

АНАЛИЗ РАБОТЫ НЕКОТОРЫХ ЗАГРУЗОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН

МАРТЫНЕНКО А. Т.

Кандидат технических наук, доцент

Создание новой конструкции погрузочной машины как для поверхностных, так и подземных условий работы до сего времени остается актуальным вопросом. Наиболее трудоемкие процессы—погрузка, навалка на рудниках и шахтах остаются не механизированными, несмотря на целеустремленность отдельных изобретателей в этом отношении, работа которых не дала ощутительных результатов и по существу свелась к копированию, с незначительным конструктивным изменением, западноевропейских и американских образцов.

Чем объяснить, что имеющийся громадный опыт машиностроительной промышленности не стал достоянием для горной, которая в этом испытывает чрезвычайно острую нужду? Как известно, мировая техника имеет богатый опыт в части конструирования различных погрузочных механизмов, но, к сожалению, еще до настоящего времени неизвестно в технической литературе хоть сколько-нибудь исчерпывающего анализа работы загрузочных механизмов, который указывал бы на ценность принципов, положенных в основу того или иного механизма, рациональность выбора траектории движения зачерпывающей лопасти при минимальной затрате энергии и т. д. Иначе говоря, в известных нам конструкциях погрузочных и навалочных машин загрузочный механизм не получил своего окончательного разрешения в смысле захвата угля из открытых штабелей. Несомненно, этот пробел отразился в отрицательном смысле, так как у проектировщика и конструктора нет отправной точки, откуда он мог бы создавать новую конструкцию погрузочной машины, освобожденной от всех тех недостатков и конструктивных несовершенств, которыми грешили его предшествующие машины. В самом деле, имеющиеся данные в нашей технической литературе (не говоря о заграничной, где в большинстве случаев механизм пропагандируется фирмой всегда в положительном смысле) носят исключительно описательный характер.

Таким образом, критического анализа работы загрузочных механизмов в технической литературе нет. Между тем, загрузочный механизм любой погрузочной машины является наиболее ответственной частью, совершенство конструкции которого определяет в основном производительность данного погрузочного снаряда. Конструктивно загрузочный механизм у большинства погрузочных машин представляет собою черпак, ковш, лопасть, гребки или многоковшевый барабан. Идея устройства и конструктивное оформление того или иного загрузочного механизма состояло в захвате разрыхленного (насыпного) материала, лежащего в свободном состоянии. Большинство навалочных машин, предназначенных для подземных условий, имеют загрузочные механизмы нагребавшего действия, т. е. траектория движения забирающих частей в большинстве случаев расположена в горизонтальной плоскости, что несомненно диктовалось соображениями габаритных условий подземных выработок, так как продви-

жение гребков в массе ископаемого не может уменьшить усилие, потребное на преодоление сопротивлений при загрузении.

Таким образом, загрузочные механизмы нагребавшего действия широко представлены различными навалочными машинами: типа Джеффри, Полякова-Мамонова, Джоя, Непомнящего-Синицкого, а также Флотмана, Форстера и др. Если в первом случае загрузочные механизмы, представляющие собой гребки, прикрепленные к цепи или вращающемуся диску, можно отнести к типу непрерывно действующих, то идея устройства загрузочных механизмов по типу машин Флотмана, Форстера можно отнести к группе скреперных загрузочных устройств, имеющих траекторию движения гребков, расположенную в вертикальной плоскости, что дает несомненное преимущество в смысле выбора траектории движения гребков, так как в этом случае (верхнее скрепковое нагребание) потребует меньшего расхода энергии на преодоление сопротивлений при загрузении. Кроме того, ударное действие загрузочного механизма нужно считать желательным явлением в погрузочной машине, предназначенной для работы на поверхности шахт, так как в зимнее время уголь, выданный в сыром виде, на складах шахт смерзается.

В отличие от вышеупомянутых загрузочных механизмов нагребавшего действия еще имеются в практике погрузочные машины с многоковшевыми и черпаковыми загрузочными механизмами типа машин ATG, Humboldt, Flottmann, Myers-Whaley, Архипова, лопаты Конуэй, Мак-Дермонт и др. Одночерпаковые навалочные машины типа Myers-Whaley, Конуэй, Архипова по характеру работы своих загрузочных механизмов являются конструктивным видоизменением одночерпаковых экскаваторов, основная идея которого состояла в уменьшении габаритных размеров для работы машин в подземных условиях.

Не останавливаясь на классификации загрузочных механизмов погрузочных машин, мы рассмотрим вопросы анализа работы загрузочных механизмов многоковшевого и одночерпакового действия. Любая погрузочная машина должна включать в себя три основных элемента: 1) отводящие транспортирующие органы; 2) загрузочный механизм и 3) сбрасывающие или разгрузочные приспособления. Как известно, погрузочная машина имеет один или два отводящих передаточных органа, в большинстве случаев представляющих собою ленточный, скрепковый или пластинчатый конвейеры. Второй конвейер в погрузочной машине, если таковой имеется, выполняет роль направляющей стрелы, которая обычно к машине прикрепляется шарнирно, чем обеспечивается поворот как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Поэтому второй конвейер машины должен быть легкой конструкции с гибким рабочим органом.

Производительность отводящих конвейеров машины должна приниматься равной производительности загрузочных механизмов. Последняя, как мы ниже увидим, может быть различна, так как трудно теоретически учесть все факторы практических условий самозагружения. Не исключена возможность, что в отдельные моменты благоприятных условий для наполнения загрузочный механизм может дать производительность, равную или большую теоретической производительности, т. е. заполнение ковшей может быть больше их емкости (наполнение с верхом). Это обстоятельство несомненно может иметь место на складах при больших конусах угля под эстакадой и при хорошей маневренности погрузочной машины. Исходя из вышеизложенного, производительность отводящих конвейеров погрузочной машины должна приниматься равной теоретической производительности соответственной конструкции загрузочных механизмов.

Выбор транспортирующих органов погрузочной машины должен производиться в зависимости от многих факторов как экономического, так и технического порядка.

Загрузочный механизм погрузочной машины является наиболее ответственной частью, определяющей в основном производительность данного погрузочного снаряда. Однако даже при полном совершенстве конструкции загрузочного механизма эффективная производительность погрузочной машины будет зависеть от расположения всей массы угля на территории складской площадки, различной его крупности и степени уплотненности. Кроме этого, эффективная производительность будет еще зависеть от величины полезного времени работы погрузочной машины. Все вышеперечисленные факторы указывают на то обстоятельство, что производительность машины, вообще говоря, будет величиной переменной; в меньшую же единицу времени условия работы для загрузочного механизма в приближении можно считать постоянными.

Коэффициент полезной работы загрузочного механизма определяется отношением:

$$\beta = \frac{Q_n}{Q_m},$$

где Q_n — действительная, практическая производительность загрузочного механизма,

Q_m — теоретическая производительность, вычисленная по соответственным формулам для данного типа загрузочного механизма.

