговой канаты заменены одним, на котором подвешены бадьи, перемещающиеся вместе с канатом за счет трения (фиг. 7).

Устройство транспортера заключается в следующем: бесконечный стальной канат 1 (фиг. 8) огибает два ручейковых горизонтальных блока 2 и 3, один из которых (2) — ведущий — расположен на головной части, второй (3) — ведомый — смонтирован на задней тележке, отстоящей от головной части на расстоянии до 500 м. Ведущий блок, вращаясь через ряд передач от двигателя, приводит в поступательное движение канат 1, натянутый с некоторой силой натяжным механизмом, установленным на задней тележке. По всей длине между крайними тележками для удержания каната от провеса на определенном расстоянии друг от друга установлены промежуточные опоры 4, имеющие по два поддерживающих (5) и прижимных (6) ролика.

Ведущая ветвь каната служит для транспортирования груженых, а ведомая — порожних бадей 9, подвешенных на канате при помощи крючков. Груженые бадьи, подходя к ведущему блоку, опрокидываются, и содержащее их высыпается в воронку приемного горизонтального ленточного элеватора 7, из которого торф поступает в наклонный элеватор 8. При помощи последнего торф поднимается исыпается за пределы головной тележки в штабель 10. Как приемный, так и наклонный элеваторы смонтированы на головной тележке и приводятся в движение от того же двигателя, что и ведущий канатный блок.

¹ «Торфяное дело» № 6, 1929, стр. 219.

² «Торфяное дело» № 2 — 3, 1930, стр. 92 — 105.



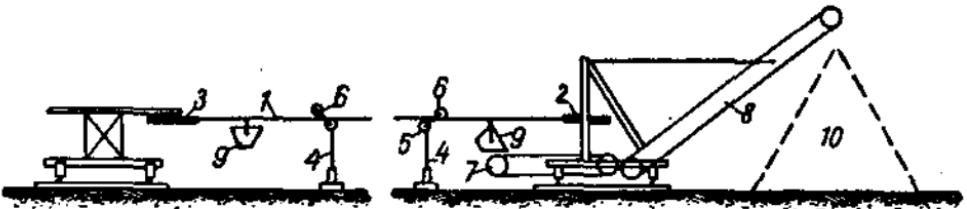
Ф и г. 7. Общий вид канатно-бадьевого транспортера.

После разгрузки порожние бадыгиги огибают ведущий блок, проходят по ведомой ветви каната вдоль всего транспортера, огибают ведомый блок и поступают на ведущую ветвь каната, где происходит их загрузка.

Нагрузка бадиги торфом производится работниками, расставленными вдоль всего транспортера, которые нагружают торф в корзины и из них торфом нагружают бадыги. Иногда применяется способ загрузки, при котором бадыги снимаются с каната, нагружаются полностью торфом и груженными подвешиваются опять на канат.

Первый способ загрузки — более легкий для обслуживающего персонала и обеспечивающий равномерное расположение бадиги на канате, однако, в этом случае не гарантируется полное использование тары, так как отдельные бадыги будут поступать к месту разгрузки неполностью нагруженные.

По мере освобождения от торфа рабочего поля транспортер передвигается вперед, чтобы избежать подноски торфа при загрузке бадиги. Поэтому головная и натяжная тележки, а также промежуточные опоры устроены подвижными, причем для перемещения всего транспортера достаточно сообщить поступательное движение крайним тележкам; промежуточные же опоры благодаря натяжению рабочих и натяжного канатов устанавливаются по прямой линии между тележками.



Фиг. 8. Схема работы канатно-бадьевого транспортера.

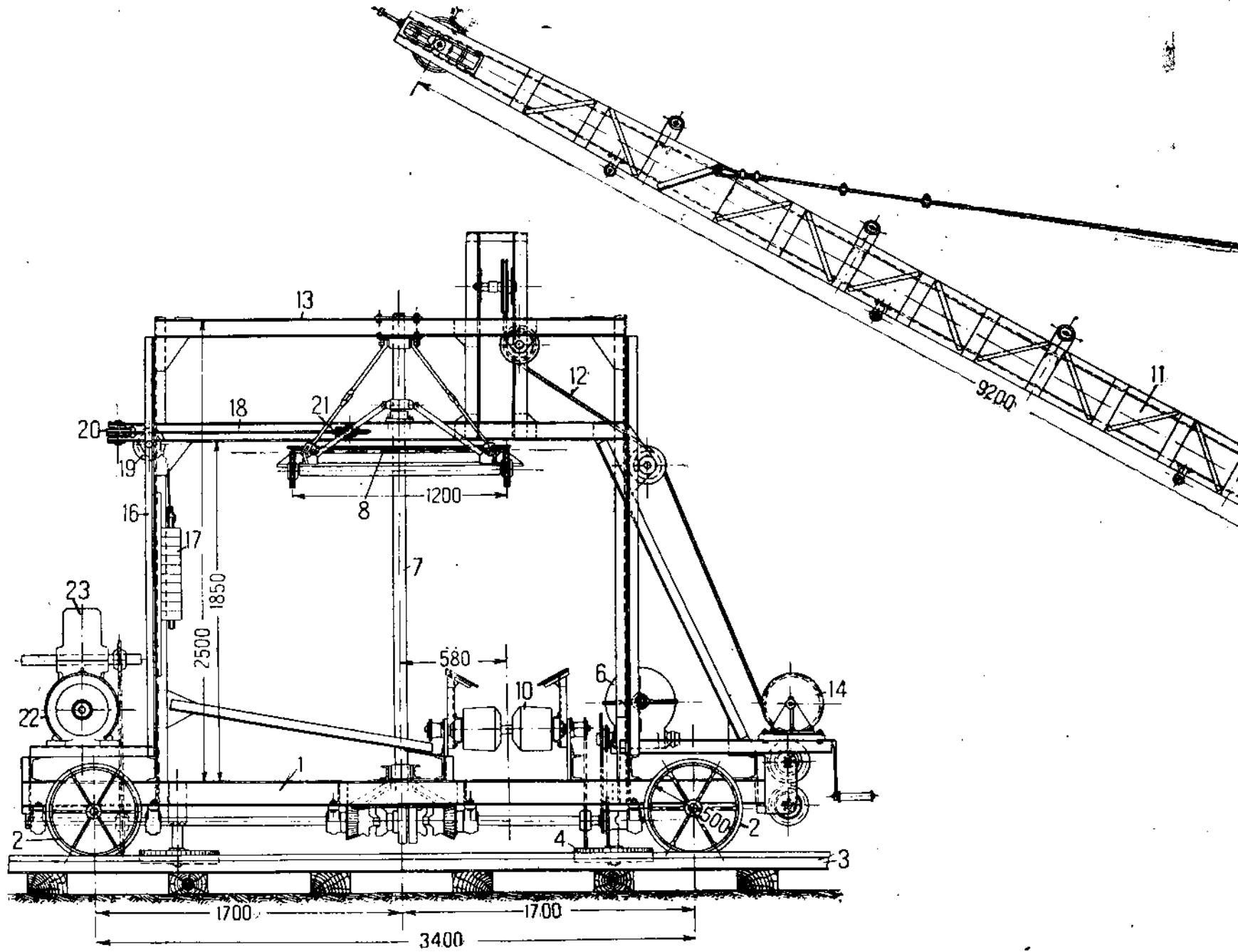
Головная тележка. Головная тележка транспортера представляет собой железную раму 1 (фиг. 9), покоящуюся на четырех ходовых колесах 2, на которых происходит передвижение тележки по рельсам 3, тяжелого типа. Во избежание стаскивания (под действием натяжения канатов) тележки, кроме того, имеет два колеса 4 с вертикальной осью, которыми упирается в боковую часть головки внутреннего рельса. Для предотвращения опрокидывания (кантовки) рельса и стаскивания его вдоль шпал внутренний рельс укрепляется в шпалах с помощью башмаков.

Передвижение тележки осуществляется приводной лебедкой 6, на барабан которой наматывается стальной канат, укрепленный свободным концом к якорю, заделанному впереди тележки. Тележка, в зависимости от условий, передвигается или по постоянному, или по переносному путям. При переброске транспортера на новый участок ходовые колеса тележки смещаются на своих осях с таким расчетом, чтобы передвижение было осуществлено по железнодорожным путям узкой колеи (750 мм).

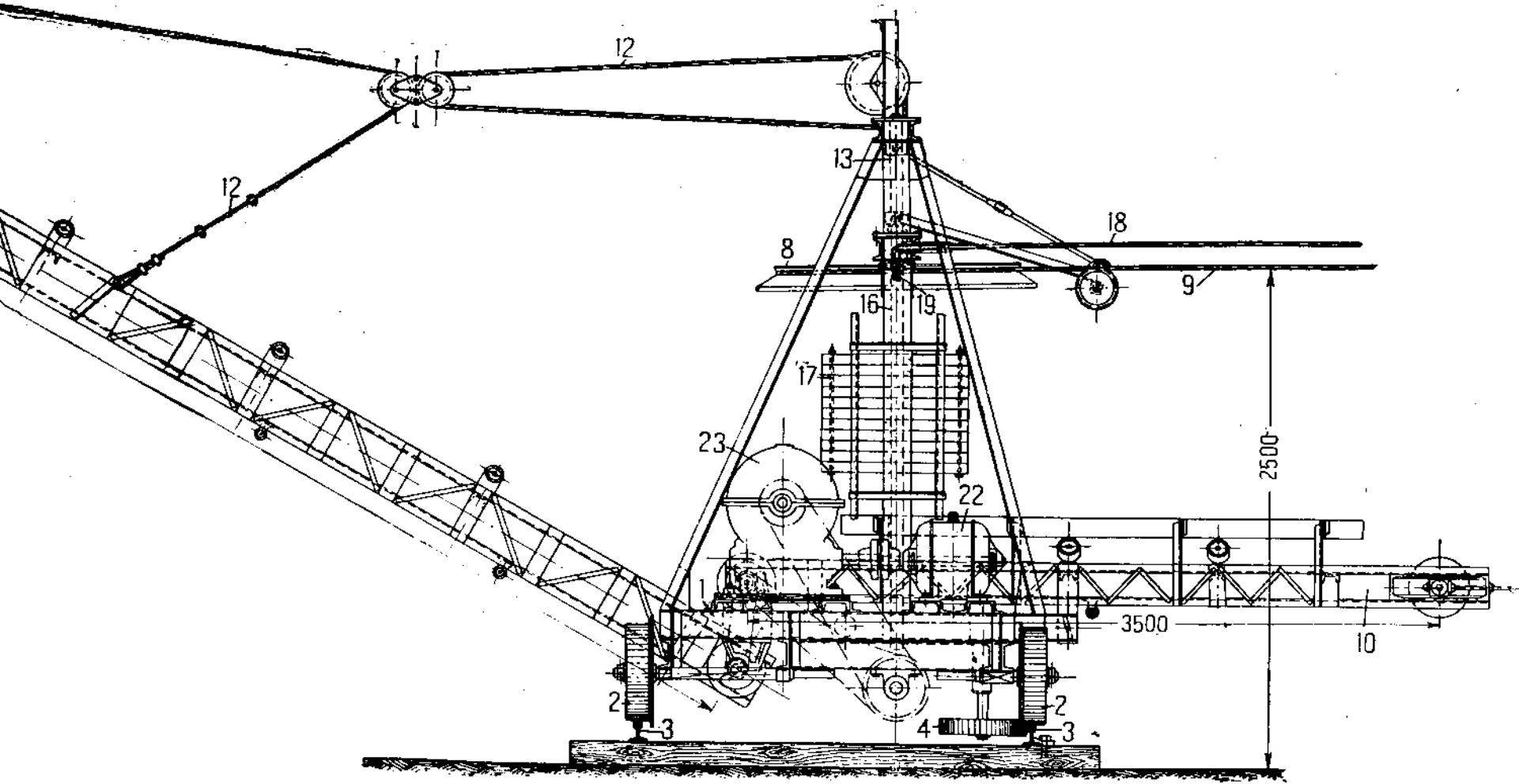
В первой модели транспортера головная и натяжная тележки имели плоские ходовые колеса, перемещающиеся по настилу из досок, но от такой конструкции пришлось отказаться, так как практика показала ее неудобства.

Последний проект (пока еще не осуществленный) предусматривает более удобный и совершенный гусеничный ход как для головной, так и для натяжной тележек.

В центральной части головной тележки установлен вертикальный вал 7, наверху которого укреплен канатный блок 8, приводящий в движение рабочий канал 9.



Зак. 3465. Машины для добывки торфа.



Ф и г. 9. Конструкция головной части транспортера.

Под набегающей ветвью рабочего каната на головной тележке установлен горизонтальный приемный элеватор 10 длиной 3,5 м.

В внешней части головной тележки одним концом укреплен наклонный элеватор 11 длиной 9,20 м, второй конец которого подвешивается при помощи тросов 12 к козелкам 13 тележки. Для устранения боковых колебаний при работе элеватор соединен с рамой тележки при помощи подкоса. Этот подкос укреплен к раме на шарнире, ось которого совпадает с осью подъема элеватора, благодаря чему последний может свободно изменять угол наклона при помощи ручной лебедки 14, установленной на раме головной тележки.

Около одной из стоек 16 козелков, на стальном канате 18 для обеспечения постоянного натяжения его подвешивается груз 17. Канат 18, огибая направляющие ролики 19, 20 и 21, проходит через глазки направляющих угольников промежуточных опор к барабану ручной лебедки, находящейся на натяжной тележке, и служит для удержания опор от падения и вращения.

В задней (по ходу) части рамы тележки установлены двигатель 22 и редуктор 23.

Горизонтальный и наклонный элеваторы. Как было указано, в горизонтальный элеватор торф поступает из бадей, которые при проходе над элеватором опрокидываются, причем опрокидывание бадей производится вручную, так как спроектированное устройство для механической разгрузки бадей в виде упора для нижней части тары себя не оправдало. Благодаря небольшому трению между крючком подвеса бади и канатом бадья, дойдя до упора, останавливается, не опрокидываясь; обделка крючков с внутренней стороны резиной или лентой феррадо улучшает положение, но отдельные бади, особенно не полно нагруженные, также останавливаются. Более рациональное, еще не осуществленное, предложение для механического опрокидывания состоит в соединении между собой всех бадей пассивным тросиком. В этом случае разгрузка их будет обеспечена; в том же расстояние между бадьми при всех обстоятельствах будет сохранено постоянным, что очень важно для нормальной работы транспортера.

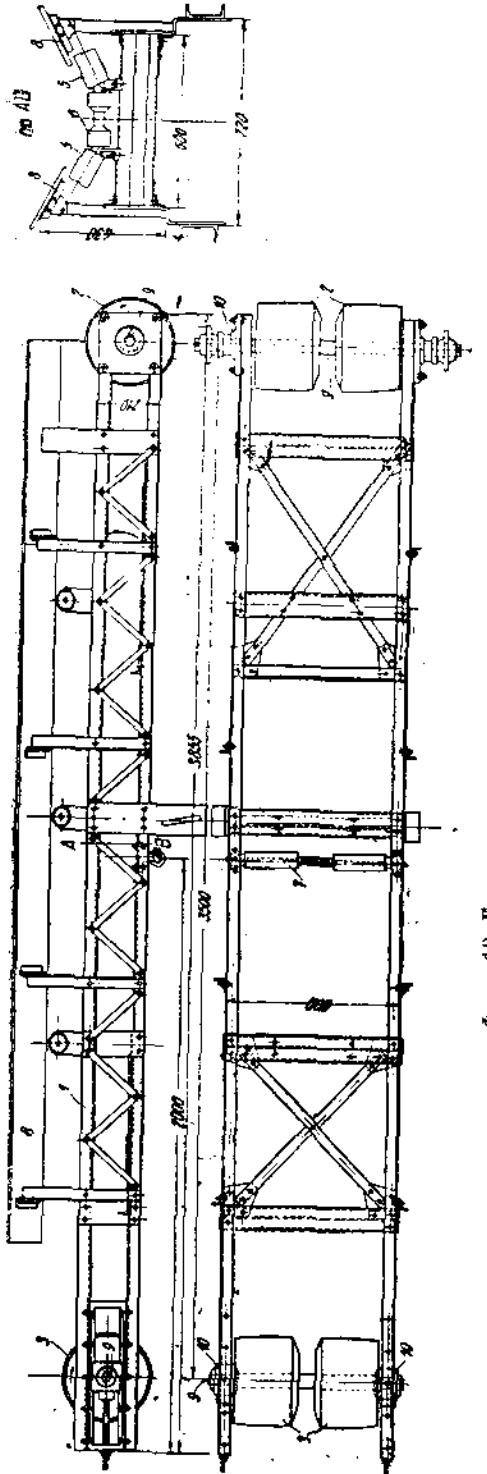
Горизонтальный элеватор представляет собой выполненную из углового железа ферму 1 (фиг. 10), на одном конце которой установлен приводной (2), а на другом натяжной (3) барабаны. Эти барабаны огибает бесконечная лента шириной 500 м.м. Лента натягивается натяжным барабаном 3 при помощи упорных болтов и приводится в движение трением от приводного барабана 2.

Для удержания ветвей ленты от провеса устанавливаются два опорных ролика на груженой и один на холостой ветвях. Ролик для верхней (груженой) ветви состоит из трех отдельных роликов: двух крайних 5, установленных под углом в 25°, и среднего 6, расположенного горизонтально. Благодаря этому груженая ветвь ленты получает корытообразную форму, что дает возможность увеличить производительность элеватора при той же ширине и поступательной скорости ленты. Холостая ветвь ленты имеет обыкновенный прямой ролик 7.

С целью предотвратить потери торфа при высыпании его из бадей в элеватор почти вдоль всего элеватора с обеих сторон установлены наклонные щиты 8, образующие воронку.

Наклонный элеватор, имеющий назначение поднимать торф в штабель, по конструкции сходен с горизонтальным. Длина его берется из расчета высоты штабеля, образуемого за время срока работы при предельном угле наклона элеватора в 30—32° (при большем угле наклона торф будет скользить по ленте обратно).

Опорные ролики для груженой ветви установлены на расстоянии 1 250—1 500 м.м., для порожней расположение роликов более редкое — 1 640 м.м.



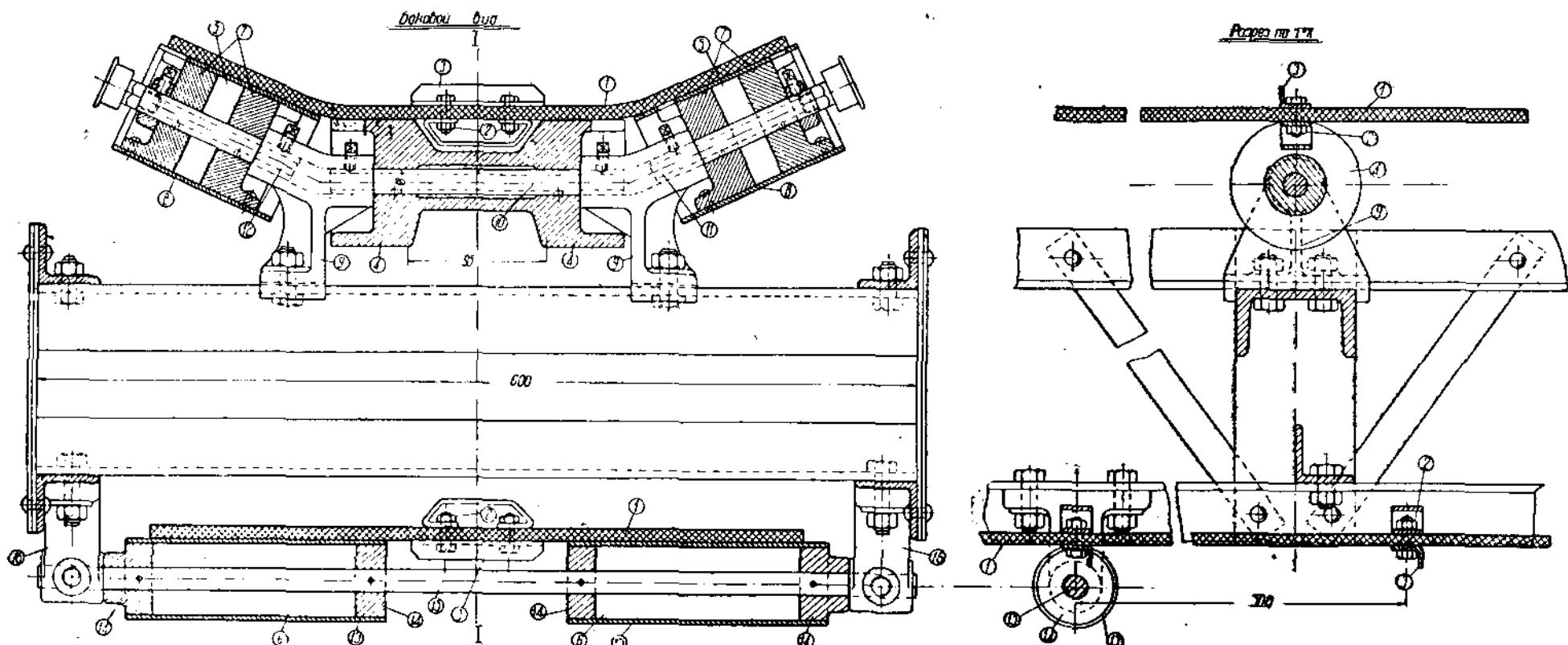
Фиг. 10. Конструкция горизонтального ленточного электротора.

С целью препятствовать обратному скольжению торфа вдоль ленты 1 (фиг. 11) по середине ее на определенном расстоянии друг от друга укрепляются при помощи двух болтов 2 угольники 3. Конечные барабаны и опорные ролики для груженых ветвей элеваторов¹ сконструированы с учетом свободного прохода болтов 2, а опорные ролики для холостых ветвей — с учетом прохода угольников 3. Для этого средний ролик 4 груженой ветви, отлитый чугунным, имеет канавку, а ролик 6 для холостой ветви состоит из двух частей, укрепленных по концам валика 15.

Из фиг. 11 видна конструкция и крепление опорных роликов к ферме элеватора. Боковые ролики 5 верхней ветви имеют по два фланца 7, на которых закрепляется заклепками газовая труба 8. Установка роликов верхней ветви осуществляется при помощи двух подшипников 9. В подшипники вставлены и закреплены стопорными болтами три валика — 10, 11 и 12. На средний валик 10 свободно надевается средний чугунный ролик 4, а на боковых наклонных валиках 11 и 12 вращаются боковые ролики 5. Смазка осей роликов производится тавотом через масленики Штауфера, установленные в концах осей 11 и 12.

Ролики нижней ветви выполнены также из газовых трубок 13, укрепленных на фланцах 14. Фланцы 14 жестко сидят на валике 15, вращающемся в подшипниках 16. Смазка подшипников производится при помощи маслеников Штауфера.

¹ Опорные ролики и конечные блоки горизонтального и наклонного элеваторов выполнены однотипными, хотя в горизонтальном элеваторе угольников 3 на ленте не имеется.



Фиг. 11. Конструкция ленты и опорных роликов ленточных элеваторов.

Зак. 3465. Машины для добычи торфа.

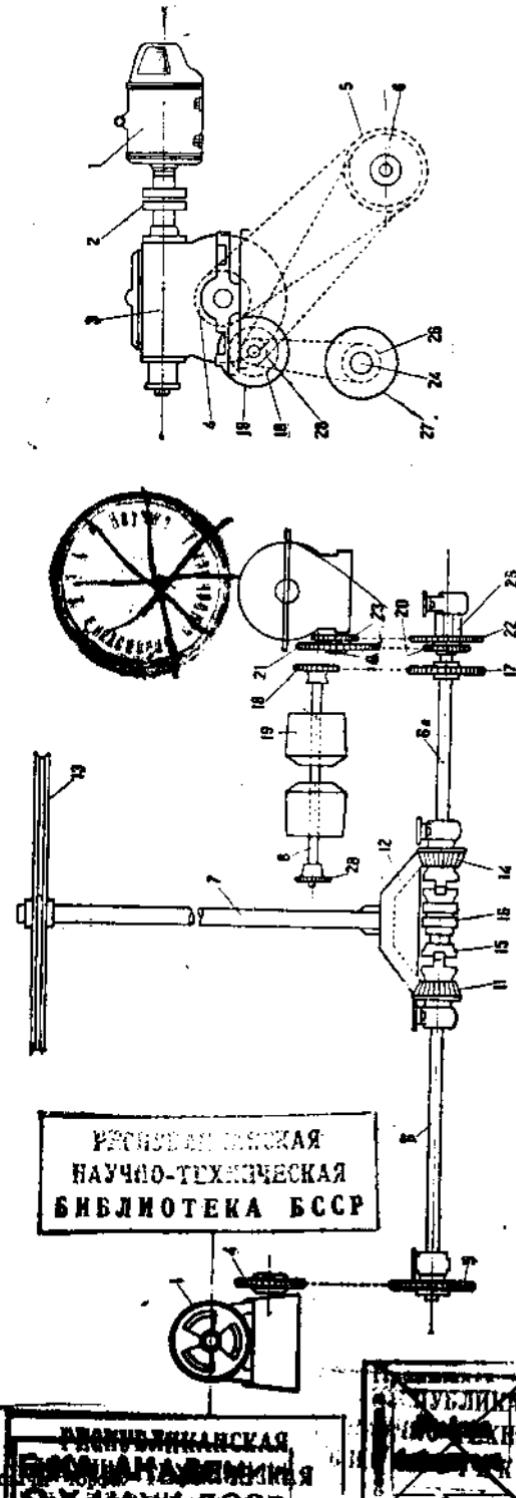
Конечные блоки элеваторов представляют собой два чугунных ролика параболической формы 2 и 3 (фиг. 10), укрепленных на оси 9 на некотором расстоянии друг от друга, для свободного прохода болтов, укрепляющих угольники к ленте. Оси 9 вращаются в подшипниках 10.

Трансмиссия головной тележки. Все механизмы транспортера приводятся в движение электромотором 1 (фиг. 12) мощностью 7,5 kW при числе оборотов 1 430 в минуту. Вал мотора через муфту 2 соединяется с валом червячного колеса редуктора 3 с передаточным числом 1:20. Таким образом, звездочка 4, сидящая на червячном валу редуктора, делает 72 об/мин. От этой звездочки через цепное колесо 5 получает движение нижний промежуточный вал 6, делающий 50 об/мин.

Вал 6, разрезанный на две части (6 и 6_a), соединенных между собой муфтой, проходит почти вдоль всей тележки и передает движение вертикальному валу 7, ведущему валу 8 горизонтального элеватора и червячному валу 9 редуктора лебедки самохода.

Передача вертикальному валу 7 осуществляется при помощи пары конических шестерен — 11 с $\varepsilon = 20$ и 12 с $\varepsilon = 60$. Таким образом, вертикальный вал, а следовательно, и ведущий канатный шкив 13 делают 16,8 об/мин, что при диаметре шкива в 1 200 мм дает поступательную скорость каната, равную 64 м/мин.

Для изменения направления движения канатов на горизонтальном валу 6_a

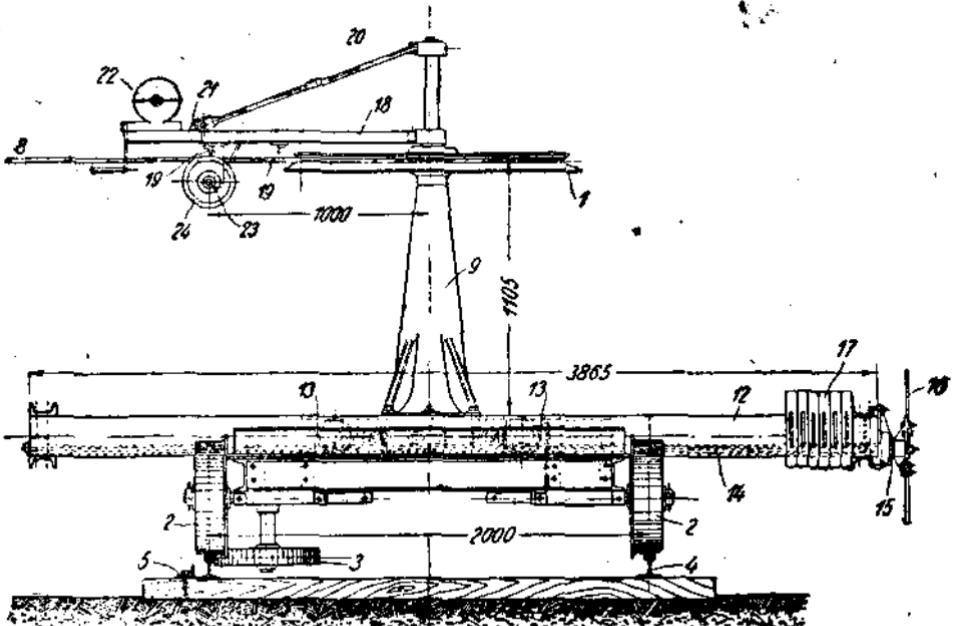


Фиг. 12. Схема передач головной части.

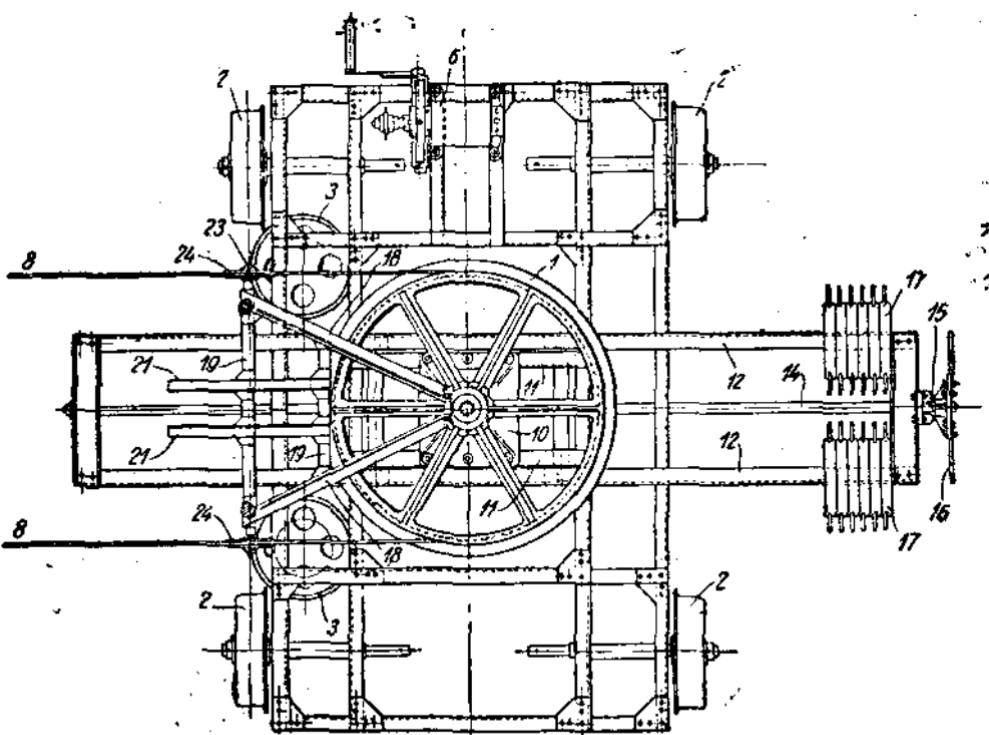
РУССКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

РУССКО-БЫЛАНСКАЯ
БИБЛИОТЕКА НАУКИ И ТЕХНИКИ
ГУМАННЫХ НАУК
ГУМАННЫХ НАУК

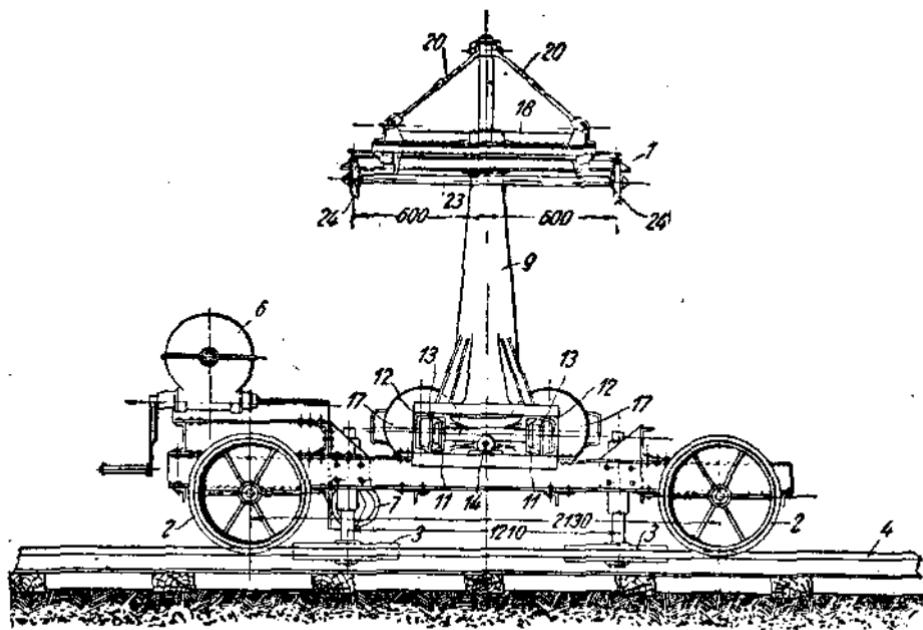
ГУМАННЫЕ НАУКИ
ГУМАННЫЕ НАУКИ
ГУМАННЫЕ НАУКИ
ГУМАННЫЕ НАУКИ



Фиг. 13. Конструкция задней натяжной тележки (боковой вид).



Фиг. 13а. Конструкция задней натяжной тележки (план).



Фиг. 136. Конструкция задней тяговой тележки (фасад).

установлена вторая коническая шестерня 14. Между коническими шестернями 11 и 14 на концах каждого вала — 6 и ба — установлены на шпонках две половины кулачных муфт 15 и 16, соединенных между собой. Вторые половины кулачных муфт отлиты заодно с коническими шестернями 11 и 14. Включение, выключение на свободный ход и переключение на обратный ход вертикального вала 7 осуществляется отводкой, вилка которой установлена на муфте 15.

Передача от горизонтального вала ба на ведущий вал 8 горизонтального элеватора осуществляется цепью при помощи цепных колес 17 и 18. Вал 8 делает 47 об/мин, что при диаметре ведущих барабанов 19, равном 300 мм, дает поступательную скорость ленты в 45 м/мин.

Передача движения лебедки самохода от горизонтального вала ба осуществляется цепью с звездочки 20 с числом зубцов $z = 18$ на звездочку 21 с $z = 36$. В этом случае барабан лебедки, получающий движение от вала 9 при помощи червячной передачи с передаточным числом $i = 1:20$, делает 0,42 об/мин. При диаметре барабана 250 мм поступательная рабочая скорость головной тележки будет составлять около 0,33 м/мин.

Для холостого хода тележки имеется вторая пара цепных колес (22 и 23) с числом зубцов $z = 36$ и $z = 18$. Следовательно, число оборотов барабана лебедки в этом случае будет 1,68 в минуту, а поступательная скорость тележки выражается в 1,32 м/мин. Включение и выключение барабана лебедки осуществляется кулачной муфтой 25, установленной на валу ба.

Ведущий вал 24 наклонного элеватора получает движение цепью от звездочки 28, установленной на ведущем валу 8 горизонтального элеватора. Так как звездочка 26 имеет то же число зубцов, что и звездочка 28, то число оборотов ведущего вала 24 наклонного элеватора равно числу оборотов ведущего вала 8 горизонтального элеватора, а при одинаковых диаметрах приводных барабанов

19 и 27 поступательная скорость ленты у наклонного элеватора будет равняться скорости горизонтального элеватора.

Задняя натяжная тележка. Задняя натяжная тележка служит для укрепления на ней ведомого канатного блока 1 (фиг. 13). Она, как и передняя головная часть, имеет четыре ходовых колеса 2, на которых перемещается по рельсам 4, и два горизонтальных колеса 3, упирающихся в головку внутреннего рельса. Упорные колеса 3 препятствуют скольжению тележки под действием натяжения рабочего каната 8; внутренний рельс, во избежание кантовки, укреплен к шпалам при помощи башмаков 5. Поступательное перемещение тележки осуществляется при помощи ручной лебедки 6, на барабан которой наматывается канат, проходящий через направляющий ролик 7. Свободный конец каната укрепляется за якорь, заделанный впереди тележки.

Ведомый блок 1 укреплен на колонке 9, которая при помощи плиты 10 скользится на двух подвижных балках 11, перемещающихся в своих направляющих 12 на четырех роликах 13 при помощи натяжного винта 14, имеющего гайку 15 с рукоятками 16.

При вращении рукоятками 16 гайки 15 натяжной винт 14 передвигается вместе с балками 11 и колонкой 9, благодаря чему и производится нужное натяжение рабочих канатов.

Во избежание опрокидывания задней тележки под действием момента, получающегося от натяжения канатов на направляющих балках 12, установлен контргруз 17.

В верхней части колонки на конце вертикального вала посажены на втулке два угольника 18, соединенные поперечинами 19 и поддерживаемые тягами 20. К поперечным угольникам 19 укреплены два продольных угольника 21, на которых устанавливается ручная лебедка 22 для натяжного канатика, а снизу угольников 18 крецится неподвижная ось 23, на концах которой посажены опорные ролики 24 для рабочих канатов.

При отклонении рабочих канатов, вызываемом опережением или отставанием одной из конечных тележек или непараллельностью их путей, металлическая конструкция, поддерживающая лебедку 22 для натяжного канатика и опорные ролики 24, вместе с канатами также отклоняется, сохранив оси лебедки и опорных роликов перпендикулярно рабочим канатам.

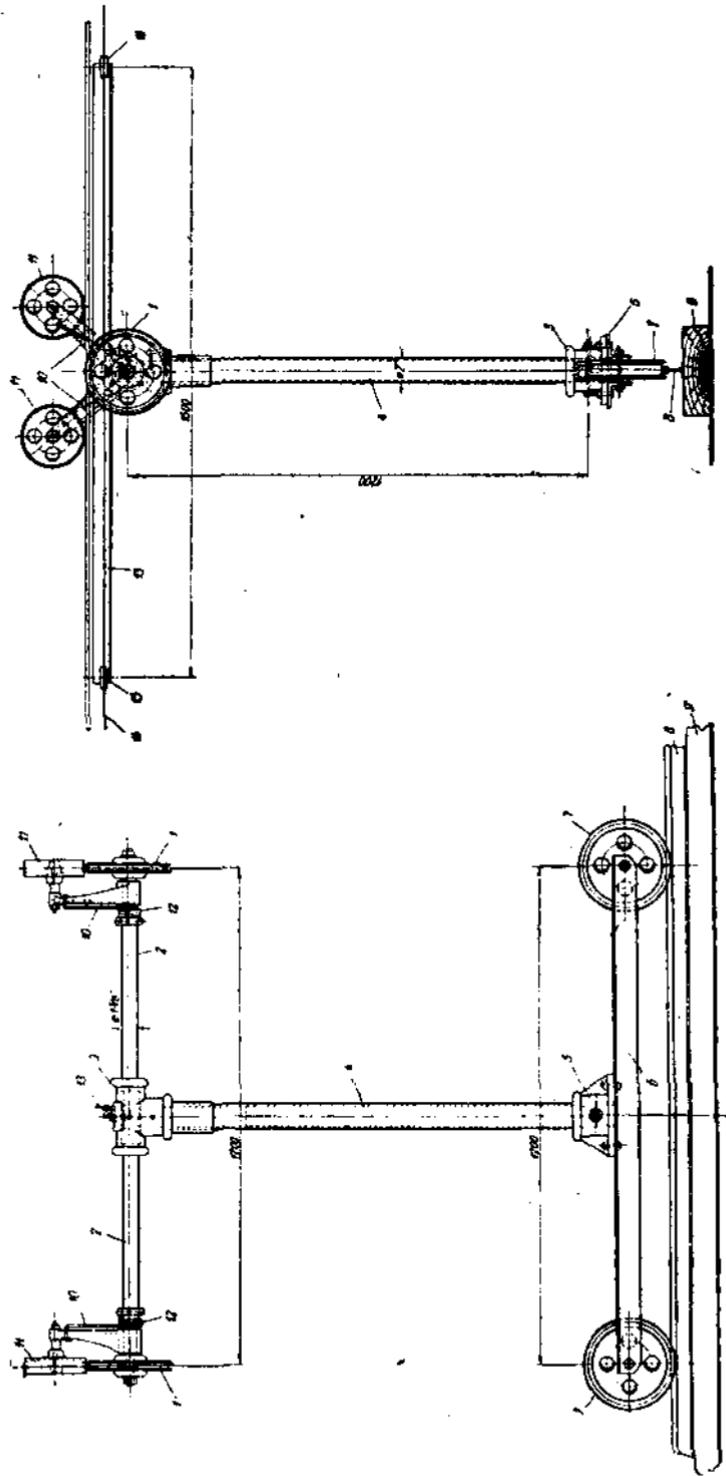
Промежуточные опоры. Промежуточные опоры, служащие для удержания рабочего каната от провеса, имеют два поддерживающих, свободно вращающихся на своих осах ручейковых ролика 1 (фиг. 14), одна из которых служит для удержания рабочей, а другой — холостой ветви каната.

Оси роликов укреплены на концах газовой трубы 2 диаметром $1\frac{5}{8}$ " в средней части которой установлен чугунный тройник 3. В вертикальное отверстие тройника 3 свободно вставляется стойка 4, выполненная также из газовой трубы диаметром 2". Нижний конец стойки 4 закреплен в башмаке 5, присоединенном к раме 6 нижней каретки.

Рама нижней каретки установлена на двух ходовых колесах 7, на которых промежуточная опора перемещается по рельсу или угольнику 8, укрепленному к доске 9 вдоль ее.

Во избежание выскакивания каната из ручьев поддерживающих роликов 1, на кронштейнах 10, укрепленных к концам газовой трубы 2, установлены навстречу движению канатов свободно вращающиеся прижимные ролики 11. Эти ролики прижимают с определенной силой, регулируемой пружиной 12, канат, не давая ему выскочить из ручьев опорных роликов. В то же время они свободно пропускают крючки подвесов бадей. Прижимные ролики особо необходимы

Фиг. 14. Конструкция проекционной опоры.



при неровной поверхности. Для удержания опор от падения вдоль рабочих канатов, а также от вращения около вертикальной оси под влиянием момента, получающегося при встречном движении канатов, к чугунному тройнику 3 перпендикулярной газовой трубе 2 укреплен угольник 13 длиной 1,5 м., имеющий на концах глазки 15, в которых проходит натяжной канатик 14. Этот канатик проходит через все опоры и, как было сказано, к одному концу его на головной части подведен груз, а другой конец наматывается на барабан ручной лебедки, установленной на задней натяжной тележке. Канатик 14 натянут с определенной силой, обеспечивающей промежуточным опорам устойчивое положение.

Кроме описанной промежуточной опоры, была выполнена опора, у которой два ходовых колеса были заменены четырьмя катками шириной 300 мм. Предполагалось, что эту опору можно будет перемещать непосредственно по поверхности, но, как выяснилось при испытании, усилия для ее перемещения необходимо затратить значительно больше, чем при ходовых колесах, и в этом случае каждая опора при передвижке транспортера должна передвигаться вручную.

Одновременно была испробована промежуточная опора на пассивных гусеницах, причем оказалось, что подобная опора более устойчива, чем на катках, однако и она имеет тот же недостаток.

Глава III

ОСНОВНОЙ РАСЧЕТ КАНАТНО-БАДЬЕВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Обозначим:

Q — производительность транспортера в $m/\text{час}$,
 γ — насыпной вес торфа (см. приложение А, диаграммы I — IV),
 v — скорость движения канатов в $m/\text{сек}$,
 a — расстояние между бадьями в m ,
 g — вес торфа в бадье в кг ,
 i — емкость бадьи в λ ,
 φ — коэффициент наполнения бадьи материалом,
 g_0 — вес порожней бадьи с подвесом (тара) в кг ,
 $g_t = g + g_0$ — вес бадьи с торфом в кг .

Производительность транспортера, его длина и выбор скорости канатов

Транспортера системы Инсторфа по своему принципу относится к транспортным машинам с периодической подачей материала. Его производительность может быть определена формулой:

$$Q = 3,6 \frac{gv}{a} m/\text{час}, \quad (1)$$

где

$$g = i \gamma \varphi \text{ кг}. \quad (2)$$

Расчет транспортера ведется, исходя из заданной производительности, которая определяется в зависимости от длины и ширины поля добычи и сушки,

ея сроков уборки, выхода торфа с 1 м² площади и других торфмейстерских соображений¹.

Для достижения заданной производительности в формуле (1) могут быть изменены: g — вес торфа в бадье, т. е. емкость бадьи, и a — расстояние между бадьями. Скорость канатов v для канатных транспортеров, перемещающих штучные грузы (в данном случае бадьи) обыкновенно берется от 0,8 до 1,5 м/сек. Для подвижного транспортера Инсторфа, в отличие от стационарных транспортеров, скорость канатов должна выбираться меньшей, в пределах от 0,8 до 1,25 м/сек. При большей скорости работа транспортера будет менее надежной, движение канатов будет неспокойным, что вызовет частые случаи соскальзывания канатов с опорных роликов, кроме того, будет затруднена нагрузка и разгрузка бадей. Брать скорость меньше 0,8 м/сек также не рекомендуется, так как при одной и той же заданной производительности транспортера выявится необходимость, в силу уменьшения a , усилить поддерживающие опоры, увеличить сечение каната и пр., что скажется на увеличении веса установки и стоимости ее.

Длина транспортера задается из условий работы, причем согласно формуле (1) она не влияет непосредственно на производительность, но как увидим ниже, оказывает влияние на сечение канатов, потребляемую мощность и пр. Наибольшая длина, при которой работа транспортера не нарушается, составляет 500 м. Есть предположение, что транспорт торфа возможно осуществить и на большую длину, однако, опытов в этой части проделано не было и рекомендовать проектирование подвижных транспортеров большей длины в настоящее время нельзя.

Емкость и конструкция бадьи

В первой модели транспортера нагрузка бадей торфом производилась следующим образом: порожняя бадья снималась с канатов, подносилась к торфу, грузилась, после чего подвешивалась одной работницей на канат. В этом случае емкость бадьи предопределялась возможностью для работницы поднести и подвесить на канат груженую бадью. Поэтому емкость ее составила 15 кг торфа при весе тары 5—7 кг. В дальнейших конструкциях предусматривалось производить указанные ручные операции двумя работницами или производить загрузку бадей, при их постоянном движении расставленными вдоль всего транспортера, работницами. В этом случае емкость тары может быть доведена до 50 кг при весе порожней железной бадьи в 10 кг. Бадья имеет форму усеченного конуса.

Последняя конструкция грузоподъемностью 50 кг воздушно-сухого торфа имеет следующие размеры: $R = 3,3$; $r = 2,65$; $h = 4,75$ дм.

Объем i бадьи определяется по формуле:

$$i = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + Rr + r^2) \text{ л.} \quad (3)$$

В целях устойчивости в подвешенном состоянии, а также для легкости опрокидывания при разгрузке укрепление подвеса к бадье производится немного выше расположения центра тяжести. Расстояние h_1 — центра тяжести бадьи от большего основания ее — определяется:

$$h_1 = \frac{hR^2 + 2Rr + 3r^2}{4R^2 + Rr + r^2}. \quad (4)$$

¹ В. Г. Горачкин. Эксплоатация торфяных залежей на торфе, гл. VIII. Гормос изд-во, Москва, 1932.

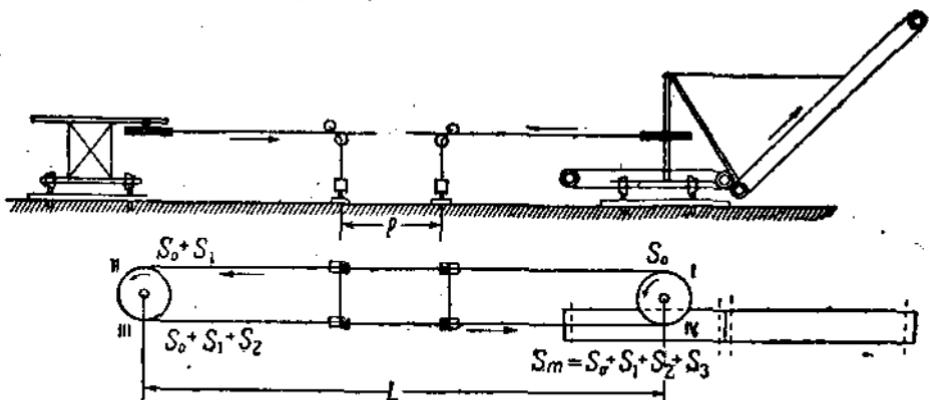
Подвес к бадье укрепляется шарнирно, размеры его берутся такие, чтобы бадья при разгрузке могла свободно в шарнирах опрокидываться. Крюк подвеса должен быть изогнут с расчетом свободного прохождения около опорных роликов.

Для более надежной разгрузки бадьи ручным способом или автоматически необходимо иметь увеличенное трение между канатом и крюком, поэтому последний с нижней стороны обделяется резиной или кожей, — в этом случае коэффициент трения увеличивается до 0,1 вместо 0,03. При таком положении достаточно иметь упор для нижней части бадьи, и опрокидывание ее, а следовательно, и разгрузка в большинстве случаев будут обеспечены.

В случае, если сила трения между крюком и канатом будет меньше силы, необходимой для опрокидывания бадьи, последняя, дойдя до упора, остановится и разгрузка не осуществится.

Определение натяжений в канате и подсчет мощности

При работе транспортера натяжение каната будет изменяться в различных сечениях. Около ведущего блока в сечении I сбегающей ветви канат имеет



Фиг. 15. Распределение усилий в канате транспортера.

наименьшее натяжение S_0 (фиг. 15), полученное от предварительного натяжения. На прямом участке от сечения I до II возникает сопротивление трению в цапфах поддерживающих и прижимных роликов, а также сопротивление жесткости каната, который при проходе роликов в силу провеса изгибаются и выпрямляется¹. Общее сопротивление на участке I-II обозначим S_1 ; таким образом, в сечении II канат будет натянут силой $S_0 + S_1$.

¹ На участке I-II, а также на участке III-IV, кроме указанных сопротивлений, будет иметь место сопротивление воздуха движению бадьи. Подсчет сопротивления воздуха для каждой бадьи производится по формуле:

$$S_0 = Fv^2 \varphi \frac{\gamma}{g} \text{ кн},$$

где F — площадь плоскости бадьи, направленной в сторону движения, в м^2 ,

v — скорость движения в $\text{м}/\text{сек}$,

φ — коэффициент, зависящий от формы (для бадьи можно принимать от 0,5 до 0,75),

γ — плотность воздуха; при обычных условиях $\gamma = 1,226 \text{ кг}/\text{м}^3$,

g — ускорение силы тяжести.

При небольших скоростях движения сопротивление воздуха оказывает незначительное влияние, поэтому при расчете транспортера им можно пренебречь.

Подробнее об этом см. Козьмин. Транспортеры, лаваторы и конвейеры, стр. 105.

На участке от сечения II до сечения III добавляется сопротивление S_2 — на преодоление трения в цапфах ведомого блока и жесткости каната при огибании того же блока, и в точке III канат имеет напряжение $S_0 + S_1 + S_2$.

В сечении IV — у ведущего блока набегающей ветви — канат будет иметь максимальное напряжение S_m , равное $S_0 + S_1 + S_2 + S_3$. Последнее слагаемое представляет сопротивление в цапфах поддерживающих и прижимных роликов, расположенных на участке $III-IV$, а также от жесткости каната, изгибающегося при проходе поддерживающих роликов груженой ветви.

Усилие S'_1 для преодоления трения в цапфе одного опорного ролика определяется из уравнения моментов сил относительно центра O (фиг. 16):

$$\Sigma M_O = S'_1 \cdot \frac{D_1}{2} - q_1 \mu_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$S'_1 = q_1 \mu_1 \cdot \frac{d_1}{D_1}, \quad (5)$$

где q_1 — нагрузка на цапфу поддерживающего ролика в кг,

μ_1 — коэффициент трения в цапфе; при обыкновенном подшипнике и жировой смазке $\mu_1 = 0,25$, при жидким масле $\mu_1 = 0,15$ и при шарикоподшипнике $\mu_1 = 0,025$,

D_1 — диаметр опорного ролика,

d_1 — диаметр цапфы.

Для предварительных расчетов отношение $\frac{d_1}{D_1}$ берется от $1/8$ до $1/10$.