На величину коэффициента полезной работы загрузочного механизма будет оказывать влияние, кроме выше отмеченных факторов, еще маневровая способность погрузочной машины.

Таким образом, даже при полном совершенстве конструкции загрузочного механизма полезный коэффициент его работы будет снижаться за счет общих условий работы погрузочной машины, т. е. неоднородность по крупности материала, различная его слеженность, а в зимнее время смерзлость не могут быть достаточно точно учтены теоретически. Кроме этого, неравномерность распределения всей массы ископаемого по территории складской площадки требует почти постоянного движения или разворота загрузочного конца погрузочной машины для создания более благоприятных условий загрузки.

Многоковшевые погрузочные машины

Необходимость создания наиболее мощной погрузочной машины с простым по конструкции загрузочным механизмом толкнула на мысль использовать ковшевые элеваторы для погрузки сыпучих материалов в ж. д. вагоны.

Элеваторы, или норы, применяются главным образом для перемещения грузов вертикально или под большим углом к горизонту, что является их преимуществом против ленточных и скребковых конвейеров, у коих угол наклона рабочего органа ограничен. Кроме этого, положительной стороной ковшевых элеваторов можно считать отсутствие специального загрузочного механизма, так как ковши элеватора, благодаря жесткому их прикреплению к тяговому органу, обеспечивают самозагружение. Все эти вышеизложенные качества дали возможность использовать их для погрузки материала как самостоятельно, так и в соединении с различными транспортирующими машинами.

Передвижной грузчик фирмы Джеффри (рис. 1) представляет собою ковшевый элеватор, установленный на колесном ходу. Рабочая часть груз-

чика состоит из двух параллельных шарнирных цепей, огибающих головные и хвостовые звездочки с прикрепленными к их приливам ковшами. Ведущие звездочки грузчика приводятся в движение от мотора при помощи двух цепных передач через промежуточный вал, совпадающий с осью поворота тягового элемента. Загрузка машины производится самими

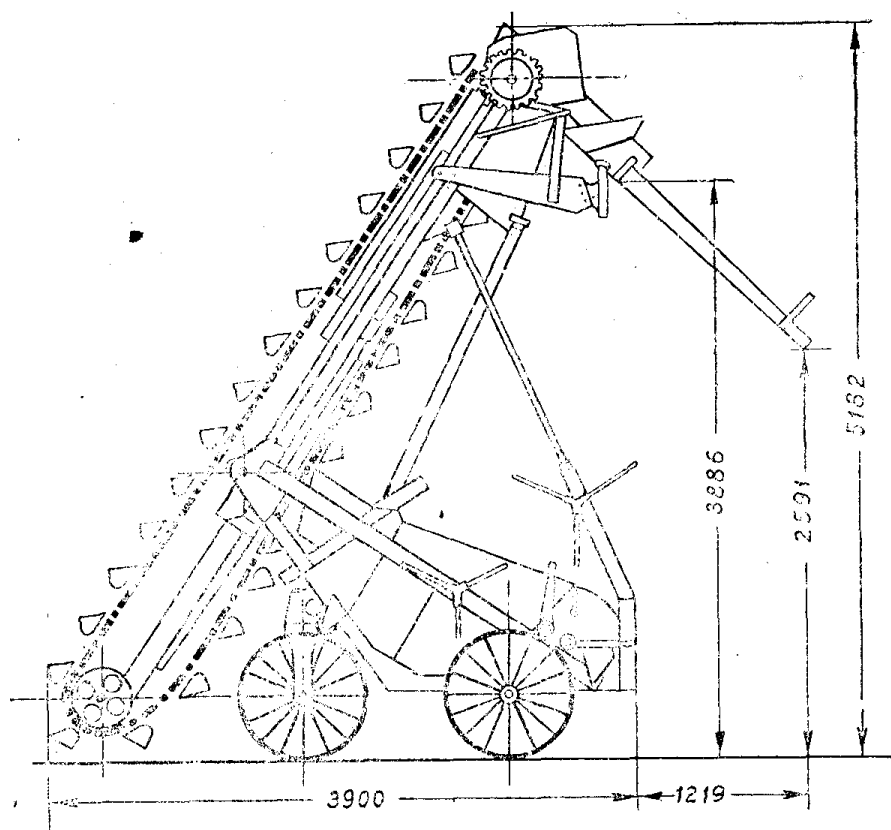


Рис. 1

ковшами, для чего ковши по забирающей кромке выполняются с зубчатыми насадками.

Создавая лучшие условия для заполнения ковшей фирма Varberg-Green С° предложила ковшевый грузчик (рис. 2), обеспечивающий принудительное заполнение. Полнота загрузки ковшей этого грузчика, как видно из чертежа, производится двумя стальными дисками, расположенными по бокам у нижней части машины. Диски установлены наклонно под углом $2,5^\circ$ к горизонту и вращаются в разные стороны при помощи конических шестерен. Данная погрузочная машина смонтирована на гусеничном ходу. Как перемещение машины, так и движение ее рабочего органа осуществляется от двигателя внутреннего сгорания или единого электромотора мощностью в 10 л. с. при помощи цепных передач. Машина имеет дифференциал и поэтому получает возможность маневрирования. Рабочий орган грузчика состоит из двух параллельных цепей, имеющих шаг 150 мм, с закрепленными на них на равных расстояниях 24 ковшами при ширине их в 450 мм. Для загрузки машина надвигается на штабель; диски ходят в массу угля и своим вращением подводят его к ковшам грузчика. Из ковшей ископаемое передается на универсальный лоток, имеющий вращение относительно вертикальной оси на 180° и горизонтальной—на 90° , что почти обеспечивает равномерную погрузку открытого вагона по всей площади.

Ковшевая погрузочная машина фирмы Haiss'a (рис. 3)—то же с принудительным заполнением ковшей и отличается от машины Varberg-

Green С° только иным устройством загрузочного приспособления. Для обеспечения лучшего захвата угля ковшами в машине Haiss'a нижний рабочий вал сконструирован длиннее верхнего на 60 см. На выступающие 4-гранные концы вала насажены шнеки, состоящие из четырех винтовых лопастей, расположенных под прямым углом друг к другу. При вращении вала все восемь лопастей забирают уголь с двух сторон и подвигают его к оси ковшевой цепи, откуда он увлекается ковшами и перемещается до места разгрузки. Такая конструкция загрузочного приспособления удоб-

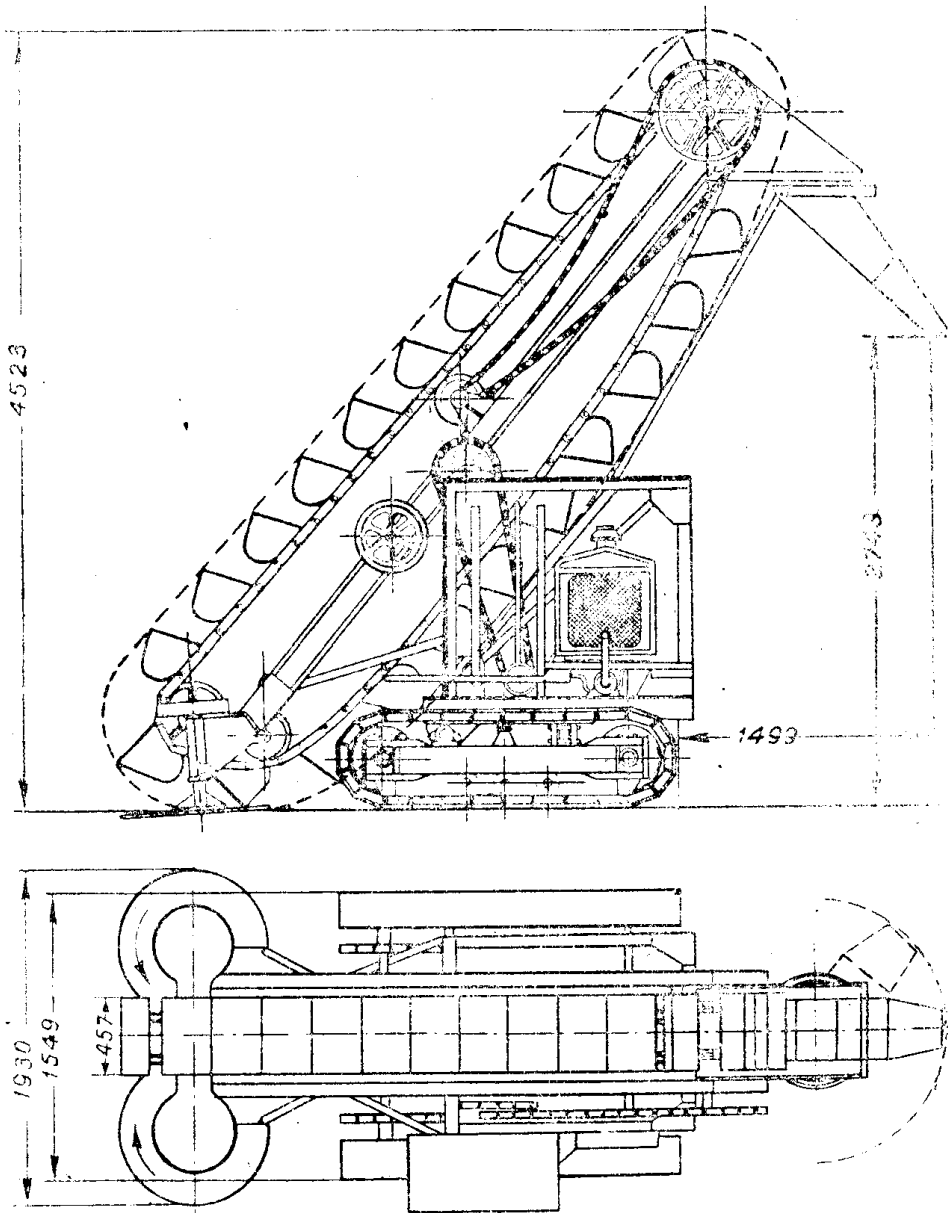


Рис. 2

нее ранее рассмотренной. Однако, вследствие неоднородности погружаемого материала боковые реакции у шнеков могут быть различны, в результате этого машина в момент погрузки может иметь колебательные движения. Ведущий вал машины Haiss'a получает вращение от мотора через весьма сложную передачу, состоящую из червячного колеса на промежуточном валу коробки скоростей, червяка, вертикального вала, пары конических шестеренок на горизонтальном промежуточном валу, совпадаю-

шем с осью поворота конвейера, и цепной передачи к самому ведущему валу конвейера. При перемещении машины по погрузочной площадке элеватор можно устанавливать в горизонтальное положение. Поворот машины осуществляется при помощи дифференциала автомобильного типа.

Описываемая машина по сравнению с машиной Barber-Green С^о является более сложной, громоздкой и тяжелой, но дает большую производи-