Нагрузка q_1 на цапфу ролика порожней ветви каната состоит из:

а) нагрузки от порожних бадей,

б) от собственного веса каната,

в) от веса самого ролика Q_p ,

$$q_1 = \left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l + Q_p, \quad (6)$$

где q_0 — вес 1 мол. m каната (берется из табл. II приложения по предварительно выбранному сечению каната),

l — расстояние в m между опорами (также предварительно намечаемое).

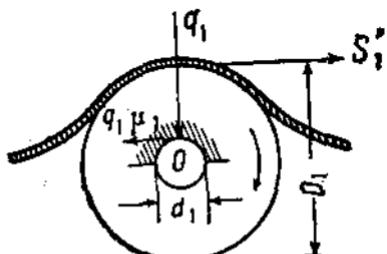
Усилие на преодоление жесткости каната при проходе им роликов радиусом R зависит от коэффициента жесткости ξ , который для стального каната диаметром d см из шести стринг двойной свивки подсчитывается по упрощенной эмпирической формуле:

$$\xi \cong 0,25 \frac{d}{R}. \quad (7)$$

Этот коэффициент учитывает сопротивление каната сгибу при набегании на блок и выпрямлению при сбегании с блока. Усилие S_κ на преодоление жесткости каната при напряжении набегающей ветви S_n будет:

$$S_\kappa = \xi S_n. \quad (8)$$

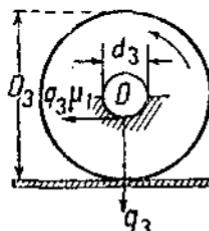
* Кроме того, на цапфу ролика действует нагрузка от веса силы натяжения пружины и веса прижимного ролика. Этой нагрузкой для простоты расчета можно пренебречь.



Фиг. 16. Схема усилий на цапфе опорного ролика.

Радиус дуги, по которой изгибаются канат, проходя опорный ролик, зависит от ряда факторов, а именно: от натяжения каната, от расстояния между роликами, от веса движущихся частей и от размера и конструкции каната. Ввиду отсутствия опытных данных, устанавливающих зависимость между указанными моментами, а также неизвестности коэффициента трения качения роликов по канату определить радиус дуги изгиба каната не представляется возможным. Поэтому усилие на преодоление жесткости каната при проходе поддерживающих роликов приближенно учитывается путем увеличения коэффициента трения в цапфах (уравнение 5) на величину 0,05¹.

Таким образом, для определения усилия, потребного на преодоление трения в цапфах и жесткости каната при проходе одного опорного ролика холостой ветви, нужно пользоваться формулой:



Фиг. 17. Схема усилий на цапфе прижимного ролика.

$$S_1'' = \left[\left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l + Q_p \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} \cdot (8a)$$

Усилие S_1''' — для преодоления трения в цапфах одного прижимного ролика — определяется также из уравнения моментов относительно точки 0 (фиг. 17)².

$$S_1''' = q_2 \mu_1 \cdot \frac{d_3}{D_3} \cdot (9)$$

В уравнении (9) q_2 — нагрузка на канат от веса рычага и силы давления пружины прижимного ролика. В существующих конструкциях транспортера q_2 можно принять равным 4—5 кг.

Общее усилие для преодоления сопротивлений на участке I-II будет:

$$S_1 = S_1'' A + S_1''' A, \quad (10)$$

где A и A_1 — количество опорных и прижимных роликов.

S_1 может быть определено также исходя из общей нагрузки g_1 на все поддерживающие ролики холостой ветви торфособирателя:

$$g_1 = g_0 \left(\frac{L}{a} - 1 \right) + q_0 L + Q_p \left(\frac{L}{l} + 1 \right), \quad (11)$$

где L — длина торфособирателя в м,

a — расстояние между бадьями в м,

l — расстояние между опорами в м,

$\left(\frac{L}{a} - 1 \right)$ — количество бадей, находящихся в каждый момент на холостом канате,

$\left(\frac{L}{l} + 1 \right)$ — количество опорных роликов на холостой ветви каната (как было указано в описании, головная и натяжная тележки имеют на себе также по одному опорному ролику).

Нагрузка g_2 от действия пружин всех прижимных роликов холостой ветви каната будет:

$$g_2 = q_2 \left(\frac{L}{l} - 1 \right) \quad (12)$$

¹ Проф. Козьмич. Элеваторы, транспортеры, конвейеры. МАИО, 1929, стр. 25, 43—44.

² В данном случае жесткостью каната ввиду неизначительной величины можно пренебречь.

(опорные ролики на головной и натяжной тележках установлены без пружинных).

Таким образом¹:

$$S_1 = g_1 (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} + g_2 \mu_1 \frac{d_3}{D_3} = \left[g_0 \left(\frac{L}{a} - 1 \right) + q_0 L + Q_p \left(\frac{L}{l} + 1 \right) \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} + q_2 \left(\frac{L}{l} - 1 \right) \mu_1 \frac{d_3}{D_3}. \quad (13)$$

Сопротивление движению рабочего каната на участке III—IV соответственно определяется:

$$S_2 = \left[g_1 \left(\frac{L}{a} - 1 \right) + q_0 L + Q_p \left(\frac{L}{l} + 1 \right) \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} + q_2 \left(\frac{L}{l} - 1 \right) \mu_1 \frac{d_3}{D_3}, \quad (14)$$

где g_2 — вес груженой бадьи.

Подсчет S_2 ведется также из уравнения моментов сил относительно центра O ведомого вала (фиг. 18):

$$\Sigma M_O = (S_0 + S_1) \frac{D}{2} + [2(S_0 + S_1) + S_2] \mu_1 \frac{d}{2} + \xi (S_0 + S_1) \frac{D}{2} - (S_0 + S_1 + S_2) \frac{D}{2} = 0, \quad (15)$$

где μ_1 — коэффициент трения в цапфах, D и d — диаметры ведомого блока и его вала,

ξ — коэффициент жесткости каната для набегающей ветви, определяемый уравнением (7).

Вес ведомого блока в расчет не принимается вследствие незначительного влияния его на величину S_2 .

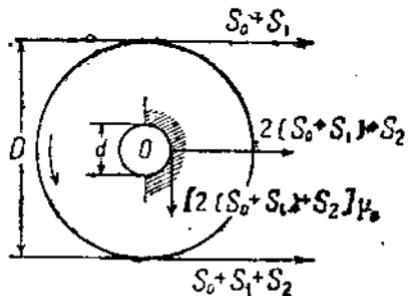
Из формулы (15) после преобразования получим:

$$S_2 = (S_0 + S_1) \frac{\frac{\xi + 2\mu_1}{d} \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}}. \quad (16)$$

В правой части этого уравнения, за исключением S_0 , все члены известны, поэтому для решения S_2 необходимо сначала определить S_0 (см. дальше).

Отношение $\frac{d}{D}$ для предварительных расчетов транспортеров можно брать от 1/10 до 1/15.

¹ Иногда транспортер имеет в сторону движения груженых бадей подъем в силу неровности почвы. В этом случае на участках I—II и III—IV канат приобретает дополнительное натяжение от подъема груза на определенную высоту. Обыкновенно же рельеф поверхности болота из-за небольшого его изменения в расчет не принимают.



Фиг. 18. Схема усилий на ведомом барабане.

У ведущего блока набегающая ветвь каната имеет натяжение $S_m = S_0 + S_1 + S_2 + S_3$, а сбегающая — S_0 . Соотношение между натяжением набегающей и сбегающей ветвей в гибких передачах выражается формулой Эйлера:

$$S_m = S_0 e^{\mu \alpha}, \quad (17)$$

где e — основание натуральных логарифмов, равное 2,72,

μ — коэффициент трения стального каната о желоб блока; при чугунном блоке $\mu = 0,13$, при блоке с желобом, выложенным дубом, $\mu = 0,16$, выложенным кожей $\mu = 0,16^1$,

α — угол обхвата блока канатом, исчисленный в радианах.

Значение для различных μ и α даны в табл. III приложения.

Так как $S_m = S_0 + S_1 + S_2 + S_3$ и подставляя значение S_2 из уравнения (16), получим:

$$S_0 + S_1 + S_3 + (S_0 + S_1) \frac{\xi + 2\mu_1 \cdot \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \cdot \frac{d}{D}} = S_0 e^{\mu \alpha}. \quad (18)$$

Тогда:

$$S_0 = \frac{S_2 + S_1 \left(1 + \frac{\xi + 2\mu_1 \cdot \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \cdot \frac{d}{D}} \right)}{e^{\mu \alpha} - \frac{\xi + 2\mu_1 \cdot \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \cdot \frac{d}{D}} - 1}. \quad (19)$$

Таким образом, зная S_0 , по уравнению (16) можно определить S_2 , а после по уравнению (17) — S_m .

Уравнение моментов всех сил относительно точки 0 (фиг. 19), действующих на ведущий блок, будет:

$$P \cdot \frac{D_0}{2} + S_0 \cdot \frac{D_0}{2} - S_m \cdot \frac{D_0}{2} - (S_0 + S_m) \mu_1 \cdot \frac{d_0}{2} - \xi S_m \cdot \frac{D_0}{2} = 0. \quad (20)$$

Здесь $(S_0 + S_m) \mu_1$ — усилие для преодоления трения в цапфах; ξS_m — усилие на преодоление жесткости каната при огибании блока.

Из уравнения (20) определяем P — полное окружное усилие, передаваемое ведущим валом и отнесенное к окружности блока диаметром D :

$$P = S_m \left(1 + \xi + \mu_1 \cdot \frac{d_0}{D_0} \right) - S_0 \left(1 - \mu_1 \cdot \frac{d_0}{D_0} \right). \quad (21)$$

По полученному P определяется потребная мощность на работу транспортера:

$$N = \frac{Pv}{75\eta} HP, \quad (22)$$

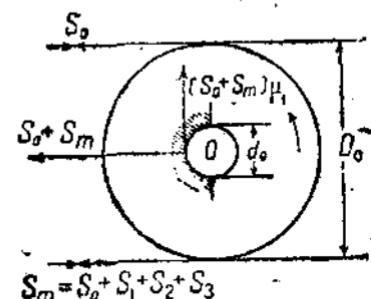
где η — коэффициент полезного действия привода.

¹ P. Stephan. Die technische Mechanik des Maschinenbauingenieurs. T Berlin, 1921.

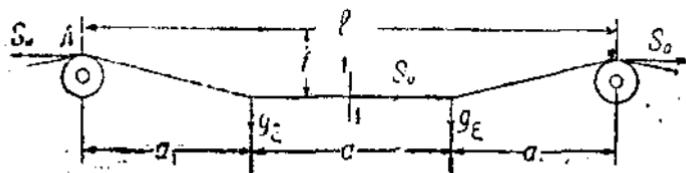
Как видно из предыдущих формул, S_0 — предварительное натяжение каната — зависит от целого ряда условий, точно учесть которые не представляется возможным. Поэтому S_0 , определяемое формулой (19), является средним и для нормальной работы транспортера может оказаться или меньше или больше необходимого в действительности. При недостаточном S_0 канат будет иметь недопустимый просвес и бадьи будут касаться поверхности болота, увеличение сверх необходимости натяжения каната вызовет повышенный расход мощности, а также более быстрый износ каната и деталей ведущего и ведомого блоков. Поэтому при работе транспортера необходимо внимательно следить за натяжением каната. С этой целью у натяжного устройства должен быть установлен динамометр, а при проектировании необходимо предусмотреть место для установки его.

По условиям работы допускаемая стрела провеса каната дается незначительной, поэтому необходимо получить по уравнению (19) S_0 проверить.

Предположим, что между промежуточными опорами гужевой ветви транспортера на канате располагаются две бадьи (фиг. 20). Далее вообразим канат рассеченный в сечении $I-I$ и действие правой части каната на левую заменим силой S_0 . Расстояние от опорного ролика до бадьи обозначим $a_1 = \frac{l-a}{2}$, где



Фиг. 19. Схема усилий на ведущем барабане.



Фиг. 20. Схема провеса каната от бадей.

l — расстояние между опорами, a — расстояние между бадьями¹. Тогда из уравнения моментов сил относительно точки A получим².

$$f = \frac{g_1(l-a)}{2S_0}. \quad (23)$$

Если полученная по предварительно взятому l стрела провеса f каната будет больше допускаемой, то необходимо или уменьшить l , или увеличить S_0 .

¹ При расположении двух бадей между опорами расстояние $a_1 = \frac{l-a}{2}$ будет слуачаем, соответствующим наибольшей стреле провеса. При других соотношениях l и a между опорами может расположиться другое количество бадей. Так например: при $l \leq a$ расположится одна бадь; тогда $a_1 = \frac{l}{2}$, т. е. бадь находится посередине; при $l > 2a$ и $a < 3a$ на канате между опорами могут

расположиться три бадьи, в этом случае $a_1 = \frac{l-2a}{2}$. Поэтому все дальнейшие формулы должны быть соответственно приспособлены к каждому случаю.

² Для упрощения собственный вес каната не учитывается.

Однако, как было указано, увеличивать S_0 нежелательно в силу уменьшения потребляемой мощности и уменьшения срока службы каната. Поэтому лучше уменьшить l , что вызовет некоторое увеличение числа опор. Как показала практика работы канатных транспортеров, для сырого торфа предпочтение увеличения числа опор перед увеличением предварительного натяжения канатов дает большую экономическую выгоду¹.

При новом уменьшенном значении l необходимо произвести заново пересчет всех натяжений в канате, а также окружного усилия и потребляемой мощности.

В случае, если по формуле (23) стрела провеса окажется несколько меньше допускаемой, то увеличивать l и заново производить расчет нет необходимости, так как лучше иметь некоторый запас в стреле провеса на случай, если бады несколько сбоятся и между некоторыми бадьями расстояние a будет меньше расчетного.

Проверка каната по растягивающему усилию

В проделанных ранее расчетах мы задавались предварительным диаметром каната. Теперь, после того как стало известно суммарное натяжение его S_m , необходимо произвести окончательную проверку выбранного нами каната. Правда, предварительно выбранный размер каната влиял на результаты подсчета всех усилий каната и потребляемой мощности, поэтому в случае получения при окончательной проверке другого размера каната при точных подсчетах следует произвести весь расчет заново, пользуясь окончательным сечением каната.

Канат для транспортера применяется двойной свивки из шести стренг, навитых на одну центральную пеньковую сердцевину (см. табл. II приложения). Диаметр проволоки, из которой свивается канат, выбирается в пределах от 1/600 до 1/1000 диаметра ведущего блока. Чаще всего берут канаты с диаметром проволоки в 1 мм. Канаты, свитые из проволоки меньше 1 мм в диаметре, быстро приходят в негодность в силу износа и обрыва отдельных наружных проволочек, увеличение же диаметра проволочки выше 1 мм вызывает перенапряжение их материала при изгибе каната в момент прохода его через конечные блоки и поддерживающие ролики промежуточных опор.

Расчет каната обыкновенно ведется на сложное сопротивление растяжению и изгибу, поперечным сжатием и кручением ввиду незначительной величины этих напряжений по сравнению с изгибом и растяжением пренебрегают.

Полное напряжение в канате будет:

$$\sigma = \sigma_s + \sigma_e$$

Напряжение от растяжения определяется:

$$\sigma_s = \frac{4S_m}{k\pi d^2}, \quad (24)$$

где s — число проволочек в канате,

d — диаметр проволоки в см,

k — коэффициент, учитывающий некоторое напряжение материала, полученное при свивании проволок в канат. Для канатов двойной свивки $k = 0,9$.

¹ Теоретическое исследование работы канатного транспортера. «Труды Инсторфа», вып. 10, стр. 49.

Напряжение от изгиба каната будет претерпевать при огибании ведущего и ведомого блоков. Оно определится по Баху:

$$\sigma_a = cE \frac{\delta}{D_{\min}}. \quad (25)$$

Здесь E — модуль упругости (для литой стали $E = 2100000 \text{ кг}/\text{см}^2$),

D_{\min} — диаметр наименьшего из конечных блоков ¹ в см,

c — поправочный коэффициент, берется от $3/8$ до $1/2$.

Поправочный коэффициент в формулу вводится из тех соображений, что проволочки в канате располагаются по винтовой линии и нейтральная ось их совпадает не с осью проволоки, а с осью каната, в силу чего момент инерции проволок, свитых в канат, будет больше, а напряжение от изгиба меньше, чем при изгибе отдельных проволок, собранных в пучок. Полное напряжение в канате от растяжения и изгиба, таким образом, будет:

$$\sigma = \frac{4S_m}{k\pi\delta^2} + cE \frac{\delta}{D_{\min}}. \quad (26)$$

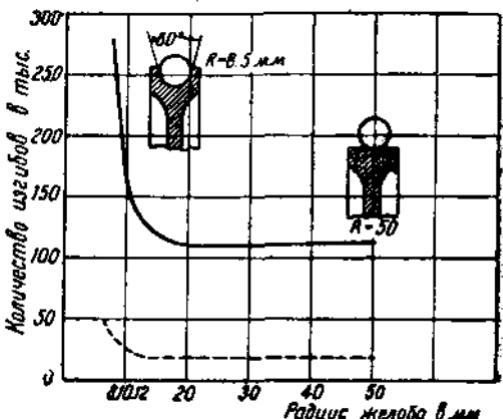
Этой формулой пользуются для проверки напряжений в канате, выбранном по каталогу. Запас прочности каната в транспортере берется от $3,5$ до 5 . Для увеличения срока службы канат лучше выбирать с повышенным запасом прочности — до 8 .

Проф. Р. Вернле в своих исследованиях, результаты которых опубликованы в журнале: «Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure»², выявил влияние отдельных факторов на продолжительные сроки службы каната.

Изображенная на фиг. 21 диаграмма показывает зависимость срока работы каната диаметром 16 мм от радиуса ручья блока. Испытание производилось при радиусах блока от 8 до 50 мм при нагрузках на канат в 10 (сплошная линия) и $30 \text{ кг}/\text{мм}^2$ (пунктирная кривая); продолжительность срока службы каната определялась по количеству изгибаний его до полного износа.

Как видно из диаграммы, наиболее выгодным является радиус блока, равный радиусу самого каната. Поэтому все опорные, ведущий и ведомый блоки транспортера должны бы проектироваться с ручьем радиусом, равным радиусу каната. Однако, во избежание заклинивания каната радиус ручья по сравнению с радиусом каната должен быть увеличен, но не свыше чем на $0,5 \text{ мм}$.

Результаты изучения зависимости продолжительности работы каната от величины нагрузки сведены в диаграмму, изображенную на фиг. 22, для каната с временным сопротивлением материала $130 \text{ кг}/\text{мм}^2$. Из этой диаграммы видно,



Фиг. 21. Диаграмма зависимости срока работы каната от радиуса ручья блока.

¹ В «Трудах Инсторфа», вып. 10, берется в расчет диаметр поддерживающих роликов, а не крайних блоков, но в этом случае запас прочности будет пониженный.

² См. русский перевод Г. М. Фишера в журнале «Горизонт» № 10—11 за 1930 г. По этому вопросу см. также статью инж. С. Н. Бархая «К вопросу износа тросов управления» в журнале «Техника воздушного флота» № 12 за 1928 г.

что при увеличении нагрузки в два раза срок службы каната уменьшается почти в три раза, утроенная же нагрузка укорачивает срок в 7 раз. Поэтому очень важно для уменьшения износа каната излишне не натягивать его, что часто бывает при невнимательном отношении и при отсутствии приборов, измеряющих натяжение каната, необходимость установки которых на каждом транспортере становится очевидной.

На фиг. 23 приведена диаграмма, показывающая зависимость срока годности каната от диаметра блока.

Как видно, с увеличением диаметра блока срок годности каната прогрессивно увеличивается.

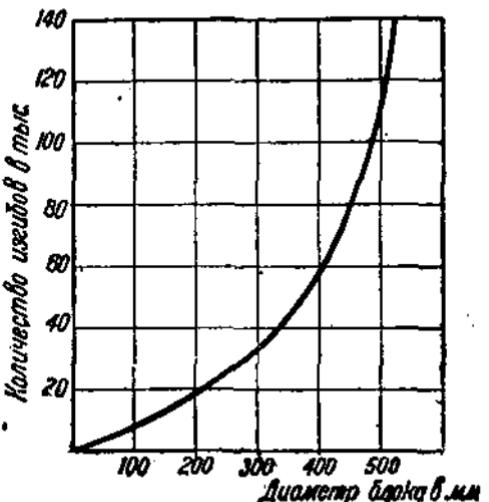
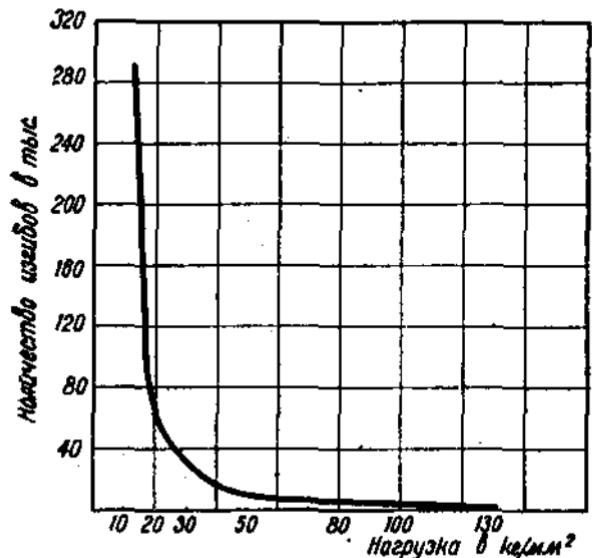
На продолжительности срока службы каната также оказывается качество сращивания его в кольцо. В той части, где канат соединен, он должен иметь разрывное усилие не меньшее, чем в целом месте.

Фиг. 22. Диаграмма зависимости срока работы каната от нагрузки.

Для этого концы каната сплетаются на длине, равной приблизительно 60-кратной длине витка с каждого конца. Таким образом, для канатов диаметром до 10 м.м. на сращивание в петлю необходимо оставить по 2,5 м., при диаметре от 10 до 20 м.м.—по 3,5 м. с каждого конца, т. е. для получения кольца в 600 м. канат диаметром 12,5 м.м. заготавливается $600 + 2 \cdot 3,5 = 607$ м. длиною. Техника сращивания стальных канатов подробно изложена в инструкции, изданной Исторфором отдельной брошюрой.

В условиях сезонной работы транспортера канат в зимнее время хранится на складе. Уходу за ним во время хранения также должно придаваться большое значение, так как от этого зависит продолжительность его работы.

После окончания работы транспортера канат должен быть аккуратно намотан на деревянный барабан диаметром не менее 500 м.м. Ежедневный слой каната



Фиг. 23. Диаграмма зависимости срока работы каната от диаметра блока.

на барабане должен быть обильно смазан отработанным смазочным маслом или лучше жировой смазкой. Хранить канат необходимо в крытом помещении.

Устойчивость опор и расчет натяжного канатика

Натяжной канатик, как известно из описания, служит для удержания промежуточных опор от падения, а также от вращения около вертикальной оси под действием момента, появляющегося в результате встречного движения рабочих канатов. Для выполнения своего назначения канатик должен быть натянут с определенной силой¹.

Для определения натяжения канатика, необходимого для удержания опор от падения в направлении канатов, предположим, что опора отклонилась от своего вертикального положения на угол α (фиг. 24).

Пусть в точке O приложены все силы, действующие на опору, а именно: нагрузка на оба ролика q_1 и q_2 (груженой и холостой ветвей каната) и вес самой опоры q_k . Сумму этих сил обозначим:

$$P_1 = q_1 + q_2 + q_k.$$

(В действительности точка O будет находиться несколько ниже оси поддерживающих роликов, но принятное нами допущение увеличивает надежность расчета).

В силу отклонения опоры натяжной канатик из прямой EF превратится в ломаную $SBCS$, причем для упрощения примем, что SB параллельна CS . Это можно допустить, так как при небольшом отклонении опоры величина e незначительна по сравнению с расстоянием между опорами.

Обозначив силу, с которой натянут канатик, через S , получим уравнение равновесия опоры:

$$Se = P_1 K. \quad (27)$$

Так как:

$$e = a \cdot \sin \alpha,$$

$$K = h \cdot \sin \alpha,$$

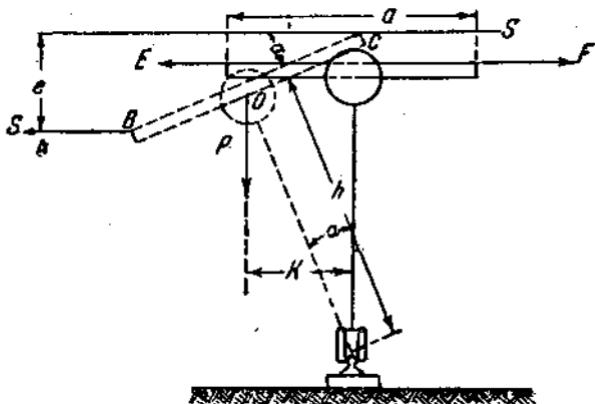
то уравнение (27) примет вид:

$$Sa \cdot \sin \alpha = P_1 h \cdot \sin \alpha, \quad (28)$$

или:

$$Sa = P_1 h. \quad (29)$$

¹ „Торфяное дело“ № 2 — 3, 1930.



Фиг. 24. Распределение усилий на промежуточной опоре при отклонении ее.

Таким образом, натяжение канатика будет:

$$S = \frac{P_1 h}{a} = \frac{q_1 + q_2 + q_s}{a} \cdot h. \quad (30)$$

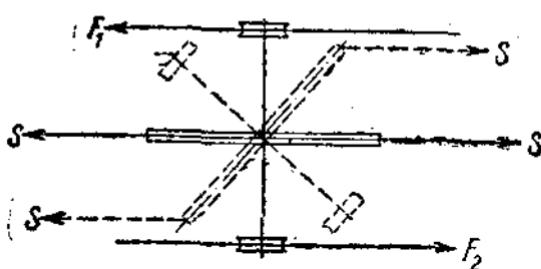
Под влиянием момента, получающегося от встречного движения канатов, опора стремится повернуться около вертикальной оси (фиг. 25). Силы, под действием которых рабочие канаты поворачивают опору, будут: для холостой ветви каната:

$$T_1 = S_1'' + S_1''' = \left[\left(\frac{g_{\Sigma_1}}{a} + q_0 \right) l + Q_p \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} + q_2 \mu_1 \cdot \frac{d_8}{D_8}$$

(см. уравнения 8а — 9),

для рабочей ветви:

$$T_2 = \left[\left(\frac{g_{\Sigma_2}}{a} + q_0 \right) l + Q_p \right] [\mu_1 + 0,05] \frac{d_1}{D_1} + q_2 \mu_1 \cdot \frac{d_8}{D_8}.$$



Фиг. 25. Поворот опоры в горизонтальной плоскости.

Силы T_1 и T_2 по величине незначительны, вместе с тем ручки поддерживающих блоков при наличии прижимных роликов препятствуют повороту опоры. Поэтому натяжение канатика, нужного для удержания опор от падения (см. уравнение 30), вполне достаточно для предотвращения поворота промежуточных опор около вертикальной оси.

Сечение натяжного канатика подбирается так же, как и рабочих канатов (см. уравнение 26). Расчет на растяжение ведется по силе S (уравнение 30); напряжение изгиба канатик получает при проходе через направляющие блоки на головной и задней натяжной тележке, а также при наматывании на барабан, ручной лебедки, причем в формуле (26) должен быть взят наименьший диаметр или ролика или барабана лебедки.

Так как натяжной канатик не находится постоянно в движении, что уменьшает износ его, то запас прочности для него может быть взят трех- и даже двухкратный.

Выводы

Опорные ролики согласно уравнениям (13) и (14) должны иметь возможно большой диаметр, так как с увеличением диаметра уменьшается сопротивление трению в цапфах этих роликов. Максимальный предел ролика определяется высотой опоры и размером крюка подвеса байды.

Оси роликов согласно тем же уравнениям берутся по возможности наименьшими с расчетом на износ. На прочность расчет ведется на нагрузку, приходящуюся на каждый ролик рабочей ветви от веса груженых байд и каната, а также учитывается вес самого ролика.

Ради однотипности ролики порожней ветви и их оси берутся такими же, как и груженой. Радиус ручья блоков должен быть на 0,5 мм больше радиуса рабочего каната.

При проектировании опорных и прижимных роликов имеет большое значение следующее обстоятельство. При прохождении каната под роликом необходимо, чтобы сила трения каната о ролик была больше тягового усилия, необходимого для преодоления трения в цапфах его; в противном случае ролик не будет вращаться и канат начнет истирать его и быстро приведет его в полную негодность.

Поэтому, после того как выбран ролик, необходимо произвести соответствующий проверочный расчет. Так например, для опорного ролика порожней ветви торфособирателя тяговое усилие по канату для преодоления трения в цапфе определено нами уравнением (8 а):

$$S_1'' = \left[\left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l + Q_p \right] \left[\mu_1 + 0,05 \right] \frac{d_1}{D_1}.$$

Сила же трения T каната о ролик будет:

$$T = \left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l \mu, \quad (31)$$

где μ — коэффициент трения каната о блок (при чугунном блоке $\mu = 0,13$).

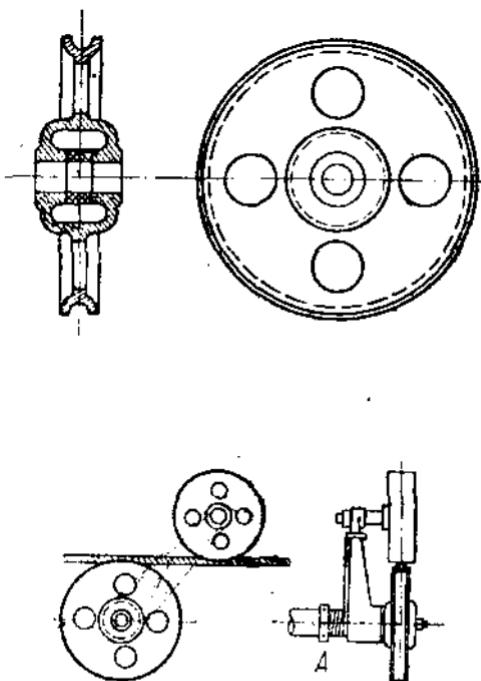
Тогда для нормального движения каната по роликам должно существовать неравенство $T > S_1''$ или

$$\left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l \mu > \left[\left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l + Q_p \right] \left[\mu_1 + 0,05 \right] \frac{d_1}{D_1}. \quad (32)$$

Точно такую же проверку необходимо проделать для роликов груженой ветви и для прижимных роликов.

Для уменьшения коэффициента трения μ_1 в цапфах опорных и прижимных роликов, если не представляется возможным применить шарикоподшипники, конструкция этих роликов должна обеспечить бесперебойную смазку осей с экономным расходованием смазочного материала. Изображенный на фиг. 26 опорный ролик, применяемый в транспортере Инсторфа последней конструкции, выполнен с полой втулкой, в полость которой при установке набивается войлок, обильно смоченный маслом. Подобная конструкция обеспечивает регулярную смазку оси и предотвращает потерю смазочного материала.

Прижимные ролики по уравнению (14) должны также иметь возможно больший диаметр. Однако, при незначительном влиянии трения в цапфах прижимных роликов на натяжные канаты решающее значение на выбор диаметра прижимных роликов имеет экономия



Фиг. 26. Опорный и прижимной ролики.

металла. Диаметр оси необходимо брать минимально допускаемый расчетом на износ.

Сила, с которой давит прижимной ролик на канат, должна определяться практически. Поэтому прижимная пружина заводится гайкой *A* на необходимое усилие (фиг. 26).

Диаметр ведущего и ведомого блоков берется от 800 до 1 000 диаметров проволоки каната. Ведущий блок, работающий трением, может передавать определенное усилие, зависящее, помимо величин натяжения набегающей и сбегающей ветвей, от коэффициента трения каната о блок (см. уравнения 20 и 21). В случае необходимости увеличения передаваемого усилия при неизменных значениях натяжений ветвей каната блок может быть спроектирован с ручьем, обделанным кожей или деревом. Эти материалы со стальным тросом имеют большие коэффициенты трения, в силу чего и увеличивается передаваемое блоком усилие.

Глава IV

ОСНОВНОЙ РАСЧЕТ ПРИЕМНОГО И НАКЛОННОГО ЛЕНТОЧНЫХ ЗЛЕВАТОРОВ КАНАТНО-БАДЬЕВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Производительность, выбор скорости и размеров ленты

Производительность ленточных транспортеров, относящихся к транспортным устройствам с непрерывной подачей материала, определяется формулой:

$$Q = 3600 \gamma \cdot F v \text{ т/час.} \quad (33)$$

где F — поперечное сечение в м^2 слоя перемещаемого торфа,

v — скорость ленты в м/сек. ,

γ — насыпной объемный вес перемещаемого торфа.

Скорость ленты для горизонтальных транспортеров берется в зависимости от характера перемещаемого материала. При перемещении кускового торфа нужно иметь в виду, что при увеличенной скорости возможны удары бусков, вызывающие раздробление материала. При транспортировании фрезерного торфа при выборе скорости ленты учитывается возможность сдувания мелких частиц сопротивлением встречного воздуха. Опытных данных для торфа, учитывающих указанные обстоятельства, нет; для других материалов пределы скоростей плоских лент в горизонтальных транспортерах даются в табл. 1.

Таблица 1

Скорости плоской ленты горизонтальных транспортеров

| Наименование транспортируемых материалов | Скорость ленты в м/сек. |
|--|----------------------------------|
| 1. Тяжелое зерно | от 2,0 до 4,0 |
| 2. Легкое зерно | 2,0 - 3,0 |
| 3. Руда, песок, гравий | 1,5 - 3,0 |
| 4. Бакеновый уголь | 1,5 - 2,5 |
| 5. Кокс | 1,25 - 1,5 |
| 6. Штучные грузы | 0,8 - 1,5 |

Торф, как кусковой, так и фрезерный, можно в данном случае приравнять к каменному углю. Поэтому скорость ленты для транспортера сист. Инсторфатторфособирателя выбирается в пределах от 1,5 до 2,5 м/сек. Для наклонных транспортеров на выбор скорости ленты влияет угол наклона к горизонту. При движении под углом скорость ленты должна уменьшаться с увеличением угла наклона; Хетцель (Hetzell) дает следующую таблицу отношения скоростей лент наклонных и горизонтальных транспортеров:

Таблица 2

Отношение скоростей лент наклонных и горизонтальных транспортеров по Хетцелю

| Угол наклона к горизонту в градусах | 5 | 10 | 13 | 16 | 19 | 22 |
|--|------|------|------|------|------|------|
| Отношение скоростей наклонной и горизонтальной ленты | 0,91 | 0,83 | 0,78 | 0,73 | 0,67 | 0,61 |

Для корытообразной формы ленты в целях получения спокойного хода скорость ее берется пониженной на 10—25%¹.

Производительность ленточных элеваторов транспортера должна быть связана с производительностью канатного транспортера. Поскольку на ленточные элеваторы поступает торф с канатного бадьевого транспортера определенными порциями, то для бесперебойной работы ленточных элеваторов последние должны быть рассчитаны на пропускную способность на 15—25% большую по сравнению с канатным транспортером.

Согласно подсчитанной таким образом производительности элеваторов и выбранной скорости лент из уравнения (33) определяется поперечное сечение транспортируемого слоя торфа, после чего узнается требуемая ширина ленты.

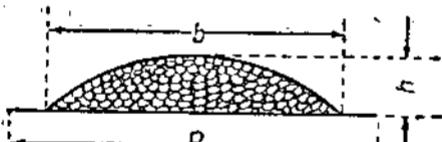
При плоской ленте поперечное сечение сыпучих материалов сверху ограничивается параболой (фиг. 27). Ширина слоя материала b на ленте, во избежание рассыпания, обычно берется:

$$b = 0,9 B - 0,05 \text{ м.}$$

Наибольшая высота слоя материала

$$h \approx \frac{1}{12} b.$$

Площадь поперечного сечения слоя F' будет:



Фиг. 27. Сечение материала, транспортируемого плоской лентой.

$$F' = \frac{2}{3} b h = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} b^2 = \frac{1}{18} (0,9 B - 0,05)^2 \text{ м}^2. \quad (34)$$

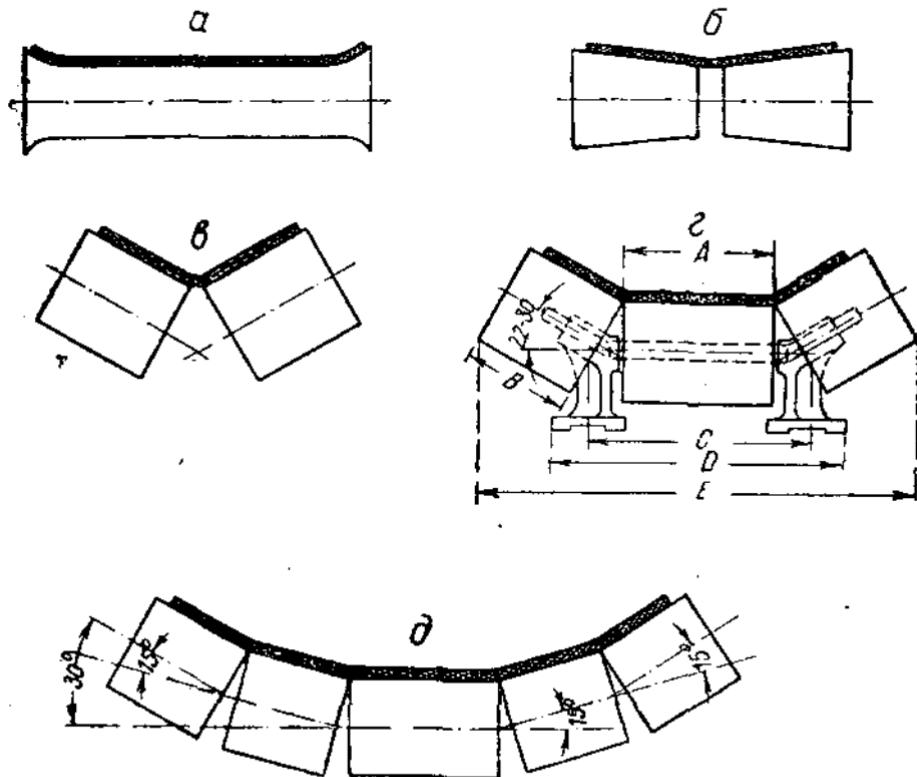
Таким образом, зная площадь поперечного сечения материала, можно определить требуемую ширину ленты в метрах:

$$B = 4,71 \sqrt{F'} + 0,055. \quad (35)$$

¹ При длинных транспортерах скорость ленты должна также уменьшаться в целях сохранения спокойного хода ее, так как лента от боковых перемещений удерживается главным образом трением о ведущий и ведомые барабаны, а при длинном транспортере удаленные от барабанов части ленты будут подвергаться боковым колебаниям. См. М. И. Бурштейн. Ленточные транспортеры, стр. 55.

Для увеличения производительности ленточных транспортеров при прочих равных условиях ленте придают корытообразную форму, при которой площадь поперечного сечения материала увеличивается¹.

Корытообразная форма ленты достигается установкой на рабочей ветви промежуточных роликов или с вогнутой наружной поверхностью (фиг. 28, а), или двух конусных роликов, укрепленных на одной оси меньшими основаниями внутрь (фиг. 28, б). При таких конструкциях промежуточных роликов их окружная скорость будет неодинакова в различных сечениях, что вызывает увеличен-



Фиг. 28. Формы опорных роликов для корытообразной ленты.

ный износ ленты. Поэтому указанные ролики можно применять только при незначительном выгибании ленты.

Для получения более глубокой корытной формы без вредного скольжения ленты применяются двойные ролики, расположенные под углом 22—30° (фиг. 28, в), однако, благодаря отсутствию в этом случае опоры в середине, где имеется наибольшее количество груза, лента оседает в пространство между роликами и быстро приходит в негодность.

Для лент шириной 400—900 мм применяются тройные ролики, из которых один средний расположен горизонтально, а боковые наклонены под углом в 20—

¹ Проф. Б. К. Пехаев. Механизация движения грузов в транспорте и в промышленности, ГТИ, Москва, стр. 30—31.

30° (фиг. 28,2). При более широких лентах устанавливается пять роликов: средний — горизонтально, следующая пара — под углом 15° и крайняя опора — под углом 30° к горизонтальному ролику (фиг. 28,3). В тритиспортере сист. Исторфа как было указано в описании, применяются тройные опорные ролики.

При корытообразной форме ленты сечение транспортируемого слоя материала сверху также ограничено параболой (фиг. 29).

Величина площади F_1 этого сечения значительно больше, чем при прямых лентах той же ширины, особенно для узких лент. Циммер (Zimmer) дает следующее отношение площади сечения материала при корытообразных лентах к площади сечения при прямых лентах ($F_1 : F$) для различной ширины их (табл. 3).

Таблица 3
Соотношение $F_1 : F$ по Циммеру

| Ширина ленты, в мм | Отношение $F_1 : F$ |
|--------------------|---------------------|
| 250 — 400 | 2,3 |
| 450 — 500 | 2,1 |
| 600 — 750 | 2,0 |
| 800 — 900 | 1,9 |
| 950 — 1 200 | 1,8 |

При корытообразной форме ленты определение ширины ее ведется в следующем порядке: по заданной производительности и выбранной скорости ленты из уравнения (33) определяется площадь сечения F_1 слоя торфа, далее, примерно ориентируясь на ожидаемую ширину ленты, по табл. 3 определяется F . После этого по уравнению (35) подсчитывается ширина ленты B . В случае, если полученный результат расходится с взятой шириной ленты при пользовании табл. 3, необходимо произвести этот расчет заново.

В условиях торфопредприятий для ленточных транспортёров применяются резиновые ленты с прокладками из хлопчатобумажной ткани. Толщина ленты, зависящая от числа прокладок, предопределяется ее шириной, поэтому после выяснения ширины ленты предварительно намечают число прокладок по табл. 4, составленной фирмой „The B. F. Goodrich Rubber Co“.

Таблица 4

Найменьшее и наибольшее число прокладок лент по Гудричу

| Ширина ленты в мм | Горизонтальные транспортеры | | Наклонные и вертикальные элеваторы | |
|----------------------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|---------------------------|
| | наибольшее число прокладок | наименьшее число прокладок | наименьшее число прокладок | для тяжелых материалов |
| 250 — 300 | 4 | 3 | 5 | 4 |
| 350 | 4 | 3 | 6 | 5 |
| 400 — 450 | 5 | 3 | 6 | 5 |
| 500 — 550 | 6 | 4 | 7 | 6 |
| 600 | 7 | 4 | 7 | 6 |
| 650 | 7 | 5 | 7 | 6 |
| 700 — 750 | 8 | 5 | 7 | 6 |
| 800 | 8 | 6 | 8 | 7 |
| 850 — 950 | 9 | 6 | 8 | 7 |

Ленты обычно имеют на рабочей поверхности резиновую обкладку более толстую, чем на нерабочей. Толщина обкладки выбирается в зависимости от характера транспортируемого груза. При более грубых частицах перемещаемого материала обкладка ленты подвергается истиранию в большей степени, следовательно, в этих случаях обкладка выбирается более толстой. Однако, нужно указать, что стоимость ленты с утолщенной обкладкой больше; кроме того, с увеличением толщины обкладки возрастает жесткость ленты, что отзывается на увеличении потребной мощности.

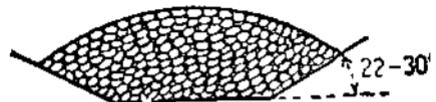
Толщина обкладки лент при транспортировании различных грузов дана в табл. 5, составленной на основании практических наблюдений.

Таблица 5

Таблица обкладки лент на рабочей и нерабочей поверхности в зависимости от¹ перемещаемого груза

| Перемещаемый груз | Толщина обкладки в мм | |
|--|-----------------------|-----------------------|
| | рабочая поверхность | нерабочая поверхность |
| Посыпки, пакеты и мелкие порошкообразные материалы . | 0,8 | 0,8 |
| Мелкие материалы средней степени твердости (зерно и пр.) | 1,6 | 0,8 |
| Кусковые материалы повышенной твердости (уголь, гравий, крупный песок и пр.) | 2,4 — 3,2 | 1,0 |
| Тяжелые материалы (руда, камни, горячий кусковой материал и пр.) | 4,8 и 6,4 | 1,0 |

Фрезерный воздушно-сухой торф и торф-сырец можно приравнять к мелким материалам средней степени твердости; для кускового торфа ленту лучше брать с обкладкой, соответствующей п. 3 табл. 5.



Фиг. 29. Сечение материала, транспортируемого корытообразной лентой.

Таким образом, мы определяем полную характеристику ленты: ширину, число прокладок и толщину обкладки; по этим данным и производится заказ ленты.

Определение натяжений в ленте и подсчет мощности

В приемном горизонтальном элеваторе натяжение по длине ленты распределяется следующим образом (фиг. 30). В сечении I у ведущего барабана в сбегающей ветви лента имеет наименьшее натяжение S_0 — от натяжного устройства. На участке I — II прибавляются натяжения S_1 — для преодоления трения в цапфах поддерживающих роликов холостой ветви и для преодоления жесткости ленты при изгибе ее в момент прохождения тех же роликов. Таким образом, в сечении II натяжение будет $S_0 + S_1$. При огибании лентой ведомого барабана натяжение ее увеличивается на величину S_2 — для преодоления трения в подшипниках ведомого барабана и для преодоления жесткости ленты при изгибе ее в момент набегания и выпрямления в момент сбегания с ведомого барабана. Таким образом, в сечении III лента имеет натяжение $S_0 + S_1 + S_2$.

¹ И. И. Бурштейн. Ленточные транспортеры. Изд. „Техника управления”, стр. 12.

Наконец, на участке $III - IV$ дополняется натяжение S_3 , соответствующее S_1 , и в сечении IV натяжение будет иметь наибольшее суммарное значение $S_{\max} = S_0 + S_1 + S_2 + S_3$.

Для определения S_1 пользуемся теми же рассуждениями, какими пользовались при определении S_1 в канатном транспортере (см. гл. III).

Нагрузка q_1 на цапфу поддерживающего ролика холостой ветви будет состоять из веса ленты, приходящейся на ролик (вес 1 кг. м ленты q_0 берется из табл. IV в приложении согласно полученной ширине, предварительно определенному числу прокладок и толщине обкладки) и веса самого ролика Q_p .

Тогда S_1'' — сопротивление трению в цапфах и жесткости ленты для одного опорного ролика на участке $I - II$ — будет (см. уравнение 8а):

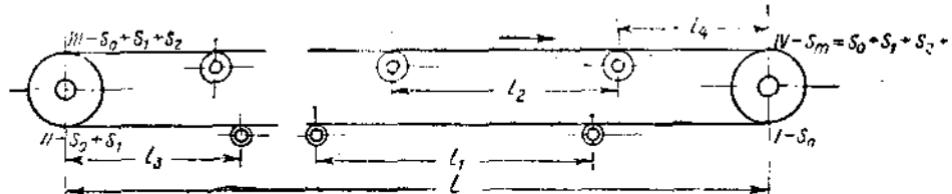
$$S_1'' = (q_0 l_1 + Q_p') (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1}. \quad (36)$$

Здесь l_1 — расстояние между роликами в м, предварительно выбираемое по табл. 8 (см. стр. 49),

μ_1 — коэффициент трения в цапфах (см. стр. 25),

d_1 — диаметр цапфы ролика,

D_1 — диаметр ролика.



Фиг. 30. Распределение усилий на ленте горизонтального элеватора.

Для предварительных расчетов $\frac{d_1}{D_1}$ берется от $1/7$ до $1/6$. Вес ролика с осью для предварительных расчетов берется из табл. 6 (см. стр. 48).

Так как число роликов на участке $I - II$ при длине элеватора L при расстояниях между роликами l_1 и укороченных крайних пролетах l_3 будет

$$z_1 = \frac{L - 2l_3}{l_1} + 1,$$

то общее сопротивление S_1 на холостой ветви будет:

$$S_1 = (q_0 L + Q_p' z_1) (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1}. \quad (37)$$

На участке $III - IV$ груженой ветви элеватора нагрузка на цапфы роликов увеличится за счет транспортируемого материала. На 1 кг. м ленты приходится торфа:

$$g = F \gamma' \kappa_2,$$

где F — площадь поперечного сечения слоя материала в м^2 , определяемая из уравнения (33);

γ' — объемный вес.

Тогда S_0 для груженой ветви определится:

$$S_0 = [(g + q_0)L + Q_p''x_2](\mu_1 + 0,05) \frac{d_2}{D_2}, \quad (38)$$

где $x_2 = \frac{L - 2l_4}{l_2} + 1$ — число роликов груженой ветви при расстояниях между ними (l_2 и l_4), выбираемых по табл. 8,

D_2 и d_2 — диаметры роликов и их осей. Отношение $\frac{d_2}{D_2}$ для предварительных расчетов берется также от $1/7$ до $1/5$.
 Q_p'' — вес ролика с осью груженой ветви в кг (см. табл. 8).

Определение S_2 — усилия на преодоление трения в цапфах ведомого барабана и на преодоление жесткости ленты при натяжениях ветвей ленты: набегающей $S_0 + S_1$ и сбегающей $S_0 + S_1 + S_2$, — ведется так же, как и для каната из уравнения моментов всех сил относительно центра¹ (см. уравнения 15 и 16), причем для простоты будем считать, что обе ветви ленты параллельны между собой. Тогда

$$S_2 = (S_0 + S_1) \frac{\xi + 2\mu_1 \cdot \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \cdot \frac{d}{D}}. \quad (39)$$

Здесь D и d — диаметры ведомого барабана и его оси; для предварительных расчетов отношение $\frac{d}{D}$ берется в пределах от $1/7$ до $1/12$.

ξ — коэффициент жесткости ленты в зависимости от натяжения набегающей ветви определяется по формуле, выведенной из опытов Ганфштейнгелем (Hansstengel)². Для резиновых лент с хлопчатобумажными прокладками толщиной около 1 мм каждая и двумя обкладками ξ определяется:

$$\xi = 1,07 \left(\frac{\delta}{R} \right)^{1,09} \cdot v^{\frac{1}{7}}. \quad (40)$$

Эта формула дана для пределов $0,05 > \frac{\delta}{R} > 0,015$ и при $4 > v > 0,2$ м/сек (δ — толщина ленты в см, R — радиус барабана в см, v — скорость ленты в м/сек).

В формуле (39) S_0 еще неизвестно. Для определения S_0 пользуются формулой Эйлера, дающей соотношение набегающей и сбегающей ветвей ленты у ведущего барабана:

$$S_m = S_0 e^{\mu x},$$

где S_m — натяжение набегающей ветви, μ — коэффициент трения ленты о барабан (для резины о железо и чугун $\mu = 0,25$, о дерево $\mu = 0,35$)³.

¹ Вес самого барабана, так же как в уравнениях (15) и (10), в расчет не принимается ввиду незначительного влияния на результат.

² Проф. Козин и П. С. Элеваторы, транспортеры, конвейеры, МАИО, 1929, стр. 29—30.

³ Значения $e^{\mu x}$ даны в табл. III приложения.

Так как

$$S_m = S_0 + S_1 + S_2 + S_3,$$

то

$$S_0 = \frac{S_3 + S_1 \left(1 + \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} \right)}{e^{\mu_1} - \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} - 1}. \quad (41)$$

Из уравнения моментов, относительно центра оси всех сил, действующих на ведущем барабане (см. фиг. 19), определяется P — полное окружное усилие (см. уравнения 20 и 21)¹:

$$P = S_m \left(1 + \xi + \mu_1 \frac{d_0}{D_0} \right) - S_0 \left(1 - \mu_1 \frac{d_0}{D_0} \right). \quad (42)$$

По передаваемому окружному усилию и скорости ленты v м/сек определяем мощность на ведущем валу элеватора, необходимую для движения ленты:

$$N = \frac{Pv}{75}. \quad (43)$$

Для определения мощности, потребной на валу двигателя, необходимо учесть коэффициенты полезного действия передач.

Полученное по формуле (41) S_0 — минимальное натяжение ленты, или натяжение ленты при остановленном элеваторе, — должно быть проверено на допускаемую стрелу провеса с таким расчетом, чтобы лента на участке с наименьшим натяжением не касалась неподвижных элементов элеватора, расположенных под ней.

Кроме того, его необходимо проверить на допускаемый угол провеса, с тем чтобы он не был больше угла трения торфа о ленту, в противном случае материал не будет перемещаться, а будет оставаться в проявивших местах ленты. Последнее обстоятельство имеет особое значение для наклонного элеватора.