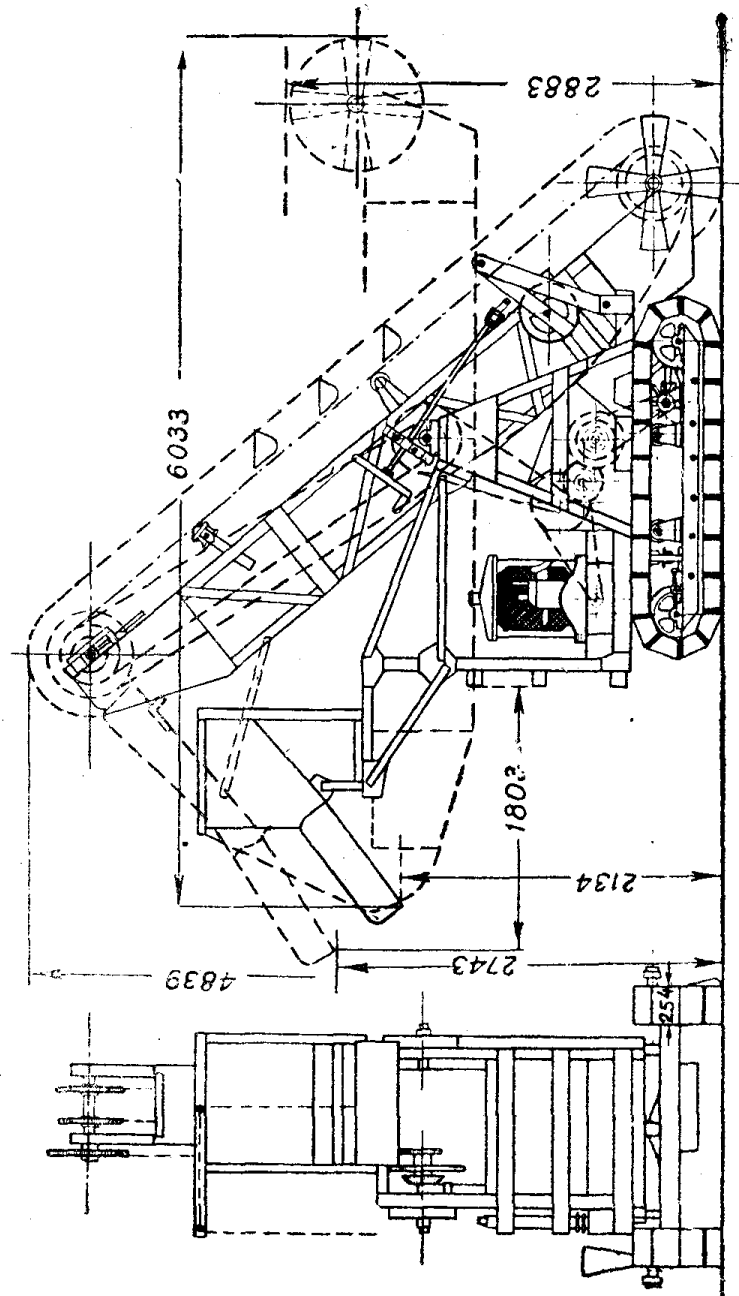


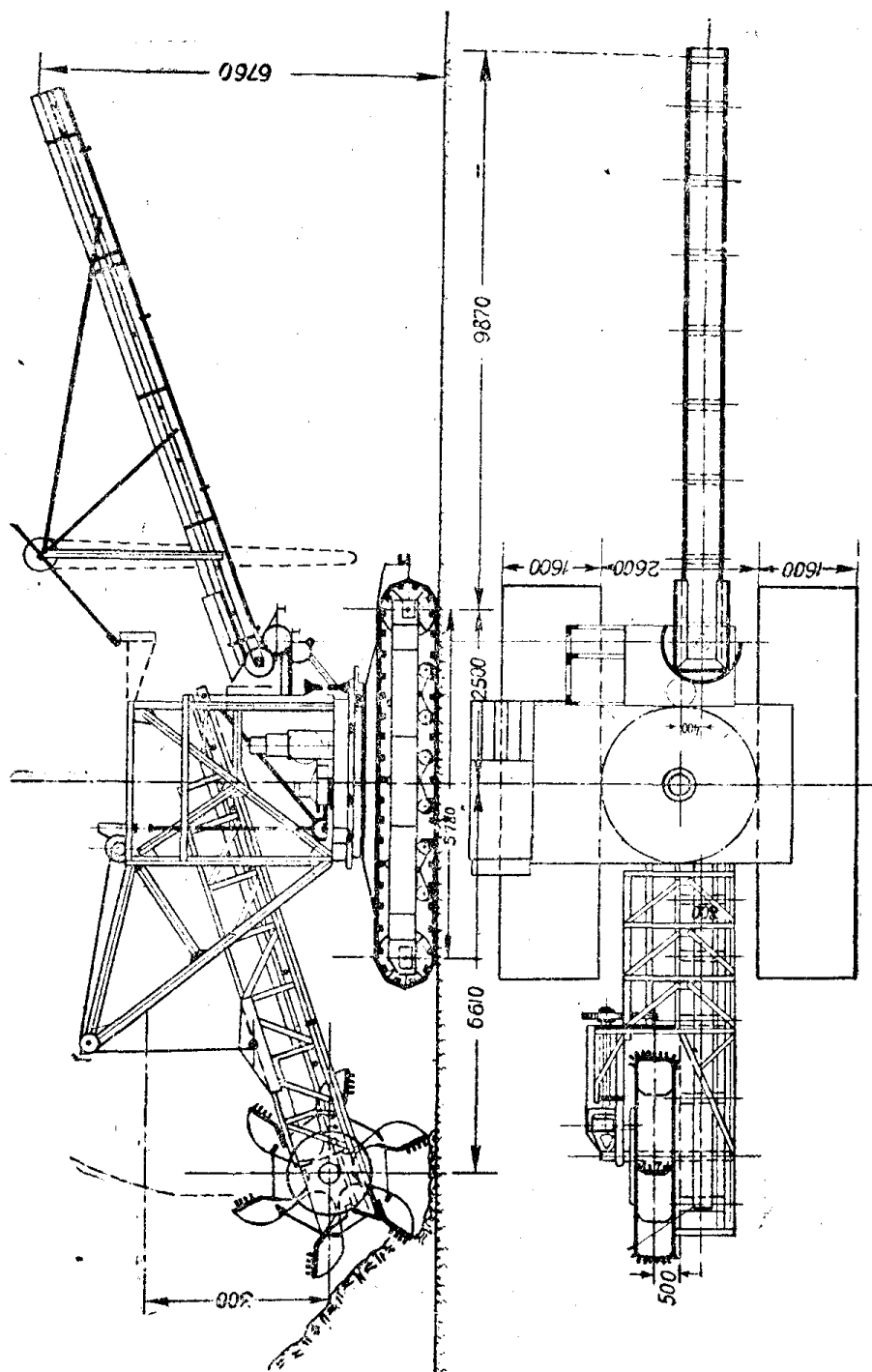
Рис 3

тельность. Кроме этого, она имеет недостаточную длину рабочего органа и малый радиус действия.

Кроме вышеприведенных многоковшевых погрузочных машин имеется ряд других того же типа, как, например, грузчики, Nelson'a, Henzelmann'a, Института промтранспорта, осуществляющих ту же идею устройства принудительного заполнения ковшей элеватора, только несколько в ином конструктивном оформлении. Так, погрузочная машина Института промтранспорта имеет такие же диски, как и машина Barber-Green С^о, но только с нарезными зубьями, и установлены под большим углом к горизонту.

Немецкие фирмы ATG, Humboldt, Flottmann изготовляют многоковшевые погрузочные машины, загрузочный механизм которых представляет собой ковшевое колесо.

Рассмотрим погрузочную машину типа фирмы ATG с шестиковшевым колесом (рис. 4). При вращении колеса в одном направлении ковши забирают встречающийся им материал и увлекают его до желобкового ската. Со



ската материал поступает на приемную часть переднего ленточного конвейера. Последним материал передается на второй ленточный конвейер, с которого он, с помощью лотка, направляется непосредственно в вагон. Ковшевое колесо вращается посредством зубчатого венца внутреннего зацепления, установленного с противоположной стороны приемной части

переднего конвейера. Первый отводящий конвейер смонтирован на подъемной ферме загрузочного ковшевого колеса. Эта ферма может вращаться в вертикальной плоскости, что дает возможность изменять положение ковшевого колеса по высоте в момент погрузки в пределах до 4 м. Разгрузочная часть первого конвейера расположена над приемной частью второго конвейера. Последний установлен на металлической раме, которая может поворачиваться как в вертикальной, так и горизонтальной плоскости. Центром вращения в горизонтальной плоскости служит вертикальный вал, который в то же время передает движение к ведущему барабану конвейера.

При погрузке со штабелей, расположенных вдоль железнодорожных путей, машина может устанавливаться ковшевым колесом против торца штабеля.

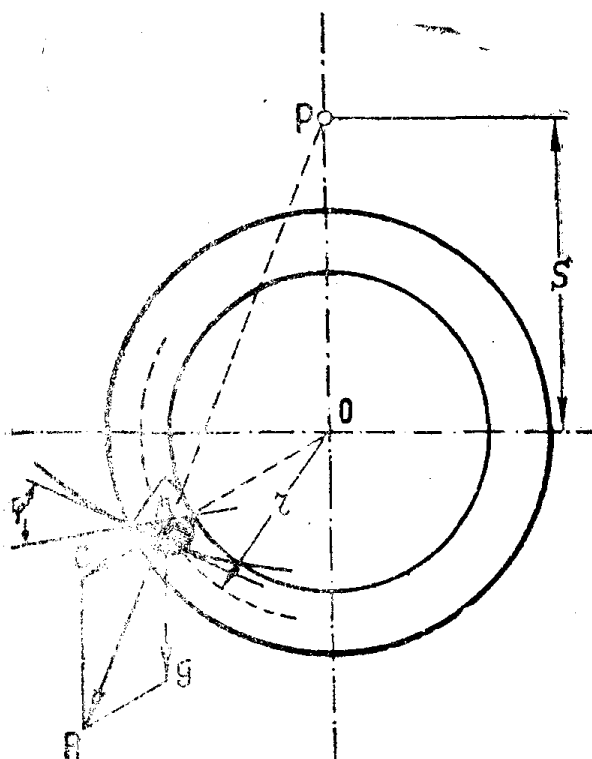


Рис. 5

Разгрузочный конец заднего конвейера устанавливается в такое положение, при котором под него можно подкатывать нагружаемые вагоны. В момент производства погрузки машина периодически перемещается по направлению к штабелю сыпучего материала. Таким образом, нами кратко рассмотрены некоторые многоковшечные погрузочные машины, принцип работы по зачерпыванию которых можно уподобить теории загрузки ковшей элеватора¹⁾. При загрузке ковша из открытых штабелей (рис. 5) частицы материала, попадающие в него, находятся под действием силы тяжести $G = mg$ и центробежной силы $C = mr\omega^2$. Равнодействующая этих сил определяется диагональю параллелограмма, построенного на этих силах, которая будет иметь пересечение с вертикалью, проходящей через центр вращения O в точке P , называемой полюсом.

Для определения полюсного расстояния S можно взять соотношение из подобия треугольников OMP и MGR)

$$\frac{S}{r} = \frac{G}{C},$$

откуда

$$S = \frac{Gr}{C} = \frac{mgr}{mr\omega^2} = \frac{g}{\omega^2}.$$

Подставляя $\omega = \frac{\pi n}{30}$, получим

$$S = \frac{g30^2}{\pi^2 n^2} = \frac{895}{n^2},$$

где n — число оборотов загрузочного барабана в минуту.

¹⁾ Проф. П. С. Козьмин — Машины непрерывного транспорта, ч. 2, 1935-г.

Как видно из приведенной формулы, величина полюсного расстояния S зависит только от числа оборотов загрузочного барабана.

В том случае, когда в ковше будет находиться жидкость, тогда очертание последней будет по форме круглый цилиндр, ось которого проходит через полюс P . Следовательно, поверхность жидкости будет поверхностью уровня, так как первая при равновесии располагается нормально к действующим на нее силам.

Вследствие этого все частицы жидкости, лежащие выше цилиндрической поверхности AK (рис. 6), должны вылиться через наружную кромку A . Если же в ковше будет находиться сыпучий материал, то его поверхность будет наклонена к поверхности уровня жидкости под углом естественного откоса материала, φ поэтому поверхность сыпучего материала очертится кривой AN . Угол между касательными к этим кривым AK и AN должен равняться углу естественного откоса материала φ , а угол между касательной AK кривой естественного откоса и радиусом-вектором AP будет равен $(90-\varphi)$. Поэтому кривая естественного откоса должна удовлетворять условию, при котором угол между ее касательной и радиусом-вектором AP в любом положении должен быть равен $(90-\varphi)$.

Таким образом, кривая естественного откоса будет логарифмической спиралью с полюсом, уравнение которой в полярных координатах выразится

$$R = a e^{f\theta},$$

где a — радиус-вектор при $\theta = 0$;

θ — угол поворота радиус-вектора;

e — основание натур. логарифмов;

$f = \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{ctg} (90-\varphi)$.

Вследствие того, что для определенного угла φ можно построить только одну логарифмическую спираль, не зависящую от масштаба чертежа, то для любой точки и при любом положении ковшей можно построить, при помощи сделанного по логарифмической спирали шаблона, кривую естественного откоса материала, проходящую через наружную кромку ковша A . Те частицы материала, которые лежат выше этой кривой, будут высыпаться из ковша, и, таким образом, при зачерпывании ковшем эта кривая может опреде-

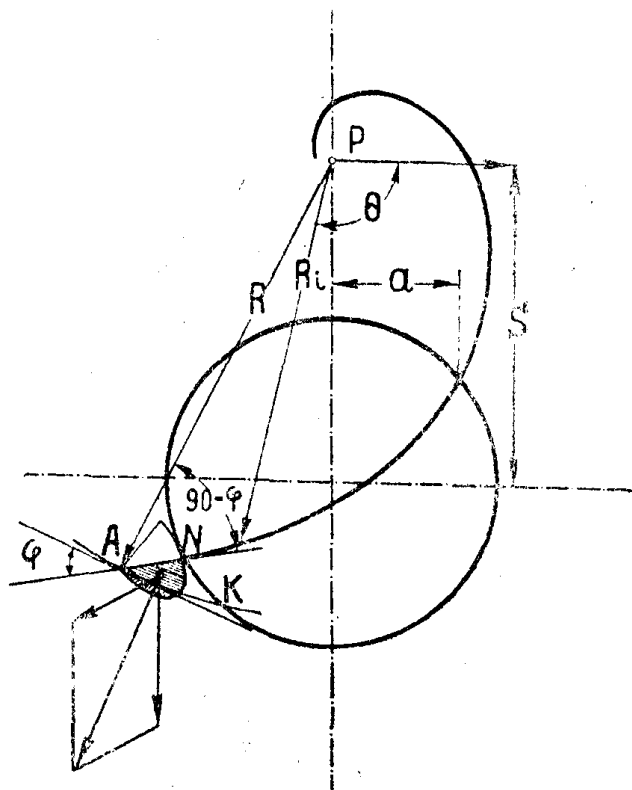


Рис. 6

лять наружные очертания находящегося в ковше материала. На основании вышеизложенного можно видеть, что наружное очертание в ковше материала будет находиться в зависимости от величины полюсного расстояния, а, следовательно, от числа оборотов загрузочного барабана. При большем числе оборотов полюсное расстояние будет уменьшаться, и может наступить такое состояние, при котором материал в ковше не будет держаться.

При работе загрузочного колеса на открытых штабелях данное рассуждение будет иметь место только после выхода ковша из штабеля,

так как при положении его в массе погружаемого материала давление вышележащих его частиц будет препятствовать высыпанию из ковша через кромку А. Если же к моменту выхода ковша из штабеля он перейдет от криволинейного к прямолинейному движению, то вышеуказанного возможного выбрасывания материала из ковша совсем не будет. В случае невыполнения последнего условия необходимо для обеспечения более эффективной работы загрузочного механизма задавать низкие скорости движению ковшей. Коэффициент заполнения ковшей, кроме вышесказанного, будет еще зависеть от специальных приспособлений подгребающего действия, способствующих наполнению ковшей, наблюдающихся у некоторых ковшевых погрузочных машин (рис. 2, 3).