Согласно фиг. 31 примем самую низшую точку ленты O за начало координат. Тогда при полной нагрузке на ленту $q_n = g + q_0$ на 1 пог. м и при минимальном натяжении ее S_0 кг из условий равновесия ленты между сечениями Oy и kk получим:

$$q_n x = S \cdot \sin \beta,$$
$$S_0 = S \cdot \cos \beta,$$

откуда

$$\tan \beta = \frac{dy}{dx} = \frac{q_n x}{S_0}.$$

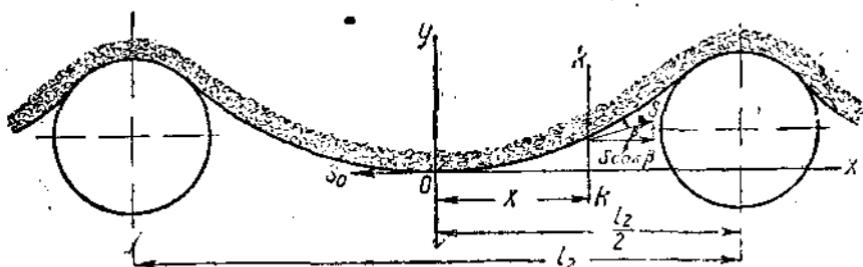
¹ Весом самого барабана также пренебрегаем.

Интегрируя это выражение, получим:

$$y = \int \frac{q_n x}{S_0} dx = \frac{q_n}{S_0} \int x \cdot dx = \frac{q_n x^2}{2S_0} + C;$$

при начальных условиях $x = 0, y = 0, C = 0$ следовательно:

$$y = \frac{q_n x^2}{2S_0}.$$



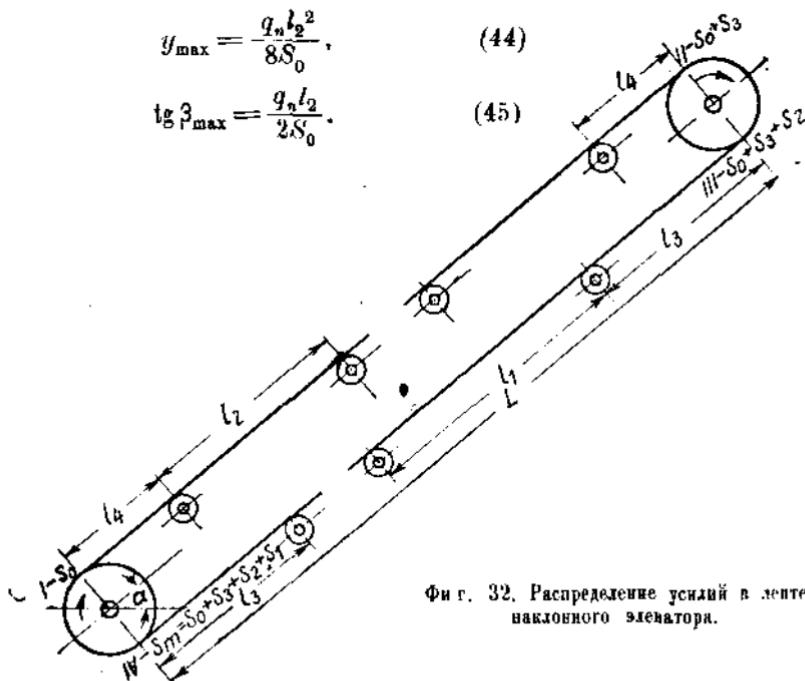
Фиг. 31. Провес ленты у горизонтального элеватора.

Из этого видно, что кривая провеса ленты будет параболой.

Наибольшие значения β и y будут при $x = \frac{l_2}{2}$:

$$y_{\max} = \frac{q_n l_2^2}{8S_0}, \quad (44)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{q_n l_2}{2S_0}. \quad (45)$$



Фиг. 32. Распределение усилий в ленте наклонного элеватора.

В случае, если y_{\max} будет больше допускаемой стрелы провеса или β_{\max} будет больше угла трения торфа о резину, необходимо или уменьшить l_2 — расстояние между опорными роликами — или увеличить S_0 — натяжение ленты.

натяжным устройством. В обоих случаях расчет натяжений ленты, а следовательно, и потребной мощности проделывается заново.

В наклонном элеваторе, в отличие от горизонтального, рабочая ветвь ленты является ведомой, а ведущая ветвь — холостой. Нужно указать, что такая конструкция невыгодна, так как при этом необходимо увеличенное предварительное натяжение ленты, что скажется на износе ее и на увеличении потребляемой мощности. Однако, сложность конструкции, которая получается при передаче движения верхнему барабану, заставляет пренебречь указанными недостатками. В наклонном элеваторе транспортера натяжения в ленте распределяются следующим образом (фиг. 32). В сечении I у ведущего барабана груженая ветвь имеет наименьшее натяжение S_0 , создаваемое натяжным устройством. На участке I — II прибавляется натяжение S_3 — необходимое для преодоления трения в цапфах опорных роликов груженой ветви, для преодоления жесткости ленты при прохождении ею около этих роликов, а также на подъем торфа и верхней ветви ленты. Следовательно, в сечении II лента натянута силой $S_0 + S_3$. В сечении III натяжение увеличивается на S_2 для преодоления трения в цапфах ведомого барабана и для преодоления жесткости ленты при огибании этого барабана. В сечении IV лента имеет максимальное натяжение $S_m = S_0 + S_3 + S_2 + S_1$, где S_1 — усилие для преодоления трения в цапфах опорных роликов холостой ветви и для преодоления жесткости ленты при проходе опорных роликов, уменьшенное на величину слагающей веса наклонной, нижней ветви ленты — $q_0 L \cdot \sin \alpha$, направленной по движению.

Тогда:

$$S_3 = [(g + q_0) L \cdot \cos \alpha + Q_p'' z_2] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_2}{D_2} + (g + q_0) L \cdot \sin \alpha. \quad (46)$$

Здесь $qL \cdot \sin \alpha$ — усилие на подъем торфа, а $q_0 L \cdot \sin \alpha$ — усилие на подъем ленты при максимальном угле наклона α элеватора.

$$S_1 = (q_0 L \cdot \cos \alpha + Q_p' z_1) (\mu_1 + 0,05) \frac{d_1}{D_1} - q_0 L \sin \alpha, \quad (47)$$

где $q_0 L \cdot \sin \alpha$ — слагающая от веса ленты.

Натяжение ветвей ленты у ведомого блока будет для рабочей ветви $S_0 + S_2$, для холостой $S_0 + S_1 + S_2$.

Поэтому S_2 определяется:

$$S_2 = (S_0 + S_3) \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}}. \quad (48)$$

S_0 определяется также из формулы Эйлера $S_m = S_0 e^{\mu_2}$:

$$S_0 = \frac{S_1 + S_3 \left(1 + \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} \right)}{e^{\mu_2} - \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} - 1}. \quad (49)$$

Окружное усилие P , передаваемое ведущим барабаном, и потребная мощность определяются по уравнениям (42) и (43).

Для определения стрелы провеса в наклонном элеваторе пользуемся теми же рассуждениями, как и в горизонтальном элеваторе (см. стр. 43).

Принимаем расположенную посередине между роликами точку ленты за начало координат¹ (фиг. 33), ось абсциссы OX которых параллельна оси элеватора.

Так как в наклонном элеваторе нормальное давление на единицу длины ленты от веса торфа и самой ленты будет $q_n \cdot \cos \alpha$, то из условия равновесия между сечениями Oy и kk получим:

$$q_n \cdot \cos \alpha \cdot x = S \cdot \sin \beta,$$

$$S_0 = S \cdot \cos \beta,$$

тогда

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dy}{dx} = \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot x}{S_0};$$

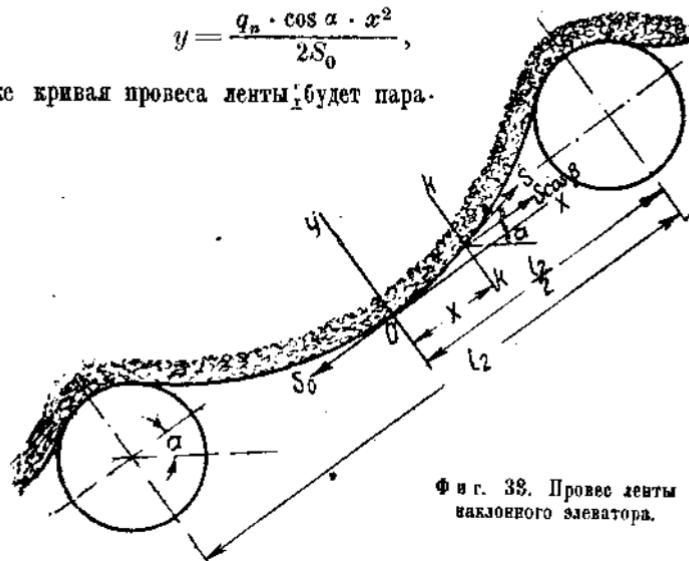
интегрируя это выражение будем иметь:

$$y = \int \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot x}{S_0} dx = \frac{q_n \cdot \cos \alpha}{S_0} \int x dx = \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot x^2}{2S_0} + C.$$

При начальных условиях $x = 0, y = 0, C = 0$, следовательно

$$y = \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot x^2}{2S_0},$$

т. е. также кривая провеса ленты будет параболой.



Фиг. 33. Провес ленты наклонного элеватора.

Наибольшее значение β и y будем принимать (см. список на стр. 45) при

$$x = \frac{l_2}{2},$$

тогда

$$y_{\max} = \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot l_2^2}{8S_0}, \quad (50)$$

¹ В действительности наибольшая стрела провеса ленты будет не посередине опорных роликов, а несколько ниже. Однако, при встречающихся углах наклона элеваторов и расстояниях между опорными роликами, делаемое для простоты расчета допущение оказывает незначительное влияние.

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{q_n \cdot \cos \alpha \cdot l_2}{2S_0}. \quad (51)$$

Так как элеватор располагается под углом α , а лента имеет дополнительный угол провеса β , то для нормальной работы наклонного элеватора необходимо, чтобы сумма этих двух углов $\alpha + \beta$ не превышала угла трения торфа о ленту, равного $30 - 32^\circ$. Укрепленные в ленте уголоники допускают возможность увеличения суммы углов α и β до $35 - 38^\circ$.

Если при расчете сумма углов $\alpha + \beta$ получится больше угла трения торфа о ленту, необходимо уменьшить расстояние l_2 между опорными роликами и произвести весь расчет заново. Уменьшить угол β можно также путем увеличения предварительного натяжения S_0 , однако, это значительно скажется на износе ленты и на увеличении расхода мощности.

Проверка ленты на прочность

Проверка выбранной ленты ведется на растяжение по максимальному напряжению S_m :

$$S_m \leq \frac{mpB}{10}, \quad (52)$$

где m — число прокладок,

B — ширина ленты в см,

p — допускаемое напряжение на каждую прокладку в кг при ширине ленты в 10 см.

Для прорезиненной ленты p берется от 30 до 50 кг (при разрывном усилии 625 кг/см² лента будет работать с 12,5 — 21-кратным запасом прочности).

Нужно отметить, что для ленточных транспортеров особенно большой длины, имеет большое значение срок службы ленты Hetzel на основании своих наблюдений для определения примерного срока службы правильно выбранной ленты с обкладками в 3,2 мм толщиной для транспортировки угля дает формулу¹:

$$T = 0,072 B^2 L, \quad (53)$$

где T — количество километро-тонн, производимых лентой до полного износа,

B — ширина ленты в см,

L — длина транспортера в м.

На продолжительность срока службы ленты большое влияние оказывает правильность монтажа и эксплоатации транспортера. При установке ленты необходимо следить, чтобы не было перекосов ее от неправильной склейки и сшивки², а также от непараллельной установки барабанов и опорных роликов. Подшипники опорных роликов должны быть всегда снабжены смазкой, а сами ролики свободно вращаться.

Не допускать, чтобы кромки ленты касались неподвижных частей, так как это поведет к обнажению хлопчатобумажной ткани, на которую действие сырости оказывает разрушающее влияние, и лента быстро приходит в полную негодность.

Точно так же необходимо следить за целостью обкладок на рабочей и нерабочей поверхностях ленты.

При длительных перерывах в работе необходимо ленту защищать от всяких атмосферных влияний. При перерывах на зимнее время лента должна быть в чистом виде убрана в крытое сухое помещение.

¹ Бурштейн. Ленточные транспортеры. Изд. "Техника управления", стр. 86.

² Инструкция для склейки и сшивки лент см. приложение.

Выбор диаметров барабанов и опорных роликов в расстояния между роликами

Диаметр ведущего барабана D обычно берется не меньше 125-кратной величины m — числа прокладок ленты в мм, увеличенной на 50 мм.

$$D \geq 125 m + 50 \text{ мм.}$$

Диаметр ведомого барабана D_0 может быть взят:

$$D_0 \geq 100 m + 50 \text{ мм.}$$

Для передвижных транспортных устройств, где имеют особо большое значение вес и габаритные размеры установки, диаметры барабанов могут быть уменьшены. В частности, для ленточных элеваторов транспортера можно ограничиться диаметром конечных барабанов:

$$D \geq 50 m + 50 \text{ мм.}$$

Уменьшение диаметра против нормальных размеров, конечно, скажется на сроке службы ленты и на увеличении потребляемой мощности.

Ширина барабанов берется на 50—100 мм больше ширины ленты. Поддерживающие ролики при плоской ленте берутся цилиндрическими. Основные размеры их даны в табл. 6.

Таблица 6

Размеры роликов для прямых лент

| Ширина ленты в мм | Длина ролика в мм | Диаметр роликов в мм | Приблизительный вес ролика с осью в кг |
|-------------------|-------------------|----------------------|--|
| 400 | 500 | 125 | 12,5 |
| 600 | 700 | 125 | 17,5 |
| 750 | 850 | 125 | 21,0 |
| 900 | 1 000 | 125 | 25,0 |
| 1 100 | 1 200 | 125 | 30,0 |
| 1 300 | 1 400 | 125 | 35,0 |

Для лотковых элеваторов при ширине ленты от 500 до 900 мм на рабочей ветви применяются тройные желобчатые ролики (рис. 28 г), размеры и приблизительный вес которых даны в табл. 7.

Таблица 7

| Ширина ленты в мм | Размеры в мм | | | | | Приблизительный вес ролика с осью в кг |
|-------------------|--------------|-----|-----|-----|-------|--|
| | A | B | C | D | E | |
| 500 | 200 | 160 | 272 | — | 670 | 13,0 |
| 600 | 280 | 180 | 362 | 434 | 730 | 16,0 |
| 750 | 400 | 220 | 488 | 560 | 922 | 21,0 |
| 900 | 550 | 220 | 638 | 710 | 1 058 | 25,0 |

Для предварительных расчетов расстояние между опорными роликами можно выбирать из табл. 8, в которой помещены эти данные на основе практических наблюдений¹.

¹ Бурштейн. Ленточные транспортеры. Изд. «Техника управления», стр. 62.

Таблица 8

| Ширина ленты в мм | l_1 — расстояние между опорными роликами рабочей ветви в мм при удельном весе γ транспортируемого материала | | | Расстояние между опорными роликами холостой ветви в мм l_1 | Собравшее про- лого для гру- женой ветви в мм (см. фиг. 30 и 32) l_2 | Собравшее про- лого для холостой ветви от конеч- ного барабана до крайних роликов в мм (см. фиг. 30 и 32) l_3 |
|-------------------|--|------------------|------------------|---|---|--|
| | $\gamma < 1$ | $\gamma = 1-1,5$ | $\gamma = 1,6-2$ | | | |
| 300—400 | 2 000 | 1 750 | 1 500 | 4 000 | 700 | 2 400 |
| 450—500 | 1 800 | 1 600 | 1 400 | 3 750 | 800 | 2 400 |
| 600—750 | 1 600 | 1 450 | 1 300 | 3 500 | 900 | 2 400 |
| 900—1 100 | 1 450 | 1 300 | 1 200 | 3 250 | 1 000 | 2 400 |
| 1 200—1 500 | 1 350 | 1 200 | 1 000 | 3 000 | 1 000 | 2 400 |

Сбрасывание материала с ленты элеваторов

С целью определения расположения штабеля торфа, образуемого при сборке торфа транспортером, а иногда для определения расстояния железнодорожного пути от головной части транспортера при непосредственной нагрузке торфа в вагоны необходимо разобрать вопрос сбрасывания торфа с ленты наклонного элеватора транспортера.

Каждая частица торфа, перемещаясь с лентой, движется с той же скоростью v , что и лента. В тот момент, когда лента находит на конечный барабан радиусом r , частица торфа и лента вместе с барабаном начинают вращаться. В этом случае на частицу торфа действуют две силы: 1) сила тяжести mg и 2) центробежная сила:

$$m\omega^2 r = mr \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2.$$

Предположим, что наша частица торфа находится в точке A (фиг. 34). Равнодействующую силу, действующую на эту частицу, проведем до пересечения с вертикалью, проходящей через центр O . Из подобия треугольников OMA и ABC имеем:

$$\frac{OM}{OA} = \frac{BC}{AB}.$$

Тогда

$$OM = h = \frac{OA \cdot BC}{AB} = \frac{rmg}{mr\omega^2} = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g \cdot 30^2}{\pi^2 n^2} = \frac{895}{n^2}. \quad (54)$$

Из этого уравнения видно, что h зависит исключительно от числа оборотов барабана. При быстроходных лентах, т. е. когда центробежная сила будет значительной, равнодействующая R будет направлена от барабана (фиг. 35). Обыкновенно же при встречающихся в транспортных машинах для торфа скоростях ленты $h > r$, и в этом случае равнодействующая направлена внутрь барабана (фиг. 34). Разложим равнодействующую R на две составляющие: T — направленную по касательной и N — нормальную к барабану (фиг. 36). Сила T будет

стремиться сбросить частицу торфа с ленты, сила же трения Nf_m будет препятствовать этому. Отделение торфа от ленты произойдет в тот момент, когда

$$T = Nf_m,$$

или

$$R \cdot \sin \beta = R \cdot \cos \beta \cdot f_m.$$

Так как f_m есть тангенс угла трения торфа о ленту — $\operatorname{tg} \rho$, то, поделив обе части уравнения на $\cos \beta$, получим:

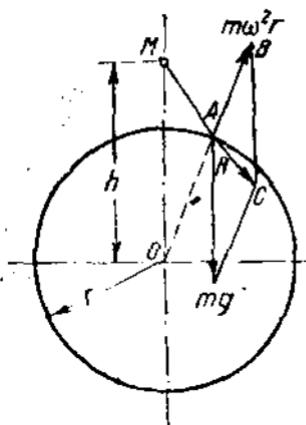
$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \rho,$$

или

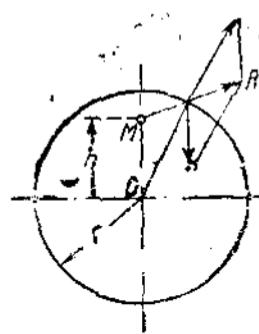
$$\beta = \rho.$$

Из $\triangle OAM$ имеем:

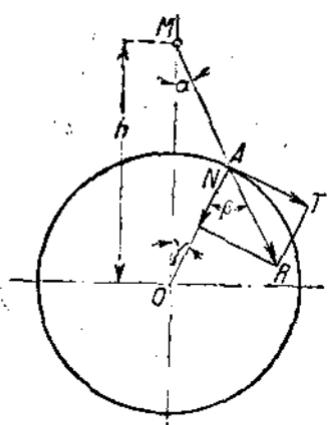
$$\beta = \alpha + \gamma,$$



Фиг. 34. Распределение усилий, действующих на частицу материала у конечного барабана при малых скоростях ленты.



Фиг. 35. Распределение усилий, действующих на частицу материала у конечного барабана при быстрых лентах.



Фиг. 36. Определение момента начала сбрасывания торфа.

значит, отделение торфа от ленты произойдет при

$$\alpha + \gamma = \rho.$$

Из того же $\triangle OAM$ имеем:

$$\frac{MO}{OA} = \frac{h}{r} = \frac{\sin \angle OAM}{\sin \alpha} = \frac{\sin [180 - (\alpha + \gamma)]}{\sin \alpha} = \frac{\sin (\alpha + \gamma)}{\sin \alpha}.$$

Подставляя из уравнения (54) значение

$$h = \frac{g}{\omega^2} = \frac{gr^2}{v^2}$$

для момента начала сбрасывания торфа с ленты, т. е. при

$$\alpha + \gamma = \rho$$

получим:

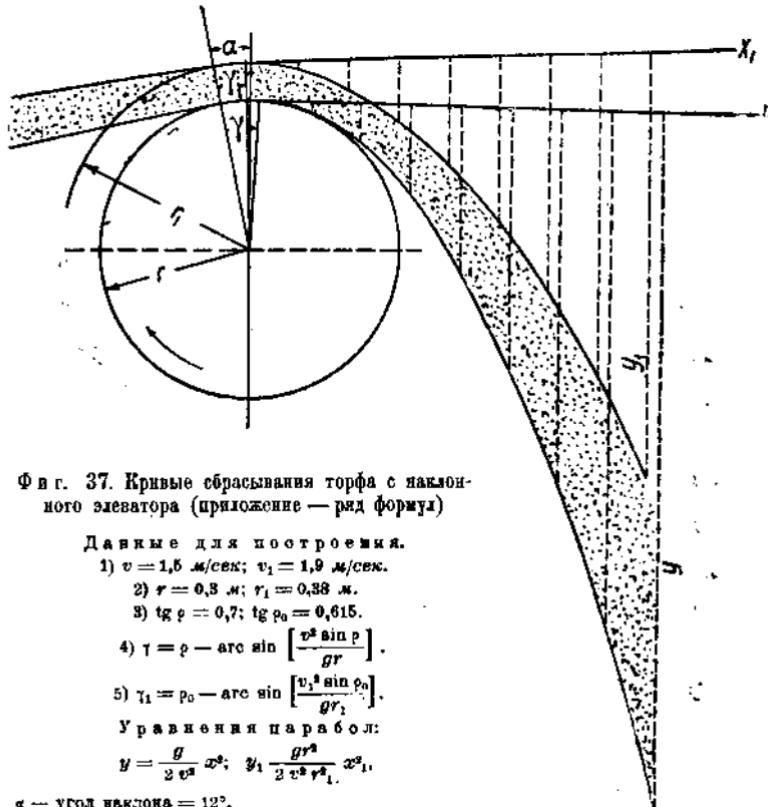
$$\frac{gr}{r^2} = \frac{\sin \rho}{\sin (\rho - \gamma)},$$

откуда угол γ , т. е. угол между вертикальным радиусом и радиусом, проведенным в точку начала сбрасывания торфа с ленты, определится:

$$\sin(\rho - \gamma) = \frac{v^2 \sin \rho}{gr},$$

$$\rho - \gamma = \arcsin\left[\frac{v^2 \sin \rho}{gr}\right],$$

$$\gamma = \rho - \arcsin\left[\frac{v^2 \sin \rho}{gr}\right]. \quad (55)$$



Фиг. 37. Кривые сбрасывания торфа с наклонного элеватора (приложение — ряд формул)

Данные для построения.

1) $v = 1,5 \text{ м/сек}$; $v_1 = 1,9 \text{ м/сек}$.

2) $r = 0,8 \text{ м}$; $r_1 = 0,38 \text{ м}$.

3) $\operatorname{tg} \varphi = 0,7$; $\operatorname{tg} \rho_0 = 0,615$.

4) $\gamma = \rho - \arcsin\left[\frac{v^2 \sin \rho}{gr}\right]$.

5) $\gamma_1 = \rho_0 - \arcsin\left[\frac{v_1^2 \sin \rho_0}{gr_1}\right]$.

Уравнения парабол:

$$y = \frac{g}{2v^2} x^2; \quad y_1 = \frac{g r_1^2}{2v_1^2 \rho_0^2} x_1^2.$$

α — угол наклона = 12° .

Частица торфа, отделившись от ленты, будет продолжать двигаться по касательной с приобретенной скоростью.

Под действием силы тяжести частица также будет двигаться вертикально вниз с ускорением g . За время t частица пройдет путь по касательной

$$x = vt,$$

по вертикали вниз

$$y = \frac{gt^2}{2}.$$

Таким образом:

$$y = \frac{g}{2v^2} x^2, \quad (56)$$

т. е. выбрасывание будет происходить по кривой параболе (фиг. 37).

Уравнения (55) и (56) относятся к частицам материала, лежащим на ленте; верхние частицы, лежащие на слое торфа, при сбрасывании будут двигаться по касательной к окружности радиуса r_1 со скоростью

$$v_1 = v \frac{r_1}{r}.$$

Уравнение параболы в этом случае будет:

$$y_1 = \frac{gr^2}{2v^2 r_1^2} x_1^2. \quad (57)$$

Уравнение (55) для этого случая, ввиду того что в нем вместо ρ — угла трения торфа о ленту — нужно брать p_0 — угол естественного откоса торфа, будет иметь вид:

$$\gamma_1 = p_0 - \arcsin \left(\frac{v_1^2}{gr_1} \sin p_0 \right) = p_0 - \arcsin \left(\frac{v^2 r_1}{gr^2} \sin p_0 \right). \quad (58)$$

На фиг. 37 построены предельные кривые сбрасывания торфа с наклонного элеватора торфособирателя при скорости ленты $v = 1,5 \text{ м/сек}$. Радиус барабана, включая толщину ленты, $r = 0,3 \text{ м}$, толщина транспортируемого слоя торфа $b = 0,08 \text{ м}$.

ПРИМЕР ОСНОВНОГО РАСЧЕТА КАНАТНО-БАДЬЕВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Задание

Рассчитать канатно-бадьевой транспортер системы Иносторфа для сборки 40 т/час фрезерного торфа с вспыльным весом $\gamma = 0,38$. Длина канатного транспортера 300 м, горизонтального ленточного элеватора 3,5 м, наклонного 9 м. Угол наклона элеватора 22°.

Решение

Расчет канатного транспортера. Из условий загрузки выбираем бадьи грузоподъемностью $g = 50 \text{ кг}$. Емкость бадьи i определяется уравнением (2), принимая $\varphi = 0,8$:

$$i = \frac{g}{\gamma \varphi} = \frac{50}{0,38 \cdot 0,8} = 164,5 \text{ л.}$$

Размеры бадьи определяются уравнением (3). Выбирая скорость каната 1 м/сек, пользуясь формулой (1), определяем расстояние между бадьими a :

$$a = \frac{3,6gv}{Q} = \frac{3,6 \cdot 50 \cdot 1}{40} = 4,5 \text{ м.}$$

Для определения напряжений в канате:

а) Намечаем расстояние между опорами — $l = 10 \text{ м}$.

б) Определяем примерный вес тары g_0 . Предположим $g_0 = 10 \text{ кг}$. Следовательно, вес груженой бадьи $g_x = 60 \text{ кг}$.

в) Предварительно выбираем сечение каната и по табл. II приложения берем вес 1 ног. м каната — q_0 .

Берем канат $d = 12,5 \text{ мм}$ из 72 проволочек диаметром 1 мм. $q_0 = 0,55 \text{ кг}$.

г) Определяем приблизительный вес опорного ролика Q_p . Принимая ролики за сплошной диск диаметром 200 мм, толщиной 1,5 диаметра каната при удельном весе литейного чугуна 7,25, получим $Q_p = 4,1 \text{ кг}$.

д) Принимаем давление на канат от веса опорного ролика и действия пружины $q_2 = 5 \text{ кг}$.

е) Считая, что ролики и конечные барабаны вращаются в подшипниках скользящего трения, с применением жидкой смазки, принимаем коэффициент трения в цапфах $\mu_1 = 0,15$.

ж) Задаемся отношением

$$\frac{d_1}{D_1} = \frac{d_2}{D_2} = \frac{d_3}{D_3} = \frac{1}{8}, \quad \text{а} \quad \frac{d}{D} = \frac{d_0}{D_0} = \frac{1}{15}.$$

з) Задавшись диаметром конечных блоков $D = D_0 = 1000 \text{ мм}$, по уравнению (7) определяем коэффициент жесткости каната:

$$\xi = 0,25 \frac{d}{R} = 0,25 \frac{12,5}{500} = 0,006.$$

и) Принимаем коэффициент трения стального каната о чугунный блок $\mu = 0,13$. После этого определяем S_1 , S_3 и S_0 по уравнениям (13), (14) и (19).

$$S_1 = \left[10 \left(\frac{300}{4,5} - 1 \right) + 0,55 \cdot 300 + 4,1 \left(\frac{300}{10} + 5 \right) \right] (0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{8} + \\ + 5 \left(\frac{300}{10} - 1 \right) \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{8} = 26,7 \text{ кг.}$$

$$S_3 = \left[60 \left(\frac{300}{4,5} - 1 \right) + 0,55 \cdot 300 + 4,1 \left(\frac{300}{10} + 1 \right) \right] (0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{8} + \\ + 5 \left(\frac{300}{10} - 1 \right) \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{8} = 108,5 \text{ кг.}$$

$$S_0 = \left[108,5 + 26,7 \left(1 + \frac{0,006 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{15}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{15}} \right) \right] :$$

$$: \left[2,72^{0,13-3,14} - \frac{0,006 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{15}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{15}} - 1 \right] = 282 \text{ кг.}$$

Полученную величину S_0 проверяем на допускаемую стрелу провеса, которая берется в зависимости от высоты опор и размеров бадей с подвесом. Предположим $f = 0,3 \text{ м}$.

При расстоянии между бадьями $a = 4,5 \text{ м}$ на пролете между опорами в 10 м поместится две бадьи.

Тогда действительная стрела провеса по уравнению (23) будет:

$$f = \frac{g_1(l - a)}{2S_0} = \frac{60(10 - 4,5)}{2 \cdot 282} = 0,59 \text{ м.}$$

Следовательно, стрела провеса больше допускаемой. Уменьшаем расстояние между опорами l до 7 м. Тогда получим:

$$S_1 = 29,1 \text{ кг},$$

$$S_3 = 111,6 \text{ кг},$$

$$S_0 = 294,8 \text{ кг.}$$

При новом значении S_0 стрела провеса f будет:

$$f = \frac{60(7,0 - 4,5)}{2 \cdot 294,8} = 0,25 \text{ м.}$$

т. е. несколько меньше допускаемой, что вполне удовлетворяет, так как некоторый запас при возможном изменении расстояний между опорами необходим.

Максимальное напряжение каната S_m определится уравнением (17):

$$S_m = S_0 e^{kx} = 294,8 \cdot 2,72^{0,13 \cdot 3,14} = 444,4 \text{ кг.}$$

По S_m проверяем выбранный канат согласно уравнению (26), принимая

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2, \text{ а } D_{\min} = 20 \text{ см.}$$

Тогда:

$$\sigma = \frac{4S_m}{k \cdot \pi d^2} + cE \frac{\delta}{D_{\min}} = \frac{4 \cdot 444,4}{0,9 \cdot 72 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} + \\ + \frac{3}{8} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,1}{20} = 4620 \text{ кг/см}^2.$$

Выбрав канат из качественной стали с временным сопротивлением разрыву 18 000 кг/см², получим запас прочности:

$$18000 : 4620 = 3,9\text{-кратный.}$$

Окружное усилие P согласно уравнению (21) будет:

$$P = 444,4 \left(1 + 0,006 + 0,15 \cdot \frac{1}{15} \right) - 294,8 \left(1 - 0,15 \cdot \frac{1}{15} \right) = 159,7 \text{ кг.}$$

Мощность N на ведущем валу будет:

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{159,7 \cdot 1}{75} = 2,13 \text{ НР.}$$

Так как передача от двигателя к ведущему валу канатного транспортера осуществляется через редуктор с $\eta = 0,8$, одну цепную с $\eta = 0,95$ и одну коническую с $\eta = 0,92$ передачи, то мощность на валу двигателя определится, учитя общий к. п. д. этих передач $\eta_{об} = 0,7$, $N_{об}$ будет:

$$N_{об} = \frac{N}{\eta_{об}} = \frac{2,13}{0,7} = 3,05 \text{ НР.}$$

Расчет натяжного канатика ведется после определения веса промежуточной опоры q_x . Предположим, $q_x = 80$ кг. Давление на опору от груженого (q_3) и пустого (q_1) канатов будет (см. уравнение 6):

$$q_3 = \left(\frac{g_x}{a} + q_0 \right) l = \left(\frac{60}{4,5} + 0,55 \right) \cdot 7,0 = 97,5 \text{ кг},$$

$$q_1 = \left(\frac{g_0}{a} + q_0 \right) l = \left(\frac{10}{4,5} + 0,55 \right) \cdot 7,0 = 19,3 \text{ кг}.$$

Следовательно, общий вес опоры P_1 будет:

$$P_1 = q_x + q_3 + q_1 = 80 + 97,5 + 19,3 = 196,8 \text{ кг}.$$

При высоте расположения опорных роликов от головки рельсов $h = 1,3$ м и при длине уголника с глазками $a = 1,5$ м натяжение S канатика определяется (см. уравнение 30):

$$S = \frac{P_1 \cdot h}{a} = \frac{196,8 \cdot 1,3}{1,5} = 170,5 \text{ кг}.$$

По табл. II приложения выбираем натяжной канатик из 42 проволочек толщиной 0,7 м и проверяем его по уравнению (26), приняв $D_{\min} = 200$ мм:

$$c = \frac{4 \cdot 170,5}{0,9 \cdot 42 \cdot 3,14 \cdot 0,07^2} + \frac{3}{8} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,7}{200} = 3800 \text{ кг/см}^2.$$

Выбирая канатик из той же качественной стали с временным сопротивлением разрыву 18 000 кг/см², запас прочности m , с которым работает канатик, будет:

$$m = \frac{18000}{3800} = 4,74.$$

Расчет горизонтального и наклонного ленточных элеваторов. Ленточные элеваторы будем рассчитывать на производительность на 15% больше канатного транспортера (см. стр. 37), т. е.

$$Q_s = 1,15 \cdot 40 = 46 \text{ м/час.}$$

Скорость лент выбираем согласно табл. 1, п. 4:

$$v = 2,5 \text{ м/сек.}$$

для наклонного элеватора при угле 22° (см. табл. 2):

$$v = 0,61 \cdot 2,5 = 1,52 \text{ м/сек.}$$

Для корытообразной формы ленты скорость берем пониженную на 20%:

$$v = 0,80 \cdot 1,52 = 1,22 \text{ м/сек.}$$

или, округляя, 1,25 м/сек. Ради однообразия деталей эту скорость берем также для горизонтального элеватора.

По уравнению (33) определяем площадь поперечного сечения F_1 перемещаемого торфа при корытообразной ленте:

$$F_1 = \frac{Q_s}{3600 \cdot \gamma \cdot v} = \frac{46}{3600 \cdot 0,38 \cdot 1,25} = 0,027 \text{ м}^2.$$

По табл. 3 берем отношение F_1 к F — площади сечения материала при плоской ленте. Предполагая, что ширина ленты получится порядка 500—600 мм, берем $F_1 : F = 2,0$, в этом случае

$$F = \frac{0,027}{2,0} = 0,0135 \text{ м}^2.$$

Тогда ширина ленты B определится уравнением (35):

$$B \approx 4,71 \sqrt{F} + 0,055 \approx 4,71 \sqrt{0,0135} + 0,055 \approx 0,6 \text{ м.}$$

По табл. 4 предварительно выбираем ленту с числом прокладок 6; по табл. 5 определяем толщину обкладки: на рабочей поверхности — 1,6, а на нерабочей — 0,8 мм.

Толщина δ такой ленты согласно табл. IV приложения будет: $\delta = 11,1 \text{ мм}$; вес 1 пог. м $q_0 = 6,9 \text{ кг}$.

Определение напряжений в ленте элеваторов. а) Выбираем согласно табл. 8 расстояние между роликами: для холостой ветви горизонтального элеватора при $z_1 = 1$, $l_1 = l_3 = 1750 \text{ мм}$, для рабочей при $z_2 = 2$, $l_2 = 1600 \text{ мм}$, $l_4 = 950 \text{ мм}$; ($l_2 + 2l_4 = 1600 + 2 \cdot 950 = 3500 \text{ мм}$); для наклонного элеватора

$$z_1 = \frac{9 - 2 \cdot 24}{3,5} + 1 \approx 3 \quad \text{и} \quad z_2 = \frac{9 - 2 \cdot 09}{1,6} + 1 \approx 6.$$

б) Из табл. 7 берем вес тройного ролика для груженой ветви $Q_p'' = 16 \text{ кг}$, а из табл. 6 вес прямого ролика для холостой ветви $Q_p' = 17,5 \text{ кг}$.

в) Задаемся отношением

$$\frac{d_1}{D_1} = \frac{d_2}{D_2} = \frac{1}{6} \quad \text{и} \quad \frac{d}{D} = \frac{d_0}{D_0} = \frac{1}{10}.$$

г) μ_1 для подшипников скользящего трения при жидкой смазке берем равным 0,15, а коэффициент трения резины о железо $\mu = 0,25$.

д) Узнаем нагрузку от торфа на 1 пог. м ленты:

$$g = F_1 \gamma = 0,027 \cdot 0,38 = 10,5 \text{ кг/м.}$$

е) По уравнению (40) определяем ξ при диаметре конечных барабанов $D = D_0 = 50 \text{ м} + 50 = 50 \cdot 6 + 50 = 350 \text{ мм}$ (см. стр. 42):

$$\xi = 1,07 \left(\frac{\delta}{R} \right)^{1,09} v^{\frac{1}{7}} = 1,07 \cdot \left(\frac{1,11^{1,09}}{17,5} \right) \cdot 1,25^{\frac{1}{7}} = 0,054.$$

Тогда для горизонтального элеватора S_1 , S_3 и S_0 определяются по уравнениям (37), (38), (41):

$$S_1 = (6,9 \cdot 3,5 + 17,5 \cdot 1)(0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{6} = 1,36 \text{ кг.}$$

$$S_3 = [(10,5 + 6,9) 3,5 + 16,2](0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{6} = 3,07 \text{ кг},$$

$$S_0 = \frac{3,07 + 1,36 \left(1 + \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}} \right)}{2,72^{0,25+3,14} - \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}} - 1} = 3,8 \text{ кг.}$$

Проверяем S_0 на допускаемую стрелу провеса, которую примем 0,20 м. y_{\max} по уравнению (44) будет:

$$y_{\max} = \frac{q_n l_2^2}{8 S_0} = \frac{(10,5 + 6,9) \cdot 1,6^2}{8 \cdot 3,8} = 1,46 \text{ м.}$$

Следовательно, необходимо уменьшить l_2 , т. е. увеличить число роликов или увеличить S_0 . Возьмем увеличенное S_0 в $\frac{1,46}{0,20}$ раза, т. е. $S_0 = 27,7$, тогда y_{\max} будет равен 0,20 м. $\operatorname{tg} \beta_{\max}$ определится по уравнению (45):

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{q_n l}{2 \cdot S_0} = \frac{(10,5 + 6,9) \cdot 1,6}{2 \cdot 27,7} = 0,5.$$

Таким образом, угол $\beta = 27^\circ 40'$ вполне допустим.

Определяем по уравнению (39) S_2 при новом значении S_0 :

$$S_2 = (27,7 + 1,36) \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}} = 2,48 \text{ кг.}$$

Тогда

$$S_m = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 = 27,7 + 1,36 + 2,48 + 3,07 = 34,61 \text{ кг.}$$

Окружное усилие P согласно уравнению (42) будет:

$$P = 34,61 \left(1 + 0,054 + 0,15 \cdot \frac{1}{10} \right) - 27,7 \left(1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10} \right) = 9,8 \text{ кг.}$$

Имея в виду, что движение горизонтального элеватора осуществляется через две цепных передачи с $\eta = 0,95$ каждая и редуктор с $\eta = 0,8$, мощность, требуемая на валу двигателя, определится:

$$N_{z,s} = \frac{Pv}{\eta_{об} \cdot 75} = \frac{9,8 \cdot 1,25}{0,95^2 \cdot 0,8 \cdot 75} = 0,23 \text{ кВт.}$$

Проверку выбранной ленты на прочность ведем по уравнению (52) при $p = 30$:

$$S_m \leq \frac{mpB}{10} \leq \frac{6 \cdot 30 \cdot 60}{10} = 1080 \text{ кг,}$$

т. е. лента выбрана с большим запасом прочности. Можно было бы для горизонтального элеватора взять ленту с $m = 4$ (см. табл. 4).

Для наклонного элеватора S_3 , S_1 и S_0 определяются из уравнений (46), (47) и (48):

$$S_1 = [(10,5 + 6,9) \cdot 9 \cdot 0,927 + 16,6](0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{6} + \\ + (10,5 + 6,9) \cdot 9 \cdot 0,375 = 66,67 \text{ кг.}$$

$$S_1 = (6,9 \cdot 9 \cdot 0,927 + 17,5 \cdot 3)(0,15 + 0,05) \cdot \frac{1}{6} - 6,9 \cdot q \cdot 0,375 = 26,92 \text{ кг,}$$

$$S_0 = \frac{26,92 + 66,67 \left(1 + \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}} \right)}{2,72^{0,25 \cdot 3,14} - \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}}} = 88,6 \text{ кг.}$$

y_{\max} по уравнению (50) будет:

$$y_{\max} = \frac{q_n \cos \alpha l_2^2}{8S_0} = \frac{(10,5 + 6,9) \cdot 0,927 \cdot 1,6^2}{8 \cdot 88,6} = 0,0583 \text{ м.}$$

Следовательно, вполне допустимо

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{q_n \cos \alpha l_2}{2S_0} = \frac{(10,5 + 6,9) \cdot 0,927 \cdot 1,6}{2 \cdot 88,6} = 0,147,$$

т. е. $\beta = 8^\circ 20'$. Таким образом, $\alpha + \beta = 22^\circ + 8^\circ 20' = 30^\circ 20'$.

Следовательно, угол провеса вполне допустим.

$$S_2 = (88,6 + 66,67) \frac{0,054 + 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{10}}{1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10}} = 13,46 \text{ кг (см. уравнение 48).}$$

$$S_m = 88,6 + 26,92 + 13,46 + 66,67 = 195,65 \text{ кг.}$$

$$P = 192 \left(1 + 0,054 + 0,15 \cdot \frac{1}{10} \right) - 88,6 \left(1 - 0,15 \cdot \frac{1}{10} \right) = 120,73 \text{ кг.}$$

Ведущему валу наклонного элеватора движение передается от двигателя через три цепных передачи и редуктор.

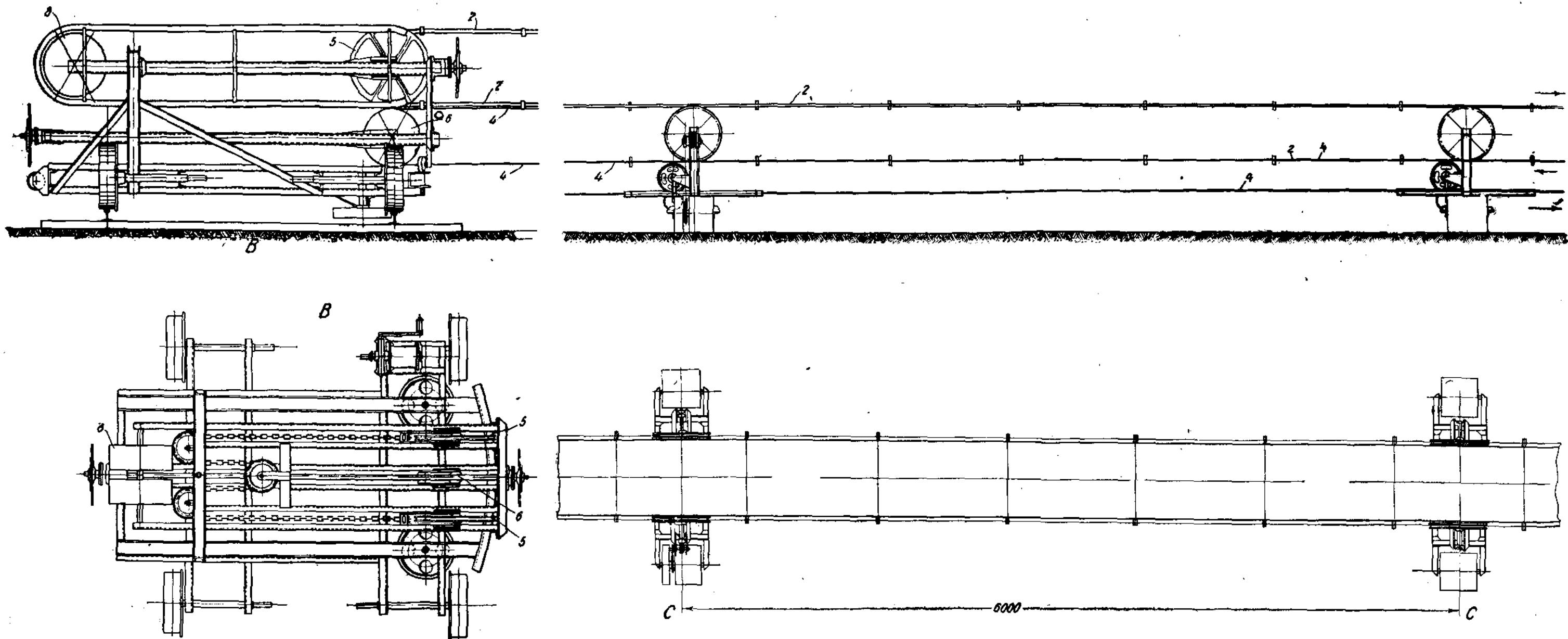
Следовательно, мощность $N_{n,s}$ на валу двигателя для работы наклонного элеватора потребуется:

$$N_{n,s} = \frac{120,73 \cdot 1,25}{0,95^3 \cdot 0,8 \cdot 75} = 2,94 \text{ кВт.}$$

Проверка ленты на прочность

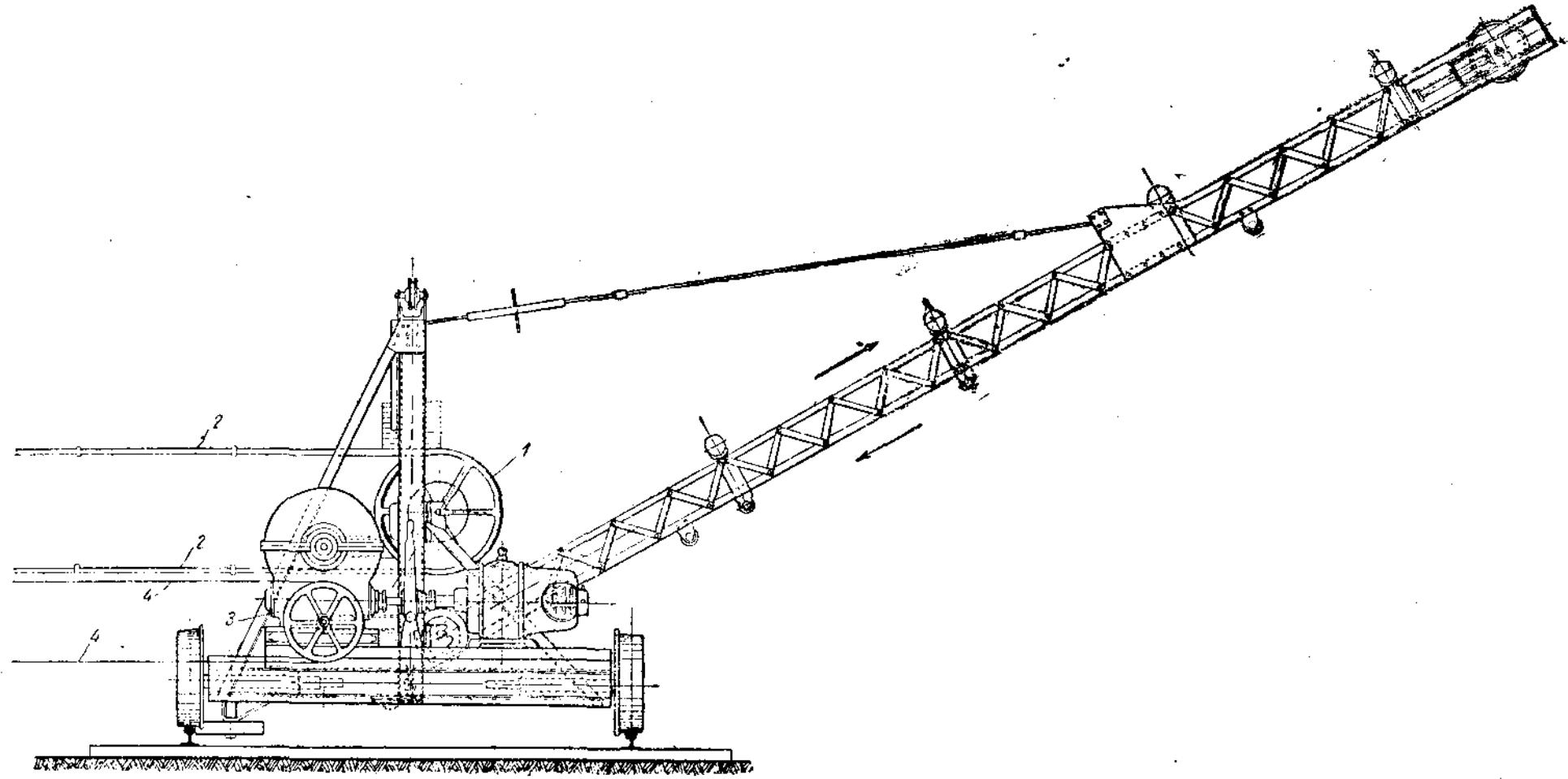
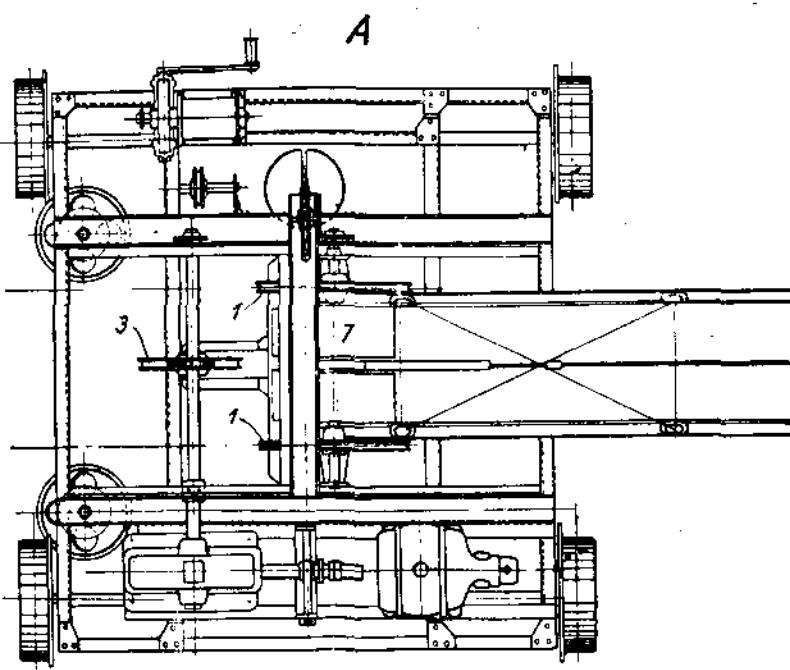
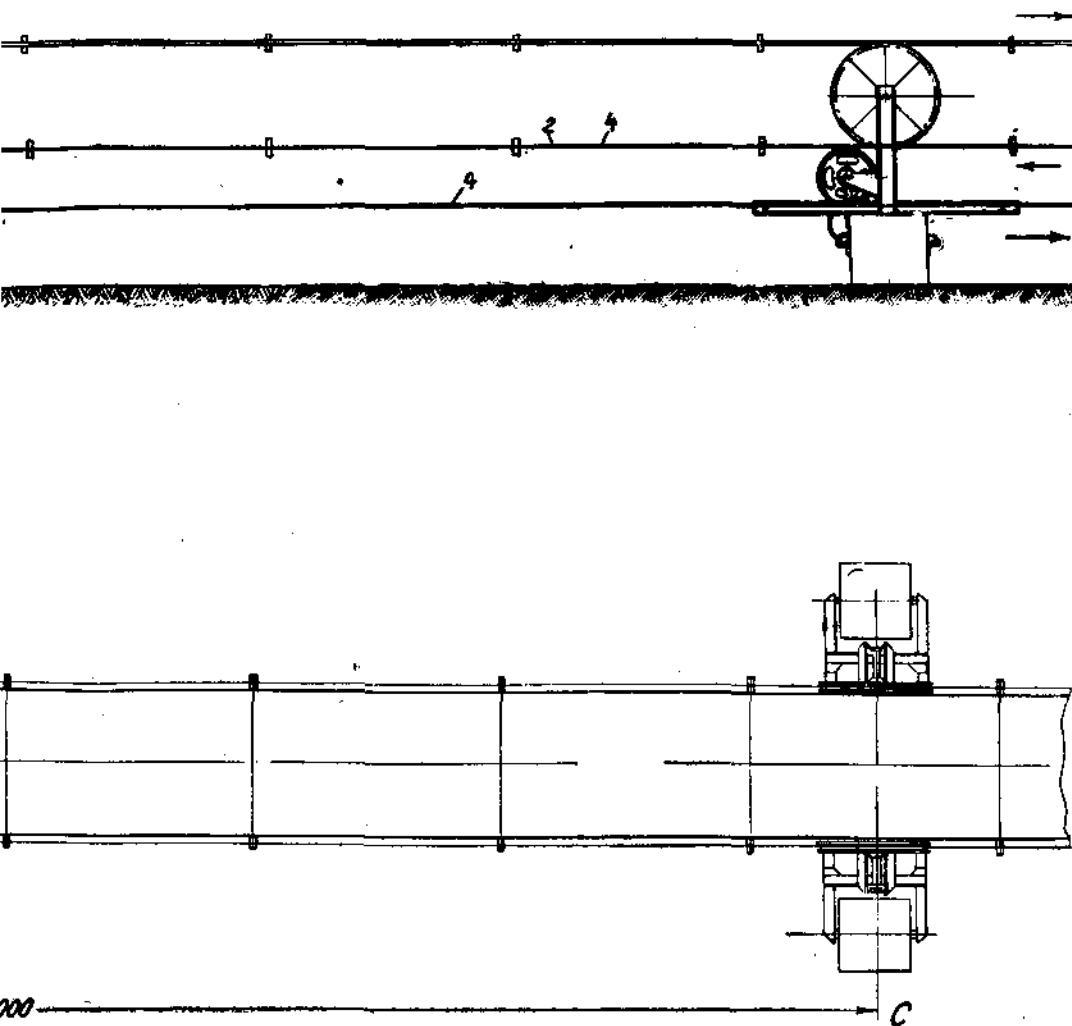
$$S_m = \frac{6 \cdot 30 \cdot 60}{10} = 1080 \text{ кг}$$

показывает, что лента выбрана с большим запасом прочности. Можно было бы число прокладок в ней взять 4 вместо 6.