Проф. Ганфштенгель, на основании своих опытов, для заполнения ковшей из закрытых башмаков дает следующие коэффициенты: для крупного угля $\psi = 0,6-0,7$, для крупного угля $\psi = 0,4-0,5$.

В нормах Шахтстроля коэффициенты заполнения ковшей для наклонных элеваторов, работающих по углю при закрытых башмаках, принимаются в пределах $0,75-0,90$. Что же касается коэффициента наполнения ковшей элеваторных грузчиков и погрузочных машин с ковшевыми колесами из открытых отвалов угля, выданного в рядовом порядке, то он несомненно будет меньше, а при наличии особых устройств, способствующих принудительному наполнению ковшей, этот коэффициент будет приближаться к коэффициенту наполнения из закрытых башмаков. Для более точного установления этих коэффициентов необходимо провести опытное исследование и наблюдения.

Одночерпаковые погрузочные машины

В отличие от рассмотренных погрузочных машин многоковшевого действия, применяемых преимущественно на дневной поверхности, ниже рассмотрим некоторые машины одночерпакового действия, предназначенные исключительно для работы в подземных условиях шахт. На рис. 7, 8 представлен общий вид, конструкция и основные моменты работы загрузочного механизма одночерпаковой погрузочной машины Myers-Whaley. Как видно, загрузочный механизм исполнен в форме составного черпака, снабженного по режущему краю прочными зубьями. Черпак приводится в движение от общего электромотора посредством коленчатого вала. При выключении муфты управления край черпака врезается в кучу погружаемого материала в горизонтальном направлении почти на 350 мм. В последующий момент весь черпак начинает приподниматься, при этом режущий край его движется по траектории, указанной на рисунке пунктиром. В момент достижения режущим краем верхнего положения весь забранный черпаком материал падает на заднюю откидную часть его. При дальнейшем вращении коленчатого вала ролики задней части черпака попадут в свои направляющие. Двигаясь по направляющим, задняя часть черпака вначале приподнимается кверху и затем опрокидывается. Таким образом, набранный в черпак погружаемый материал подается на первый подъемно-транспортный конвейер. Передняя часть черпака еще до момента опрокидывания задней части, при спускании вниз, начинает отделяться от задней части—пропускается на шарнире вперед. После опрокидывания задняя часть черпака попадает на свое место, вначале под действием направляющих роликов, а затем под действием собственного веса. Не останавливаясь на более детальном описании работы забирающего механизма навалочной машины Myers-Whaley, мы считаем необходимым указать на то обстоятельство, что машина, вследствие наличия сложной системы приводов, сцеплений и динамического действия загруз-

зочного механизма, как показывает практика их работы, имеет частые поломки различных частей.

Другого типа навалочная машина конструкции инж. Архипова, осуществляя ту же идею захвата материала из открытых штабелей (рис. 9), снабжена цельным черпаком, представляющим собой загрузочный механизм. Траектория движения передней части (забирающей кромки) чер-

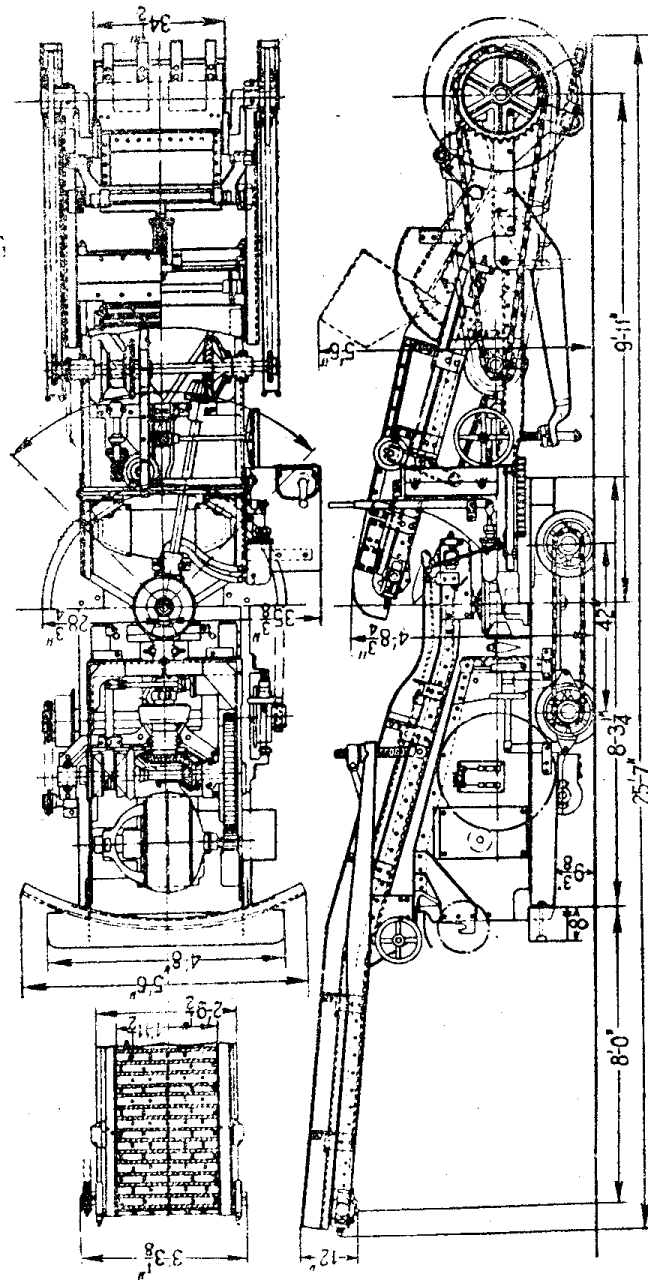


Рис. 7

пака, как видно из рисунка, представляет собой замкнутую кривую *abcd*. Поступательно-возвратное движение черпаку сообщается диском *A* посредством шарнирных узлов *K*, *L* и *M*. Шарнир *M* укреплен эксцентрично на диске *A*, который получает вращение от мотора через целый ряд передач. Когда черпак при вращении диска *A* достигает положения, указанного на рисунке пунктиром, происходит высыпание из него угля на конвейер. В момент разгрузки черпака его движение на некоторое время прекращается. Необходимая остановка черпака для полного ссыпания материала на ленту во время его рабочего цикла осуществляется при по-

мощи специального устройства. Опуская все другие недостатки, присущие ей как навалочной машине, мы считаем необходимым указать только на конструктивную особенность загрузочного механизма. Существенный недостаток загрузочного механизма навалочной машины конструкции инж. Архипова состоит в частом прекращении движения черпака. Частые и моментальные остановки черпака (60 об/мин), несомненно, должны слу-