Зад. 3435. Машины для добычи торфа.

Фиг. 38. Схема каматво-ланочного транспортера.



Фиг. 38. Схема канатно-ленточного транспортера.

КАНАТНО-ЛЕНТОЧНЫЙ ТРАНСПОРТЕР ДЛЯ СУХОГО ТОРФА

Принцип работы

Идея канатно-ленточного транспортера, предложенного Н. А. Вожминцевым, состоит в использовании стального каната в качестве тягового, а транспортной ленты в качестве рабочих органов. Такое сочетание дает возможность иметь передвижное транспортное устройство с непрерывной подачей материала на расстояние 250—300 м.

Канатно-ленточный транспортер для сухого торфа имеет подвижные: головную часть *A* с наклонным ленточным элеватором, заднюю натяжную тележку *B* и промежуточные опоры *C* (фиг. 38).

На головной части *A* установлены три канатных блока: два из них (1), сидящих на одной оси, являются ведущими верхних канатов 2, а один блок (3) служит для нижнего каната 4, свободно передвигающегося за счет трения скоб транспортной ленты.

Ведомые блоки 5 для верхних канатов и блок 6 для нижнего каната смонтированы на задней натяжной тележке 8.

На всем расстоянии между конечными тележками *A* и *B* канаты поддерживаются роликами, установленными на передвижных промежуточных опорах *C*.

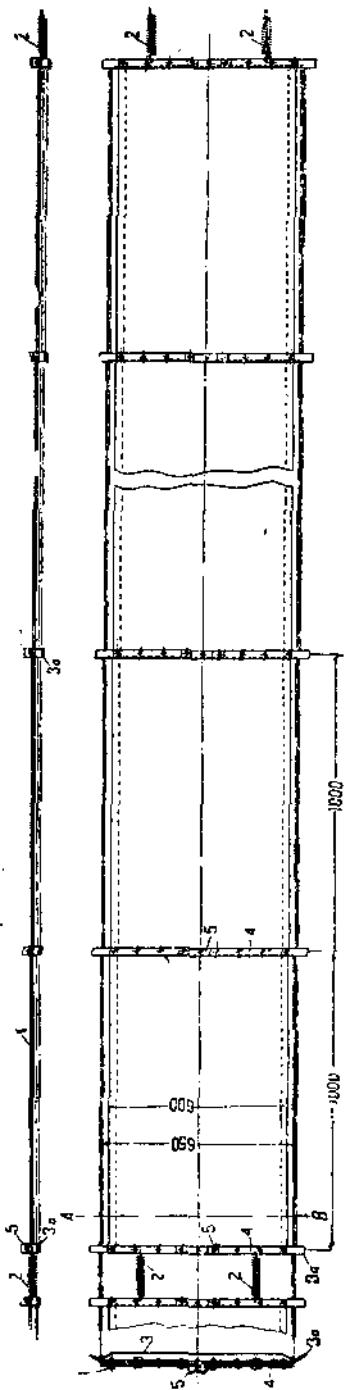
Транспортная лента рабочей шириной 600 мм состоит из отдельных 10-м кусков 1 (фиг. 39), соединенных между собой двумя пружинами 2. Кроме 10-м кусков, имеются также отдельные отрезки в 5, 3, 2 и 1 м, с помощью которых можно получить ленту любой длины и некратную 10 м.

К ленте на расстоянии 1 м укреплены с нижней стороны поперечные перекладины-угольники 3, выпнутые концы которых выпущены за пределы ленты и образуют лапки 3а для установки ими ленты на канаты. С верхней стороны к ленте в этом месте укрепляются планки 4. К средней части планки 4 крепится фасонная скоба 5.

Смонтированная таким образом бесконечная лента своими лапками укладывается на верхнюю ветвь верхних канатов. Она перемещается вместе с верхними канатами за счет трения лапок о канаты. Ведомый барабан 8 (фиг. 38) ленты установлен на задней натяжной тележке на отдельном от канатных блоков валу. Натяжного механизма этот вал не имеет, так как нужное небольшое натяжение ленты создается при помощи пружин, соединяющих отдельные 10-м куски (2 на фиг. 39).

Верхняя рабочая ветвь 1 (фиг. 40) ленты движется по направлению от задней натяжной тележки к головной части вместе с верхними ветвями 2 канатов, опираясь на них своими лапками 3. Обогнув ведущий барабан, нижняя холостая ветвь 4 ленты своей скобой 5 опирается на верхнюю ветвь 6 нижнего каната и вместе с ним перемещается в направлении к задней натяжной тележке. Нижние ветви 7 верхних канатов, в которые лапки 3 упираются снизу, создают устойчивость холостой ветви 4 ленты. Нижняя ветвь 8 нижнего каната с лентой не связана¹.

¹ После испытания выяснилось, что при одном нижнем канате устойчивость холостой ветви ленты недостаточна. Поэтому автором проекта, вместо одного, предложено установить два нижних каната.



Фиг. 39. Транспортер ленты.

Дойдя до задней тележки, нижние ветви верхних канатов и верхняя ветвь нижнего канатагибают свои блоки 5 и 6 (фиг. 38), холостая же ветвь ленты движется дальше, огибая свой ведомый барабан 8, после чего поступает на верхние ветви верхних канатов, опираясь на них своими лапками 3 (фиг. 40).

Работа канатно-ленточного транспортера состоит в следующем: транспортер устанавливается на поле сушки, причем длина его должна соответствовать длине этого поля с таким расчетом, чтобы расположенный на нем в клетках или валах торф мог быть собран и транспортирован в штабеля за пределы его.

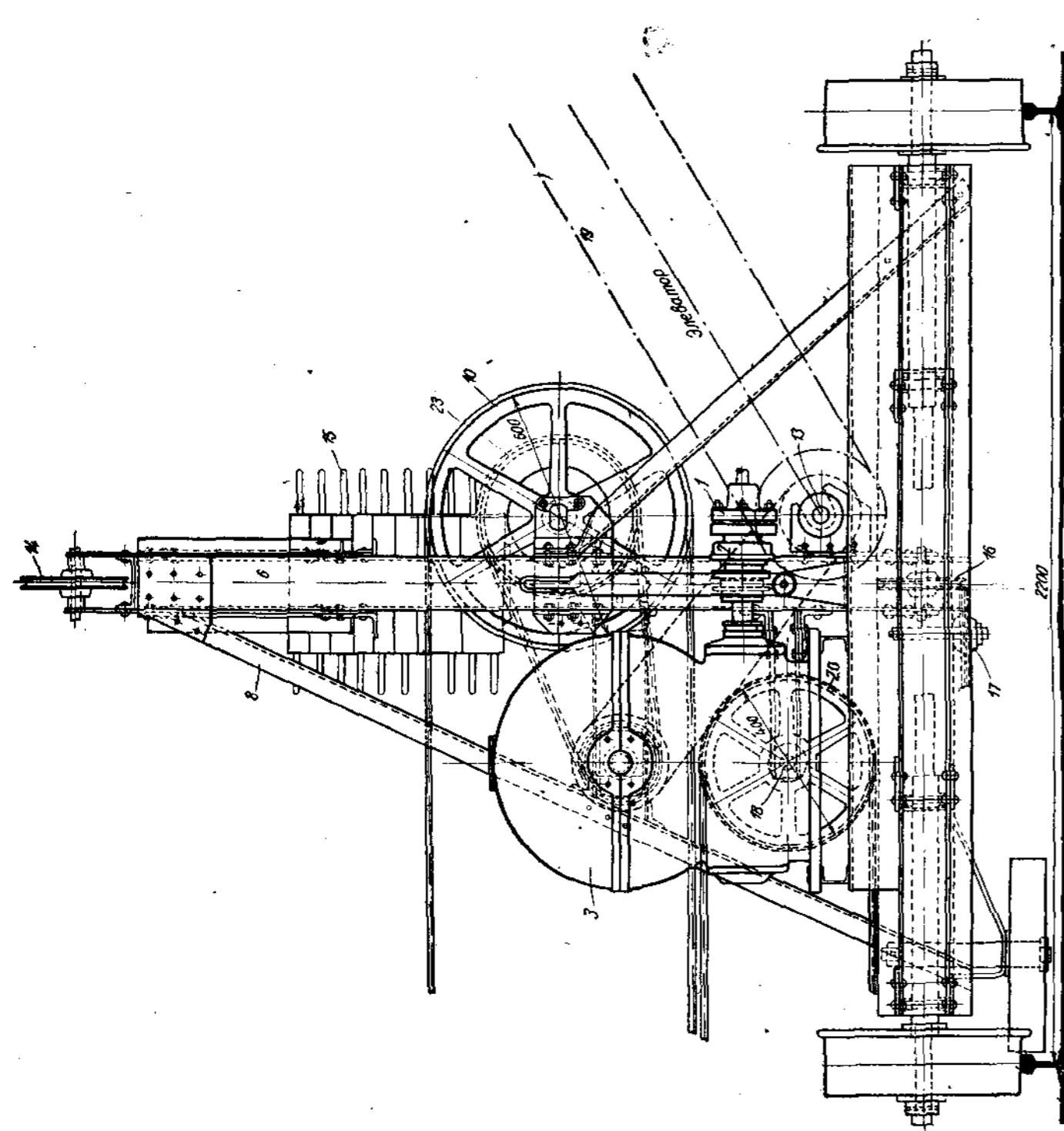
Транспортер может иметь постоянное поступательное движение на торф, который непосредственно вручную или лопатами забрасывается на верхнюю рабочую ветвь ленты по всей длине транспортера. Лента несет торф к головной тележке, где он поступает на наклонный ленточный алеватор, последний поднимает торф вверх и сбрасывает в образуемый штабель.

Производительность транспортера при длине 250 м при скорости канатов, а следовательно, и ленты в 1 м/сек и при поступательной скорости транспортера 18 м/час (0,005 м/сек) определяется в 30 т/час.

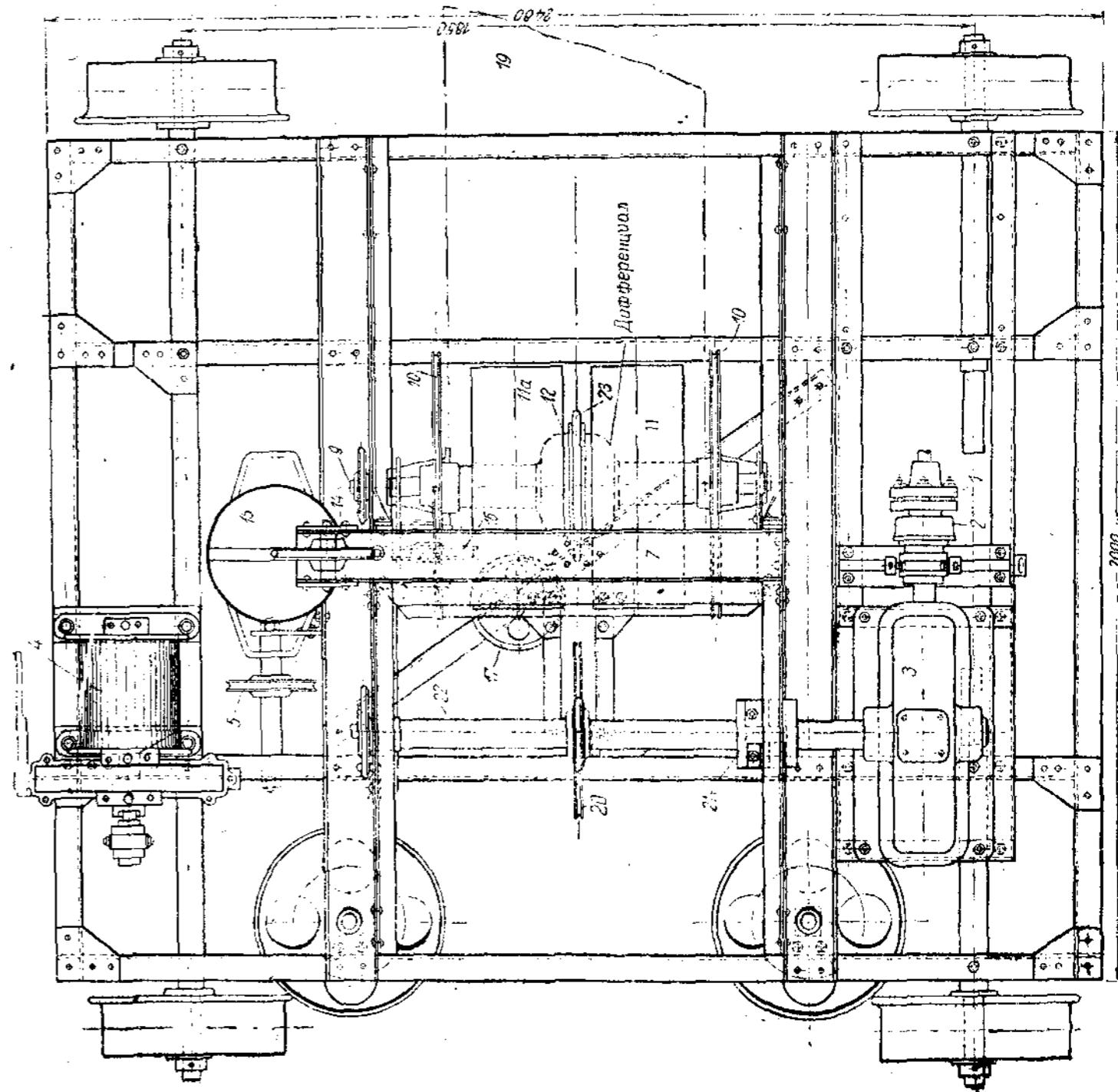
Обслуживание транспортера помимо моториста и его подручного производится бригадой работниц в 20—25 чел., в задачу которых входит загрузка торфа на рабочую ветвь ленты и укладка пути под конечные тележки и промежуточные опоры.

Производительность каждой работницы по загрузке торфа на ленту составляет от 1,8 до 2,5 т/час, причем, как и у транспортера „Heseper Torgwerk“, производительность зависит от плотности распределения торфа на площади.

Нужно отметить, что канатно-ленточный транспортер был испытан в течение непродолжительного срока, поэтому полных производственных данных в настоящее время нет.



Фиг. 41а. Конструкция головной части транспортера (план).



Фиг. 41б. Конструкция головной части транспортера (план).

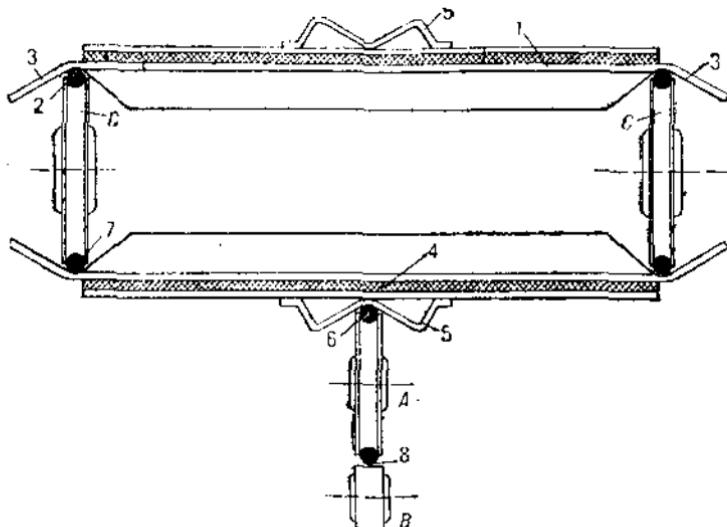
Зав. № 3465. Машинный зал добывающей горы.

Описание конструкции

Головная тележка (фиг. 41). Подвиг головной тележки и ходовые части его по своей конструкции мало чем отличаются от подвига канатного транспортера, поэтому на описании его останавливаться не будем.

В передней по ходу части подвига установлен мотор (на фиг. 41 не показан) и редуктор 3.

В задней части подвига установлена ручная лебедка 4 самохода, на барабан которой наматывается канат, направляемый блоком 5 и закрепленный одним концом к якорю, установленному впереди по ходу тележки, благодаря чему головная тележка получает поступательное движение.

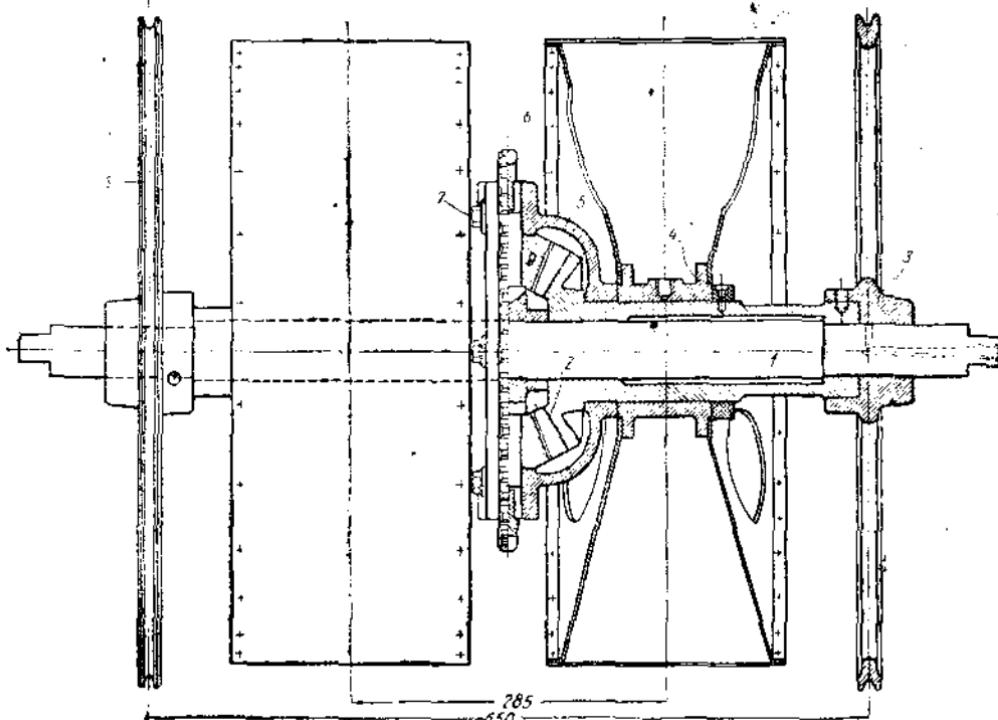


Фиг. 40. Схема поперечного разреза канатно-ленточного транспортера.

В центре тележки установлена металлическая ферма, состоящая из двух стоек 6, связанных между собой связями 7 и подпиртых укосинами 8. Эта ферма служит для укрепления на ней вала 9, на котором установлены ведущие канатные блоки 10 верхних канатов и приводной барабан ленты, состоящий из двух частей: 11 и 11а. В средней части вала 9 помещается дифференциал 12, через который получают движение канатные блоки 10.

К верхней части фермы укрепляется подвес (на фиг. 41 не показан, см. фиг. 38) наклонного элеватора 19. Подшипники ведущего вала 13 наклонного элеватора укреплены у основания стоек 6.

На верхней поперечине фермы укреплен направляющий ролик 14 для подсобного канатика, к концу которого, как и у канатно-байдьевого транспортера подвешен груз 15, создающий постоянное натяжение этому канатику при возможных во время передвижения транспортера изменениях расстояния между головной и задней натяжной тележками. Этот подсобный канатик через ролики 14, 16 и 17 направляется к барабану ручной лебедки, установленной на задней тележке, проходя через глазки угольников промежуточных опор, благодаря чему опоры удерживаются от падения.



Фиг. 42а. Конструкция дифференциала.

В центральной части подвига установлен также короткий вал 18 с канатным блоком 20 для нижнего каната.

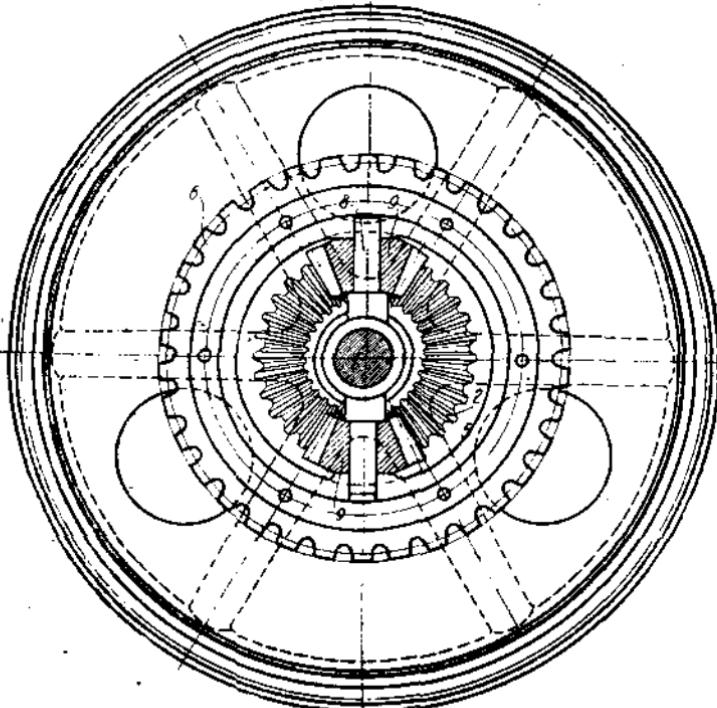
Наклонный элеватор по своей конструкции сходен с наклонным элеватором канатного торфособирателя.

Все механизмы головной тележки транспортера приводятся в движение мотором мощностью 10 ИР с числом оборотов 1430 в минуту.

От вала мотора через эластичную 1 и фрикционную 2 муфты вращается червячный вал редуктора 3 с передаточным числом $i = 1 : 30$. Вал червячного колеса редуктора соединен муфтой 21 с передаточным валом 22, имеющим $n = 71$ об/мин. От этого вала 22 получает движение при помощи цепной передачи ведущий вал 13 наклонного элеватора и звездочка 23 дифференциала 12. Ведущий вал элеватора, делая 105 об/мин при диаметре ведущего барабана 300 мм создает линейную скорость движения ленты в 1,6 м/сек.

Звездочка 23 дифференциала 12 совершает 33 об/мин. Такое же число оборотов делают ведущие блоки диаметром 600 мм верхних рабочих канатов, поступательная скорость которых составляет 1 м/сек.

Конструкция дифференциала состоит в следующем (Фиг. 42а и б). На валу 1, установленном в подшипниках, свободно посажены две конические шестерни 2, имеющие длиные втулки, к концам которых болтами укреплены канатные шкивы 3, свободно сидящие на том же валу 1. На втулке конических шестерен 2 свободно сидят барабаны 4 для ленты и крышки картеров 5. Между коническими шестернями 2 помещается звездочка 6, укрепляемая к крышкам картера болтами 7.



Фиг. 426.

В крышках картера зажата ось 8 сателитов 9. Эта ось в средней части имеет вольцо, которым свободно посажена на валу 1.

Сателиты 9 располагаются между двумя коническими шестернями 2, и зубья их находятся в сцеплении.

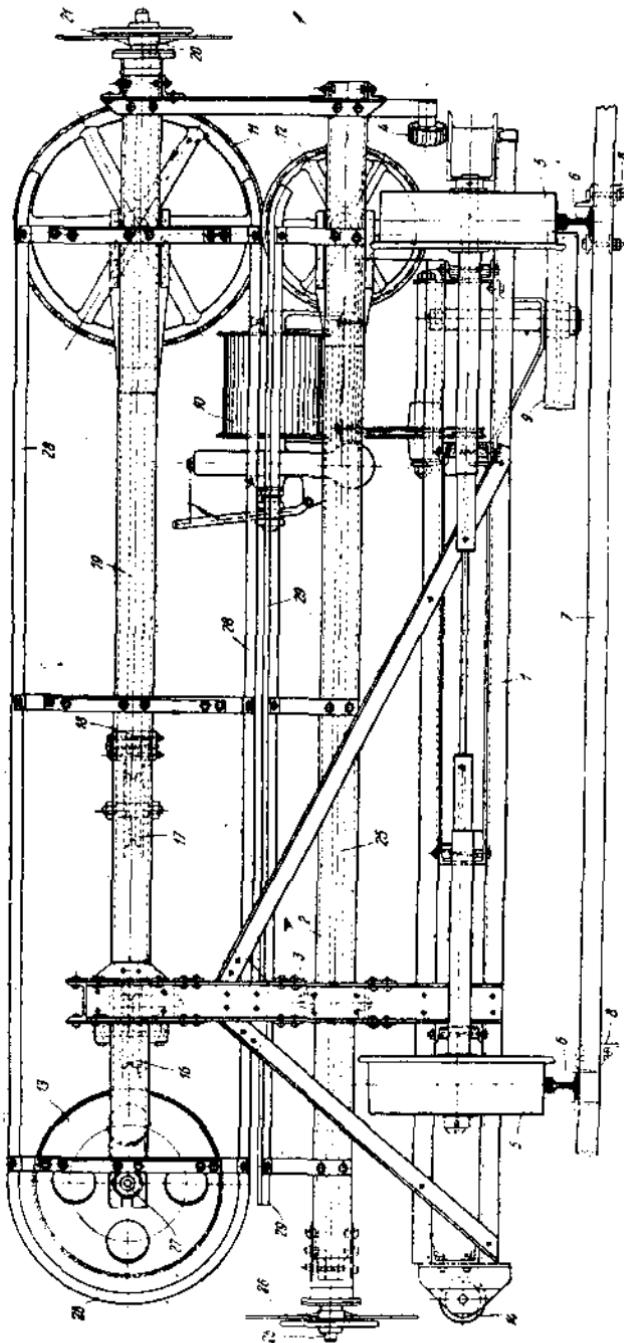
При равных сопротивлениях в канатных блоках сателиты не врашаются, и конические шестерни 2 получают одинаковое число оборотов. При увеличенном сопротивлении в одном блоке сателиты начинают катиться по зубьям отстающей конической шестерни, заставляя вторую шестерню вращаться с увеличенной скоростью до тех пор, пока сопротивления в блоках от канатов не выравниваются. После этого сателиты прекращают вращаться, а конические шестерни начинают вращаться с одинаковой скоростью.

Задняя натяжная тележка. Задняя тележка состоит из подвига 1 (фиг. 43) и поворотной рамы 2, сопряженных между собой штырем 3. Поворот рамы 2 на предельный угол 8° в ту и другую сторону осуществляется на рессиках 4.

Подвиг имеет, как и головная часть, четыре ходовых колеса 5, на которых тележка перемещается по рельсам 6 тяжелого типа, уложенным на шпалах 7 с опорами 8 из угольников.

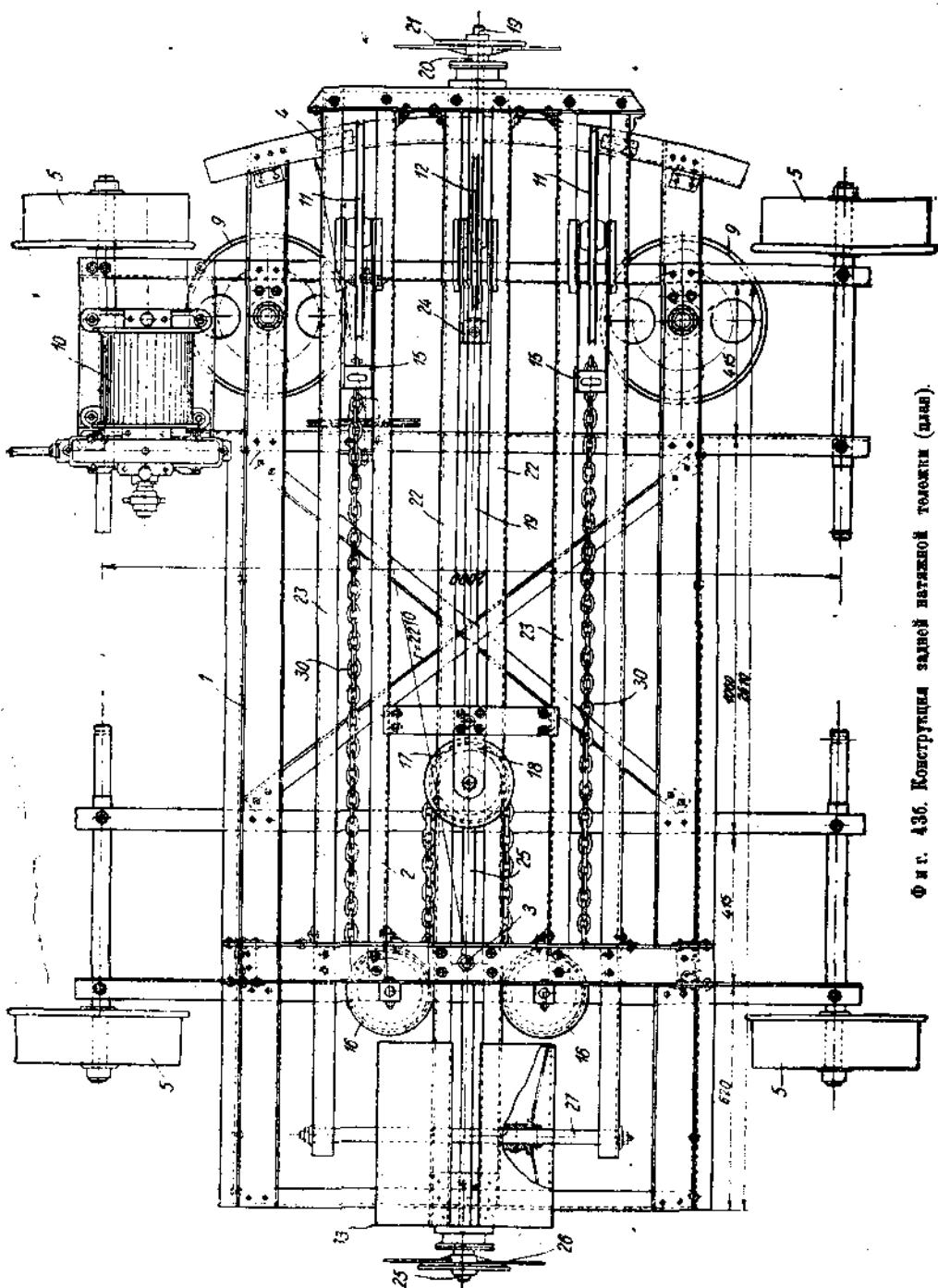
Для предотвращения стаскивания под действием натяжения канатов подвиг тележки имеет два горизонтальных упорных колеса 9, упирающихся в внешнюю боковую поверхность головки рельса.

Передвижение натяжной тележки осуществляется при помощи ручной лебедки 10, установленной на подвиге. На подвиге также установлена ручная



Фиг. 43а. Конструкция задней плавающей тележки (фасад).

Фиг. 11 Конструкция засыпки топлива (загрузки)



лебедка 14 для неподвижного подсобного канатика, который, как было указано, проходит через все промежуточные опоры и служит для удержания их от падения.

На поворотной раме смонтированы: два ведомых блока 11 для верхних канатов, блок 12 для нижнего каната и ведомый барабан 13 для транспортной ленты.

Канатные блоки 11 для верхних канатов имеют каждый свою короткую ось, заделанную в обойму 15, в концах которой укреплена корабельная цепь 30, огибающая два неподвижных 16 и один подвижной 17 горизонтальных ролика. Ось подвижного ролика 17 заделана в обойму 18, соединенную с натяжным винтом 19. При вращении гайки 20 с помощью штурвального колеса 21 винт 19 вместе с роликом 17 имеет поступательное движение, чем достигается необходимое равномерное натяжение верхних канатов. Обоймы 15 канатных блоков 11 в этом случае перемещаются в направляющих 23, а обойма 18 подвижного ролика 17 по направляющим 22.

Ось блока 12 для нижнего каната заделана в обойму 24, соединенную с натяжным винтом 25, который при помощи штурвального колеса 26, перемещается вместе с обоймой 24 и блоком 12, чем достигается натяжение нижнего каната.

Ведомый барабан 13 для транспортной ленты, состоящий из двух частей, свободно вращается на своей неподвижной оси 27.

Между верхними точками ведомых канатных блоков 11 и ведомого барабана 13 установлены сбоку две направляющие 28 для лапок транспортной ленты. Эти направляющие огибают ведомый барабан и подходят к нижним точкам ведущих блоков 11. Кроме того, от ведомого барабана к верхней точке блока 12 в середине установлены направляющие 29 для скобы ленты (см. также фиг. 39).

Таким образом, нижняя ветвь транспортной ленты, покидая канаты, своей скобой опирается на направляющую 29, а для устранения колебания она лапками упирается в нижние направляющие 28. После огибания ведомого барабана 13 верхняя ветвь ленты своими лапками опирается на верхние направляющие 28 до тех пор, пока ее лапки не перейдут на верхние ветви верхних канатов.

Промежуточные опоры. Промежуточные опоры, служащие для удержания канатов от провеса, расположены на расстоянии 6 м друг от друга на всей длине от головной части до задней натяжной тележки.

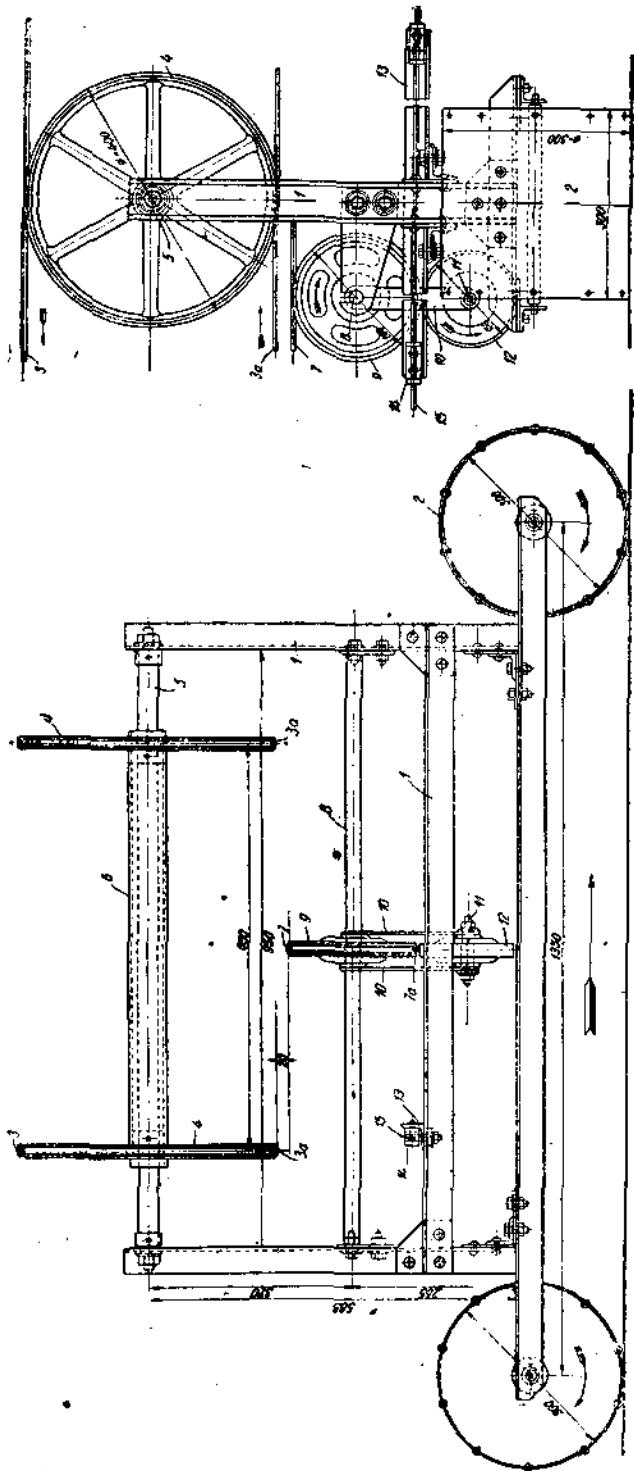
Каждая опора состоит из вертикальной рамы 1 (фиг. 44), выполненной из двух швеллерных балок, связанных между собой угольниками. Рама установлена на двух катках 2, на которых опора перемещается в том же направлении, как и конечные тележки.

Для удержания от провеса верхних канатов 3 промежуточная опора имеет два поддерживающих блока 4, диаметром 400 мм, свободно посаженных на валу 5 и соединенных между собой газовой трубой 6. Нижние ветви верхних рабочих канатов 3а упираются в ручки тех же блоков 4 с нижней стороны (см. также фиг. 40).

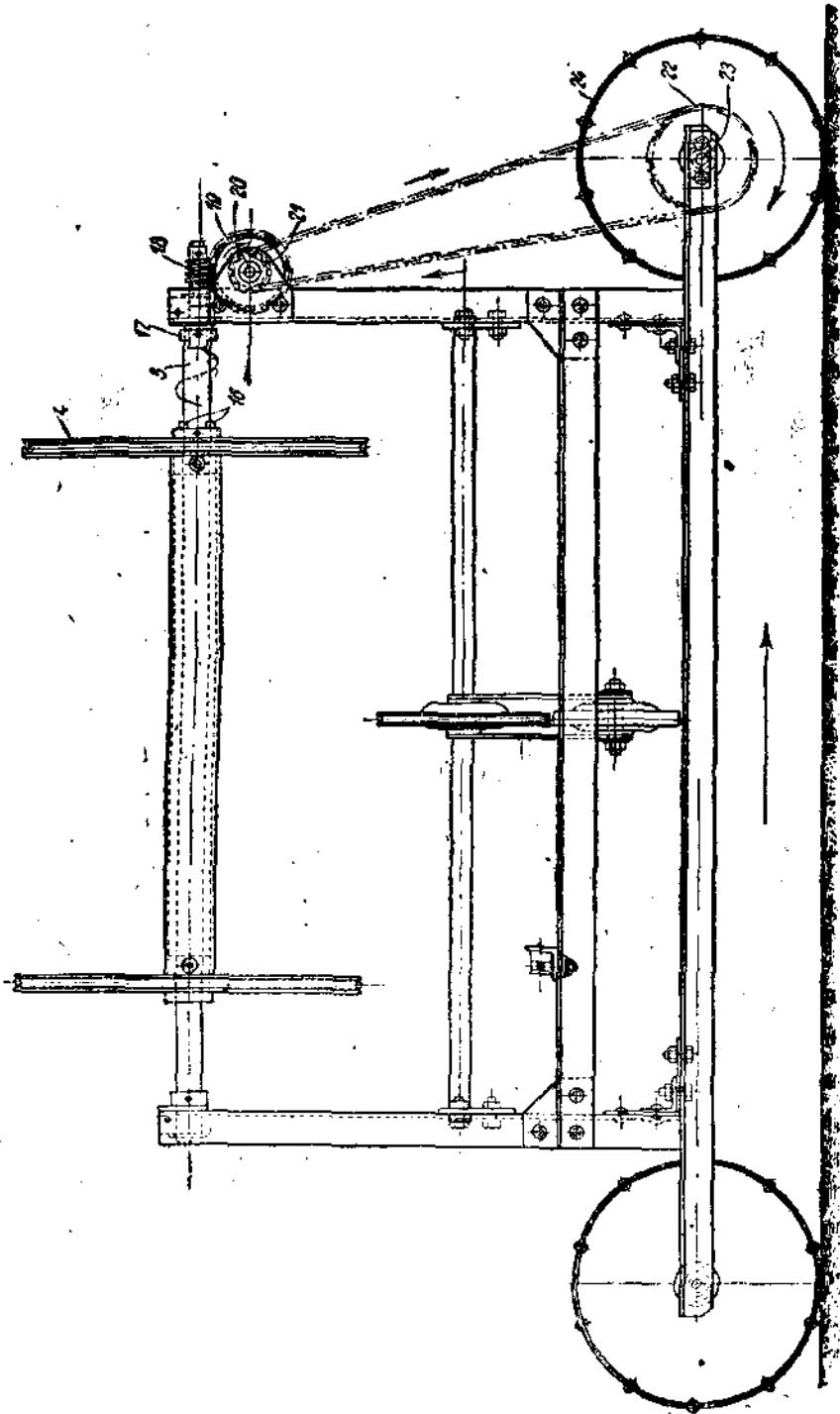
Для верхней ветви 7 нижнего каната установлен на валу 8 свободно вращающийся ручейковый блок 9.

Для нижней ветви 7а нижнего каната подведен на валу 8 при помощи двух планок 10 и короткой оси 11 плоский ролик 12.

Ручейковый блок 9 и плоский ролик 12 расположены в одной вертикальной плоскости, касаясь друг друга своими кромками; нижняя ветвь 7а нижнего



Фиг. 44. Конструкция пасекирно двигающейся промежуточной опоры.



Фиг. 45. Конструкция активно двигающейся промежуточной опоры (фасад).

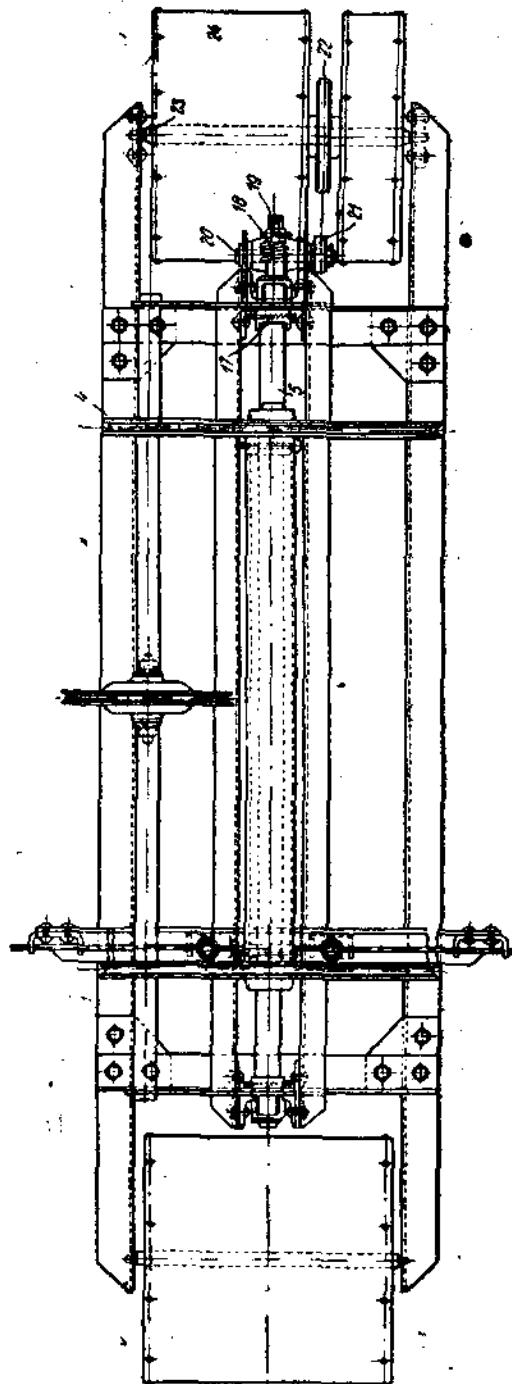
каната проходит с нижней стороны в ручье блока 9, прижимаемая плоским роликом 12¹.

Блоки 4 и блок 9 вместе с плоским роликом 12 имеют свободное перемещение: первый—вдоль вала 5, второй—вдоль вала 8 в пределах, допускаемых длиной валов.

Этим производится самоустановка роликов, с тем чтобы их ручьи располагались параллельно движению канатов.

Для удержания промежуточных опор от падения и с целью содействия передвижению их при перемещении конечных тележек промежуточные опоры имеют укрепленные к раме уголники 13 длиною 1 м с глазками 14, через которые пропущен подсобный канатик 15 диаметром 6 мм. Этот канатик проходит через глазки всех опор; один конец его укреплен к барабану ручной лебедки на задней тележке, к другому концу на головной части подведен груз.

Для облегчения поступательного движения промежуточных опор между каждыми двумя массивными устанавливается одна активно движущаяся опора (фиг. 45). К втулке канатного блока 4 со стороны, в которую должно быть произведено движение опоры, укреплены кулачки 16. В тот момент, когда начнут передвигаться конечные тележки, поддерживающие канатные блоки 4 передвинуться вдоль своего вала 5 и кулачки 16 войдут в соединение с кулачной



Фиг. 45а. Конструкция активно движущейся промежуточной опоры (план).

¹ В последнем проекте предусмотрено два ручейковых и два плоских блока, так как вместо одного имеется два винтовых каната.

муфты 17, укрепленной на валу 5. Вал 5 вместе с сидящим на его конце червяком 18 получает вращательное движение, которое будет передаваться червячному колесу 19, установленному на коротком валу 20. Установленная на этом же валу звездочка 21 при помощи цепи и звездочки 22 будет вращать вал 23 переднего катка 24, в силу чего промежуточная опора начнет перемещаться.

При прекращении движения конечных тележек канатные блоки 4 под действием канатов переместятся по валу 5 в обратном направлении, сцепление кулачков 16 на втулке блоков 4 с кулачной муфтой 17 нарушится и промежуточная опора перестанет перемещаться.

С целью поместить цепное колесо 22 на валу 23 при тех же габаритных размерах передний каток 24 разрезан на две части.

В настоящему времени инж. Вохминцевым совместно с инж. Кирпичниковым закончено проектирование новой модели канатно-ленточного транспортера. В последней модели несущий и тяговый органы представляют два ряда каната, имеющих на себе поперечные, выполненные из фанеры, планки шириной 140 мм, соединенные между собой при помощи зажимаемого каната, проходящего в середине под планками. С боков к деревянным планкам при помощи уголков укреплены фанерные борта. Таким образом канаты вместе с деревянным полотном образуют подвижной лоток, в который ручным способом закидывается торф.

Деревянное полотно у головной тележки переходит на два других наклонных каната.

Глава VI

ОСНОВНОЙ РАСЧЕТ КАНАТНО-ЛЕНТОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Расчет производительности транспортера

Расчет канатно-ленточного транспортера, состоящего из трех отдельных транспортеров (канатно-ленточного, горизонтального ленточного и наклонного ленточного), ведется отдельно для каждого элемента.

В данной главе будет дан расчет только канатно-ленточного транспортера, что касается горизонтального и наклонного ленточных элеваторов, то расчет их был приведен в гл. IV.

Расчет канатно-ленточного элемента, по существу, является комбинированным расчетом ленточного и канатного транспортеров.

Производительность канатно-ленточного транспортера определяется так же, как и ленточного транспортера с плоской лентой (см. уравнение 33) ¹.

$$Q = 3600 \gamma F v \text{ м/час} \quad (59)$$

Здесь скорость v выбирается так же, как и для канатного транспортера, от 0,8 до 1,25 м/сек (см. стр. 23).

Расчет транспортной ленты

Исходя из заданной производительности Q и выбранной скорости v , из формулы (59) определяется F — площадь сечения транспортируемого слоя торфа.

¹ Для более точного подсчета производительности необходимо учесть промежутки между кусками 10-м лент, так как этими частями транспортная лента торфа не несет.

Сечение слоя сверху ограничено параболой. Для определения ширины ленты B в уравнение (35) необходимо включить коэффициент наполнения ленты φ , так как по условиям загрузки лента будет нести на себе материал не одинаковым сечением. При правильной расстановке рабочих вдоль транспортера φ можно довести до 0,9.

Таким образом:

$$F = \frac{1}{18} (0,9B - 0,05)^2 \varphi. \quad (60)$$

Ширина ленты B определяется (см. уравнение 35):

$$B \approx 4,71 \sqrt{F} + 0,55. \quad (61)$$

Лента, являясь только иссущим органом, натянута силой T_0 , обеспечивающей стрелу провеса ленты между попечинами A не более допускаемой. Допускаемая стрела провеса берется из соображений, чтобы наиболее опущенная часть ленты не касалась осей, поддерживающих канаты роликов.

Определяем натяжение ленты T_0 так же, как у ленточного транспортера (см. уравнение 44), предварительно задавшись сечением ленты и взяв по табл. IV приложения вес 1 пог. м:

$$T_0 = \frac{q_n l_0^2}{8y_{don}}, \quad (62)$$

где $q_n = q_x + q_a$ — нагрузка от веса торфа ($q_x = F_1$) и веса ленты с попечинами (q_a) в кг на 1 пог. м ленты,

l_0 — расстояние между попечинами в м,

y_{don} — допускаемая стрела провеса в м.

При встречающихся расстояниях между попечинами (около 1 м) величина T_0 получается незначительной. Следовательно, ленту можно брать с наименьшим числом прокладок.

Выбор числа прокладок, толщины обкладок ленты и проверка ее на прочность на натяжение T_0 ведется в том же порядке, как было описано в гл. IV.

Определение натяжений в канатах и подсчет мощности

На верхнюю ветвь нижнего каната, помимо собственного веса, действует нагрузка от порожней ленты; нижние ветви верхнего каната нагрузки не несут. Следовательно, цапфы поддерживающих роликов A (фиг. 46 и 48) воспринимают нагрузку от веса двух нижних ветвей 7 верхних канатов, от веса нижней холостой ветви транспортной ленты, от веса верхней ветви 6 нижнего каната и от собственного веса роликов. На оси роликов B действует нагрузка от веса нижней ветви 8 нижнего каната и от собственного веса роликов. Цапфы роликов C воспринимают нагрузку от веса верхних ветвей 2 верхних канатов, от веса верхней холостой рабочей ветви ленты и от собственного веса роликов.

Предварительное натяжение U_0 нижнего каната определяется, исходя из выбранного расстояния между опорами 1, из нагрузки на верхнюю ветвь каната, как наиболее нагруженную, и из допускаемой стрелы провеса y_{don} .

Нагрузка на 1 пог. м верхней ветви нижнего каната q_n будет:

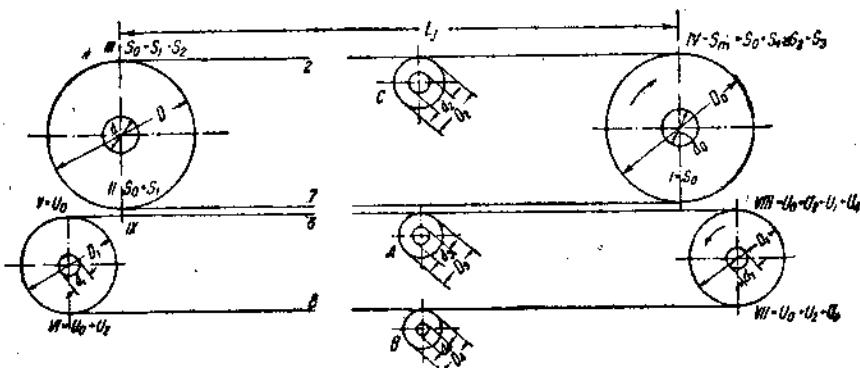
$$q_n = q_a + 2g_0 + g_a',$$

где q_0 — вес 1 пог. м полотна в кг (вес ленты и металлических частей),
 q_0 — вес в кг 1 пог. м верхнего каната, предварительно выбираемого,
 q_0 — вес в кг 1 пог. м нижнего каната, также предварительно выбираемого по каталогу.

Соответственно уравнению (23) U_0 для нижнего каната будет:

$$U_0 = \frac{q_0 l}{2y_{\text{don}}} \quad (63)$$

Наименьшее натяжение нижнего каната будет в сечении V и равно U_0 , в сечении VI натяжение увеличивается на величину U_2 — усилия для преодоления трения в цапфах заднего блока и жесткости каната при огибании этого блока. Следовательно, в сечении VI канат натянут силой $U_0 + U_2$. На участке $VI - VII$ необходимо преодолеть трение в цапфах роликов B , в силу чего в точке VII канат натянут силой $U_0 + U_2 + U_1$. При огибании переднего блока преодолевается сопротивление U_4 , соответствующее U_2 , следовательно, в сечении $VIII$ канат имеет натяжение $U_0 + U_2 + U_1 + U_4$.



Фиг. 46. Распределение усилий в канатах канатно-ленточного транспортера.

Нижний канат приводится в движение, за счет трения скоб ленты, нижними ветвями верхних канатов, причем это трение распределено по всей длине транспортера. Следовательно, натяжение нижнего каната от точки $VIII$ до точки IX не увеличивается, а максимальное натяжение остается в сечении $VIII$.

Определение $U_2 U_1 U_4$ ведется в том же порядке, как и у канатно-бадьевого транспортера.

U_2 определяется из уравнения моментов всех сил относительно центра заднего блока ¹.

$$U_2 = \frac{U_0 \left(\xi + 2\mu_1 \cdot \frac{d_1}{D_1} \right)}{1 - \mu_1 \frac{d_1}{D_1}}, \quad (64)$$

где ξ — коэффициент жесткости, подсчитываемый по уравнению (7),

μ_1 — коэффициент трения в цапфах (см. стр. 25),

$\frac{d_1}{D_1}$ — берется от $1/10$ до $1/15$.

¹ Собственным весом блока ввиду незначительного влияния его за результат пренебрегаем.

U_1 , определяется соответственно уравнению (13):

$$U_1 = \left[q_0' L_1 + Q_B \left(\frac{L_1}{l} - 1 \right) \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_4}{D_4}, \quad (65)$$

где

Q_B — вес ролика B в кг,

$\frac{d_4}{D_4}$ — берется от $1/8$ до $1/10$,

$\left(\frac{L_1}{l} - 1 \right)$ — число промежуточных опор.

U_4 определится также из уравнения моментов всех сил относительно центра переднего блока (без учета веса блока):

$$U_4 = (U_0 + U_2 + U_1) \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d_1}{D_1}}{1 - \mu_1 \frac{d_1}{D_1}}. \quad (66)$$

По максимальному усилию $U_0 + U_2 + U_1 + U_4$ нижний канат рассчитывается на прочность в порядке, указанном в гл. III (уравнение 26).

Верхние канаты в сечении I в момент сбегания с ведущих блоков натянуты наименьшей силой S_0 (на оба конца) — от предварительного натяжения. На участке I — II для преодоления всех сопротивлений нижнего каната, включая сопротивления в цапфах роликов A, к канатам 7 добавляется натяжение $S_1 = U_2 + U_4 + U_8$, где U_8 — усилие для преодоления трения в цапфах роликов A, следовательно, в точке II оба верхних каната имеют натяжения $S_0 + S_1$. В сечении III натяжение увеличивается на величину S_2 , а в сечении IV канаты натянуты максимальной силой $S_3 = S_0 + S_1 + S_2 + S_8$, где S_8 — усилие для преодоления сопротивлений в цапфах спорных роликов C¹.

Величины U_8 и S_8 определяются в том же порядке, как было указано в гл. III:

$$U_8 = \left[(q_a + 2q_0 + q_0') \cdot L_1 + 2Q_A \left(\frac{L_1}{l} - 1 \right) \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_8}{D_8}, \quad (67)$$

где $q_a + 2q_0 + q_0'$ — нагрузка в кг, приходящаяся на 1 пог. м верхней ветви нижнего каната от ленты (q_a), от двух верхних канатов 7 ($2q_0$) и от веса нижнего каната 6 — q_0' ,

Q_A — вес ролика A в кг,

$\frac{d_8}{D_8}$ — для предварительных расчетов берется от $1/8$ до $1/10$.

$$S_8 = \left[(q_a + q_0 + 2q_0) \cdot L_1 + 2Q_C \left(\frac{L_1}{l} - 1 \right) \right] (\mu_1 + 0,05) \frac{d_8}{D_8}, \quad (68)$$

¹ В случае неровности поверхности, на которой установлен транспортер, необходимо учесть соответствующие изменения усилий в канате.

здесь q_1 — нагрузка от веса торфа на 1 ног. м ленты в кг,

Q_C — вес ролика C в кг,

$\frac{d_2}{D_2}$ — берется так же как $\frac{d_3}{D_3}$ и $\frac{d_4}{D_4}$.

$$S_0 = \frac{S_3 + S_1 \left(1 + \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} \right)}{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}} \quad (69)$$
$$e^{\mu_1} = \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} - 1$$

Проверка S_0 на допускаемую стрелу провеса y_{don} и угол провеса β ведется в том же порядке, как для ленточного транспортера (стр. 43 и 44).

$$y_{max} = \frac{(q_1 + q_4 + 2q_0) l^2}{8S_0} \leq y_{don}, \quad (70)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{max} = \frac{(q_1 + q_4 + 2q_0) l}{2S_0} \leq \operatorname{tg} \rho, \quad (71)$$

где ρ — угол трения лапок ленты о канат.

Значение S_2 определяется:

$$S_2 = (S_0 + S_1) \frac{\xi + 2\mu_1 \frac{d}{D}}{1 - \mu_1 \frac{d}{D}} \quad (72)$$

Передаваемое ведущим валом окружное усилие P отнесенный к окружности блока, будет:

$$P = (S_0 + S_1 + S_2 + S_3) \left(1 + \xi + \mu_1 \frac{d_0}{D_0} \right) - S_0 \left(1 - \mu_1 \frac{d_0}{D_0} \right). \quad (73)$$

Учитя соответствующий к. п. д. привода η , можно определить мощность на валу двигателя.

Проверка выбранных канатов на прочность ведется по уравнению (26) на максимальное натяжение $\frac{S_m}{2}$ для каждого каната.

Основной расчет активно-двигающейся опоры

Обозначим:

W — поступательную скорость транспортера (берется около 0,005 м/сек),

R_b — радиус катков в м.,

R_2 — радиус верхних блоков в м.,

v — скорость канатов в м/сек,

μ_a — коэффициент сопротивления движению катков на поверхности торфяной залежи, равный 0,14,

i — передаточное число от червяка к катку (см. фиг. 45),

η — к. п. д. передач,

q_x — вес промежуточной опоры в кг.

$P_0 = (q_x + 2q_a + 4q_0 + 2q_0')l$ — нагрузка в кг, приходящаяся на одну опору от веса торфа, ленты, верхних и нижнего канатов,

$P'_0 = (2q_a + 4q_0 + 2q_0')l$ — нагрузка в кг на опору при порожней ленте (от ленты и канатов).

При постановке активных опор через каждую массивную силу тяги для передвижения активной опоры при груженой ленте должна быть равна:

$$f_1 = 2(q_x + P_0)\mu_a, \quad (74)$$

при порожней ленте

$$f_2 = 2(q_x + P'_0)\mu_a. \quad (75)$$

Тогда крутящие моменты на катке соответственно будут:

$$M_{d_1} = f_1 R_b \text{ кгсм}; \quad M_{d_2} = f_2 R_b \text{ кгсм}.$$

Крутящие моменты на червяке M_{d_3} и M_{d_4} определяются:

$$M_{d_3} = \frac{M_{d_1}}{\eta^2}; \quad M_{d_4} = \frac{M_{d_2}}{\eta^2}.$$

Тогда усилия P_1 и P_2 на ручьях верхних блоков будут:

$$P_1 = \frac{M_{d_3}}{R_2}; \quad P_2 = \frac{M_{d_4}}{R_2}.$$

Давления на ручьи этих блоков при груженой ленте Q_1 и при порожней Q_2 будут:

$$Q_1 = q_x + q_a + 2q_0; \quad Q_2 = q_a + 2q_0.$$

Зная коэффициент трения между ручьем блока и канатом μ (сталь по чугуну)¹ можно определить силу трения T_1 — при груженой и T_2 — при порожней ленте:

$$T_1 = Q_1 \mu; \quad T_2 = Q_2 \mu.$$

Тогда определяется степень надежности сцепления канатов с верхними блоками во время передвижения активной опоры при груженой m_1 и порожней m_2 ленте:

$$m_1 = \frac{T_1}{P_1}; \quad m_2 = \frac{T_2}{P_2}.$$

Степень надежности при порожней ленте необходимо иметь не менее 4—5-кратной, при груженой — не менее 20-кратной.

¹ Для увеличения силы трения T можно ручьи блоков обложить деревом или кожей, что даст увеличение μ (см. стр. 28).

ПОГРУЗОЧНЫЕ И ШТАБЕЛЕВОЧНЫЕ МАШИНЫ

Глава VII

МАШИНЫ ДЛЯ ПОГРУЗКИ ТОРФА В ВАГОНЫ

Виды погрузочных операций

При существующих схемах торфяных хозяйств погрузочные операции можно разделить на следующие четыре вида:

а) Погрузка кускового торфа из небольших объемом до 50 м³ полевых штабелей, расположенных рядами. В этом случае погрузка производится в открытые узкоколейные вагоны, доставляемые к штабелям по временным переносным путям.

б) Погрузка кускового или фрезерного торфа в открытые вагоны из расположенных вдоль постоянного узкоколейного пути больших полевых караванов, образованных в результате сборки торфа с поля сушки транспортерами, уборочными машинами или гусеничными грузовиками.

в) Погрузка торфа на складе в вагоны широкой колеи (открытые или крытые)..
г) Перегрузка торфа из вагонов узкой колеи в вагоны широкой колеи.

В нашу задачу входит рассмотрение машин, механизирующих первые два вида погрузочных операций. Вопросы погрузки в ширококолейные вагоны и перегрузки, связанные с устройством перегрузочных эстакад и специальных само-разгружающихся и других вагонов, относятся к вопросам транспорта торфа и нам не рассматриваться не будут.

В первом случае мы имеем дело с небольшими штабелями, образованными в результате ручной сборки торфа.

Машины для погрузки торфа из этих штабелей в открытые вагоны узкой колеи должны обладать большой подвижностью, с тем чтобы переход от одного штабеля к другому занимал минимум времени.

Вес этих машин и удельное давление на опорные части должны соответствовать условиям работы на торфопредприятиях с таким расчетом, чтобы машины легко проходили по болотной площади в осеннее и зимнее время.

Во втором случае вопрос идет о погрузке торфа в вагоны на полевом складе, где собран торф с большой площади. Размеры караванов в этом случае достигают по высоте 6—7 м, по ширине по низу 12—15 м, а длиной доходят до нескольких километров. Погрузочные машины в этом случае могут быть менее подвижны, перемещение их производится в одном направлении вдоль железнодорожного пути, следовательно, вес их и удельное давление на ходовые части можно допустить несколько большими.

Вплоть до 1928 г., когда еще не применялись транспортеры для сухого торфа, вся погрузка торфа производилась из полевых штабелей ручным способом. Эта работа была сопряжена с большой затратой рабочей силы и обходилась

дорого. Стоимость погрузки торфа в вагоны, укладки временных путей, загонки порожняка и выгонки нагруженных вагонов на магистральный путь доходили до 50% от стоимости тофра франко-штабель болото.

Поэтому техническая мысль в период бурного роста торфяной промышленности, предусмотренного планом первой пятилетки, была направлена в сторону разработки вопроса замены полевых штабелей караванами, укладываляемыми вдоль постоянного железнодорожного пути. Это мероприятие, помимо улучшения условий погрузки торфа, вызывалось также тем обстоятельством, что при применении транспортеров для торфа-сырца при машинно-формовочном способе расположенные на поле сушки штабеля затрудняли их работу: при втором проходе при гидроторфе наличие штабелей на поле разлива уменьшало их полезную



Фиг. 47. Захват торфа грейфером.

площадь, вызывало необходимость ограждения штабелей от гидромассы при повторном разливе, а также затрудняло формование гидромассы формующими гусеницами.

Появившиеся транспортеры фирмы «Неспер», Инсторфа и др. частично разрешали эту задачу, и стал вопрос о механизации погрузки торфа в вагоны из полевых караванов.

К настоящему времени имеется несколько конструкций погрузочных машин, как по погрузке торфа из полевых штабелей, так и из караванов. Однако, необходимо заметить, что существующие машины имеют целый ряд недостатков и требуют дальнейшего усовершенствования.

Первая попытка механизировать погрузку торфа из караванов заключалась в использовании пенькового грейферного крана, применяемого для вытаскивания пней из карьера при добыче торфа по способу гидроторфа¹.

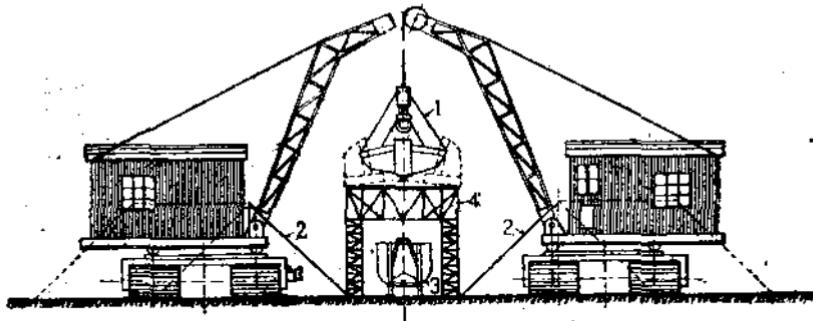
¹ См. о пеньковом грейферном кране В. И. Никонов. Машины для добычи торфа, ОНТИ, 1933, стр. 116—123.

Этот кран, используемый при добыче торфа только в сезон, мог бы с успехом работать на погрузке торфа после сезона.

Грейферные краны для погрузки торфа, снабженные грейферами I (фиг. 47 и 48) емкостью 2—3 м³ работают попарно с обеих сторон железнодорожного пути и подают торф из караванов 2 в открытые вагоны 3, через передвижную воронку 4.

Производительность каждого крана по опытным данным Шатурского торфопредприятия доходила до 17 т за час валовой работы. Однако, неудовлетворительный захват торфа грейфером (неполная загрузка грейфера), что не обеспечивало требуемой производительности крана, и значительная поломка кусков торфа при захвате их грейфером заставили отказаться от использования последнего для целей погрузки.

В дальнейшем было предложено еще несколько погрузочных машин, как специально спроектированных для торфа, так и приспособленных из существующих погрузочных машин для других кусковых и сыпучих материалов¹.



Фиг. 48. Схема погрузки торфа при помощи грейферных кранов.

После соответствующих испытаний были признаны пригодными для работы и дальнейшего усовершенствования только три системы погрузочных машин: 1) машина Шашкова, 2) машина непрерывного действия и 3) машина АТГ.

Первые две машины предназначены для погрузки торфа из полевых штабелей, последняя — для погрузки из полевых караванов в открытые вагоны.

Конструкция погрузочной машины системы Шашкова

Принцип работы погрузочной машины, предложенной рабочим изобретателем Шашковым, состоит в следующем.

При своем непрерывном поступательном движении машина вращающимися ковшами 1 (фиг. 49) захватывает из штабеля торф и при помощи коленчатого алеватора передает его в открытые вагоны.

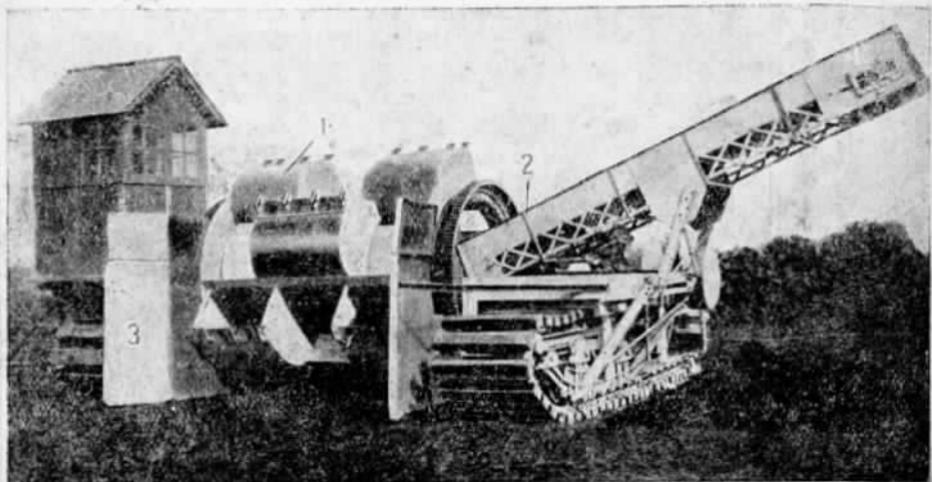
Длина ковшевого барабана должна быть несколько больше основания штабеля, с тем чтобы захват торфа производился по всему сечению штабеля.

С целью предотвратить падение кусков торфа в боковом направлении машина снабжена двумя предохранительными щитами 3, между которыми помещается штабель.

¹ «Торфяное дело», №№ 6 и 7—8 за 1929 г. и №№ 4 и 7 за 1932 г.

Погрузка торфа машиною Шашкова производится следующим образом. Машина подводится к самому дальнему от магистрального пути штабелю данного ряда. Нагрузка состава, подведенного к штабелю по перекладным путям, производится с первого вагона, с тем чтобы после его загрузки торфом он и каждый последующий вагон откатывались в направлении вывозки. Во время загрузки вагон для равномерного заполнения торфом продвигается вперед. После загрузки одного вагона под элеватор подается следующий порожний вагон.

По окончании погрузки одного штабеля машина подходит к другому штабелю данного ряда, а после окончания погрузки первого ряда штабелей машина под-



Фиг. 49. Общий вид погрузочной машины системы Шашкова.

водится к дальнему штабелю следующего ряда, к которому одновременно переносится перекладной путь.

На фиг. 49 изображена первая модель погрузочной машины¹; при испытании ее выяснился ряд конструктивных недостатков, а именно:

- а) недостаточное число ковшей при их увеличенном размере,
- б) недостаточная окружная скорость барабана,
- в) недостаточная поступательная скорость машины,

г) неприспособленность гусеничного хода для холостых переходов (недостаточная маневренность) и др.

Все эти недостатки вызывали большие простои, вследствие чего коэффициент использования машины не превышал 0,25%.

Производительность за час валовой работы составляла только 4,55 т, а за час чистой работы равнялась 29,9 т, что является недостаточным.

В новой модели, спроектированной Институтом в 1932 г., выявленные недостатки устранены: увеличена расчетная производительность, электромотор с переносным кабелем заменен двигателем внутреннего горения; вместо одного, установлено два поворотных наклонных элеватора, допускающих погрузку торфа в обе стороны от машины, что уменьшает холостые проходы машины, а благодаря поворотным элеватором нет необходимости устилать переносный путь на

¹ М. С. Бочаров. Погрузочная машина сист. Шашкова. «Торфяное дело», № 4, 1932, стр. 14.

строго определенном расстоянии от штабелей, на что затрачивается значительное время.

Мы остановимся более подробно на новой модели машины, которая рассчитана на теоретическую производительность в 90 т за час чистой работы.

Основными частями погрузочной машины являются:

а) рама на гусеницах,

б) приемный горизонтальный и два поворотных наклонных ленточных элеватора,

в) ковшевой барабан,

г) двигатель и трансмиссия.

Рама погрузочной машины состоит из двух гусеничных подвигов, фермы ковшевого барабана, укрепленной своими концами к гусеничным подвигам, и поперечных связей, образующих площадку для укрепления на ней двигателя и трансмиссии.

Каждая гусеница имеет подвиг, состоящий из четырех попарно расположенных угольников 1 (фиг. 50). В передней части между нижними и верхними угольниками помещается фасонный подшипник 2 вала ведомой звездочки 3. Этот подшипник 2 может перемещаться по угольникам благодаря натяжному болту 4, чем достигается необходимое натяжение шпальной цепи 5.

В задней части (по ходу машины) укреплен в подшипниках 6 ведущий вал 7, на котором установлена с помощью двух шпонок ведущая звездочка 8, имеющая $s = 8$; $t = 250$ мм.

Над верхними угольниками 1 располагаются пять роликов 9, поддерживающих верхнюю ветвь шпальной цепи; под нижними угольниками помещаются десять попарно расположенных опорных роликов 10. Каждая ось верхних роликов 9 укреплена в двух косынках 11, которые (за исключением одной пары 11 а) для жесткости гусеничного подвига пропущены вниз и укреплены к нижним и верхним угольникам 1. В нижних концах каждой пары косынок 11 в вырезах их укреплен шарнир 12, на котором посажены две щеки 13, по концам которых укреплены оси нижних опорных роликов 10. Такое устройство нижних роликов допускает отклонение их при проходе гусениц по неровной поверхности.

Шпальная цепь, имеющая шаг $t = 75$ мм, выполнена стальной. К каждому звену цепи укрепляется штампованный шпаль из 3-мм железа. Размер опорной площадки каждой шпали $1,0 \times 0,22 = 0,22$ м². Общая же опорная площадь гусениц составляет $4,5 \times 1,0 \times 2 = 9$ м².

Вес машины, 20 т, следовательно, удельное давление на опорную площадь гусениц составляет $2,2$ т/м².

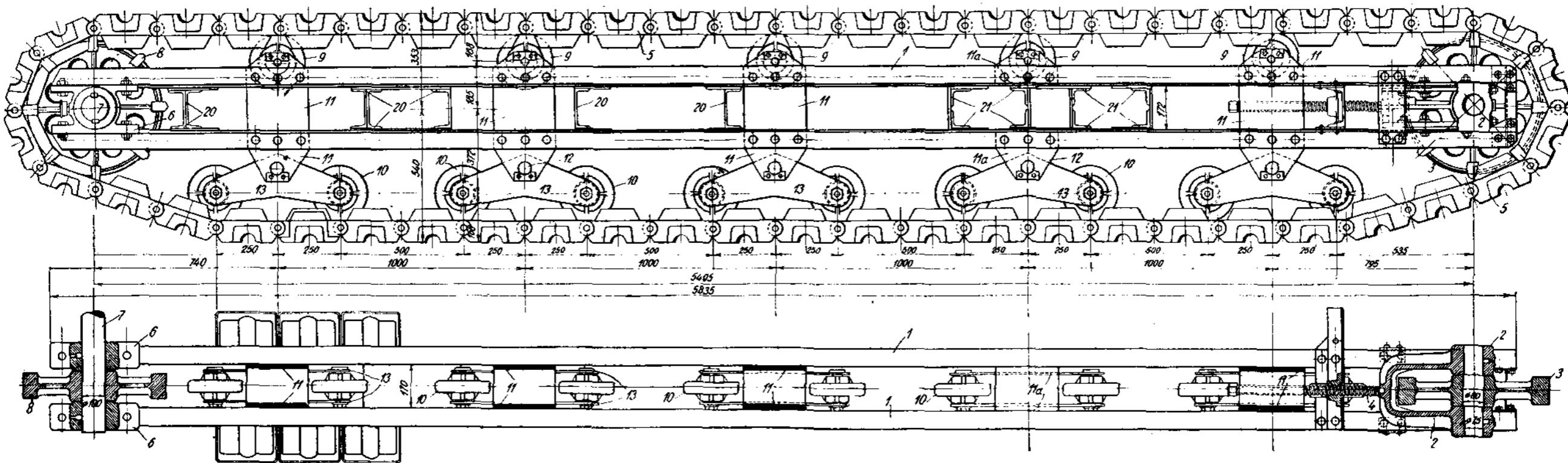
Гусеницы расположены на расстоянии 4 070 мм от центров, что при ширине каждой гусеницы в 1 м обеспечивает машине достаточную маневренную способность.

Подвиги гусениц между собой соединены поперечными балками 20, образующими площадку для установки двигателя и трансмиссии.

В передней части к выпущенным в стороны восьмиугольникам 21 укрепляется ферма ковшевого барабана.

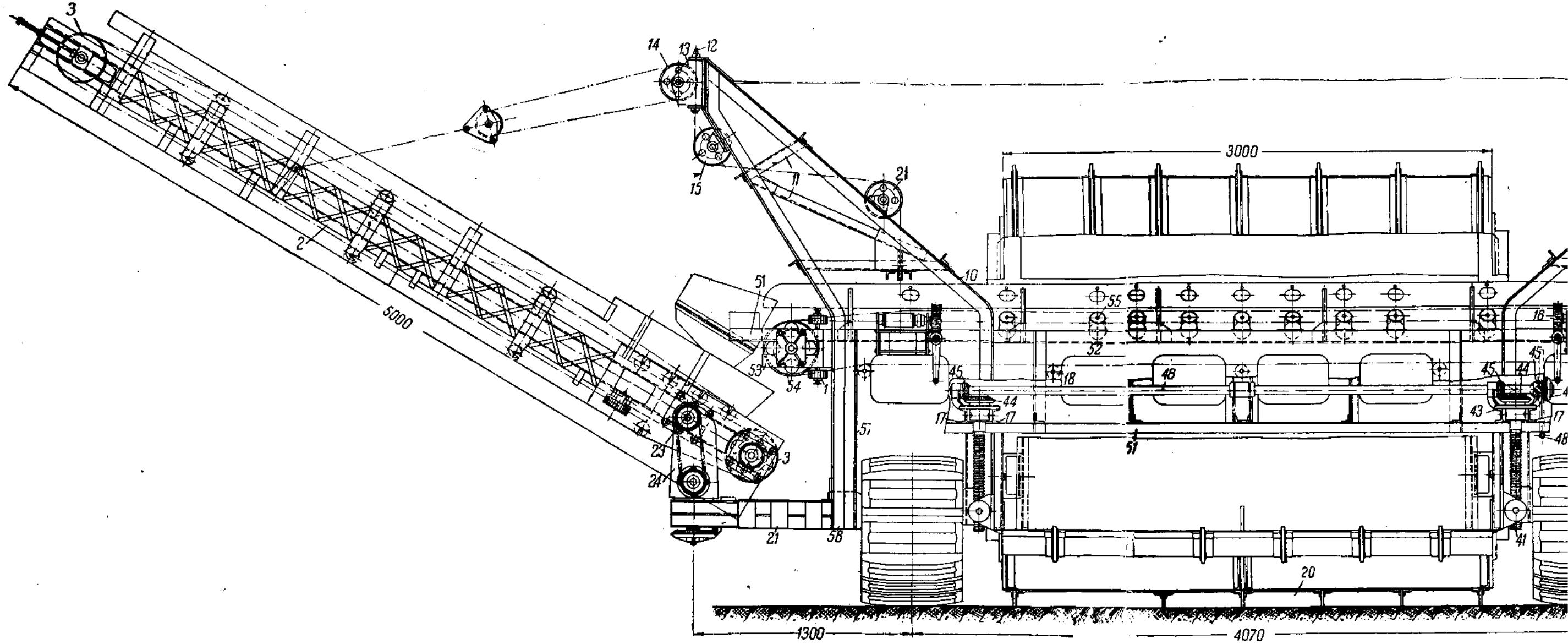
Ферма ковшевого барабана располагается внутри барабана, выходя своими концами за пределы гусениц, и укрепляется к выпускным угольникам гусеничных подвигов. Ферма служит основанием для ковшевого барабана и горизонтального ленточного элеватора, принимающего торф от ковшей барабана.

На концах фермы укреплены два вылета, к которым подвешены боковые элеваторы под нужным углом наклона.

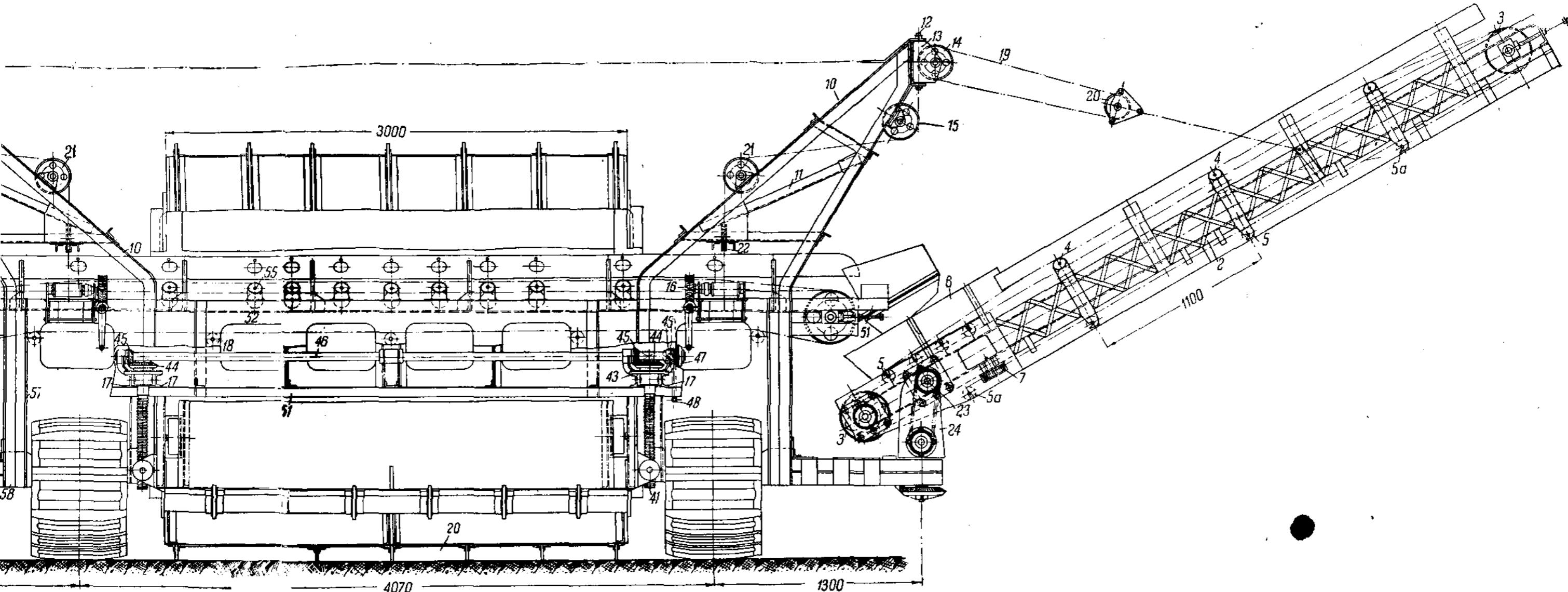


Ф и г. 50. Чертеж гусеницы машины Шашкова.

Зак. 3465. Машины для добычи торфа.



Фиг. 51. Чертеж погрузочной машины Шашкова (фасад).



Фиг. 51. Чертеж погрузочной машины Шашкова (фасад).

Ферма состоит из четырех продольных угольников 51 (фиг. 51), соединенных между собой горизонтальными и вертикальными связями из уголков и корытного железа. Кроме того, с боков и снизу эта связь усиlena листовым железом 52 толщиной 3 мм. Листы железа с целью облегчения конструкции и для удобства сборки фермы и обслуживания горизонтального элеватора имеют вырезанные окна.

Верхние угольники 51 имеют большую по сравнению с нижними длину. Между удлиненными концами верхних угольников и специально укрепленными короткими угольниками 53 помещаются подшипники валов ведущего и ведомого барабанов 54 горизонтального ленточного элеватора. Верхняя ветвь ленты горизонтального элеватора проходит выше верхних угольников фермы. Подшипники верхних поддерживающих роликов 55 укрепляются к швеллерам, служащим одновременно связями фермы. Нижняя холостая ветвь ленты элеватора проходит внутри фермы.

Угольниками 57 с помощью косынок 58 ферма укрепляется к выпущенным концам угольников 21 подвигов гусениц. К внешним концам угольников 21 крепятся также наклонные элеваторы.

Вылеты для подвеса наклонных элеваторов состоят каждый из четырех угольников 10, связанных связями и укосинами 11. В верхней части вылетов на штыре 12 укреплены две щеки 13, в которых заделана ось направляющего ролика 14 для каната, удерживающего боковой элеватор. Второй направляющий ролик 15 укреплен жестко на вылете. Такое устройство направляющих роликов допускает боковое отклонение наклонных элеваторов от оси вылета в подвешенном состоянии.

Горизонтальный приемный элеватор установлен на ферме ковшевого барабана (фиг. 51) и служит для приема торфа от ковшей и передачи его к левому или правому наклонным элеваторам в зависимости от того, в какую сторону от штабеля производится погрузка. Этот элеватор помещается внутри вращающегося барабана.

Конструкция горизонтального ленточного элеватора в основном не отличается от такого же элеватора канатно-бадейного транспортера Инсторфа. Расстояние между конечными барабанами составляет 5 480 мм. По всей длине элеватора верхняя рабочая ветвь резиновой ленты удерживается от провеса одиннадцатью поддерживающими роликами 55; в средней части, в месте поступления на ленту торфа, ролики устанавливаются на расстоянии 310—312 мм, два крайних с каждой стороны ролика располагаются на расстоянии 550 мм один от другого, а расстояние между последними поддерживающими роликами и осями конечных барабанов составляет 705 мм.

Нижняя холостая ветвь ленты удерживается от провеса четырьмя роликами 18, установленными на расстоянии 1120—1190 мм. Крайние ролики располагаются на расстоянии 990 мм от осей конечных барабанов.

Для придания ленте корытообразной формы поддерживающие ролики верхней ветви состоят из трех отдельных роликов: среднего горизонтального (4 на фиг. 11) диаметром 100 мм, длиной 276 мм, и двух боковых (8) диаметром 90 мм, длиной 148 мм каждый, располагающихся под углом в 30°.

С целью обеспечить поступление торфа на ленту и воспрепятствовать сползанию его с ленты при движении элеватор снабжается бортами, к нижним концам которых укрепляются резиновые пластинки, соприкасающиеся с рабочей лентой. К ленте шириной 600 мм, толщиной 10 мм для лучшего продвижения торфа укреплены угольники 3 (см. фиг. 11) на расстоянии 300 мм один от другого. Для свободного прохождения этих угольников горизонтальные ролики

верхней ветви выполнены фасонными, а нижние ролики состоят из двух отдельных частей диаметром 90 *мм*, длиной 220 *мм* каждый, насаженных на общем валике. Конструкция самих роликов, их валиков и подшипников та же, что и у ленточного элеватора канатно-бадьевого транспортера Исторфа (см. стр. 15 и 16).

Рабочая лента приводится в движение за счет вращения одного конечного барабана диаметром 300 *мм*.

Ввиду того что горизонтальный элеватор должен передавать торф правому или левому наклонным элеваторам, направление вращения ведущего конечного барабана может изменяться.

Для лучшего набегания ленты на ведущий барабан, особенно при изменении направления движения ленты, около барабана установлены по два для каждой ветви ленты направляющих ролика с вертикальными осями (1 на фиг. 51), в которых лента опирается боковыми поверхностями.

Наклонные ленточные элеваторы служат для подъема поступающего в них с горизонтального элеватора торфа и сбрасывания его в вагоны.

Наклонные элеваторы представляют собой ферму 2 (фиг. 51), на концах которой укреплены конечные барабаны 3: один из них (нижний) — ведущий, а другой (верхний) — ведомый, имеющий натяжное приспособление. Для удержания от просвеша верхней ветви ленты установлено три тройных поддерживающих роликов 4, на расстоянии 1 100 *мм* друг от друга, а в том месте, где происходит загрузка элеватора торфом (под концами горизонтального элеватора) установлены четыре прямых ролика 5 на расстоянии 200 *мм* один от другого. В этом же месте укреплена воронка 6. Нижняя ветвь ленты опирается на пять прямых роликов 5, находящихся на расстоянии 1 100 *мм* друг от друга. Конечные ролики 5 расположаются на расстоянии 650 и 850 *мм* от барабанов.

Для лучшего набегания ленты на ведущий барабан по бокам ленты установлены два ролика 7 с вертикальными осями.

Конструктивное выполнение роликов, подшипников, ленты и пр. наклонных элеваторов тоже, что у горизонтального элеватора.

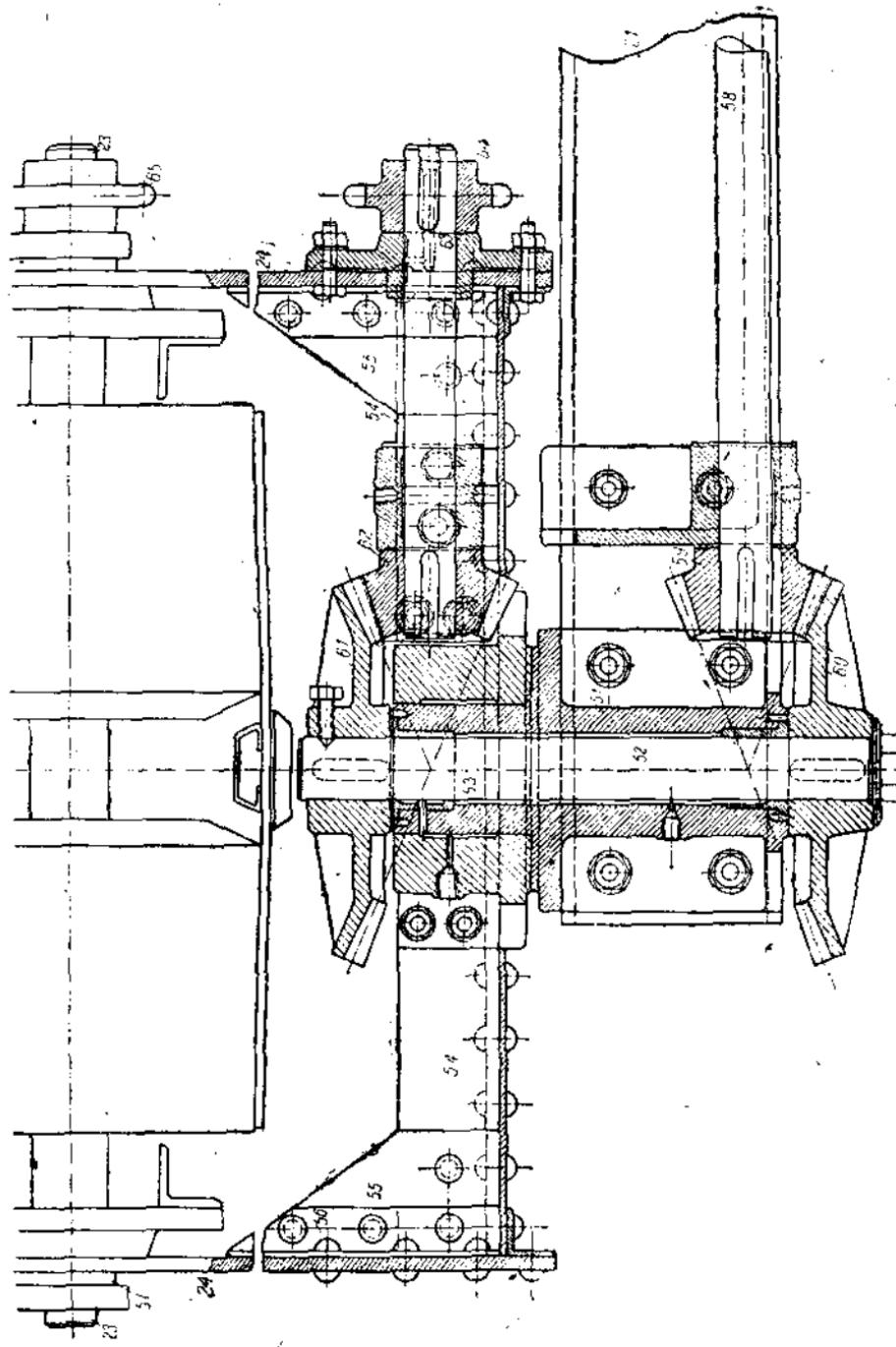
Каждый наклонный элеватор нижним концом укрепляется к выпускным угольникам 21 гусеничных подвигов, а в верхней части подвешены к вылету 10.

Подвес элеватора к вылету осуществляется при помощи троса 19, один конец которого закреплен на вылете, второй пропущен через подвижной блок 20, заданный в обойму с крюком, к которому и подведен элеватор. После огибания блока 20 трос проходит через четыре направляющих ролика 14, 15, 21, 22 и наматывается на барабан ручной лебедки 16, при помощи которой наклонный элеватор может изменять угол наклона в зависимости от высоты борта вагона.

Укрепление нижнего конца наклонного элеватора к четырем средним угольникам 21 производится следующим образом. Между угольниками 21 (фиг. 52) укреплен подшипник 51 короткого вертикального вала 52, вокруг которого и производится поворот наклонного элеватора. По торцевой части подшипника 51 может поворачиваться второй подшипник 53, к которому укреплены при помощи угольников 54, косынок 55 и вертикальных угольников 56 щеки 24. К щекам 24 в подшипниках 57 укреплен вал 23, на котором элеватор может поворачиваться в вертикальной плоскости, изменения угол наклона.

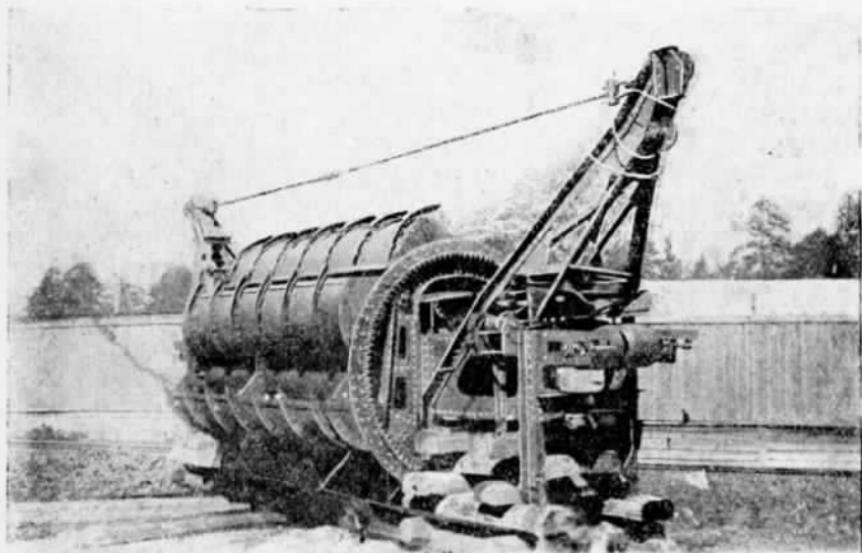
Передача движения ведущим барабанам наклонных элеваторов осуществляется от вала 58 через пару конических шестерен 59 и 60, вертикальный вал 52 конические шестерни 61 и 62 при помощи цепной передачи от вала 63 через вездочки 64 и 65 на вал 23. От вала 23 цепной передачей получает движение вал ведущего барабана.

Фиг. 63. Механизм возврата наливного зеркала.



Ковшевой барабан, как было сказано, имеет назначение захватывать своими ковшами из штабеля торф и передавать его в приемный горизонтальный элеватор, помещающийся внутри барабана. На фиг. 53 показан общий вид ковшевого барабана. Барабан располагается между гусеницами и имеет длину 3 030 м.м. Для того чтобы обеспечить попадание торфа под экскавирующее действие ковшей барабана, впереди его с внутренних сторон гусениц установлено два щита.

Ковшевой барабан вращается на восьми роликах 1 (фиг. 54) по четыре с каждого конца. Оси роликов 1 укреплены в четырех металлических каркасах 2, находящихся внутри по концам барабана. Каркасы в верхней части соединены попарно, а в нижней части закреплены в опоре 3, проходящей вдоль всего барабана и имеющей на концах проушины 4 с нарезкой для вертикальных вин-



Фиг. 53. Общий вид ковшевого барабана.

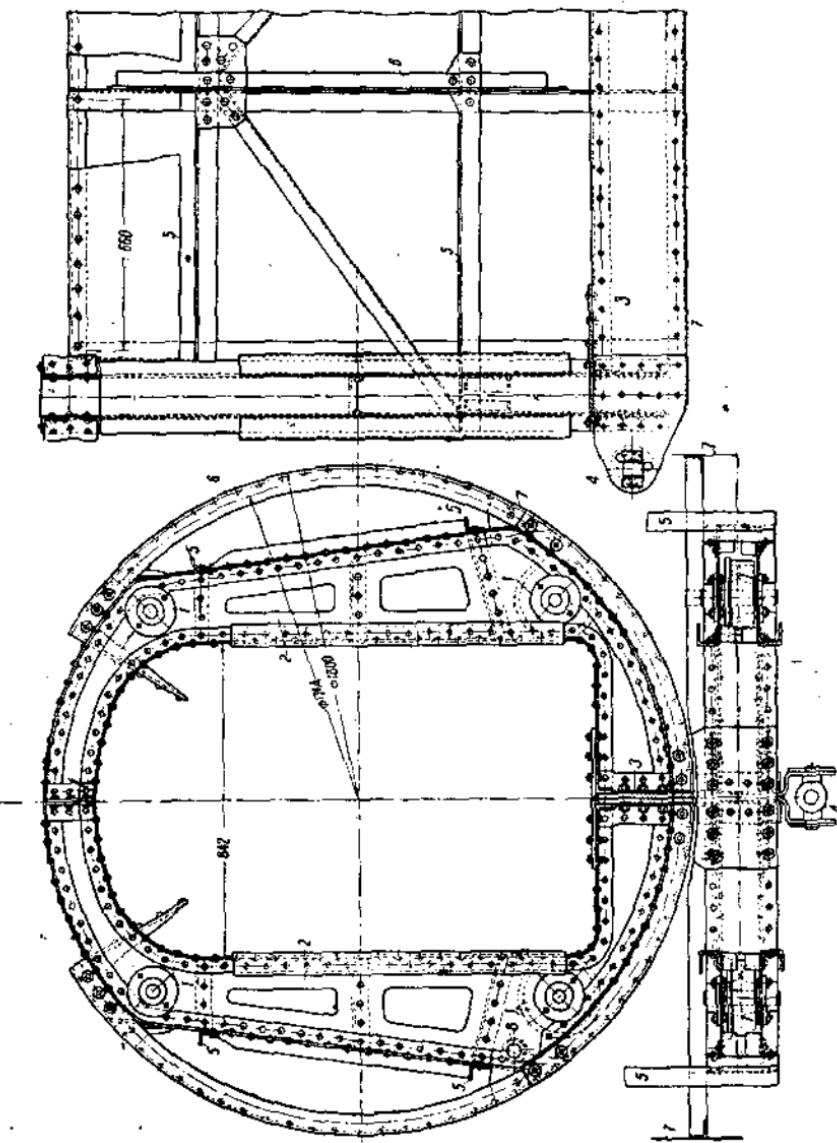
тов. При помощи этих винтов опора 3 (фиг. 54) а следовательно, и каркасы 2 вместе с роликами 1 и ковшевым барабаном могут подниматься и опускаться, чем достигается регулирование глубины захвата ковшами нижних слоев штабелей. Кроме того, каркасы связаны между собой продольными угольниками 5.

К опоре 3 и к продольным угольникам 5 на расстоянии 660 м.м друг от друга крепятся угольники 6, изогнутые по форме ковшевого барабана.

К внешним стенкам угольников 6 прикреплены железные 4- м.м листы 7, как бы образующие закрытый барабан. Как угольники 6, так и железные листы 7 в верхней части не сходятся, а по всей длине барабана образуют воронку, через которую торф из ковшей поступает в приемный горизонтальный элеватор. Железные листы 7 служат третьей стенкой ковшей барабана.

Цифрой 8 на фиг. 54 обозначена шестерня, приводящая во вращательное движение барабан.

Подъем и опускание опоры ковшевого барабана производится при помощи специального механизма. Своими проушинами опора барабана подвешена на



Фиг. 54. Чертеж опоры барабана.

вертикальных винтах 41 (фиг. 51) с квадратной нарезкой внешним диаметром 55 м.м. Винты 41 имеют упорные шариковые подшипники, установленные на плате 43. Плата 43 укреплена к швеллерам 17. На конце винтов 41 установлены конические шестерни 44, сопряженные с шестернями 45 на валу 46, проходящем внутри барабана. Вал 46 приводится в движение через конические шестерни 45 и 47 от вала, вращающегося при помощи рукоятки 48.

Подвижная часть ковшевого барабана состоит из двух зубчатых кругов 1 (фиг. 55), собранных из нескольких частей, к которым болтами укреплены кольца 2, выгнутые из полосового железа 110 × 15 м.м. Такое же кольцо толщиной 10 м.м. расположено посредине барабана. К этим трем кольцам укрепляются восемь рядов ковшей, которые выполнены следующим образом. К кольцам 2 болтами укреплены боковины 3, к наружным концам которых крепятся угольники 4. Угольники 4 крайних боковин и боковин, укрепленных к среднему кольцу у внешних концов, соединены продольным неравнобоким угольником 5.

Поверх угольников 4 и 5 укреплено листовое железо 6, образующее стекну ковшей. Для усиления стенок ковшей по наружному краю их пропущена планка 7, а на расстоянии 480 м.м. крепится по два угольника 8, между которыми находится полосовое железо 9, вырезанное по форме зубца ковшей экскаваторов.

Емкость каждого ряда ковшей составляет приблизительно 0,6 м³.

Двигатель и трансмиссия. Все механизмы погрузочной машины приводятся в движение бензиновым двигателем I (фиг. 56) «Интернационал» 30 л.с. с $n = 1000$ об/мин, установленным в задней части машины. Вал A двигателя соединен муфтой II с червячным валом B редуктора III, имеющим $i = 1:16$. К валу B червячного колеса 2 редуктора с обоих концов с помощью муфт IV присоединены по передаточному валу Г с $n = 62,5$ об/мин. На концах валов Г установлены по две конические шестерни 5, между которыми располагаются кулачные муфты VI для включения той или иной конической шестерни. От шестерен 5 через шестерни 6 получают вращение в нужную сторону продольные валы Д с $n = 50$ об/мин. Один из этих валов Д передает движение левым, а второй — правым гусенице и шпилевому барабану K, который служит для перемещения с помощью каната состава вагонов при погрузке его торфом. Передача движения от вала Д осуществляется с помощью пары конических шестерен 7 и 8 с $i = 1:2,5$ через вал Е, делающий 20 об/мин. Вал Е через цилиндрические шестерни 11 и 12 приводит во вращательное движение вал Ж шпилевого барабана K, делающего 6,5 об/мин, а через шестерни 9 и 10 передает движение валу И с $n = 10$ об/мин.

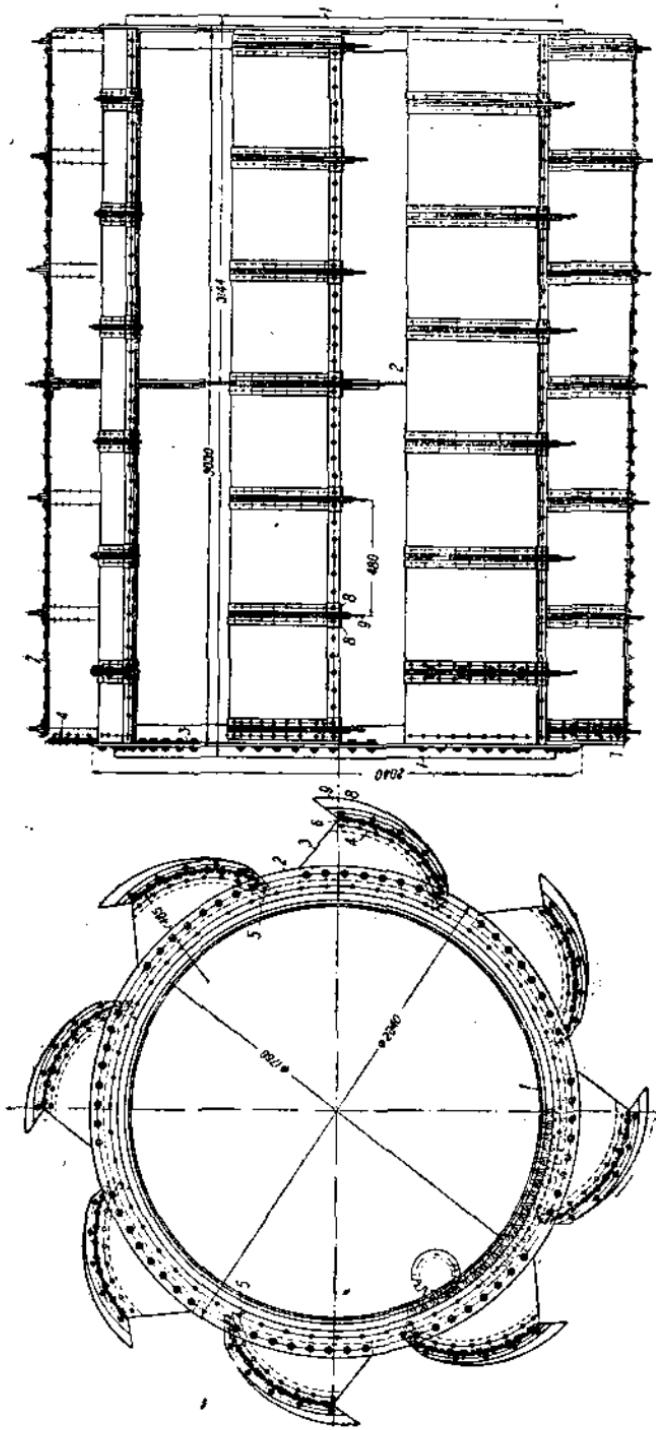
От вала И через шестерни 13 и 14 движение передается валу Л с $n = 5$ об/мин. При третьей скорости вал Л передает движение непосредственно ведущей звездочке 21, сидящей на полом валу М. В этом случае звездочка 21 имеет 5 об/мин и создает поступательную скорость машины в 10 м/мин.