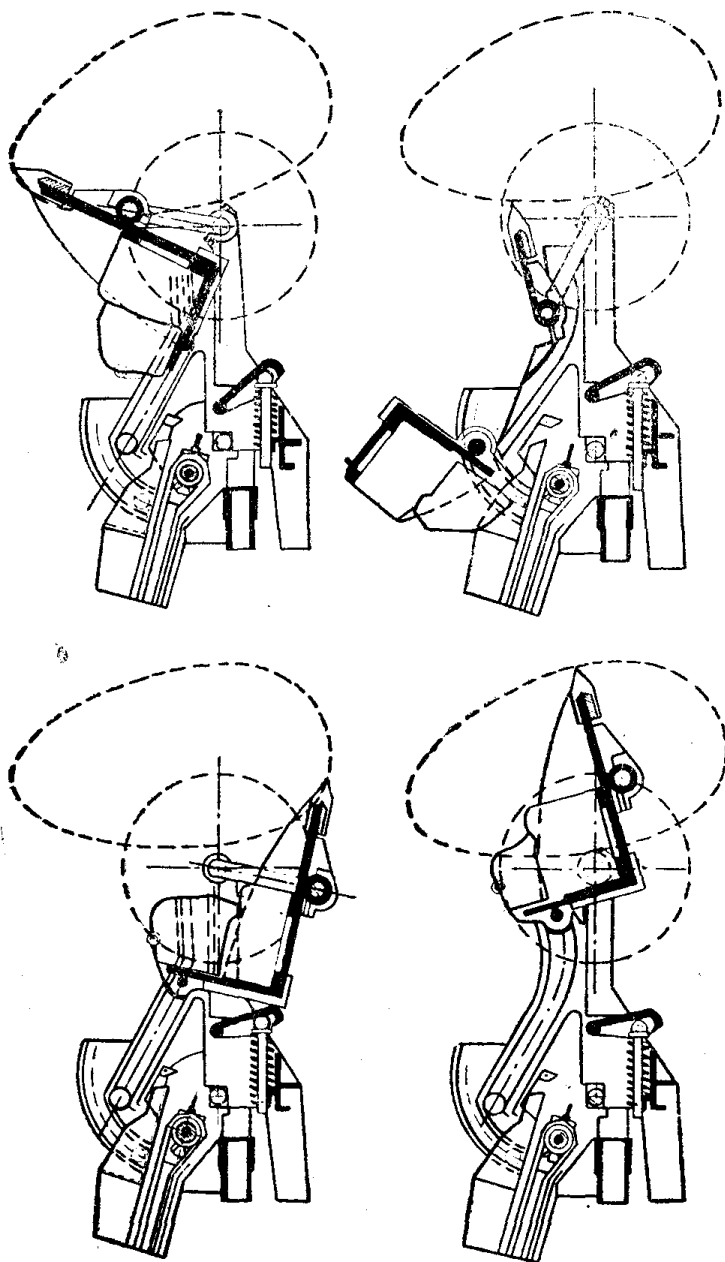


Рис. 8

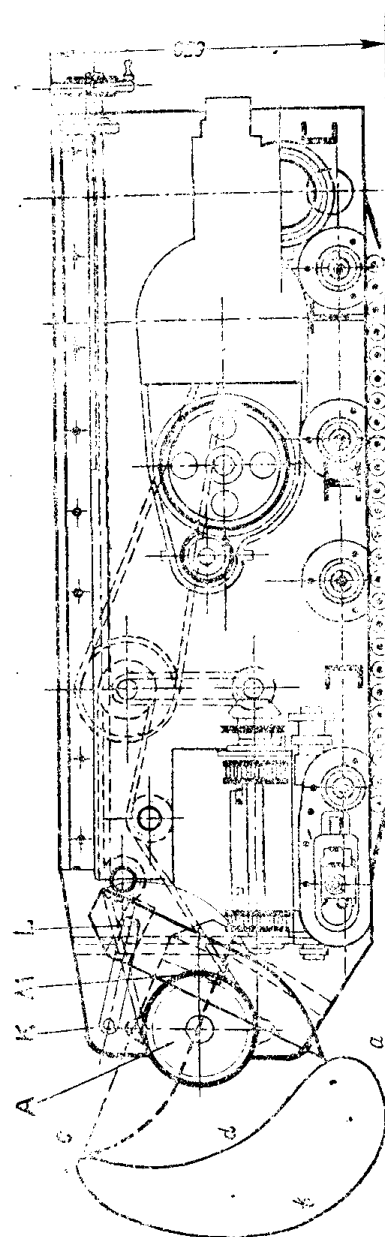


Рис. 9

жить причиной различных поломок и неполадок, что не дает полной уверенности в работоспособности данного механизма.

Основное назначение всякого загрузочного механизма любой погрузочной или навалочной машины должно состоять только в забираии, в захвате материала и, в крайнем случае, если это необходимо, в осуществлении подъема до положения самоскатывания на транспортирующие органы машины. С этой точки зрения можно считать, что загрузочные механизмы рассмотренных погрузочных машин будут лучшими, так как они в своем

рабочем цикле тратят минимум времени на транспортировку и максимум работают на зачерпывание.

Рассматривая работу загрузочных механизмов погрузочных машин Myers-Whaley, Архипова и др. такого же типа, мы замечаем, что зачерпывающая лопасть или черпак при своем внедрении в материал описывают какую-то сложную траекторию движения. При детальном рассмотрении ее можно установить отдельные фазы движения, которым будут сопутствовать свои сопротивления зачерпыванию.

На рис. 10 представлена схема различных положений лопасти или черпака загрузочного механизма. Как видно из приведенной схемы, в начальный момент внедрения лопасть имеет участок CC_1 , близкий к прямолинейному движению. Величина этого участка будет различна для каждой конструкции загрузочного механизма. Это движение у некоторых загрузочных механизмов происходит при наклонном положении внедряющей плоскости, что всегда сопровождается значительными силами сопротивления сдвига призмы при положении плоскости c_1d_1 .

У некоторых же загрузочных механизмов (лопаты Тью)¹⁾ лопасть входит в штабель угля при горизонтальном положении. В этом случае силы сопротивления сдвиганию в меньшей степени будут иметь место, но зато появятся значительные силы лобового сопротивления внедрению. В последующий момент внедрения лопасть совершает движение по кривой C_1C_2 . При прохождении этого пути возникают силы сопротивления сдвиганию призмы материала, находящегося на лопасти, и силы трения входящей кромки ее по линии раздела C_1C_2 . И, наконец, участок C_2C_3 соответствует выводу загрузочной лопасти из штабеля угля. Этот участок движения характерен тем, что силы сопротивления, имеющие место на участке C_1C_2 , будут уменьшаться за счет непрерывного сдвигания материала с загрузочной лопасти по углу естественного откоса.