При второй скорости передача от вала Л к звездочке 21 осуществляется через шестерни 15 и 16 с $i = 1:1,55$ и 19 и 20 с $i = 1:3,23$, при этом звездочка 21 делает 1,0 об/мин, и скорость машины равна 2,02 м/мин. При первой скорости передача движения от вала Л к звездочке 21 производится через шестерни 17 и 18 с $i = 1:3$ и 19 и 20 с $i = 1:3,23$, при этом звездочка 21 имеет $n = 0,52$ об/мин, и скорость машины составляет 1,04 м/мин.

Передача движения ковшевому барабану и элеваторам осуществляется от правого вала В через цепную передачу с звездочки 3 на звездочку 4 дифференциала.

На концах вала Н, делающего 48 об/мин, расположены по две звездочки 22 и 23. Звездочки 22 передают вращение передаточному валу О с числом

Фиг. 55. Конструкция ковшевого барабана.



оборотов 32 в минуту, от последнего через шестерню 25 вращается ковшевой барабан со скоростью 3,2 об/мин, что при диаметре ковшевого барабана 2600 мм дает окружную скорость ковшей, равную 0,41 м/сек.

Движение элеваторов от вала H осуществляется от звездочек 23 к звездочкам 27, сидящим на валах P и имеющим 132 об/мин. Каждый вал P через звездочки 28 и 30 передает вращение валам R с тем же числом оборотов. От вала R через пару конических шестерен 34 и 36 вертикальный вал C , конические шестерни 37 и 35 и две цепные передачи 38 и 39, 40 и 41 получает вращение ведущий барабан 42 наклонного элеватора с числом оборотов 132 в минуту, что при диаметре барабанов 300 мм дает линейную скорость ленты 2,04 м/сек.

Передача движения горизонтальному элеватору производится от правого конца вала H общей цепью, огибающей правые звездочки 23 и 27 и звездочку 29, благодаря чему вал T , на котором сидит звездочка 29, вращается со скоростью 168 об/мин. На валу T расположены две конические шестерни 31, между которыми установлена кулачковая муфта для выключения и включения одной из конических шестерен 31, в силу чего ведущий барабан 33 горизонтального элеватора, сидящий на общем валу с конической шестерней 32 может вращаться в ту или другую сторону в зависимости от того, через какой наклонный элеватор производится погрузка.

Число оборотов ведущего барабана 33 равно 140 в минуту, следовательно, линейная скорость движения ленты составит 2,2 м/сек.

Наряду с устранением недостатков, присущих первой модели, новая конструкция погрузочной машины Шашкова на основании пробной ее работы в сезоне 1934 г., должна быть также подвергнута некоторым изменениям. Основным недостатком новой машины является чрезмерная громоздкость и большой вес благодаря наличию излишних и не могущих на практике быть использованными механизмов.

Второй поворотный наклонный элеватор совершенно не нужен, точно так же ковшевой механизм для передвижения состава не может быть использован ввиду того, что при его помощи нельзя создать нужную скорость состава, с тем чтобы добиться быстрой смены вагонеток и устранить попадание торфа на путь между вагонетками.

Кроме устранения этих основных недостатков, в новую модель необходимо внести еще целый ряд мелких изменений, которые, помимо облегчения и упрощения установки, в значительной степени улучшают ее работу.

Основной расчет погрузочной машины системы Шашкова

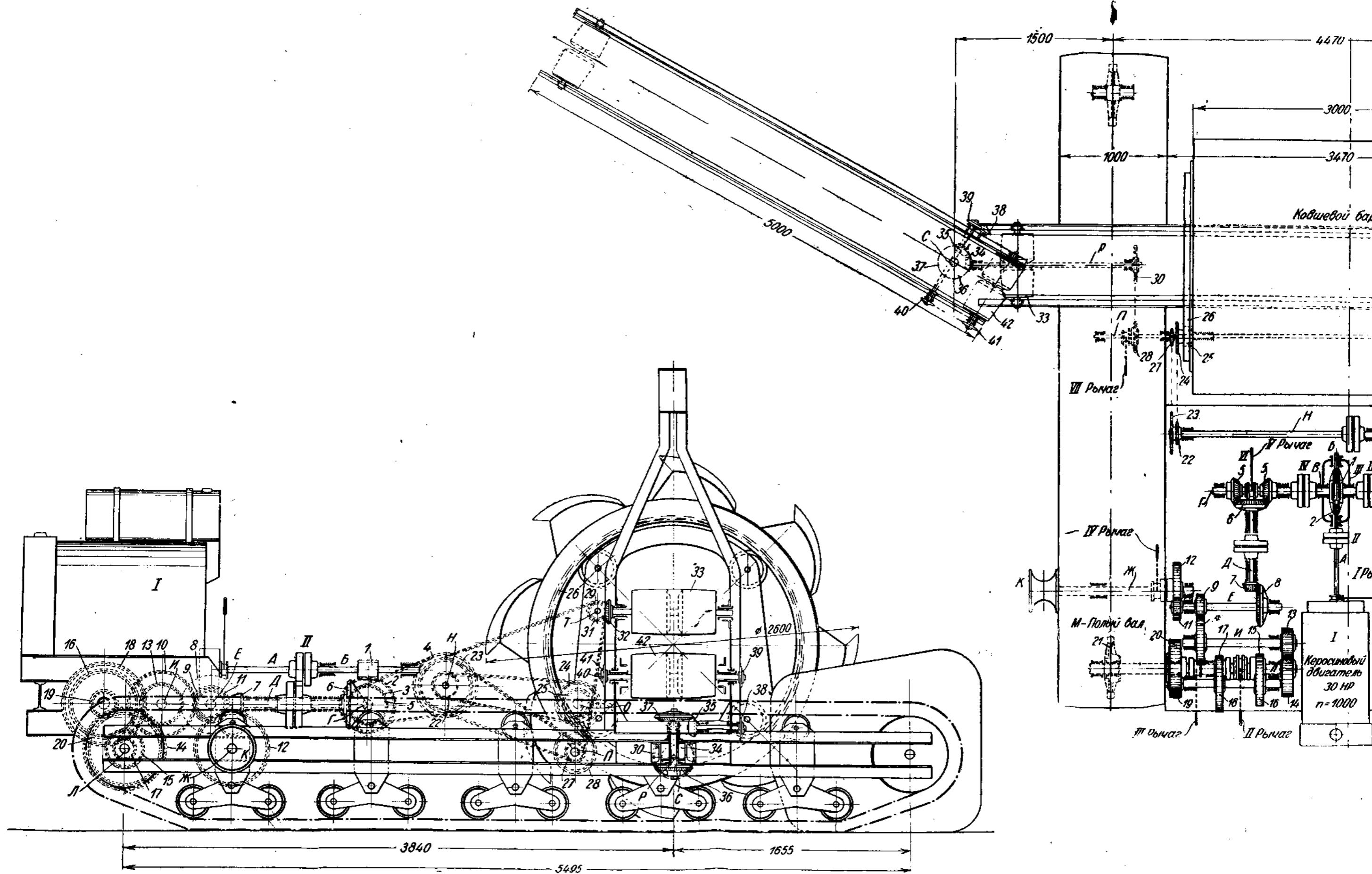
Определение производительности и емкости ковшей. В погрузочной машине должны быть увязаны производительность ковшевого барабана (число ковшей, емкость и окружная скорость их) и поступательная скорость машины с площадью поперечного сечения штабеля. В соответствии с производительностью ковшевого барабана должна быть рассчитана производительность горизонтального и наклонных элеваторов.

Практическая производительность машины за час чистой работы определяется из поступательной скорости и площади сечения штабеля:

$$Q = 3600 \cdot FW \cdot \gamma \dots \text{м/час}, \quad (76)$$

где F — площадь сечения штабеля в м^2 ,

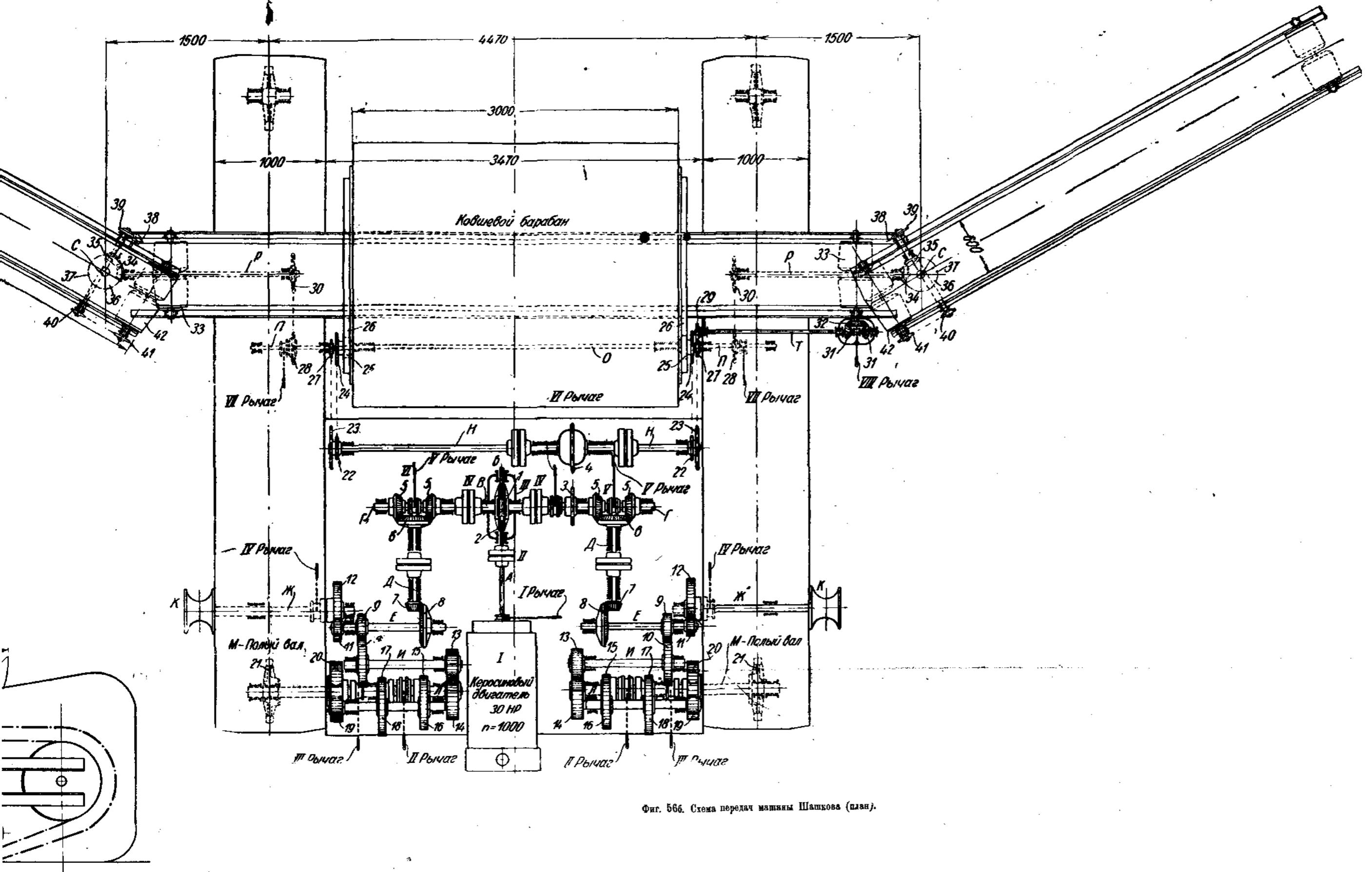
γ — объемный вес торфа.



Фиг. 53а. Схема передач машины Шатского (фасад).

Таблица рычагов управления

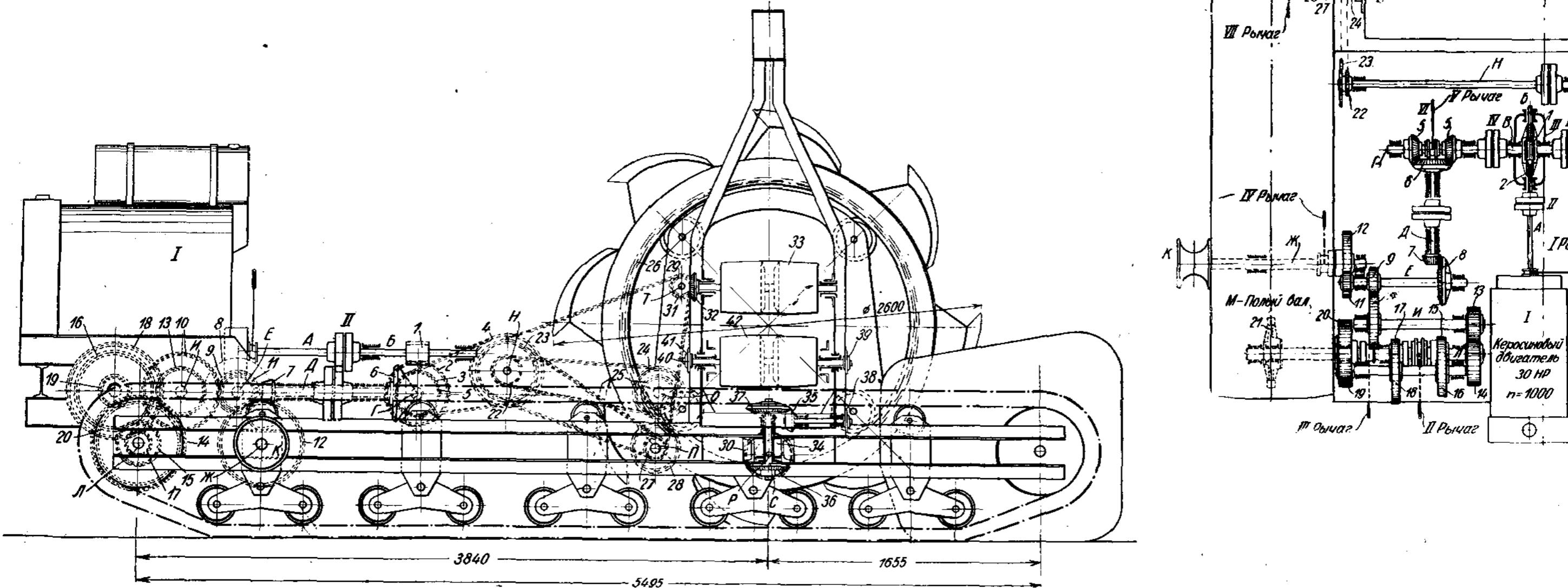
Таблица передач



Фиг. 566. Схема передач машины Шашкова (план).

Таблица передач

~~Table I~~ ~~Table II~~ ~~Table III~~ ~~Table IV~~ ~~Table V~~ ~~Table VI~~ ~~Table VII~~ ~~Table VIII~~ ~~Table IX~~ ~~Table X~~



Фиг. 53а. Схема передач машины Шапкова (фасад).

Таблица рычагов управления

| № | Наименование | Количество |
|------|--|------------|
| I | Рычаг включения и выключения конуса мотора | 1 |
| II | Рычаг изменения скоростей передвижения машины | 2 |
| III | Рычаг изменения скоростей передвижения машины | 2 |
| IV | Рычаг выключения и выключения щипца для передвижения состава вагонеток | 2 |
| V | Рычаг изменения направления передвижения машины | 2 |
| VI | Рычаг включения и выключения ковшевого барабана | 1 |
| VII | Рычаг включения и выключения наклонного элеватора | 2 |
| VIII | Рычаг включения, выключения и изменения направления движения балтого полотна горизонтального элеватора | 1 |

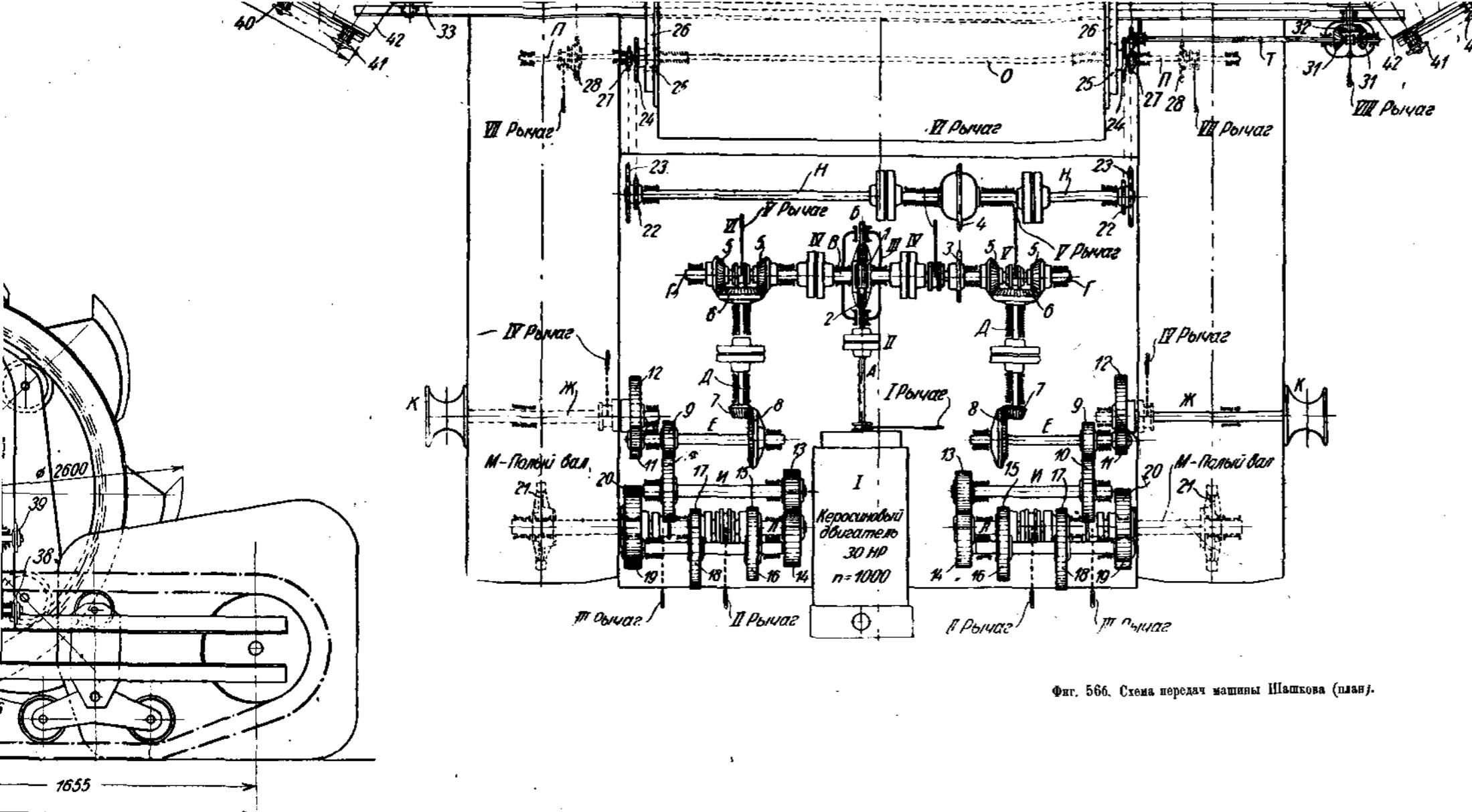
Характеристика машины

1. Вес машины 20 000 кг
2. Опорная поверхность гусениц $450 \times 100 \times 2 = 90 000 \text{ см}^2$
3. Удельное давление $0,22 \text{ кг}/\text{см}^2$
4. Производительность 90 т/час
5. Мощность мотора 30 л.с.
6. Скорость передвижения:

| | | |
|---------------|------------|----------|
| I | 1,04 м/мин | рабочие |
| II | 2,02 " | |
| III | 10 " | маршевая |

Таблица передач

| № | z | t | n ₁ | n ₂ | n ₃ |
|----|-----|------|----------------|----------------|----------------|
| 1 | m-2 | 13π | 1 000 | — | — |
| 2 | 32 | 13π | 62,5 | — | — |
| 3 | 18 | 50,8 | 62,5 | — | — |
| 4 | 25 | 50,8 | 48 | — | — |
| 5 | 27 | 10π | 62,5 | — | — |
| 6 | 36 | 10π | 50 | — | — |
| 7 | 14 | 12π | 50 | — | — |
| 8 | 35 | 12π | 20 | — | — |
| 9 | 18 | 13π | 20 | — | — |
| 10 | 36 | 13π | 10 | — | — |
| 11 | 14 | 13π | 20 | — | — |
| 12 | 43 | 13π | 6,5 | — | — |
| 13 | 21 | 13π | 10 | — | — |
| 14 | 42 | 13π | 5 | — | — |
| 15 | 22 | 13π | 5 | — | — |
| 16 | 34 | 13π | 3,24 | — | — |
| 17 | 14 | 13π | 5 | — | — |
| 18 | 42 | 13π | 1,67 | — | — |
| 19 | 13 | 13π | 1,67 | 3,24 | — |
| 20 | 42 | 13π | 0,52 | 1,0 | — |
| 21 | 9 | 250 | 0,52 | 1,0 | — |



Фиг. 566. Схема передач машины Шашкова (план).

управления

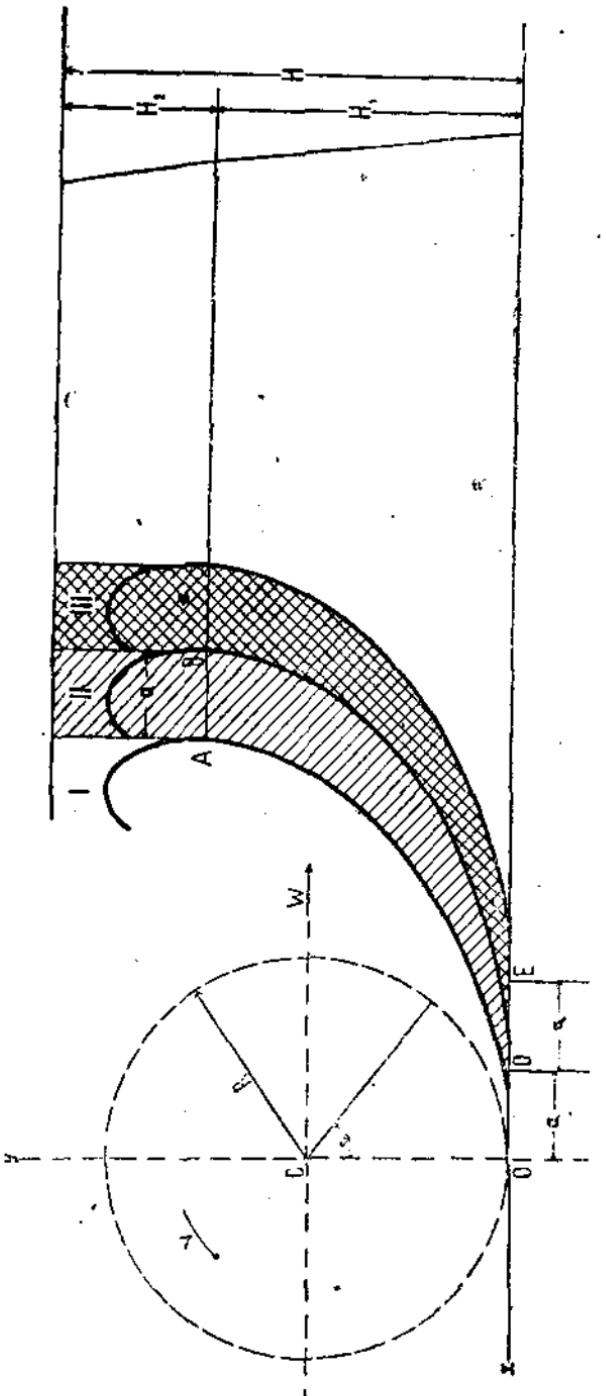
| Наименование | Количество |
|---|------------|
| изменения и выключения конуса мотора | 1 |
| изменения скоростей передвижения машины | 2 |
| изменения скоростей передвижения машины | 2 |
| изменения и выключения шпилля для передвижения состава | 2 |
| ток | 2 |
| изменения направления передвижения машины | 2 |
| изменения и выключения концевого барабана | 1 |
| изменения и выключения наклонного злеватора | 2 |
| изменения, выключения и изменения направления движения барабана полотна горизонтального злеватора | 1 |

машины

массы 20 000 кг
поверхность гусениц $450 \times 100 \times 2 = 90 000 \text{ см}^2$
давление 0,22 кг/см²
скорость 90 м/час
мотора 30 л.с.
передвижения: I 1,04 м/мин } рабочие
II 2,02 " } маршевая
III 10 "

Таблица передач

| № | z | t | n ₁ | n ₂ | № | z | t | n ₁ | n ₂ | № |
|----|-----|------|----------------|----------------|----|-------|-------|----------------|----------------|---|
| 1 | m-2 | 13π | 1 000 | — | 22 | 16 | 35 | 48 | — | — |
| 2 | 32 | 13π | 62,5 | — | 23 | 35 | 35 | 48 | — | — |
| 3 | 18 | 50,8 | 62,5 | — | 24 | 24 | 35 | 32 | — | — |
| 4 | 25 | 50,8 | 48 | — | 25 | 11 | 16π | 32 | — | — |
| 5 | 27 | 10π | 62,5 | — | 26 | 110 | 16π | 3,2 | — | — |
| 6 | 36 | 10π | 50 | — | 27 | 12 | 35 | 132 | — | — |
| 7 | 14 | 12π | 60 | — | 28 | 24 | 35 | 132 | — | — |
| 8 | 35 | 12π | 20 | — | 29 | 10 | 35 | 168 | — | — |
| 9 | 18 | 13π | 20 | — | 30 | 24 | 35 | 132 | — | — |
| 10 | 36 | 13π | 10 | — | 31 | 25 | 6π | 168 | — | — |
| 11 | 14 | 13π | 20 | — | 32 | 30 | 6π | 140 | — | — |
| 12 | 43 | 13π | 6,5 | — | 33 | Ø 300 | B-600 | 140 | — | — |
| 13 | 21 | 13π | 10 | — | 34 | 20 | 6π | 132 | — | — |
| 14 | 42 | 13π | 5 | — | 35 | 20 | 6π | 132 | — | — |
| 15 | 22 | 13π | 5 | — | 36 | 50 | 6π | 58 | — | — |
| 16 | 34 | 13π | 3,24 | — | 37 | 50 | 6π | 53 | — | — |
| 17 | 14 | 13π | 5 | — | 38 | 14 | 35 | 132 | — | — |
| 18 | 42 | 13π | 1,67 | — | 39 | 14 | 35 | 132 | — | — |
| 19 | 13 | 13π | 1,67 | 3,24 | 40 | 14 | 35 | 1,2 | — | — |
| 20 | 42 | 13π | 0,52 | 1,0 | 41 | 14 | 35 | 1,2 | — | — |
| 21 | 9 | 250 | 0,52 | 1,0 | 42 | Ø 300 | B-600 | 1,3 | — | — |



Фиг. 57. Траектория движения пули при

Теоретическую производительность ковшевого барабана можно найти, исходя из числа рядов ковшей, их емкости, окружной скорости ковшей и поступательной скорости машины.

При непрерывном перемещении машины со скоростью w вращающиеся ковши барабана описывают траекторию вида укороченной циклоиды (см. фиг. 57).

Уравнение этой кривой будет:

$$\begin{aligned}y &= R(1 - \cos \varphi), \\x &= R\left(\frac{W}{v} \varphi + \sin \varphi\right),\end{aligned}\quad (77)$$

где R — радиус наиболее удаленной от центра точки ковша в м,

φ — независимый переменный угол,

v — окружная скорость кромок ковшей в м/сек,

$R \frac{W}{v} \varphi$ — перемещение центра C по оси x за время поворота барабана на угол φ .

Траектория каждого последующего ряда ковшей будет проходить от предыдущего на расстоянии по оси x , равном:

$$a = \frac{2\pi RW}{v z} \text{ м.} \quad (78)$$

Таким образом, каждый ряд ковшей барабана будет захватывать слой торфа толщиной a , измеряемой по горизонтали. Площадь экскавации S каждого ряда ковшей можно представить как сумму элементарных площадок с основанием $OD = a$ и высотой $\Delta h = \frac{H}{i}$ (где $i = \infty$, а H высота штабеля):

$$S = aH.$$

Теоретический объем K , захватываемый каждым рядом ковшей, определяется произведением площади S на рабочую длину барабана l :

$$K = Sl = \frac{2\pi RWHi}{v z} \text{ м}^3. \quad (79)$$

В правильно рассчитанной машине все данные, входящие в уравнение (79), должны быть так увязаны между собою и с емкостью ковшей, чтобы коэффициент заполнения ковшей был близок к 1.

В силу того что экскавация торфа производится из штабеля поперечным сечением вида трапеции, очевидно, что на среднюю часть ковшевого барабана приходится большее количество торфа, нежели на крайние, поэтому коэффициент заполнения средней части рядов ковшей будет выше. Последнее замечание должно быть учтено при использовании формулой (79).

Длина l ковшевого барабана должна быть согласована с наибольшей шириной штабеля, с тем чтобы последний был уже длины барабана на 0,3 — 0,5 м.

Окружная скорость v ковшей выбирается в зависимости от характера торфа, имея в виду, что увеличенная скорость вызовет поломку кирпичей торфа. Поэтому для хрупкого кускового торфа (особенно низинного) скорость ковшей выбирается меньшей, а для фрезерного торфа скорость можно взять больше, чем для кускового.

Точных исследований допускаемых скоростей для различного качества сухого торфа не производилось, поэтому для выбора скорости черпания можно с некоторыми поправками пользоваться таблицей, составленной Ганфштенгелем для других материалов.

Таблица 9

Скорости черпания по Ганфштенгелю

| № п/п | Наименование материалов | v в м/сек |
|----------|--|----------------|
| 1 | Мучистые и зернистые материалы | 3,0 |
| 2 | Ореховый уголь | 1,2 |
| 3 | Уголь в средних кусках | 0,6 |
| 4 | Уголь в крупных кусках | 0,3 |

Исходя из приведенной таблицы, заключаем, что скорость черпания для кускового низинного торфа не должна быть больше 0,3 — 0,4 м/сек, для более твердых кусков можно допустить скорость до 0,5 — 0,6 м/сек, для фрезерного торфа скорость можно допустить до 1 м/сек.

В существующих конструкциях погрузочной машины Шашкова диаметр ковшевого барабана взят почти равным высоте штабеля (2,6 м). Как видно из фиг. 57, траектория ковшей при черпании в верхних пределах штабеля имеет отрицательное приращение x , т. е. верхние слои торфа штабеля образуют свод, и наполнение ковшей в некоторой части будет происходить за счет обвалов этих сводов.

Нужно отметить, что размер диаметра ковшевого барабана влияет на крошность торфа. При диаметре барабана значительно меньшем высоты штабеля большая часть торфа будет заполнять ковши за счет обвалов сводов, образующихся при экскавации торфа ковшами в нижних слоях штабеля. В этом случае куски торфа, находящиеся внизу штабеля, будут в сильной мере крошиться, вместе с тем верхние куски будут совершенно не тронуты ковшами.

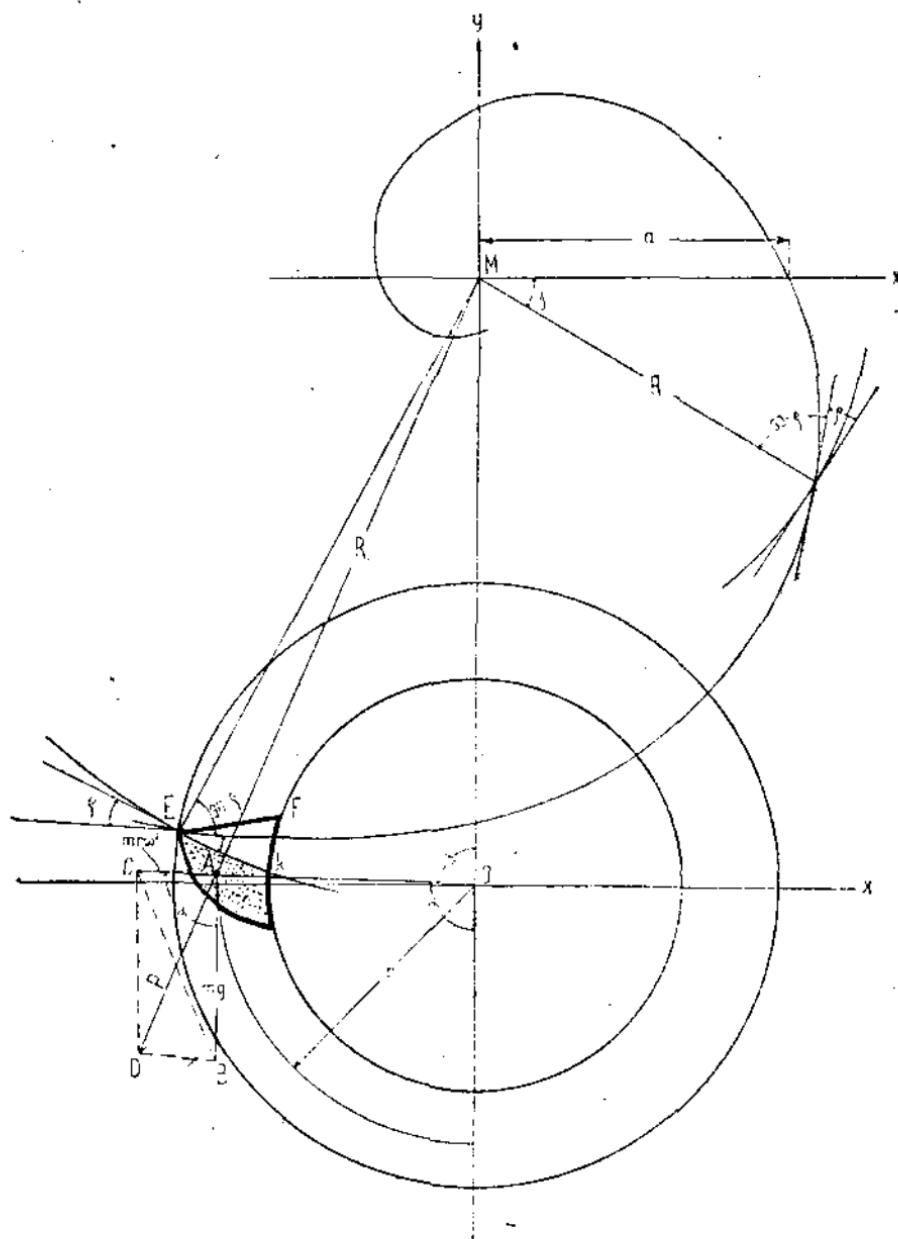
При диаметре барабана большем высоты штабеля, т. е. при линейном приращении x всегда положительном, куски торфа по всей высоте штабеля будут подвержены действию ковшей, хотя и в меньшей степени, чем в первом случае.

Таким образом, увеличение диаметра ковшевого барабана увеличивает число поврежденных кусков торфа, но эти повреждения менее значительны. При уменьшении диаметра барабана некоторая часть кусков торфа остается невредима, а другая часть крошится в большей степени.

Вместе с этим при большем диаметре барабана некоторая часть торфа в конце штабеля не может быть зачерпнута ковшами, при меньшем диаметре количество не забираемого ковшами торфа значительно меньше.

Поступательная скорость машины W , количество рядов z ковшей на барабане и их емкость выбираются в зависимости от заданной производительности.

Заполнение ковшей. При забирании ковшами торфа из штабеля на каждую частицу материала A (фиг. 58), находящуюся внутри ковша и двигающуюся вместе с ним, действуют две силы: сила тяжести mg и центробежная сила $m r \omega^2$, где r — радиус вращения частицы. Направление равнодействующей P при любом положении ковша будет пересекать вертикальную линию, проходящую



Фиг. 58. Диаграмма усилий, действующих на частицы материала при зачёрговании.

через центр вращения O в постоянном полюсе M , который, как было указано на стр. 49 (уравнение 54), отстоит от центра вращения на расстоянии:

$$OM = h = \frac{g}{\omega^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n^2} = \frac{895}{n^2}. \quad (80)$$

Величина равнодействующей P , как диагональ параллелограмма $ACDB$, будет:

$$P = AD = \sqrt{2(AC^2 + AB^2) - CB^2}.$$

Подставляя значение $AC = m r \omega^2$, $AB = mg$ и выражая CB как сторону ΔABC при известных двух других сторонах и угле α ,

$$CB = \sqrt{m^2 r^2 \omega^4 + m^2 g^2 - 2mr\omega^2 \cdot mg \cdot \cos \alpha},$$

будем иметь:

$$P = m \sqrt{r^2 \omega^4 + g^2 + 2rg\omega^2 \cdot \cos \alpha}.$$

Заменяя ω его значением из уравнения (80)

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{h}},$$

получим:

$$P = mg \sqrt{\frac{r^2}{h^2} + 1 + 2 \frac{r}{h} \cdot \cos \alpha}. \quad (81)$$

Из подобия треугольников MOA и ABD имеем:

$$MA = R_1 = \frac{P \cdot h}{mg}.$$

Заменяя P его значением из уравнения (81), будем иметь:

$$R_1 = h \sqrt{\frac{r^2}{h^2} + 1 + 2 \frac{r}{h} \cdot \cos \alpha}$$

или

$$\frac{R_1}{h} = \sqrt{\frac{r^2}{h^2} + 1 + 2 \frac{r}{h} \cos \alpha}.$$

Тогда уравнение (81) примет вид:

$$P = \frac{mgR_1}{h}. \quad (82)$$

Если через точку A провести радиусом R_1 окружность, то для любой точки этой окружности равнодействующей $P = \text{const}$ и направлена нормально к ней, и если бы в ковше находилась жидкость, то при вращении ковша наружный слой ее ограничивался бы цилиндрической поверхностью, след которой на плоскости чертежа представлял эту окружность.

Таким образом, ковш, изображенный на рисунке, может заполниться жидкостью, наружный слой которой ограничивается цилиндрической поверхностью EK , изображенной в плоскости чертежа в виде дуги окружности, проведенной из полюса M через кромку ковша E .

При захватывании ковшами фрезерного или кускового торфа поверхность его будет составлять с поверхностью жидкости угол естественного откоса ρ . Таким образом, поверхность торфа в ковше будет представляться в плоскости чертежа кривой EF . Касательная в любой точке этой кривой естественного откоса будет пересекаться с касательной к окружности поверхности жидкости, проведенной для этой точки, под углом ρ , а с радиусом-вектором поверхности жидкости, проведенным через рассматриваемую точку, под углом $90 - \rho$.

Следовательно, кривая естественного откоса представляет логарифмическую спираль с полюсом M , имеющую уравнение в полярных координатах:

$$R = ae^{\gamma t}, \quad (83)$$

где a — радиус-вектор при $\gamma = 0$,

γ — угол поворота радиуса-вектора,

$m = \operatorname{ctg}(90 - \rho) = \operatorname{tg} \rho$,

e — основание натуральных логарифмов.

Для определенного угла естественного откоса возможно построить только одну логарифмическую спираль, форма которой не зависит от масштаба чертежа, но с помощью шаблона нетрудно построить кривую естественного откоса, проходящую через кромку ковша для любого его положения (фиг. 59).

Кривые эти показывают, что наполнение ковшей увеличивается с увеличением h — полюсного расстояния, т. е. с уменьшением числа оборотов (см. уравнение 80) и с увеличением угла α , т. е. с увеличением высоты штабеля.

Построение кривых естественного откоса дает возможность выбрать наилучшую форму ковша, число оборотов ковшевого барабана, а также его диаметр, с тем чтобы при выбранных размерах коэффициент заполнения был наибольшим.

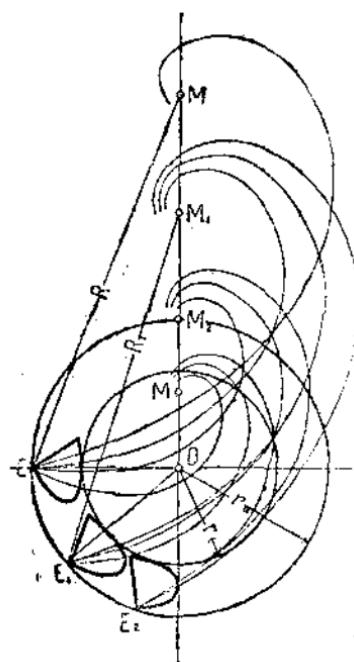
Мощность, расходуемая на работу ковшевого барабана. При работе ковшевого барабана мощность затрачивается:

- а) на преодоление сопротивления зачерпыванию торфа,
- б) на преодоление трения торфа о стенку неподвижного барабана,
- в) на подъем торфа,
- г) на преодоление трения в опорных роликах барабана.

В момент зачерпывания торфа ковшами работа будет расходоваться на извлечение торфа из штабеля и на сообщение торфу скорости движения ковшей.

В действительности некоторая часть торфа будетсыпаться с верхних слоев штабеля и падать в ковши. В этом случае работа будет расходоваться на поглощение живой силы падающего торфа, вместо расхода работы на извлечение его из штабеля.

Так как не представляется возможным определить, какое количество торфа и с какой высоты будет самотеком поступать в ковши, то условно заменим расход работы на поглощение живой силы падающего торфа расходом на извлечение торфа из штабеля.



Фиг. 59. Условия зачерпывания при различных полюсных расстояниях.

Если бы ковши барабана наполнялись с помощью питающего приспособления, причем желоб питающего механизма находился бы на одной высоте с заполняемым ковшом, т. е. поступающий в ковши материал не обладал бы живой силой, то вся работа по зачерпыванию расходовалась бы на сообщение материалу скорости ковшей v .

В этом случае работа определяется:

$$U_1 = \frac{mv^2}{2},$$

где m — масса торфа, поступающая в ковши барабана за секунду.

Так как скорость v сообщается материалу мгновенно, то необходимо принимать работу вдвое большую:

$$U_2 = mv^2,$$

но

$$m = \frac{Q}{3,6g},$$

поэтому

$$U_2 = \frac{Qv^2}{3,6g}. \quad (84)$$

При зачерпывании ковшами материала из штабеля необходимо по окружности граний ковшей приложить дополнительное усилие для извлечения торфа из штабеля.

Так как данных для определения этого усилия не имеется, то расход работы на черпание материала из штабеля и на сообщение ему скорости ковшей определяется, исходя из уравнения (84), в котором $\frac{v_2}{g}$ Ганфштенгель называет коэффициентом зачерпывания C_a .

Этот коэффициент зачерпывания C_a зависит от характера ковшей, их скорости и от рода материала. Ганфштенгель определил значения C_a для ряда частных случаев; этими значениями можно пользоваться как ориентировочными.

Таблица 10

Значение коэффициента зачерпывания $C_a = \frac{v^2}{g}$ по Ганфштенгелю

| Скорость черпания v в м/сек | Перемещаемый материал | | |
|-------------------------------------|-----------------------|--------------------|-------------------|
| | Зерно | Кузнецкий уголь | Кусковой уголь |
| 0,5 | — | 1,0—1,75 | 2,4—3 |
| 0,75 | 0,95—2,4 | 0,8—1,8 | 2,2—2,7 |
| 1,00 | 1,0—2,6 | 1,2—2,4 | 2,7—3,3 |
| 1,25 | 1,3—3,2 | 1,6—3,1 | 4,4 |
| 1,5 | 2,1—4,4 | 2,2—4,4 | 6,0 |

Для фрезерного торфа в данном случае можно пользоваться средними данными — кузнецкого угля и зерна, для кускового торфа — средними данными кузнецкого и кускового угля.

Таким образом, зная скорость ковшей и пользуясь табл. 10, можно грубо ориентировочно определить секундную работу на черпание торфа из штабеля и сообщение ему скорости:

$$U = \frac{Q}{3,6} C_a. \quad (85)$$

Мощность, потребная на черпание, будет:

$$N_u = \frac{U}{75} = \frac{Q}{3,6} \cdot \frac{C_a}{75} = \frac{QC_a}{270} HP \quad (86)$$

Разгрузка ковшей начинается в момент подхода их к точке A (фиг. 60). При наличии восьми рядов ковшей у барабана и при воронке, занимающей дугу в 60° трение торфа о неподвижную стенку барабана имеет место в каждый данный момент лишь у одного ряда ковшей 1. Во втором ряду ковшей 2 ввиду того, что неподвижная стена барабана в этом месте почти вертикальна, трение незначительно и им можно пренебречь.

Зная вес торфа в каждом ряду ковшей и угол α , можно определить нормальное давление N_0 . Вес торфа q в каждом ряду ковшей определится, исходя из производительности Q :

$$Q = \frac{60 q \pi n}{1000},$$

$$q = \frac{100 \cdot Q}{6 \pi n} \text{ кг}, \quad (87)$$

где n — число рядов на окружности барабана,

n — число оборотов барабана в минуту.

Тогда нормальное давление N_0 на неподвижную стенку барабана будет:

$$N_0 = q \cdot \cos \alpha.$$

Фиг. 60. Определение усилий на преодоление трения торфа о неподвижную стенку.

Сила трения F определяется исходя из коэффициента трения торфа о железо μ

$$F = N_0 \mu = q \cdot \cos \alpha \mu. \quad (88)$$

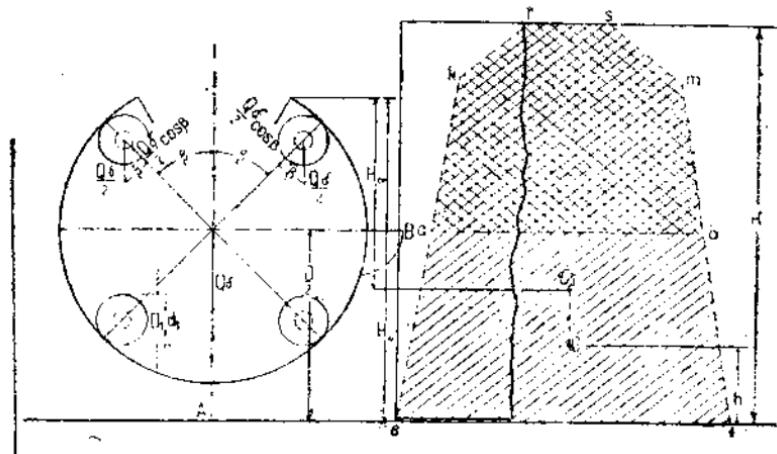
Зная скорость трения торфа о неподвижную стенку $V_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60}$, можем определить мощность N_m на преодоление трения торфа о стенку:

$$N_m = \frac{q \cdot \cos \alpha \mu \cdot \pi D_1 \cdot n}{60 \cdot 75} HP \quad (89)$$

Загрузка каждого ковша торфом начинается от точки *A* (фиг. 61) и заканчивается в тот момент, когда линейное приращение *x* становится отрицательным (фиг. 57). Для простоты можно считать, что куски торфа, находящиеся в пределах площади сечения *abfe* (фиг. 61), зачерпываются лопатами, а верхние слои штабеля поступают в ковш за счет обвалов. Тогда единичная высота подъема торфа для площади *abfe* будет $H_0 - h$, где *h* — высота сположения центра тяжести площади *abfe*.

Торф, находящийся в пределах площади сечения *akrsmb*, будем считать опускающимся в ковш в плоскости *B*, и для этой части торфа средняя высота подъема будет:

$$H_0 - \frac{D}{2}.$$



Фиг. 61. Распределение усилий в цапфах поддерживающих роликов барабана.

Зная площади сечения *abfe* = F_1 и *akrsmb* = F_2 , можно легко определить единую высоту H_{ep} подъема торфа всего штабеля:

$$H_{ep} = \frac{F_1(H_0 - h) + F_2 \left(H_0 - \frac{D}{2} \right)}{F_1 + F_2}. \quad (90)$$

Секундная работа на подъем торфа будет:

$$U_s = \frac{Q}{3,6} H_{ep}.$$

Мощность, потребная на подъем торфа:

$$N_s = \frac{QH_{ep}}{3,6 \cdot 75} = \frac{QH_{ep}}{270} HP \quad (91)$$

Давление на цапфы опорных роликов барабана создается от: 1) веса барабана, 2) веса торфа, находящегося в ковшах, и 3) реакции червяния.

Для простоты последними двумя моментами пренебрегаем. Это допущение можно сделать, так как силы веса торфа и реакции черпания незначительны по сравнению с весом барабана, и, опуская их, полученная мощность на преодоление трения в опорных роликах будет отличаться от действительной на небольшую величину.

Вес барабана Q_δ (фиг. 61) будет распределяться поровну на два верхних опорных ролика. Нормальное давление на каждый ролик будет равно $\frac{Q_\delta}{2} \cdot \cos \beta$.

При вращении опорных роликов преодолеваются: трение качения барабана о ролики и трение скольжения в цапфах.

Момент трения качения M_κ будет:

$$M_\kappa = \frac{Q_\delta}{2} \cdot \cos \beta \cdot f_0 \text{ кгсм},$$

где f_0 — коэффициент трения качения в см.

Момент трения скольжения M_e определится:

$$M_e = \frac{Q_\delta}{2} \cdot \cos \beta \cdot \mu \frac{d_1}{2} \text{ кгсм}.$$

Здесь μ — коэффициент трения скольжения в цапфах,

d_1 — диаметр цапфы ролика в см.

Суммарный момент M_z равен:

$$M_z = M_\kappa + M_e = \frac{Q_\delta}{2} \cdot \cos \beta \left(f_0 + \mu \frac{d_1}{2} \right) \text{ кгсм}.$$

Секундная работа на преодоление трения в одном ролике при угловой скорости ω будет:

$$U_p = \frac{M_z \omega}{100} \text{ кгм/сек.}$$

Тогда мощность N_p , необходимая на преодоление трения в обоих роликах выражается:

$$N_p = \frac{U_p}{75} = \frac{Q_\delta}{2} \cdot \cos \beta \left(f_0 + \mu \frac{d_1}{2} \right) \frac{\pi n_1}{30 \cdot 100 \cdot 75} HP \quad (92)$$

Число оборотов n_1 роликов определяется:

$$n_1 = \frac{D_0}{D_1} \cdot n,$$

где D_0 — внутренний диаметр ковшевого барабана,

n — число оборотов барабана,

D_1 — диаметр ролика.

Таким образом общая мощность N , затрачиваемая на работу ковшевого барабана, будет:

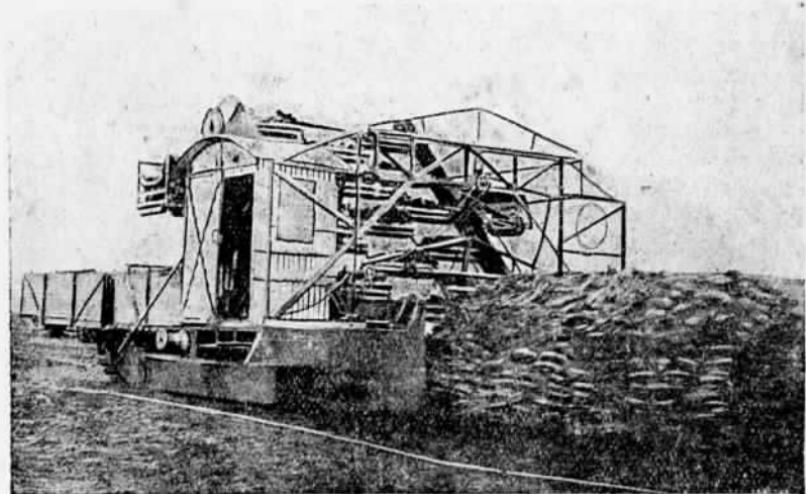
$$N = \frac{N_v + N_m + N_e + N_p}{\tau_{12}} HP, \quad (93)$$

где τ_{12} — общий к. п. д. передач.

Расчет элеваторов. Элеваторы, как горизонтальный, так и наклонные, по принципу работы не отличаются от элеваторов, рассмотренных нами в главе о канатно-бадьевом транспортере Инсторфа, поэтому ход основного расчета элеваторов в данном случае будет тот же (см. стр. 36—52).

Конструкция погрузочной машины непрерывного действия

Принцип работы и описание конструкции. Принцип работы погрузочной машины непрерывного действия¹ отличается от машины Шашкова тем, что, вместо ковшевого барабана, ее рабочим механизмом является гребковый наклонный элеватор, которым производится экскавация торфа из штабеля и подача его в приемный горизонтальный ленточный элеватор. Последний передает торф одному из боковых поворотных элеваторов, в зависимости от того, в какую сторону производится погрузка (фиг. 62)².



Фиг. 62. Общий вид погрузочной машины непрерывного действия (первая модель).

Организация погрузочных работ машиной непрерывного действия не отличается от машины Шашкова.

Основными частями машины являются (фиг. 63):

- а) подвиг на гусеничном ходу *A*,
- б) двигатель *E* и трансмиссия,
- в) наклонный гребковый элеватор *B*,
- г) горизонтальный приемный элеватор *B*,
- д) опорные козлы для гребкового и приемного элеваторов *G*,
- е) два боковых поворотных подающих ленточных элеватора *D*.

Подвиг на гусеничном ходу по своей конструкции в основном не отличается от подвига машины системы Шашкова. Он также служит основа-

¹ Результаты испытания первой модели машины помещены в журнале «Торфяное дело» № 7 за 1932 г., стр. 16—21.

² На фигуре 62 изображена первая модель погрузочной машины, приспособленная для сборки торфа в кузов, установленный на подвиге.

ищем для всех механизмов и элементов трансмиссии. Гусеницы (шпальная цепь, привод и опорные ролики) однотипны с гусеницами предыдущей машины. Размер каждой гусеницы: по длине 4650 м.м. (между центрами валов), по ширине 800 м.м. Длина опорной поверхности гусениц составляет 3650 м.м.

Следовательно, опорная площадь обеих гусениц равна 5,85 м². При весе машины около 18 т удельное давление на почву выразится в 0,31 кг/см². Гусеницы расположены на расстоянии 4270 м.м (между осями).

Двигатель и трансмиссия. Все механизмы приводятся в движение от одного двигателя внутреннего сгорания Е (фиг. 64), установленного в конце машины. Вал двигателя с $n = 1000$ об/мин через муфту 24 соединен с червячным валом 25 редуктора 26 с $i = 1 : 20$. На обоих концах вала червячного колеса редуктора посажены шестерни 27 с $z = 22$, от которых через шестерни 28 и 29 с $z = 40$ получают движение правый (по ходу машины) вал (на чертеже не виден) и левый вал 31, вращающиеся со скоростью 27,5 об/мин. От правого вала передается движение правым гусенице, шпилью и боковому элеватору, а также горизонтальному элеватору. Через вал 31 получают движение левая гусеница, левый шпиль, левый боковой элеватор и гребковой элеватор.

Передача движения гусеницам выполнена одинаково как для правой, так и для левой. На валах установлены по две конические шестерни 32 и 33 с $z = 22$, между которыми помещена кулачковая муфта 34 для включения в работу той или иной шестерни, с тем чтобы получающий от них движение через шестерню 35 передочный вал 36 имел разное направление вращения для образования прямого и обратного хода машины.

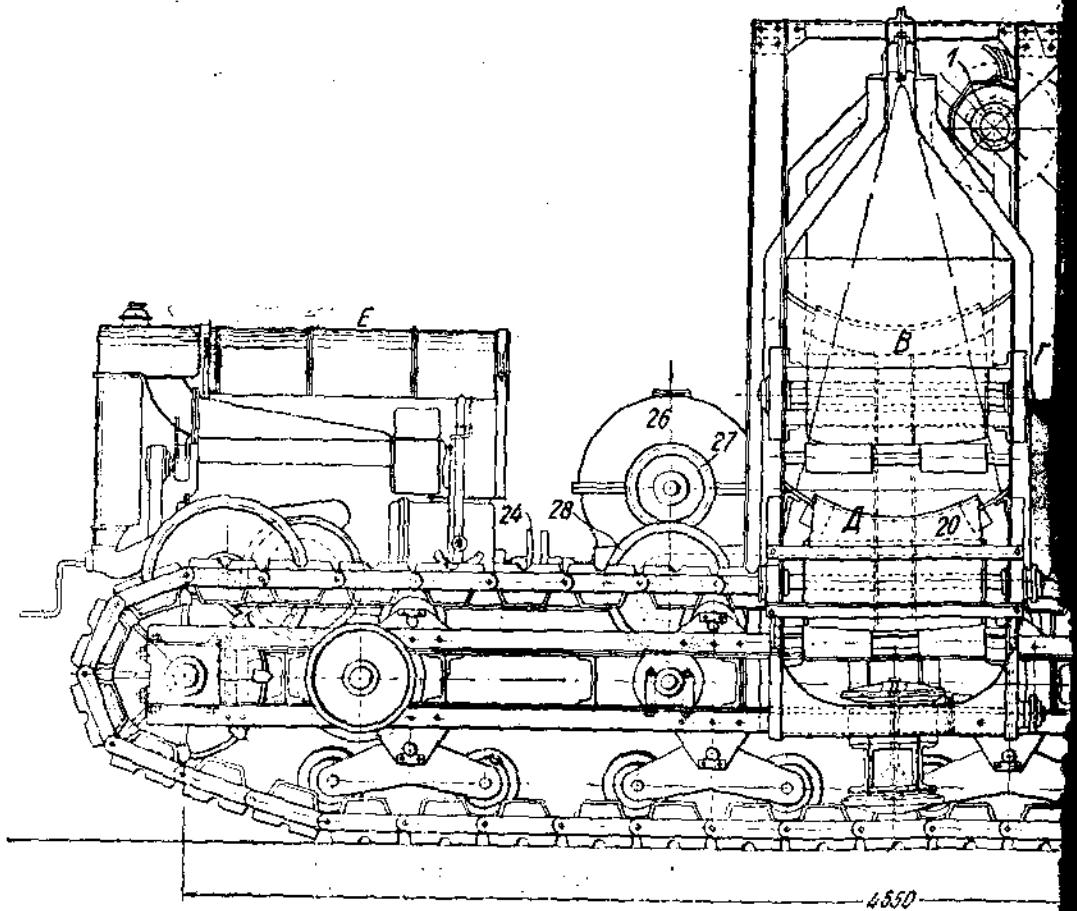
На конце вала 36, имеющего 16 об/мин, насажена коническая шестерня 37 с $z = 12$, передающая движение малому передаточному валу 38, делающему 5,8 об/мин, на котором, кроме конической шестерни 39, сидят цилиндрические шестерни 40 с $z = 24$ и 41 с $z = 41$. От последней через шестерню 42 получает движение с числом оборотов 7,2 вал 43 шпилья, который служит для загонки составов вагонов на переносный путь и для перемещения его в процессе погрузки.

От шестерни 40 через коробку скоростей приводится в движение правая гусеница. Движение от вала 38 может осуществляться по трем вариантам через шестерни: 1) 40/45 и 45/46 с общим передаточным числом $i = 1 : 1,371$; 2) 40/45, 45/46, 49/50 и 51/48 с общим $i = 1 : 6,55$; 3) 40/45, 45/46, 52/53, 51/48 с общим $i = 1 : 14,4$.

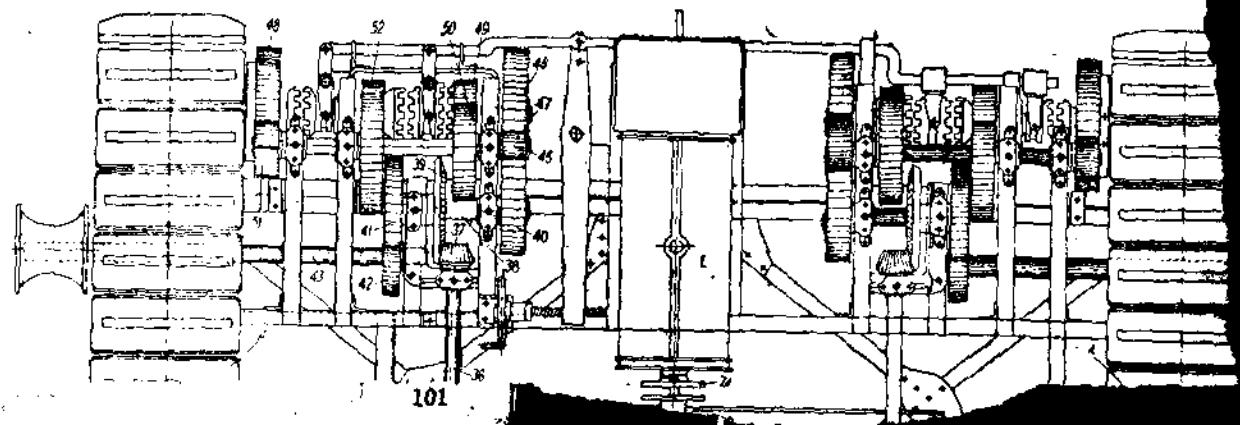
В первом случае ведущая звездочка гусеницы делает 4,2 об/мин, а поступательная скорость машины составляет 0,14 м/сек, во втором случае $n = 0,88$ об/мин, а скорость машины 0,029 м/сек, в третьем $n = 0,4$ об/мин, а скорость 0,013 м/сек. Последние две скорости являются рабочими, а первая маршевой — для переезда машины от одного штабеля к другому.

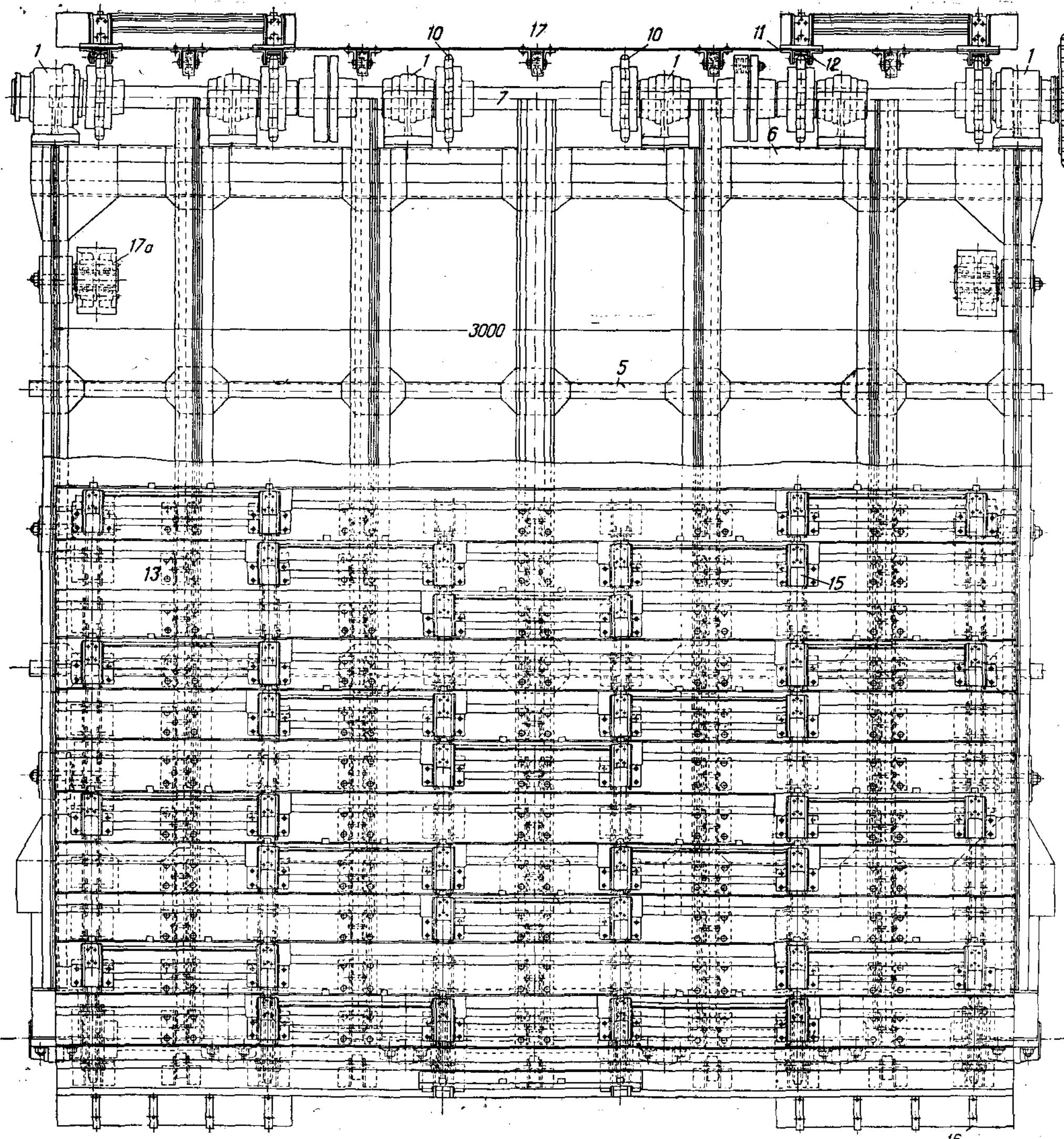
Для передачи движения горизонтальному элеватору на правом валу от редуктора 26 установлены две конические шестерни 54, между которыми расположены кулачковая муфта 55, включающая в работу ту или другую шестернию, с тем чтобы ведомый барабан элеватора имел разное направление вращения, а транспортировка торфа лентой осуществлялась в направлении к правому или левому из боковых элеваторов.

1 Шестерни коробки скоростей имеют следующее число зубцов: 40—24, 45—11, 46—33, 48—33, 49—17, 50—27, 51—11, 52—10, 53—34. Ведущая звездочка гусеницы имеет $z = 8$, $t = 250$ м.м. На изображениях на чертеже ведущая звездочка гусеницы через муфту соединена с шестерней 48, сидящей на валу 47.

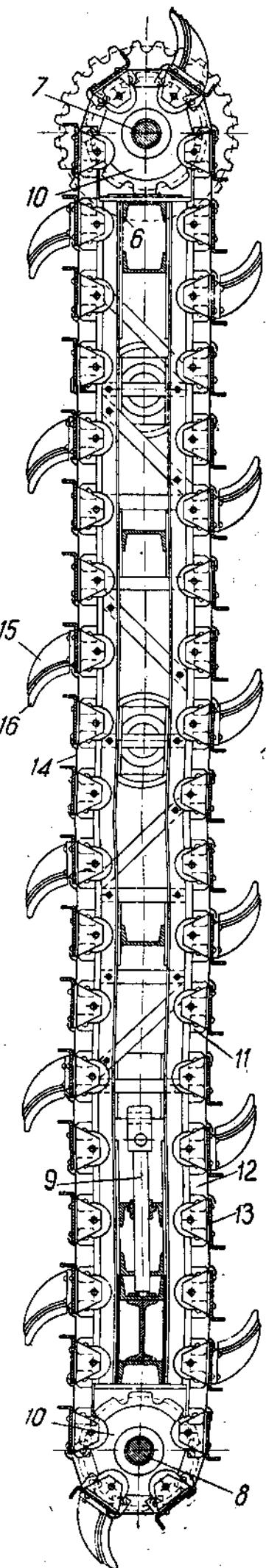
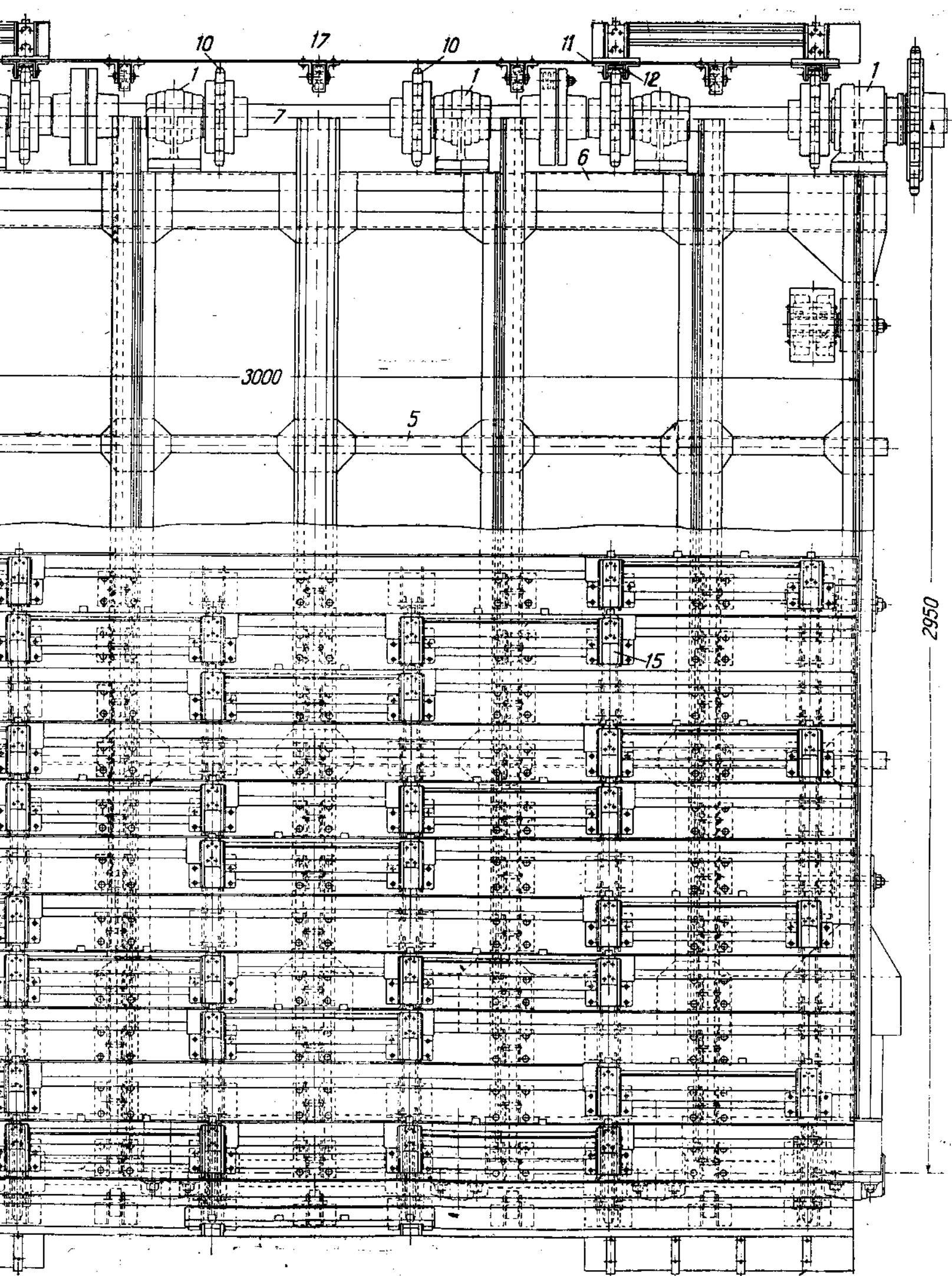


Фиг. 63. Конструкция погрузочной машины непрерывного действия





Фиг. 6б. Конструкция наклонного гребкового зеватора погрузочной машины.



Фиг. 65. Конструкция наклонного гребкового элеватора погрузочной машины.

Продольный вал 56 через коническую шестерню 57 вращается со скоростью 25,2 об/мин, от него получает движение вал 58 через пару шестерен 59/60 с $i = 1 : 2,46$ или через вторую пару шестерен, посаженных ближе к редуктору (на чертеже не показано) с $i = 1 : 1,65$. В первом случае вал 58 имеет 62, во втором 41,5 об/мин. От звездочки (на чертеже также не показана) с $z = 19$, сидящей на том же валу, цепью передается движение ведущему барабану горизонтального элеватора через звездочку с $z = 10$. Ведущий барабан диаметром 300 мм вращается со скоростью: первая — 118 и вторая — 79 об/мин и создает линейное перемещение транспортной ленты в первом случае — 1,85 и во втором — 1,24 м/сек.

Боковые поворотные элеваторы каждый в отдельности получают движение от основных валов (правый и левый — 31) через пару шестерен 64 с $z = 48$ и 65 с $z = 21$. Валы 66, на которых установлены шестерни 65, при помощи звездочек 67 через цепные передачи с $i = 1 : 0,53$ передают движение валам 68, делающим 120 об/мин. От каждого вала передача ведущему барабану бокового элеватора осуществляется через поворотный механизм, как у погрузочной машины Шашкова (фиг. 52).

Ведущие барабаны поворотных элеваторов делают 120 об/мин, а транспортная лента при диаметре барабанов 300 мм перемещается со скоростью 1,9 м/сек.

Передача движения наклонному гребковому элеватору осуществляется цепью от левого вала 66 одной из звездочек 69 с $z = 15$, 70 с $z = 21$ и 71 с $z = 24$, которые вращают вал 72 через звездочки 73 с $z = 21$, 74 с $z = 15$ и 75 с $z = 12$. Вал 72 вращается со скоростью: $n_1 = 45$, $n_2 = 88$ и $n_3 = 125$ об/мин. От этого вала через звездочку 76 цепной передачей вращается ведущий вал 77 гребкового элеватора с числами оборотов в минуту: $n_1 = 22,5$, $n_2 = 44$ и $n_3 = 63$. При числе зубцов ведущих звездочек элеватора равном 10 и шаге их $t = 80$ мм гребковая цепь имеет поступательную скорость: $v_1 = 0,3$, $v_2 = 0,59$ и $v_3 = 0,84$ м/сек.

Наклонный гребковый элеватор своими крайними подшипниками 1 (фиг. 63 и 65) верхнего ведущего вала укреплен в стойках 2 козырьков Г. В этих подшипниках рама гребкового элеватора может поворачиваться, изменяя угол наклона и высоту расположения нижнего конца элеватора над поверхностью. Подъем и опускание нижнего конца элеватора производится по направляющим гитарам 3 при помощи ручного домкрата 4.

Рама 5 (фиг. 65) гребкового элеватора выполнена из швеллеров и уголков, соединенных при помощи косынок. К верхнему швеллеру 6 крепятся подшипники 1 ведущего вала 7, в нижней части рамы укреплены шесть подшипников трех коротких ведомых валов 8, имеющих натяжные механизмы 9.

На ведущем валу 7 установлено шесть ведущих, а на каждом ведомом валу 8 сидят по две ведомых звездочки 10 с $z = 10$ и $t = 80$ мм.

Гребковый элеватор имеет шесть рядов цепей, внешние звенья которых выполнены из уголков 11 размером $40 \times 40 \times 5$ мм, а внутренние — из швеллерного железа 12 — № 5.

К внешним звеням цепей укрепляются соединительные планки 13 с ребрами, а к внутренним звеням предохранительные планки 14. Таким образом, образуется металлическое полотно из соединительных и предохранительных планок. На каждой седьмой соединительной планке в пять рядов установлено по два кронштейна 15, к которым в шахматном порядке крепятся металлические гребки длиной 620 мм, имеющие по четыре зубца 16. Гребки и ребра соединительных планок служат для подъема торфа вверх и противодействуют его

сползанию при таком большом угле наклона элеватора ($40 - 45^\circ$). Зубцы 16 гребков способствуют экскавации торфа из штабелей.

С нижней стороны каждой соединительной планки 13 в средней части ее укреплены при помощи угольников ходовые ролики 17, на которых гребковое полотно перемещается по своим направляющим, уложенным на продольных балках рамы 5. С внутренних боков крайних балок рамы 5 установлено по три опорных ролика 17a, которые служат для удержания от провеса крайних цепей.

Ширина захвата элеватора 3 000 м.м.; длина его между осями валов 2 960 м.м. Для обеспечения попадания кусков торфа на полотно элеватора впереди него по бокам установлены предохранительные щиты 18 (фиг. 63).

Горизонтальный ленточный элеватор расположен под верхним концом гребкового элеватора с таким расчетом, чтобы подаваемый наклонным элеватором торф поступал на ленту приемного элеватора. Длина его (между центрами конечных барабанов) составляет 5 650 м.м.

Железная конструкция горизонтального элеватора видна из фиг. 66.

Рабочая лента шириной 600 м.м. в своей верхней части поддерживается девятью роликами, расставленными на расстоянии 411 м.м. друг от друга; крайние ролики отстоят от конечных барабанов на 1 181 м.м. Нижняя холостая ветвь ленты имеет шесть опорных роликов.

Отличие этих роликов от роликов ленточных элеваторов торфособирателей и погрузочной машины Шашкова состоит в том, что ролики для рабочей ветви имеют пять отдельных элементов, один средний установлен горизонтально, два смежных с ним расположены под углом $12^\circ 30'$, а крайние под углом 30° к горизонту.

На концах элеватора установлены боковые щиты 19 с целью обеспечения поступления торфа с горизонтального элеватора в боковые.

Как было указано, горизонтальный элеватор может подавать торф или правому, или левому боковому элеватору, путем изменения направления вращения ведущего барабана, таким образом, верхняя ветвь ленты может быть или ведущей, или ведомой.

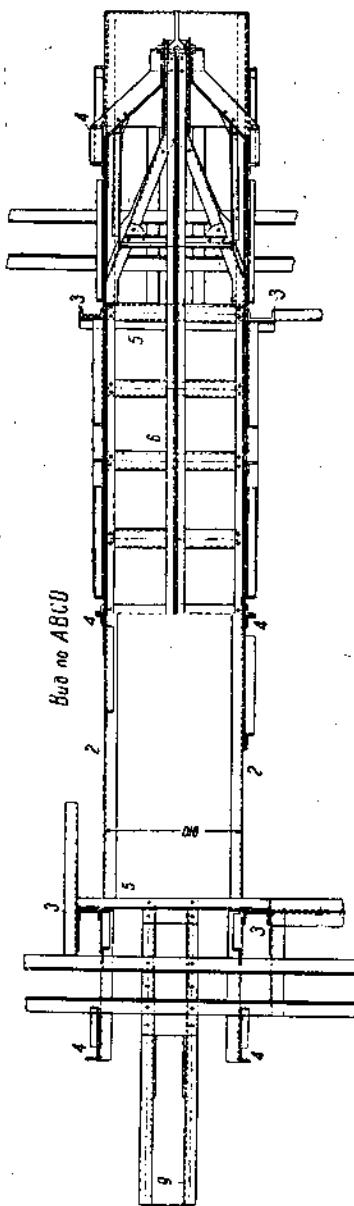
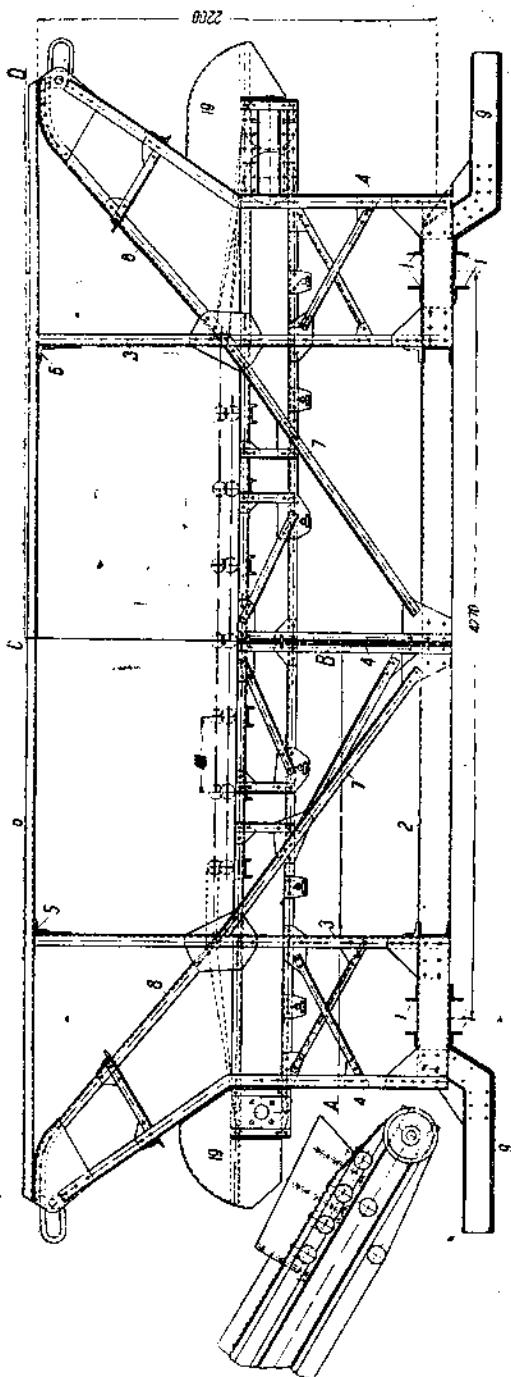
Опорные козлы элеваторов выполнены из швеллерного и углового железа. Гусеничные рамы, состоящие из четырех уголков 1 (фиг. 66) каждая, соединены двумя балками 2, к которым крепятся вертикально четыре швеллера 3 и восемь уголков 4, из которых четыре расположены в середине и служат опорой для средней части фермы горизонтального элеватора. Концы фермы элеватора укреплены к швеллерам 3 и крайним уголкам 4.

Швеллеры 3 продолжены выше горизонтального элеватора и в верхней части соединены поперечными 5 и продольными 6 связями. Кроме того, они для жесткости распerteты распорками 7.

Крайние уголки 4 выше фермы горизонтального элеватора изогнуты и вместе с уголками 8 образуют вылет для удержания наклонных элеваторов в подвешенном состоянии. Продольные связи 6 пропущены до этих вылетов и делают всю систему жесткой.

К каждой раме гусениц консольно укреплены по два изогнутых швеллера 9, выходящих за внешние пределы гусениц. Эти балки 9 служат для укрепления на них наклонных элеваторов.

Боковые поворотные ленточные элеваторы по своей конструкции похожи на элеваторы машины Шашкова. Рабочая длина их составляет 4 720 м.м. Транспортная лента и устройство опорных роликов те же, что у горизонтального элеватора.



Фиг. 66. Конструкция опорных колонн и фермы горизонтального вибратора.

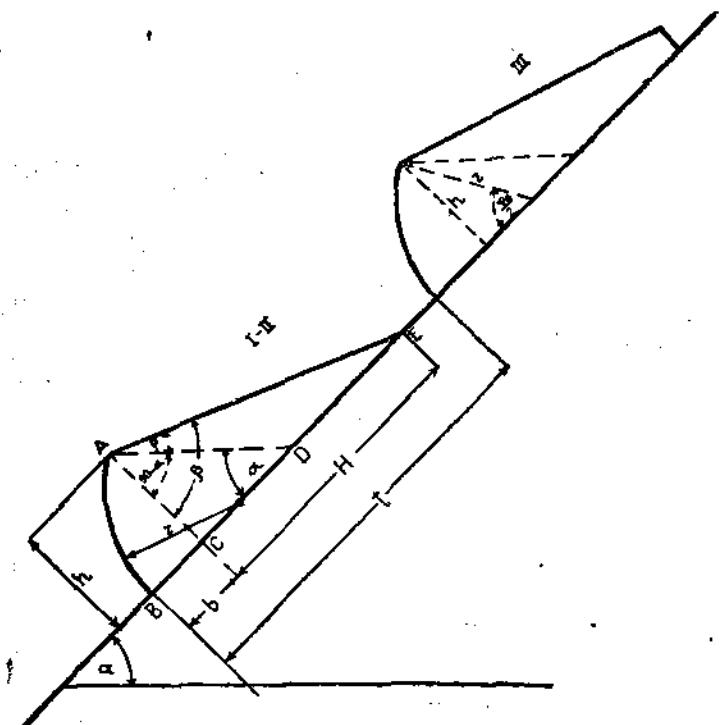
Для верхней рабочей ветви у каждого элеватора установлено шесть роликов 20° (фиг. 64), три из которых располагаются более часто у загрузочной боронки, с тем чтобы падающий с горизонтального элеватора торф не создавал больших колебаний ленты.

На нижней холостой ветви ленты установлено четыре опорных ролика. Для устранения боковых колебаний и лучшего набегания ленты на ведущий барабан около последнего на нижней ветви установлено два горизонтальных ролика 23.

Механизм поворота элеватора и привод ленты не отличаются от элеватора машины Шашкова.

Основной расчет погрузочной машины непрерывного действия

В данной машине мы произведем расчет только гребкового элеватора, остальные механизмы были рассчитаны в предыдущих главах.



Фиг. 67. Заполнение гребков элеватора.

Производительность машины. Практическая производительность этой машины, как и машины Шашкова, определяется формулой:

$$Q = 3600 F \omega_1 t / \text{час}. \quad (94)$$

Производительность гребкового элеватора зависит от заполнения каждого гребка, расстояния между гребками и скорости гребковой цепи.

Каждый гребок впереди себя несет определенный объем торфа, который в зависимости от размеров гребка, угла наклона элеватора и угла естественного откоса переме-

щаемого материала будет принимать одну из трех изображенных на фиг. 68 форм. При большей ширине гребка BB' и увеличенном угле α наклона злеватора объем перемещаемого торфа будет иметь форму I. При малом угле α и при большой высоте гребка $AC = h$ объем торфа перед гребком примет форму III. При определенных сочетаниях ширины, высоты гребка и углов наклона злеватора и естественного откоса материала объем торфа будет иметь вид II.

Для приближенного расчета можно ограничиться определением объема II, форма которого занимает среднее положение между I и III.

Объем, захватываемый каждым гребком $ABB'A'$, выпуклой формы с радиусом r , можно мысленно разбить на две части. Одна часть, помещающаяся внутри гребка, ограничена плоскостями $B'C'F'$, BCF , $C'F'FC$, $B'F'FB$, а другая часть, находящаяся впереди гребка, имеет вид пирамиды с основанием $FF'C'C$ и высотой $EC = H$.

Объем пирамиды можно подсчитать, определив величину CC' , FF' и высоту H . Высоту H найдем из $\triangle AEC$ (фиг. 67), в котором $AC = h$ — высота гребка, а угол $EAC = \beta$ равен сумме углов $DAC = 90 - \alpha$ и $AED = \rho$ — угол естественного откоса материала, который при движении торфа вместе с злеваторным полотном можно принять не более $25 - 30^\circ$.

$$\text{Следовательно: } H = h \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Величина $C'C$ определяется из подобия треугольников $C'CE$ и $B'BE$ (фиг. 68):

$$CC' = l = \frac{aH}{H + b}.$$

Значение $F'F$ найдется, решив $\triangle F'C'K$ (фиг. 69), где $F'K = h$, а угол $F'C'K = \rho$ равен углу откоса:

$$C'K = h \cdot \operatorname{tg} (90 - \rho) = h \cdot \operatorname{ctg} \rho.$$

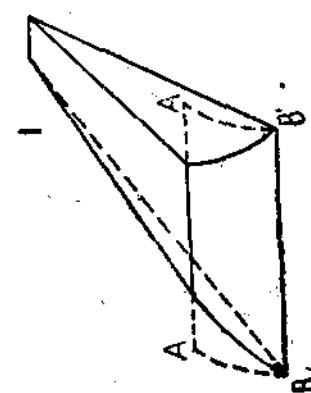
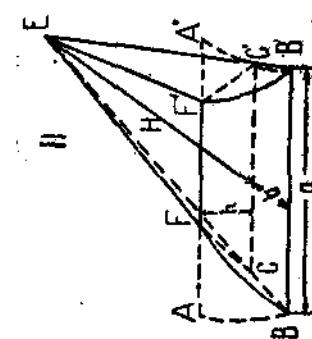
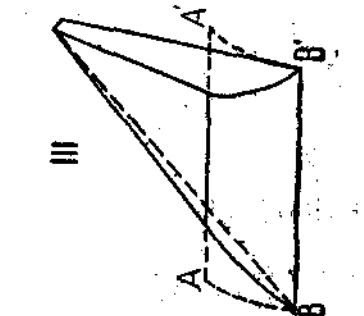
Следовательно:

$$FF' = C = l = 2h \cdot \operatorname{ctg} \rho.$$

Объем i_1 пирамиды будет:

$$i_1 = \frac{c + l}{2} \cdot h \cdot \frac{H}{3} = \frac{(c + l)hH}{6}. \quad (95)$$

¹ При щеках угол естественного откоса принимают равным $40 - 45^\circ$. Так как цепь перемещается по ходовым роликам, а загрузка гребков злеватора происходит при движении, угол откоса торфа значительно уменьшается, и взятые выше $25 - 30^\circ$ близки к действительности.



Фиг. 68. Формы объема материала, захватываемого гребком.

Объем части торфа, помещающейся внутри гребка, приближенно определяется произведением проекции на плоскость площади ABC на среднюю величину из длин трех сторон BB' , CC' и FF' .

Проекция площади ABC будет представлять половину кругового сегмента (фиг. 67) с центральным углом φ_0 при радиусе r . Площадь половины сегмента будет:

$$F_0 = \frac{1}{4} r^2 \left(\frac{\varphi_0^0 \pi}{180} - \sin \varphi_0 \right). \quad (96)$$

Объем торфа внутри гребка определяется:

$$i_2 = F_0 \cdot \frac{1}{3} (a + c + l) = \frac{1}{12} r^2 \left(\frac{\varphi_0^0 \pi}{180} - \sin \varphi_0 \right) (a + c + l). \quad (97)$$

Таким образом, общий объем i , захватываемый каждым гребком, будет:

$$i = i_1 + i_2 = \frac{(c + l) h H}{6} + \frac{1}{12} r^2 \left(\frac{\varphi_0^0 \pi}{180} - \sin \varphi_0 \right) (a + c + l). \quad (98)$$

Производительность Q_0 каждого ряда гребков выражается:

$$Q_0 = \frac{3600 i \cdot v}{t} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (99)$$

Производительность Q_1 , всего элеватора (всех пяти рядов) при полном заполнении гребков будет:

$$Q_1' = \frac{18000 i \cdot v}{t} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (100)$$

$$Q_1 = \frac{18000 i \cdot v \cdot \gamma}{t} \text{ м}/\text{час}. \quad (101)$$

Коэффициент заполнения гребков будет неодинаков для каждого ряда: для крайних гребков, вследствие трапециoidalной формы сечения штабеля, он будет значительно меньше по сравнению со средними.

Практические наблюдения показывают, что средний коэффициент заполнения гребков φ_1 можно взять от 0,5 до 0,75.

Следовательно, действительная производительность гребкового элеватора будет:

Фиг. 69. Площадь основания пирамиды.

$$Q = \frac{18000 i \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi_1}{t} \text{ м}/\text{час}. \quad (102)$$

Определение расхода мощности. Мощность, расходуемая на работу элеватора, распределяется:

- а) на преодоление сопротивления черпания торфа,
- б) на подъем торфа,
- в) на преодоление трения в ходовых роликах,
- г) на преодоление жесткости цепей,
- д) на преодоление трений в цапфах ведущего и ведомого валов.

Остальными сопротивлениями, как-то: трением между соединительными предохранительными планками, трением кусков торфа между собой, ввиду незначительности можно пренебречь.

При применяемых скоростях движения цепей можно также не учитывать дополнительного расхода мощности, вызываемого изменением скорости цепи при передаче движения звездочками, хотя это изменение скорости значительно влияет на напряжение цепей и при расчете их на прочность и износ указанное обстоятельство необходимо учитывать.

Усилия по цепям будут изменяться следующим образом (фиг. 70).

В сечении I при сбегании с ведущей звездочки общее напряжение всех рядов цепей равно $S_0 + P_u$, где S_0 — сила предварительного напряжения (при цепном тяговом органе и в той конструкции элеваторного полотна и гребков, которую мы имеем в машине непрерывного действия), предварительное напряжение создается с целью предотвратить значительное раскачивание цепей и соскачивание их в местах наименьшего напряжения с направляющих и ведомой звездочки), P_u — усилие от веса холостой ветви элеваторного полотна.

Так как холостая ветвь элеваторного полотна располагается снизу, то ее ходовые ролики почти не касаются своих опор, и сопротивление трения в них незначительное. Поэтому можно принять, что на участке от I до II сопротивлений нет и в сечении II цепи имеют напряжение равное $S_0 - P_u$.

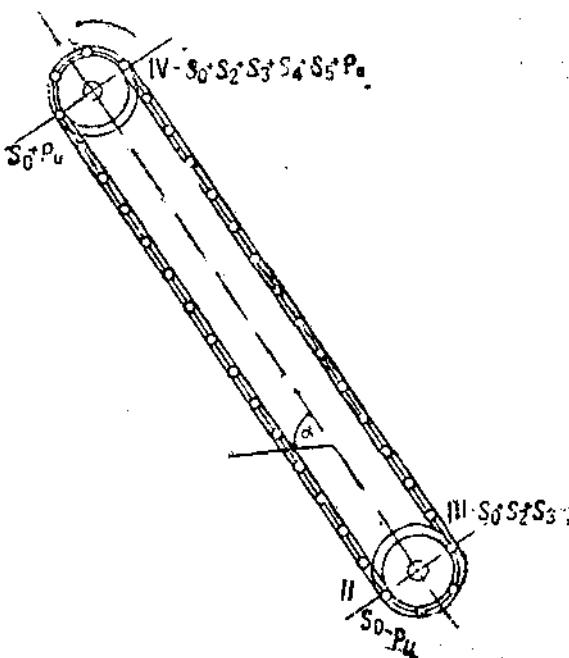
При огибании ведомых звездочек в цепях необходимо дополнительно приложить усилие S_2 — для преодоления трения в цапфах ведущего вала и S_3 — для преодоления трения в шарнирах цепей (жесткость цепи). Тогда в сечении III цепи имеют напряжение $S_0 + S_2 + S_3 - P_u$.

На участке III—IV необходимо преодолеть сопротивления: S_1 — трению торфа, S_4 — трению в ходовых роликах полотна, S_5 — подъему торфа и P_u — подъему рабочей ветви элеваторного полотна. Следовательно, в точке IV в рабочей ветви у ведущих звездочек цепи имеют напряжение, равное $S_0 + S_2 + S_3 + S_1 + S_4 + S_5 + P_u$.

При набегании цепей на ведущие звездочки напряжение их увеличивается на величину S_b благодаря инерционным усилиям, появляющимся в силу неравномерного движения цепей.

При огибании цепями ведущих звездочек необходимо также преодолеть сопротивление трению в шарнирах цепей и сопротивление трению в цапфах ведущего вала.

S_0 при длине элеватора около 3 м на основании практических наблюдений можно брать от 30 до 50 кг на каждую цепь.



Фиг. 70. Распределение усилий по цепям в гребковом элеваторе.

Величина P_u есть слагающая от веса нижней ветви полотна $q_0 L$, направленная по цепи.

$$P_u = q_0 L \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = q_0 L \sin \alpha. \quad (103)$$

Здесь q_0 — вес 1 пог. м элеваторного полотна, L — длина элеватора в м.

Значение $S_2 + S_3$ определяется из равенства моментов всех сил относительно центра вращения O ведомой звездочки (фиг. 71).

$$S_2 + S_3 = -\frac{2 (S_0 - P_u) (\mu_2 d_w + \mu_1 d)}{D \cdot \cos \alpha_1 - \mu_2 d_w - \mu_1 d}, \quad (104)$$

где d — диаметр ведомого вала в см,

d_w — диаметр шарнира цепи в см,

μ_1 — коэффициент трения в цапфах ведомого вала (см. стр. 25),

μ_2 — коэффициент трения в шарнирах цепи, берется от 0,3 до 0,6,

D — диаметр начальной окружности ведомой звездочки в см,

$$\alpha_1 = \frac{180}{z} \text{ центральный угол, соответствующий половине длины шага } (z \text{ — число зубцов звездочки}).$$

Черпание торфа гребковым элеватором погрузочной машины непрерывного действия производится в нижней части штабеля, верхние же слои штабеля будут ссыпаться и самотеком попадать на полотно элеватора.

Фиг. 71. Схема усилий у ведомой звездочки наклонного гребкового элеватора.

Условия черпания торфа из штабеля элеватором этой машины отличаются от машины Шашкова тем, что экскавация торфа производится в незначительной части штабеля, следовательно, раздроблению подвергается небольшая часть кусков торфа.

При заполнении гребков элеватора торфом работа будет расходоваться на извлечение нижних слоев торфа из штабеля, на поглощение живой силы падающих кусков торфа с верхних слоев штабеля и на сообщение поступившему в элеватор торфу скорости движения полотна.

Учесть величину живой силы не представляется возможным, так как неизвестно количество торфа и высота, с которой он падает в элеватор.

Кроме того, данных об усилиях, потребном для извлечения торфа из штабеля, также нет, поэтому определение ориентировочной мощности на черпание торфа, включая преодоление живой силы и сообщение скорости, будем вести в том же порядке, как у машины Шашкова (см. стр. 95 и 96).

Из уравнения (85) $U = \frac{Q}{3,6} C_a = S_1 v$ можно определить усилие S_1 на все цепи, необходимое для передачи, преодоление живой силы и сообщение тяге у скорости цепей:

$$S_1 = \frac{Q C_a}{3,6 v} = q_1 C_a, \quad (105)$$

где v — скорость цепи в м/сек,

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 v} \text{ — нагрузка в кг на 1 пог. м элеваторного полотна.}$$

Зная нагрузку от тяги и от веса элеваторного полотна, приходящуюся на все ходовые ролики рабочей ветви, можно определить S_4' — усилие, приложенное по цепям для преодоления сопротивления трения скольжения в цапфах и трения качения роликов о направляющие¹ (фиг. 72).

Усилие S_4' , вызываемое трением в цапфах, определяется:

$$S_4' = q_n L \cdot \cos \alpha \cdot \mu \cdot \frac{d_2}{D_2}. \quad (106)$$

Усилие S_4'' , вызываемое трением качения, будет:

$$S_4'' = q_n L \cdot \cos \alpha \cdot \frac{f_1}{R_2} = q_n L \cdot \cos \alpha \cdot \frac{2f_1}{D_2}. \quad (107)$$

Следовательно:

$$S_4 = S_4' + S_4'' = \frac{q_n L \cdot \cos \alpha}{D_2} \left(\mu_1 d_2 + 2 f_1 \right). \quad (108)$$

Здесь: $q_n = q_0 + q_t$ — вес 1 пог. м элеваторного полотна q_0 и вес тяги q_t приходящегося на 1 пог. м в кг.

$q_n L \cos \alpha$ — нормальное давление на ролики (L — длина элеватора в м, α — угол наклона его),

μ_1 — коэффициент трения скольжения в цапфах роликов (см. стр. 25),

f_1 — коэффициент трения качения в см; для погрузочной машины при работе ее на открытом воздухе с пылящим материалом f_1 , можно принять равным 0,05 см.

D_2 и d_2 — диаметр ходового ролика и его оси в см.

Усилие по цепям на подъем тяги S_5 определяется (фиг. 72):

$$S_5 = q_1 L \cdot \sin \alpha. \quad (109)$$

На подъем холостой ветви элеваторного полотна необходимо приложить силу:

$$P_u = q_0 L \cdot \sin \alpha. \quad (110)$$

При изгибе ведущих звездочек (фиг. 73) шарниры цепей движутся по окружности радиусом R (радиус начальной окружности звездочки). Предполагая,

¹ Трением в опорных роликах 17 а (фиг. 65) для крайних цепей пренебрегаем ввиду весьма малой величины.

что цепь остается параллельной самой себе, при постоянной окружной скорости звездочки v (по начальной окружности) цепь в направлении линейного движения будет иметь скорость v_z :

$$v_z = v \cdot \cos \varphi = \omega R \cdot \cos \varphi, \quad (111)$$

а в направлении перпендикулярном скорость v_e будет:

$$v_e = v \cdot \sin \varphi = \omega R \cdot \sin \varphi. \quad (112)$$

Угол при повороте захватывающей стороны звездочки (захватывающего зубца) от точки 1 до точки 2 изменяется от $-a$ до 0, а от точки 2 до точки 3 от 0 до $+a$.

Следовательно, скорость v_z , начиная от точки 1, увеличивается, и в точке 2 имеет максимальное значение, а от точки 2 до точки 3 уменьшается. При переходе точки 3 цепь начинает перемещаться за счет последующей стороны звездочки, которая заставляет двигаться цепь ускоренно.

Таким образом, здесь имеет место мгновенное ускорение цепи для перехода из замедленного в ускоренному движению.

Скорость же v_e , начиная от точки 1, уменьшается, в точке 2 равна 0, а далее будет увеличиваться в обратном направлении. При переходе точки 3 скорость v_e , оставаясь максимальной, мгновенно изменяет направление. Это изменение направления вызывает колебание цепи в вертикальной плоскости.

Фиг. 72. Определение усилий для преодоления трения в цапфах роликов элеватора.

При переходе точки 3 цепь, при получении мгновенного ускорения и изменения направления скорости v_e , получает дополнительное натяжение и некоторое увеличение расхода мощности.

Обыкновенно изменение v_e не учитывают, так как оно оказывает незначительное влияние на натяжение цепи.

Точно так же не принимают в расчет увеличение расхода мощности от изменения v_z и v_e , так как благодаря инерции движущихся частей при замедленном движении цепи значительная часть работы возвращается приводу, а дополнительный расход мощности незначительный.

* Подробное рассмотрение вопроса см. Ганфштейн Гель. Перемещение массовых грузов Ч. I, изд. 1927 г. и проф. И. С. Козмин. Элеваторы, транспортеры и конвейеры. Стр. 72—75.

Ускорение цепи j получим, взяв производную скорости по времени (из уравнения 111):

$$j = \frac{dv_3}{dt} = \omega R \cdot \frac{d \cdot \cos \varphi}{dt} = -\omega R \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\omega^2 R \sin \varphi.$$

Для точки 1 при $\varphi = -\alpha$

$$j_1 = \omega^2 R \cdot \sin \alpha. \quad (113)$$

Для точки 3 при $\varphi = \alpha$

$$j_3 = -\omega^2 R \cdot \sin \alpha. \quad (114)$$

Так как

$$\sin \alpha = \frac{l}{2R},$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

и обозначая среднюю скорость цепи

$$v_{cp} = \frac{\pi v l}{60}, \quad (115)$$

где z — число зубцов (граней) звездочки,

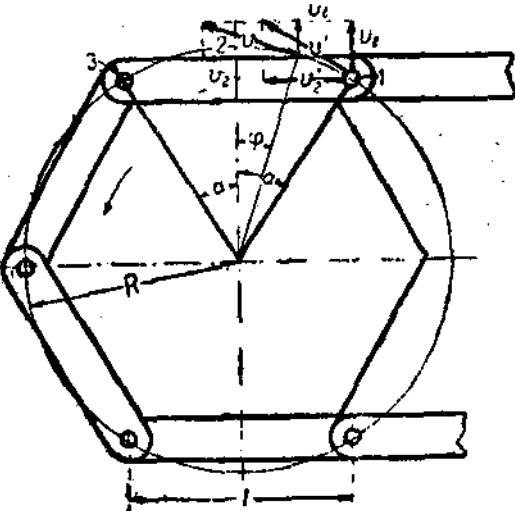
l — длина звена (шаг цепи)

в м,

можно написать:

$$j_1 = \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 R \cdot \frac{l}{2R},$$

$$j_3 = -\left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 R \frac{l}{2R};$$



Фиг. 73. Изменение скорости цепи при изгибе ее ведущей звездочки.

подставляя вместо ω его значение из уравнения (115), получим:

$$j_1 = 2 \left(\frac{\pi v_{cp}}{z} \right)^2 \frac{1}{l}, \quad (116)$$

$$j_3 = -2 \left(\frac{\pi v_{cp}}{z} \right)^2 \frac{1}{l}. \quad (117)$$

Усилие, которое необходимо приложить к цепи для игновенного перехода от ускорения j_3 к ускорению j_1 , будет:

$$S_b' = 2 \left(j_1 - j_3 \right) \frac{G}{g} = 8 \left(\frac{\pi v_{cp}}{z} \right)^2 \cdot \frac{G}{lg}, \quad (118)$$

где G — вес движущихся частей с перемещаемым материалом в кг (обыкновенно берется в расчет только вес тяговых и приводных органов элеватора и вес перемещаемого торфа),

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Но так как при подъёме ведущей стороны звездочки в точке 3 цепь двигалась с замедлением, благодаря чему инерция движущихся частей уменьшила

напряжение цепи на величину $\frac{G}{J}$, то дополнительное напряжение цепи S_6 , вызываемое мгновенным ускорением цепи, нужно принять:

$$S_6 = 6 \left(\frac{\pi v_{cp}}{s} \right)^2 \frac{G}{lg}. \quad (119)$$

Таким образом, наибольшее напряжение S_{\max} всех цепей агрегата, на которое цепи должны рассчитываться на прочность, будет:

$$S_{\max} = S_0 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_u + S_6. \quad (120)$$

Окружное усилие P , передаваемое ведущими звездочками, определяется из условия равновесия всех сил, действующих в ведущих звездочках (фиг. 74):

$$P = (S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6) \left(\cos \alpha_1 + \mu_2 \frac{d_u}{D} + \mu_1 \frac{d}{D} \right) + 2(S_0 + P_u) \left(\mu_2 \frac{d_u}{D} + \mu_1 \frac{d}{D} \right) - P_u \cos \alpha_1 \approx \quad (121)$$

Мощность N , расходуемая на работу агрегата, определяется:

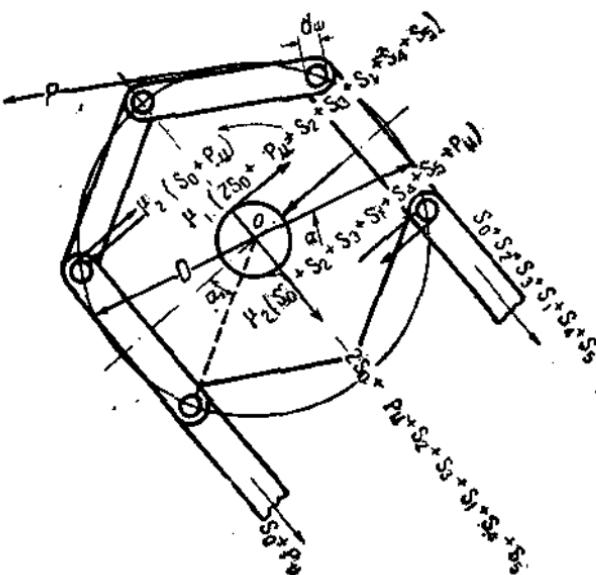
$$N = \frac{Pv_{cp}}{75\eta} HP, \quad (122)$$

где η — общий к. п. д. привода.

Расчет цепей обычно производится упрощенным методом. Цепь рассчитывается на растяжение звеньев в ослабленном месте, на изгиб шарнирных болтов и на удельное давление трущихся поверхностей¹.

При расчете на растяжение допускаемые напряжения берутся для стальных звеньев до $500 \text{ кг}/\text{см}^2$, для железных звеньев и звеньев из ковкого чугуна до $400 \text{ кг}/\text{см}^2$.

При расчете на изгиб шарнирных болтов можно допускать напряжения для



Фиг. 74. Схема усилий у ведущей звездочки гребкового агрегата.

стали не более $300 \text{ кг}/\text{см}^2$, для ковкого чугуна — не более $150 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Допускаемое удельное давление на трущихся поверхностях принимают в пределах:

для стали по стали от 200 до $250 \text{ кг}/\text{см}^2$

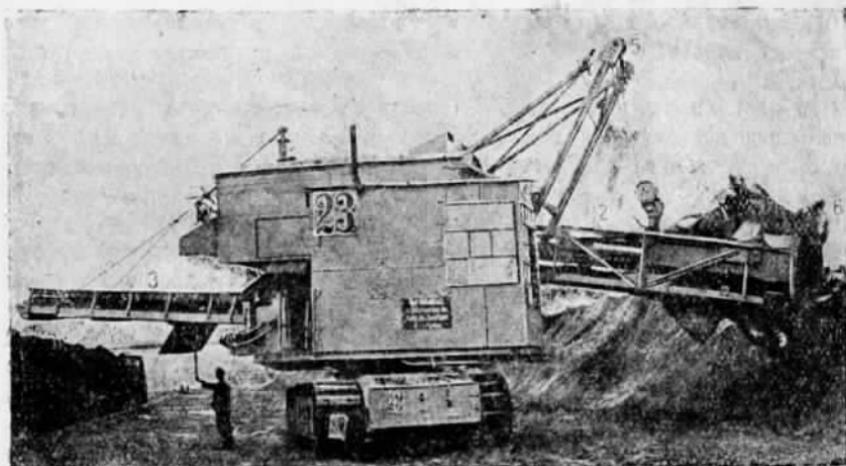
для стали по ковкому чугуну 100 . . . 140 . . .

для ковкого чугуна по ковкому чугуну 60 . . . 90 . . .

¹ Для более точных расчетов цепей иногда пользуются формулой Ламе, см. Бобарыков. Детали машин, изд. 1932 г., стр. 371—373. Однако для тихоходных с большим напряжением цепей проверка по формуле Ламе не всегда дает нужные результаты.

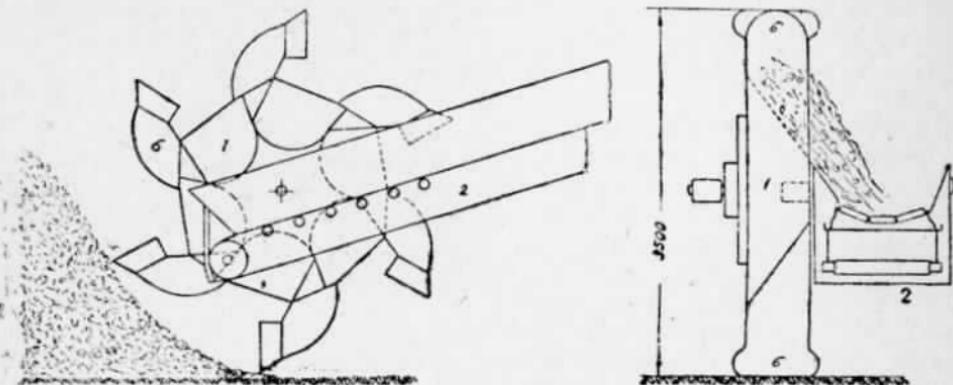
Погрузочная машина ATG

Машина ATG, успешно работающая на погрузке руды, каменного угля и других материалов, в настоящее время испытывается для погрузки торфа из караванов в открытые вагоны¹.



Фиг. 75. Общий вид погрузочной машины ATG.

Поскольку машина находится еще в стадии испытания, мы остановимся на ней только в общих чертах, расчетных же моментов касаться не будем, тем более что основные составные части машины те же, что у предыдущих уже рассмотренных машин, по которым характер основного расчета нами был дан.



Фиг. 76. Схема заборного ковшевого колеса с элеватором.

Принцип работы погрузочной машины ATG заключается в следующем.

Заборное ковшевое колесо 1 (фиг. 75 и 76), имеющее по окружности шесть ковшей 6, укреплено на конце рамы наклонного элеватора 2.

¹ На шатурских торфопредприятиях эти машины с успехом применяются для погрузки торфа из полевых штабелей.

При одновременном поступательном движении машины и вращении заборного колеса ковши 6 захватывают из каравана торф и передают его на ленту наклонного элеватора 2. Форма ковшей обеспечивает высыпание из них материала в боковом направлении в то время, когда ковши занимают верхнее положение.

Наклонный ленточный элеватор передает торф поворотному приемному элеватору 3, который доставляет торф в открытые вагоны.

Оба элеватора 3 и 2, а также все механизмы и двигатель смонтированы на верхней поворотной раме 23, которая может вращаться на гусеничном подвиге 4.

При наличии верхней поворотной части 23 и подъемного механизма 5 заборное ковшевое колесо 1 может забирать торф в любой точке на расстоянии 8 м от вертикальной оси машины. Путь для вагонов должен находиться в пределах от 4 до 10 м от оси передвижения.

Погрузка торфа машиной ATG производится из полевых караванов, образованных в результате работы собирающих машин (канатного, канатно-ленточного транспортеров и болотных грузовиков), расположенных вдоль железнодорожного узкоколейного пути.

При погрузке состава каждая вагонетка вручную подводится под конец подающего элеватора. Во время погрузки вагонетки при помощи гибкой воронки, приделанной к концу элеватора, торф направляется во все части вагонетки. После нагрузки одной из вагонеток быстро подводится следующая за ней, причем в момент смены вагонеток гибкая воронка отводится в сторону, с тем чтобы торф не попал между вагонетками и не засорил железнодорожный путь.

При работе машина производит захват торфа вскоре по всей ширине каравана, после забора одного слоя происходит передвижение машины вперед на толщину забранного слоя.

Производительность машины определяется производительностью заборного ковшевого колеса с шестью ковшами емкостью в 180 л, расположенным по окружности диаметром 3,5 м.

При скорости черпания 1,12 м/сек теоретическая производительность заборного колеса равна 395 м³/час. Учитывая коэффициент заполнения ковшей, который по наблюдениям колеблется в пределах 0,5—0,6, практическая производительность в весовом измерении составляет от 80 до 120 т/час воздушно-сухого торфа.

Передвижение машины осуществляется на двух гусеницах 7 (фиг. 75) длиной 5,78 м с металлическими шпалами шириной 1,65 м, со скоростью 7,8 м/мин в рабочем состоянии и 25,4 м/мин при холостом проходе. Расстояние между гусеницами равно 4,275 м.

Вес машины составляет 44,3 т. Таким образом, при указанных размерах гусениц на каждый метр опорной площади их приходится 2,32 т, что вполне обеспечивает передвижение машины по осушенней болотной поверхности.

Наклонный элеватор 2 (фиг. 75) имеет рабочую длину 9 м, его конец вместе с заборным колесом 1 может подниматься на высоту около 4,5 м от поверхности. Рабочая лента элеватора шириной 0,8 м имеет линейную скорость 2,36 м/сек.

Для удержания ее рабочей ветви от провеса установлено девять опорных тройных роликов, а нижняя холостая ветвь удерживается тремя роликами. Ведущий барабан имеет диаметр 0,4 м, а ведомый—0,3 м.

Поворотный приемный элеватор длиной 9,2 м может поворачиваться вокруг своей вертикальной оси на 45° в обе стороны. Конец элеватора может быть поднят на высоту до 5,5 м от поверхности.

Верхняя рабочая ветвь ленты шириной также 0,8 м удерживается от провеса двенадцатью роликами, по форме и размерам сходными с роликами наклонного элеватора. Нижняя ветвь имеет четыре прямых опорных ролика. Ведущий и ведомый барабаны имеют те же размеры, что у наклонного элеватора. Линейная скорость ленты составляет 2,68 м/сек.

Все механизмы погрузочной машины приводятся в движение двигателем-дизелем фирмы «Дайц» мощностью 65 HP при 900 об./мин., работающим на керосине.

Предварительные данные испытания на Шатуре и на торфопредприятии им. Классона говорят о полной целесообразности применения описанной машины для погрузки в открытые вагоны фрезерного и кускового торфа.

Производительность машины составляла от 100 до 135 т в час чистой работы. Вагонетки емкостью 1,7 т нагружались торфом в течение 45 сек.— 1 мин.

Лучшие результаты получаются при погрузке торфа в большегрузные вагонетки из больших караванов, так как коэффициент использования машины в этом случае значительно выше.

Наибольший процент простоея вызывает ожидание порожних составов. При погрузке торфа из полевых штабелей дополнительные простои вызываются попаданием в ковши заборного колеса пней, находящихся в верхних слоях торфяной залежи и выступающих на поверхность под штабелем. Следовательно, площадь, пред назначенная под штабель, должна быть предварительно хорошо подготовлена.

Ожидаемая большая крошечность кускового торфа при захвате его заборным колесом не оправдалась. По испытаниям на Шатурской торфоразработке излому на 2—4 части подвергалось не свыше 13% кусков низинного торфа, остальная часть торфа поступала в вагонетки в целых кусках.

Глава VIII

ШТАБЕЛЕВОЧНЫЕ МАШИНЫ

Из машин, применимых для штабелевки торфа, нами будут рассмотрены: а) передвижной ленточный транспортер, известный под названием «Стрекоза», применяемый для штабелевки фрезерного торфа при уборке его с поля сушки и для погрузки торфа в ширококолейные вагоны из караванов, б) штабелевочная машина для укладки торфа в караваны на складах и перегрузочных пунктах.

Передвижной ленточный транспортер

Передвижной ленточный транспортер, по существу, не отличается от ленточного элеватора калатного торфособирателя, описанного нами в гл. II. Его ферма 1 (фиг. 77) выполнена сварной из углового железа, она поконится на двух тележках: одна из них (2) передвигается на катках, непосредственно по поверхности, вторая (3) перемещается по узкоколейному пути, укладываемому вдоль каравана.

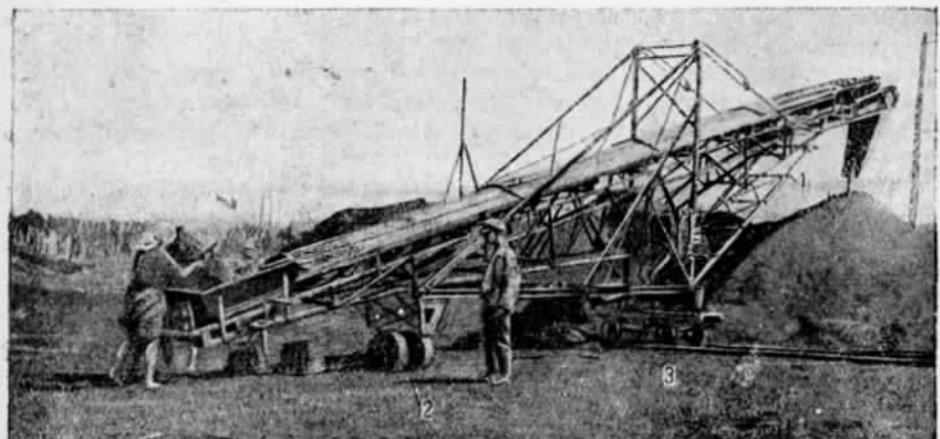
Верхний конец транспортера может быть опущен или поднят при помощи ручной лебедки, на барабан которой наматывается трос, укрепленный за верхний конец транспортера и пропущенный через блоки, установленные на стойках.

Движение ленты осуществляется от электромотора, установленного на ферме, под нижней ветвью ленты. От электромотора через две ременные передачи вращается верхний ведущий барабан, который приводит в движение корытообразной формы ленту. Конструкция конечных барабанов и опорных роликов также, что у ленточного элеватора канатно-бадьевого транспортера (см. фиг. 10 и 11).

Загрузка ленты торфом производится вручную, лопатами или корзинами. В нижней части транспортера имеется загрузочная воронка.

Производительность передвижного ленточного транспортера зависит от ширины, скорости движения ленты, от числа и производительности обслуживающих рабочих.

Нужно отметить, что применение передвижного транспортера на торфопредприятиях себя оправдывает. Единственным затруднением, задерживающим внедрение его в производство на полях фрезерторфа, является отсутствие на полях фрезерования электрического тока для питания электромоторов, установка же двигателя внутреннего сгорания вызывает увеличение расходов на обслуживание его и создает опасность в пожарном отношении.



Фиг. 77. Общий вид передвижного ленточного транспортера.

Подобного рода ленточные передвижные транспортеры изготавливаются серийно на заводах СССР. Их приспособление к условиям работы на торфопредприятиях заключается в замене ходовых колес, дающих передвижение в направлении, параллельном транспортной ленте, специальными тележками, показанными на фиг. 77, позволяющими осуществлять передвижение транспортера в направлении, перпендикулярном ленте.

Штабелевочная машина с гребковым элеватором

Назначение штабелевочной машины состоит в укладывании в караваны торфа, поступающего по узкоколейной железной дороге в вагонетках с торфяных полей.

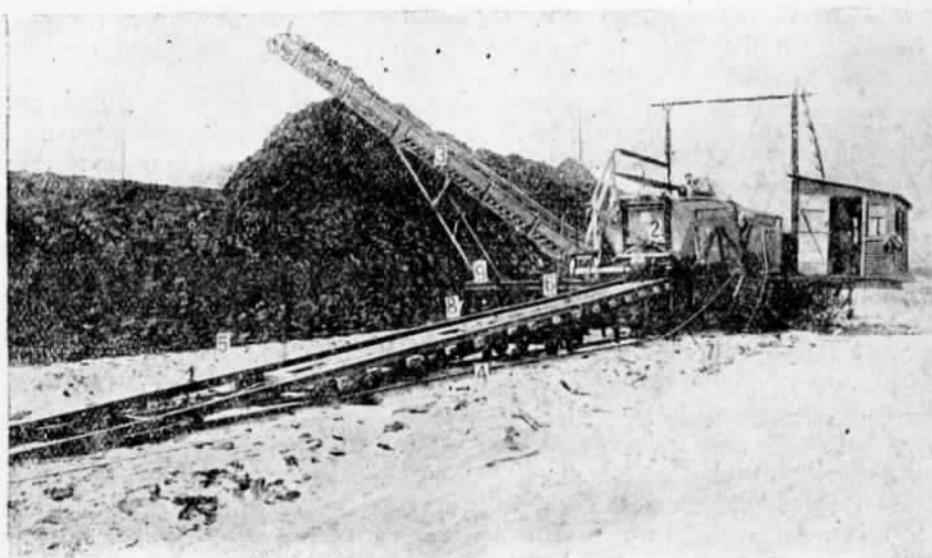
Область применения штабелевочной машины на складах весьма ограничена. Подобные машины необходимы на перегрузочных пунктах в том случае, если транспорт торфа с торфопредприятия производится не круглый год, отправка

же торфа по широкой колее осуществляется ежедневно, и, следовательно, на перегрузочном пункте необходимо иметь определенный запас торфа. Штабелевочные машины также могут быть использованы на крупных предприятиях для организации около потребителя (электростанция, завод) аварийного склада торфа.

Организация работ штабелевочной машиной видна из фиг. 78. По наклонному пути 1 при помощи лебедки груженый состав подается на разгрузочную площадку машины, где производится поочередная разгрузка вагонеток 2.

Торф поступает в воронку, на дне которой двигаются гребки горизонтальной части элеватора; наклонная часть элеватора 3 подает торф в караваны.

Машина, вместе с эстакадами, может перемещаться вдоль каравана по постоянному узкоколейному пути 4 и по одному специально проложенному рельсу 5¹.



Фиг. 78. Общий вид штабелевочной машины.

Конструкция машины видна из той же фиг. 78. Разгрузочная платформа 6 размером $7,2 \times 4,2$ м покоятся на паре двухосных тележек 7, расположенных на расстоянии 2 426 мм одна от другой. Со стороны элеватора платформа при помощи балок 6 опирается на двухколесную тележку 8, а с противоположной стороны на установленные два домкрата (на снимке не видно), поднижающие платформу при стоянке машины и поднимающиеся во время передвижки ее.

Размеры воронки предусматривают разгрузку двухосной вагонетки без передвижения.

При высоте разгрузочной платформы от головки рельса в 1,07 м и длине наклонного пути в 14,5 м угол наклона пути составляет около $4^{\circ}20'$. Наклонный путь 1 имеет две дополнительные тележки с каждой стороны.

¹ Подобные штабелевочные машины, работавшие на торфопредприятиях Шувалово и Синявино имели поворотную верхнюю площадку, что давало возможность производить штабелевку на обе стороны. В этом случае необходимо иметь еще одну нитку рельсов.

Гребковый элеватор состоит из трех частей: горизонтальной, длиной 4,74 м, наклонной, длиной 11,67 м и переходной с радиусом кривизны $R = 3$ м, длиной 1,65 м. Ширина элеватора составляет 1350 мм. Элеватор имеет два ряда цепей, к которым укреплены на расстоянии 885 мм друг от друга рабочие гребки высотой 100 мм. Скорость цепей составляет 0,43 м/сек. Наклонная часть элеватора, установленная под углом 35°, подает торф на высоту 7,56 м от головки рельса и поддерживается подкосами 9, укрепленными на двухколесной тележке 8, передвигающейся по одному рельсу.

На разгрузочной платформе установлена приводная лебедка для подачи составов вагонеток на разгрузочную платформу и передвижки машины. Длина барабана лебедки составляет 920 мм, диаметр 430 мм с числом оборотов 4 в минуту. Передвижка машины и подача составов осуществляются канатом, пропущенным через блок, укрепленный на якоре впереди машины.

На машине установлено два электромотора: один — мощностью 16 HP с $n = 950$ об/мин — при помощи редуктора и ряда зубчатых передач приводит в движение лебедку, второй мощностью 16,3 HP — через редуктор вращает ведущий вал гребкового элеватора.

Проведенные испытания на торфопредприятии им. Классона¹ показали, что чистая часовая производительность этой установки при пяти обслуживающих рабочих доходила до 64,2 т. Коэффициент использования рабочего времени составлял 0,45 — 0,5. Следовательно, валовая производительность доходила до 32 т/час. Почти треть простоев падает на ожидание груженых составов; примерно такой же процент простоев вызывала передвижка машины и около 10% простоев приходилось на разматывание троса с барабана лебедки. Такой большой процент простоев, вызываемый последней причиной, объясняется тем, что барабан лебедки не имеет муфты, а разматывание троса производится электромотором с рабочей скоростью.

Результаты испытания показали, что, помимо уменьшения затраты рабочей силы, штабелевка торфа при помощи описанной машины обходится более чем в два раза дешевле ручной работы.

По принципу работы этой штабелевочной машины изобретатель Елисеев (Синявинское торфопредприятие Ленинградской области) сконструировал установку для перегрузки торфа из вагонеток в открытые вагоны широкой колеи. Для этой цели он опустил в котлован под узкоколейный железнодорожный путь разгрузочную площадку штабелевочной машины, а верхней конец ее гребкового элеватора расположил над вагонами широкой колеи.

¹ Результаты испытания см. журнал «Торфяное дело» № 12 за 1929 г., стр. 487—491.

A. Насыпной вес торфа

Насыпной вес фрезерного торфа изменяется в довольно широких пределах в зависимости от степени разложения, величины крошки, влажности, продолжительности хранения и пр.¹

Приводимые ниже диаграммы показывают изменение объемного веса торфа в зависимости от изменения основных его свойств.

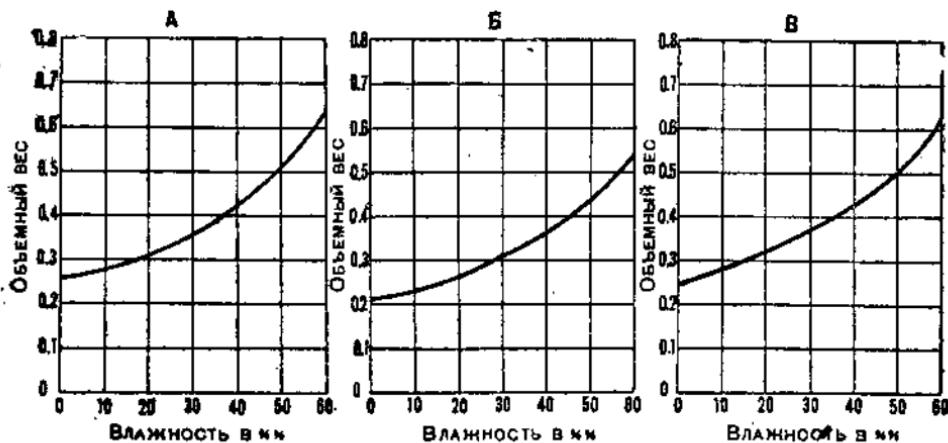


Диаграмма I. Изменение насыпного объемного веса кускового торфа в зависимости от влажности.
а — машинно-формованный торф, б — гидроторф цапкованный, в — гидроторф, формованный гусицами.

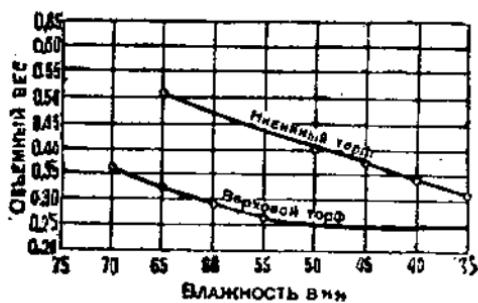


Диаграмма II. Изменение насыпного веса фрезерного торфа в зависимости от величины крошки.

¹ Более подробно о насыпном весе см. „Труды Инсторфа“ за 1928 г., вып. I, и за 1931 г., вып. 3. В. Г. Горячкян. Эксплоатация торфяных залежей на топливо, 1932, стр. 127—128, 132.

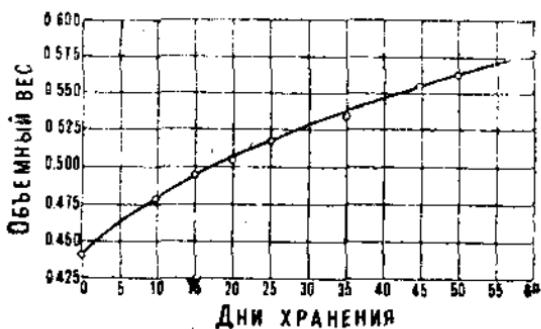


Диаграмма III. Изменение насыпного веса фрезерного торфа в зависимости от продолжительности хранения в штабелях.

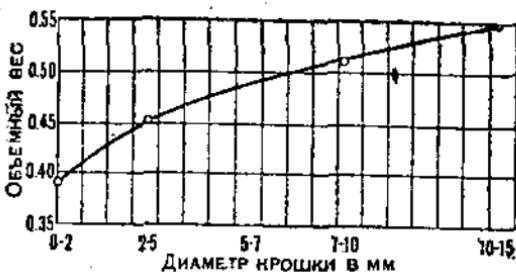


Диаграмма IV. Изменение насыпного веса фрезерного торфа в зависимости от величины крошки.

**Б. Значение коэффициентов трения в покое μ воздушно-сухого торфа
(влажностью 25—35%) о различные поверхности¹**

Таблица I

| Характер поверхности | При удельном давлении 0,1—0,5 кг/см ² | | При удельном давлении не более 0,01 кг/см ² |
|--|---|---------------|---|
| | Насухо | Смочено водой | |
| | | | |
| Железная поверхность — листовое прокатанное железо | 0,26 | — | 0,51 |
| Чугун, обработанный на станке | 0,32 | — | 0,51 |
| Чугун необработанный | 0,41 | — | 0,68 |
| Сосна, строганая рубанком, вдоль волокон | 0,33 | 0,42 | 0,49 |
| Сосна нестроганая, вдоль волокон | 0,38 | 0,46 | 0,64 |
| Дуб строганый, вдоль волокон | 0,34 | 0,40 | 0,35 |
| Дуб нестроганый, вдоль волокон | 0,35 | 0,45 | 0,58 |
| Резина | 0,39 | — | 0,62 |

В. Стальные канаты двойной свивки

(Завод „Красный гвоздильщик“ в Ленинграде)

Таблица IX

| № каната | Диаметр каната в мм | Диаметр проводки в мм | Вес 1 пог. м в кг | Общее сопротивление разрыву в кг из патентованной стали с временным сопротивлением в кг/см ² | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|-------------------------|--|--------|--------|--------|
| | | | | 12 000 | 14 000 | 16 000 | 18 000 |
| 6 прядей по 7 проволок и 1 пеньковая сердцевина | | | | | | | |
| — | 4,5 | 0,5 | 0,08 | 1 000 | 1 170 | 1 330 | 1 500 |
| — | 5,5 | 0,6 | 0,11 | 1 400 | 1 640 | 1 870 | 2 100 |
| — | 6,5 | 0,7 | 0,15 | 1 920 | 2 240 | 2 560 | 2 880 |
| — | 7,5 | 0,8 | 0,20 | 2 380 | 2 760 | 3 140 | 3 540 |
| — | 8,5 | 0,9 | 0,25 | 3 200 | 3 740 | 4 260 | 4 800 |
| 617 | 9 | 1,0 | 0,31 | 3 980 | 4 650 | 5 280 | 5 940 |
| 618 | 10 | 1,1 | 0,38 | 4 700 | 5 880 | 6 380 | 7 180 |
| 619 | 11 | 1,2 | 0,45 | 5 700 | 6 650 | 7 600 | 8 550 |
| 620 | 12 | 1,3 | 0,53 | 6 700 | 7 800 | 8 900 | 10 000 |
| 621 | 13 | 1,4 | 0,62 | 7 780 | 9 050 | 10 300 | 11 600 |
| 622 | 14 | 1,5 | 0,70 | 8 900 | 10 400 | 11 870 | 13 350 |
| 623 | 15 | 1,6 | 0,80 | 10 180 | 11 820 | 13 500 | 15 200 |
| 624 | 16 | 1,7 | 0,90 | 11 400 | 13 300 | 15 200 | 17 150 |
| 625 | 17 | 1,8 | 1,02 | 12 800 | 14 930 | 17 100 | 19 200 |
| 626 | 18 | 1,9 | 1,13 | 14 290 | 16 600 | 19 000 | 21 400 |
| 627 | 19 | 2,0 | 1,25 | 14 820 | 18 480 | 21 100 | 23 700 |
| 6 прядей по 12 проволок и 1 пеньковая сердцевина | | | | | | | |
| 628 | 12,5 | 1,0 | 0,55 | 6 820 | 7 960 | 9 100 | 10 280 |
| 629 | 14 | 1,1 | 0,65 | 8 200 | 9 570 | 10 950 | 12 300 |
| 630 | 15 | 1,2 | 0,77 | 9 760 | 11 400 | 13 020 | 14 650 |
| 631 | 16 | 1,3 | 0,90 | 11 460 | 13 370 | 15 300 | 17 200 |
| 632 | 17 | 1,4 | 1,05 | 13 390 | 15 500 | 17 720 | 19 940 |
| 633 | 19 | 1,5 | 1,20 | 15 260 | 17 800 | 20 350 | 22 900 |
| 634 | 20 | 1,6 | 1,40 | 17 360 | 20 250 | 23 140 | 26 030 |

¹ Исследование коэффициентов трения воздушно-сухого торфа о различные поверхности производилось автором в 1928 г. на Опытной станции Института.

Таблица III

Г. Прочность и вес 1 м² лент

| Характер лент | Сопротивление разрыву в кг/см ² | Вес 1 м ² в кг |
|--|--|---------------------------|
| Тканая конопчальная лента | 400 — 500 | 750 — 800 |
| Чешуйковая лента | 750 | 750 — 800 |
| Хлопчато-бумажная лента прошитая | 400 — 450 | 1100 |
| Хлопчато-бумажная лента тканая | 350 | 750 — 800 |
| Лента из верблюжьей шерсти | 300 | 750 — 800 |
| Балатная лента | 400 — 450 | 950 — 1100 |
| Резиновая лента | 500 | 1100 |
| Стальная лента | 12 000 | 7 000 |

Таблица IIIa

Г-а. Значения $e^{\mu x}$

| $\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{\alpha}{360^\circ}$ | $e^{\mu x}$ | | | | |
|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | При $\mu = 0,1$ | При $\mu = 0,2$ | При $\mu = 0,3$ | При $\mu = 0,4$ | При $\mu = 0,5$ |
| 1,25 | 2,19 | 4,81 | 10,55 | 28,14 | 50,76 |
| 1,5 | 2,57 | 6,59 | 16,90 | 48,38 | 111,32 |
| 1,75 | 3,00 | 9,02 | 27,08 | 81,31 | 244,15 |
| 2,0 | 3,51 | 12,35 | 43,98 | 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 | 28 228 | 286 754 |
| 5,0 | 23,14 | 535,49 | 12 391,7 | 286 758 | 6 636 000 |

Таблица IV

Д. Резиновые ленты

| Число прокладок | Толщина обкладки в мм | Вес в кг 1 пог. м при ширине ленты в мм | | | | | | | | Толщина ленты в мм |
|-----------------|-----------------------|---|------|------|------|------|------|-----|-----|--------------------|
| | | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 600 | 700 | 800 | |
| 2 | 0,8 | 1,30 | 1,75 | 2,15 | 2,50 | — | — | — | — | 3,9 |
| | 1,6 | 1,65 | 2,12 | 2,50 | 2,90 | — | — | — | — | 4,7 |
| | 2,4 | 2,00 | 2,49 | 2,85 | 3,30 | — | — | — | — | 5,5 |
| | 3,2 | 2,80 | 2,95 | 3,40 | 4,05 | — | — | — | — | 6,3 |
| | 4,8 | 3,25 | 3,85 | 4,50 | 5,10 | — | — | — | — | 7,1 |
| 3 | 0,8 | 1,80 | 2,20 | 2,62 | 3,00 | 3,30 | 3,85 | — | — | 5,5 |
| | 1,6 | 2,25 | 2,62 | 3,05 | 3,45 | 3,80 | 4,40 | — | — | 6,3 |
| | 2,4 | 2,80 | 3,05 | 3,48 | 3,90 | 4,30 | 5,00 | — | — | 7,1 |
| | 3,2 | 2,96 | 3,45 | 3,95 | 4,40 | 4,80 | 5,60 | — | — | 7,9 |
| | 4,8 | 3,66 | 4,30 | 4,88 | 5,40 | 6,00 | 6,90 | — | — | 9,5 |

| Число прокладок | Толщина обкладки в м.м. | Вес в кг 1 пог. м при ширине ленты в мм | | | | | | | | Толщина ленты в м.м. |
|--------------------|-------------------------------|---|------|------|------|-------|-------|-------|-------|----------------------------|
| | | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 600 | 750 | 900 | |
| 4 | 0,8 | 2,31 | 2,65 | 3,05 | 3,48 | 3,82 | 4,58 | — | — | 7,1 |
| | 1,6 | 2,65 | 3,10 | 3,54 | 3,98 | 4,40 | 5,30 | — | — | 7,9 |
| | 2,4 | 3,00 | 3,50 | 4,00 | 4,48 | 5,00 | 6,03 | — | — | 8,7 |
| | 3,2 | 3,38 | 3,94 | 4,48 | 5,05 | 5,60 | 6,76 | — | — | 9,5 |
| | 4,8 | 4,10 | 4,75 | 5,43 | 6,10 | 6,75 | 8,10 | — | — | 11,1 |
| 5 | 0,8 | — | 3,15 | 3,60 | 4,05 | 4,47 | 5,37 | 6,70 | 7,80 | 8,7 |
| | 1,6 | — | 3,55 | 4,05 | 4,55 | 5,08 | 6,08 | 7,66 | 9,10 | 9,5 |
| | 2,4 | — | 3,95 | 4,50 | 5,10 | 5,70 | 6,80 | 8,50 | 10,15 | 10,3 |
| | 3,2 | — | 4,35 | 5,00 | 5,65 | 6,35 | 7,50 | 9,40 | 11,30 | 11,1 |
| | 4,8 | — | 5,20 | 5,95 | 6,70 | 7,45 | 8,95 | 11,20 | 13,40 | 12,7 |
| 6 | 0,8 | — | — | — | 4,80 | 5,10 | 6,15 | 7,50 | 9,20 | 10,3 |
| | 1,6 | — | — | — | 5,15 | 5,75 | 6,90 | 8,60 | 10,00 | 11,1 |
| | 2,4 | — | — | — | 5,50 | 6,35 | 7,65 | 9,35 | 11,85 | 11,9 |
| | 3,2 | — | — | 5,80 | 6,35 | 6,95 | 8,30 | 10,40 | 12,40 | 12,7 |
| | 4,8 | — | — | 7,00 | 7,65 | 8,15 | 9,80 | 12,20 | 14,60 | 14,4 |
| 7 | 0,8 | — | — | — | — | 7,30 | 7,80 | 8,80 | 10,50 | 11,9 |
| | 1,6 | — | — | — | — | 7,80 | 8,40 | 9,60 | 11,50 | 12,7 |
| | 2,4 | — | — | — | — | 8,30 | 9,00 | 10,60 | 12,60 | 13,5 |
| | 3,2 | — | — | — | — | 9,30 | 10,00 | 11,40 | 13,70 | 14,2 |
| | 4,8 | — | — | — | — | 10,20 | 11,60 | 12,70 | 15,80 | 15,8 |
| 8 | 0,8 | — | — | — | — | — | — | — | 11,70 | 13,5 |
| | 1,6 | — | — | — | — | — | — | — | 12,80 | 14,2 |
| | 2,4 | — | — | — | — | — | — | — | 13,85 | 15,0 |
| | 3,2 | — | — | — | — | — | — | — | 14,90 | 15,8 |
| | 4,8 | — | — | — | — | — | — | — | 17,00 | 17,4 |

Таблица V

Б. Балатные ленты

| Число слоев | Вес в кг 1 пог. м при ширине ленты в мм | | | | | | | | | | | | |
|----------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 | 650 | 700 | 750 | 800 | 850 | 900 |
| 3 | 1,11 | 1,30 | 1,49 | 1,69 | 1,86 | 2,05 | 2,24 | 2,41 | 2,60 | 2,78 | 2,97 | 3,16 | 3,35 |
| 4 | 1,49 | 1,74 | 1,98 | 2,24 | 2,48 | 2,73 | 2,97 | 3,24 | 3,47 | 3,71 | 3,96 | 4,20 | 4,48 |
| 5 | 1,88 | 2,19 | 2,48 | 2,80 | 3,10 | 3,40 | 3,70 | 4,02 | 4,32 | 4,64 | 4,95 | 5,25 | 5,56 |
| 6 | — | — | 2,98 | 2,38 | 3,74 | 4,10 | 4,46 | 4,84 | 5,20 | 5,56 | 5,95 | 6,30 | 6,68 |
| 7 | — | — | — | — | 4,34 | 4,76 | 5,20 | 5,64 | 6,05 | 6,48 | 6,93 | 7,36 | 7,80 |
| 8 | — | — | — | — | — | — | 5,94 | 6,44 | 6,93 | 7,42 | 7,91 | 8,42 | 8,90 |
| 9 | — | — | — | — | — | — | — | 7,24 | 7,80 | 8,34 | 8,90 | 9,45 | 10,00 |

Ж. Данные резинообъединения о резиновых транспортных лентах¹

I. Определение

Резиновыми транспортными лентами называются ленты, изготовленные из нескольких слоев, скрепленных между собой, прорезиненной хлопчатобумажной ткань, обмаженные снаружи своим резином и служащие для массового перемещения на небольшие расстояния разных штучных и сыпучих материалов.

II. Технические условия

1. Стандартные размеры лент. а) Ширина: 30, 40, 50, 60, 75, 90, 100, 110 и 120 см.

Допускаются следующие отклонения:

| | |
|-------------------------------------|--------|
| для ширины от 30 до 50 см | ± 5 мм |
| " " свыше 50 см | ± 10 " |

б) Длина. Длина лент не стандартизуется, во она не может быть более 150 м. Отклонение по длине допускается ± 1% от заказов.

в) Толщина. Толщина лент зависит от количества хлопчатобумажных прокладок и от толщины резинового слоя. Толщина каждой прокладки равняется 1,25 мм при допускаемом отклонении ± 0,20 мм, а толщина резиновой обкладки определяется по табл. 5 (см. стр. 40 текста).

Допускается отклонение в толщине обкладки 0,15 мм.

2. Конструкция и внешний вид. а) Ленты изготавливаются из несостыкованных проходящих по всей длине полос хлопчатобумажной ткани.

б) Продольные стыки полос не должны совпадать со средней линией ленты, а должны располагаться таким образом, чтобы они находились на расстоянии не менее 30 мм от кромок.

в) Наружная поверхность резинового слоя должна быть гладкой, без трещин, пузьрей, складок, раковин и других видимых пороков.

г) Толщина ленты должна быть одинаковая на всем ее протяжении с колебанием до 100%, но не свыше 1 мм.

д) Лента в раскатанном виде должна идти по прямой линии, причем кромки ее на всем протяжении не должны иметь извилин и быть между собой параллельны.

3. Физико-механические свойства. а) Хлопчатобумажная ткань для прокладок должна быть весом не менее 900 г/м² и должна иметь сопротивление на разрыв в готовой ленте не менее 50 кг по основе и не менее 30 кг по утку, считая на 1 см ширины одной прокладки.

б) Удлинение ткани в момент разрыва должно быть не более 25%.

в) Разрывное усилие для резинового наружного слоя должно быть не менее 90 кг/см² при относительном удлинении при разрыве не менее 300%.

г) Как резиновые слои со смежными прокладками, так и самые прокладки между собой должны быть крепко скреплены и не должны расслаиваться.

д) Ленты должны обладать по всей длине и ширине равномерной гибкостью и упругостью.

е) При температуре от -30 до +120° С гибкость лент не должна заметно изменяться, а наружные резиновые слои не должны деформироваться.

ж) Резиновые наружные слои должны противостоять действию минерального масла.

III. Маркировка

На рабочей поверхности ленты должны быть штемпелем в двух или трех местах, в зависимости от длины ленты, указаны:

- наименование завода,
- год и месяц изготовления,
- ОСТ.

Если лента изготовлена бесконечной, то на нерабочей стороне должна быть красным обозначена стрелка, указывающая направление работы ленты (направление стыков).

IV. Правила приемки

Испытания по пп. 1 и 2 технических условий производятся за всех предъявляемых к приемке лентах. Испытания же по п. 3 технических условий производятся лишь по особому требованию покупателя, причем в этом случае ленты изготавливаются в зависимости от ширины не 300 — 500 мм, а 1000 мм. В случае неудовлетворительных результатов испытания лента бракуется.

¹ Иж. М. И. Бурштейн. Ленточные транспортеры. 1931, стр. 12 — 17.

В табл. IV приведены веса лент в кг на погонный метр длины в зависимости от ширине ленты в мм, количества проходов и толщины резиновой обкладки в мм, при обычном нормальном весе одного слоя матерчатой ткани около 0,8 кг в 1 м². При применении лент с основной матерчатой тканью 0,93 кг в 1 м² необходимо к указанным в таблице весам прибавлять 0,00445 кг на склеинотир на склейку шириной, для ткани же в 1,05 кг — 0,0089 кг.

Износ резиновой ленты главным образом зависит от схемы транспортера (количество барабанов, их диаметров), рода груза, его геометрических форм и физических свойств, от атмосферных влияний, если лента работает на открытом воздухе, в иных других эксплуатационных обстоятельствах. В связи с этим продолжительность работы резиновой ленты очень разнообразна. На работе при транспортировании руды лента изнашивается в 9—10 месяцев; при транспортировании угля — в 2—3 года. В зерновом хозяйстве, на элеваторах, ленты, работая исключительно на зерне, служат 7 лет, а иногда и больше без всякой замены. На торфоразработках на открытом воздухе при хорошем уходе лента работает 2—4 сезона.

При сшивании лент на транспортере концы ленты стягиваются особым натяжным прибором. Ставить концы вручную не представляется возможным. Соединение концов лент производится либо встык и спивается ремешком из сырьевой кожи, либо с помощью металлических скобок. Лучше спивать концы "на-нет". Оба конца срезываются и накладываются друг на друга, как это обычно делается при склейке приводных ремней. Резиновые ленты склеиваются ступенчатым стыком с помощью специального клея.

3. Инструкция для склейки и сшивки транспортных лент

Для склейки и сшивки прорезиненных транспортных лент при большой длине (а следовательно, и при большей ее тяжести) поступают следующим образом.

1. Предварительно заготавливают зажим (пресс), которым лента зажимается тотчас же после склейки и держится так в течение 12 час. Пресс состоит из двух щитов, стороны которых в местах, где зажимается лента, должны быть гладко обстроганы, так что при наложении все точки поверхности первого и второго щитов должны соприкасаться (фиг. 1).

2. После заготовки щита ленту, не развертывая, переносят к месту установки, где ее разматывают и направляют (накладывают) на станину транспортера по роликам, стараясь выбрать для склейки наиболее свободное и удобное место.

3. Зажимают один конец ленты по угольнику в станок и прочко привязывают этот конец ленты в станине транспортера.

4. Направляют ленту, чтобы она не цепляла за части станка.

5. Зажимают другой конец ленты (также по угольнику) в такой же станок, как и первый конец ленты, и веревочным блоком равномерно подтягивают обе стороны одного конца ленты к другому концу, укрепленному неподвижно в станине.

Приложение. Подтянутые концы ленты должны быть такой длины, чтобы при наложении одного конца ленты на другой была получена требуемая площадь для склейки, и кроме того, зажимные стаканы находятся на некотором расстоянии (500 мм) от ближайшего конца косого шва.

6. Затем под один из концов ленты, например А, подкладывают щит и отрезают по гипотенузе ab, у которой точка a — один угол края ленты и точка b — другой конец угла противоположного края ленты, но отсеченный вдоль ленты на 345 мм относительно точки a (фиг. 2).

7. На расстоянии, равном ширине ленты, от полученного косого обреза ab проводят линию cd параллельную ab и расцепляют этот конец ленты до линии cd ножом по толщине.

8. Смотря по ходу ленты, отрезают одну из половин раздвоенного (расщепленного) конца ленты до линии cd.

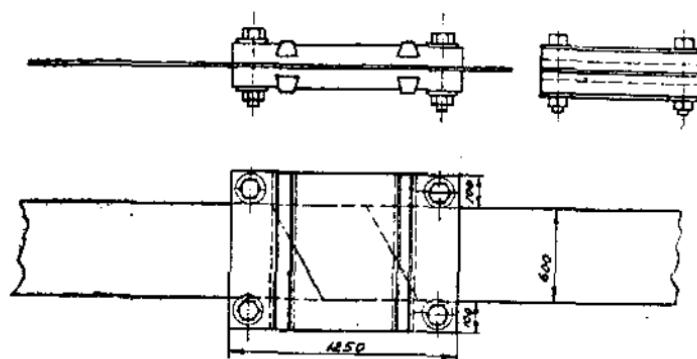
9. Аналогично поступают и с другим концом ленты, строго применяя его к первому уже обрезанному концу так, чтобы при пробном наложении линии обреза первого и второго конца ленты и края ее безусловно совпадали.

10. Обрезанные плоскости для склейки надо зачистить рашпилем, тщательно обмести, слегка пропарить досуха бензином, а затем два-три раза, с небольшими промежутками времени, покрыть тонким слоем резинового клея, втирая его в ткань ленты. После последнего втирания дать ему застыть в течение 15—20 мин.

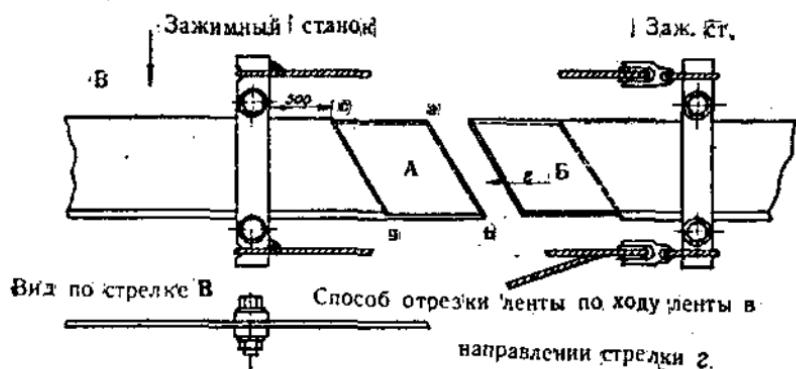
11. После этого верхний конец ленты тщательно накладывают на нижний конец ее, следя за тем, чтобы линии обрезов и края ленты точно совпадали. Всю площадь склейки следует хорошо пригнать, протирая ее, например, круглым концом гладкого гаечного ключа, затем сверху ленты на место ее склейки кладут второй заготовленный щит, сквичивают его с нижним щитом болтами и в зажатом состоянии склеенную часть ленты оставляют на несколько часов (примерно от 8 до 12 час.).

12. Вся процедура, как-то: разметка ленты; ее обрезка по нужным размерам, склейка концов, сшивка, должна обязательно производится на изготовленных заранее щитах, о которых упоминалось в параграфе первом настоящей инструкции.

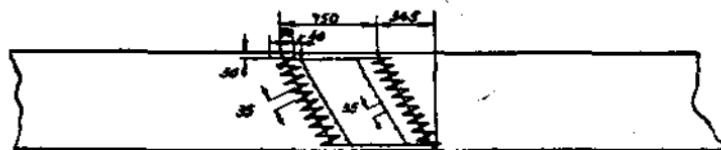
13. По истечении времени, нужного для склейки ленты, верхний щит снимают и приступают к сшивке ленты, начиная с косых швов.



Фиг. 1. Порядок сшивки резиновой ленты.



Фиг. 2. Порядок сшивки резиновой ленты.



Фиг. 3. Порядок сшивки резиновой ленты.

14. Разметка дыр для сшивки располагается как указано на фиг. 3, расстояния же между дырками можно брать от 25 до 40 мм (произвольно), но расположение их необходимо намет предварительно. Намеченные дыры для сшивки лучше всего пробить специально для этого сделан пробойником от 2 до 3 мм, а затем уже начать прописывать.

Лента сшивается в два конца эластичными сырьематными ушивальниками, снабженными к золоченными иглами.

15. Когда сшивка закончена, прошивают средний пятачок лограми краевой.

16. После окончания сшивки следует место сшивки заклеить тонким картоном.

Данные на фиг. 1, 2 и 3 приведены для ленты шириной 600 мм. Для лент другой шириной, указанное на рисунке расстояние 345 мм (см. п. 6 инструкции) соответственно меняется, в зависимости от ширины ленты, а именно:

| Ширина ленты в мм | Расстояние в мм |
|----------------------|--------------------|
| 300 | 175 |
| 400 | 230 |
| 500 | 290 |
| 600 | 345 |
| 700 | 435 |
| 800 | 525 |
| 900 | 650 |

ЛИТЕРАТУРА

1. Труды Инсторфа", вып. I, VIII и X.
2. П. С. Козьмин. Элеваторы, транспортеры, конвейеры. 1929.
3. М. И. Бургейн. Ленточные транспортеры. 1931.
4. К. К. Некрасов. Механизация движения грузов в транспорте и в промышленности. 1930.
5. А. А. Жукашев. Транспорт на поверхности рудников. 1933.
6. А. О. Слизаковский. Конвейерные установки. Ч. I. 1932.
7. Г. Ганфштейнгель. Перемещение массовых грузов. 1927.
8. Туринер. Подъемно-транспортное оборудование. 1932.
9. Хедер. Конструирование и расчеты. Т. III, 1929.
10. В. Г. Горячкин. Экслоатация торфяных залежей. 1932.
11. Н. Аушинг. Hebe und Förderanlagen. Berlin, 1926.
12. Hanfsteingel. Die Förderung von Massengütern. Berlin, 1921.
13. Hänchen. Das Förderwesen der Werkstättenbetriebe. 1923.
14. Hetzel. Belt conveyors and belt elevators. 1929.
15. E. Zimmer. The mechanical handling and Styring of materials. 1922.

Журналы

1. "Промышленный транспорт".
2. "Торфяное дело".
3. "Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure" ("Z. V. d. I.").
4. "Fördertechnische Rundschau".
5. "Fördertechnik und Frachtverkehr".

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|-----|
| Предисловие | 3 |
| Часть первая Уборочно-транспортные машины | |
| Глава I. Машины первых моделей | 5 |
| Глава II. Подвижной канатно-бадьевой транспортер системы Инсторфа | 12 |
| Описание конструкции | 12 |
| Головная тележка | 14 |
| Горизонтальный и наклонный элеваторы | 15 |
| Трансмиссия головной тележки | 17 |
| Задняя натяжная тележка | 20 |
| Промежуточные опоры | 20 |
| Глава III. Основной расчет канатно-бадьевого транспортера | 22 |
| Производительность транспортера, его длина и выбор скорости канатов | 22 |
| Емкость и конструкция бадьи | 23 |
| Определение натяжений в канате и подсчет мощности | 24 |
| Проверка каната по растягивающему усилию | 30 |
| Устойчивость опор и расчет натяженного канатика | 33 |
| Выходы | 34 |
| Глава IV. Основной расчет приемного и наклонного ленточных элеваторов канатно-бадьевого транспортера | 36 |
| Производительность, выбор скорости и размеров ленты | 36 |
| Определение натяжений в ленте и подсчет мощности | 40 |
| Проверка ленты на прочность | 47 |
| Выбор диаметров барабанов и опорных роликов и расстояния между роликами | 48 |
| Об梳理вание материала с ленты элеваторов | 49 |
| Пример основного расчета канатно-бадьевого транспортера | 52 |
| Глава V. Канатно-ленточный транспортер для сухого торфа | 59 |
| Принцип работы | 59 |
| Описание конструкции | 61 |
| Глава VI. Основной расчет канатно-ленточного транспортера | 70 |
| Расчет производительности транспортера | 70 |
| Расчет транспортерной ленты | 70 |
| Определение натяжений в канатах и подсчет мощности | 71 |
| Основной расчет активно-двигущейся опоры | 74 |
| Часть вторая. Погрузочные и штабелевочные машины | |
| Глава VII. Машины для погрузки торфа в вагоны | 76 |
| Виды погрузочных операций | 76 |
| Конструкция погрузочной машины системы Шашкова | 78 |
| Основной расчет погрузочной машины системы Шашкова | 88 |
| Конструкция погрузочной машины непрерывного действия | 99 |
| Основной расчет погрузочной машины непрерывного действия | 104 |
| Погрузочная машина ATG | 113 |
| Глава VIII. Штабелевочные машины | 115 |
| Передвижной ленточный транспортер | 115 |
| Штабелевочная машина с гребковым элеватором | 116 |
| Приложения | 119 |
| Литература | 127 |