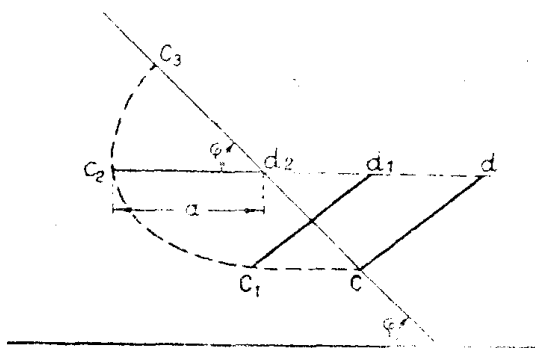


Рис. 10

Таким образом, усилие, необходимое для внедрения, по приведенной выше схеме, в процессе работы загрузки (зачерпывания) претерпевает значительные колебания. Поэтому для получения аналитической зависимости при определении усилий от загрузки необходимо ввести поправочные коэффициенты, учитывающие: 1) постоянное изменение свойств погружаемого материала; 2) состояние внедряющейся плоскости (черпака) и 3) динамическое действие загрузочного механизма.

Эти коэффициенты будут иметь различное значение для каждой вышеуказанной фазы движения загрузочной лопасти. Количественное же выражение их аналитически, без постановки специальных опытов, вообще говоря, определить чрезвычайно трудно.

Ниже приводится возможное аналитическое решение для определения необходимого усилия при внедрении. Предположим, что нам необходимо определить, какую силу P надо приложить к лопасти ab , представляющей черпак загрузочного механизма без бортов, при внедрении ее в штабель угля на величину x (рис. 11). Допустим, что лопасть при внедрении перемещается из точки a в точку a_1 , оставаясь параллельной первоначальному положению. Для определения силы P установим, какие силы будут дей-

¹⁾ Чарльз Е. Ван-Барневельд.—Механическая подземная погрузка в металлических рудниках, 1932.

ствовать на лопасть в положении a_1b . От непосредственного внедрения в лопасть будет действовать количество материала, выраженное объемом трехгранной призмы aa_1b , которая займет какое-то положение на плоскости a_1b . Если обозначить через G вес материала призмы aa_1b то величина его может быть выражена

$$G = \omega_{\Delta} b \gamma.$$

Выразим вес материала призмы aa_1b , как функцию глубины внедрения, ширины и угла наклона входящей лопасти в штабель угля. Тогда выражение для силы G после соответствующих преобразований примет окончательный вид

$$G = \frac{\gamma b x^2}{2(\operatorname{ctg} \varphi + \operatorname{ctg} \alpha)},$$

где α — угол наклона лопасти (черпака);
 φ — угол естественного откоса материала;
 b — ширина внедряющейся лопасти;
 γ — вес единицы объема материала.

Кроме силы G при внедрении лопасти будут возникать еще силы сопротивления сдвиганию какой-то части массы материала, которую можно учесть согласно теории сыпучих тел из треугольника a_1cd (треугольник давления). Тогда эта сила сопротивления выразится

$$Q = F_{\Delta} b \gamma.$$

Сила Q будет направлена под углом φ_0 (угол трения материала по черпаку) к нормали плоскости a_1b . Определим отрезок a_1d через a_1b и углы $(\varphi + \varphi_0)$ и $(\alpha + \varphi)$

$$a_1d = a_1c = \frac{x \sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi_0 + 2\varphi)}.$$

Площадь треугольника a_1cd определится так:

$$F_{\Delta} = \frac{x^2 \sin^2 \varphi}{2 \sin(\alpha + \varphi_0 + 2\varphi)};$$

тогда, обозначая вес трехгранной призмы a_1cd через Q , получим вторую составляющую силы сопротивления внедрению в окончательном виде

$$Q = \frac{\gamma b x^2 \sin^2 \varphi}{2 \sin(\alpha + \varphi_0 + 2\varphi)}.$$

• Определим N — силу реакции на площадке aa_1 , пренебрегая смещением сил G и Q вправо. Из рис. 11 видно, что $N = G + Q \sin(\alpha - \varphi_0)$.

Спроектируем все действующие силы (сила P и силы трения) на направление плоскости a_1b :

$$P - N f_1 \cos \alpha - f_2 G \cos \alpha - f_2 Q \cos \varphi_0 = 0,$$

где f_1 — коэффициент трения входящей кромки лопасти по площадке a_1a ;
 f_2 — коэффициент трения этой же лопасти по углю.

Из приведенного выше уравнения, пользуясь зависимостями выражений для G , Q и N , а также произведя соответствующие преобразования, получим:

$$P = \frac{\gamma b x^2}{2} \left[\frac{(f_1 + f_2) \cos \alpha}{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \varphi} + \sin^2 \varphi \left\{ \frac{f_1 \cos \alpha \sin(\alpha - \varphi_0) + f_2 \cos \varphi_0}{\sin(\alpha + \varphi_0 + 2\varphi)} \right\} \right].$$

Выразим величину x через a — длину погружения в штабель угля лопасти a, b :

$$\frac{x}{\sin [180 - (\alpha + \varphi)]} = \frac{a}{\sin \varphi},$$

откуда

$$x = \frac{a \sin (\alpha + \varphi)}{\sin \varphi}.$$

Окончательный вид полученной формулы будет

$$P = \frac{\gamma a^2 b \sin^2 (\alpha + \varphi)}{2 \sin \varphi} \left[\frac{(f_1 + f_2) \cos \alpha}{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \varphi} + \sin^2 \varphi \left\{ \frac{f_1 \cos \alpha \sin (\alpha - \varphi_0) + f_2 \cos \varphi_0}{\sin (\alpha + \varphi_0 + 2 \varphi)} \right\} \right].$$

Данное аналитическое выражение силы P внедрения по схеме (рис. 11) учитывает только сопротивление от надвигания материала на плоскость и сопротивление трения, определенное через нормальное давление. Пользуясь этой зависимостью, можно перейти к определению усилия для непосредственного внедрения загрузочной лопасти. В этом случае, очевидно, $f_1 = f_2$ и $\alpha = 0$. Кроме того, при непосредственном внедрении необходимо учитывать лобовое сопротивление материала, действующее по периметру входящей кромки загрузочного черпака.

Нужно сказать, что у загрузочных механизмов с непосредственным погружением, близким к типу погружных машин „утиный нос“, механических грузчиков „Мейн“, лобовое сопротивление внедрению будет значительным. Учесть величину этого сопротивления без постановки специальных опытов невозможно, так как различная крупность погружаемого материала, состояние внедряющегося снаряда, а также динамика внедрения, очевидно, будет функциями лобового сопротивления внедрению черпака.

Для определения производительности черпаковых погружных механизмов, работающих по рассмотренной схеме (рис. 11), предположим, что черпак внедрился в массу угля, и перед тем как выходить из штабеля, занимает положение, показанное на рис. 12, где точка d есть шарнир вращения черпака вокруг горизонтальной оси.

При своем вращении относительно точки d черпак может забирать материал с участка dce , имеющего на рис. 12 вид треугольника, считая дугу ce за прямую.

Такое заполнение черпака будет только при том условии, если уголь, лежащий выше плоскости ce , не будет скатываться, и если после захвата, уголь не будет сыпаться с черпака. В действительности такого положения не будет, так как выше лежащий уголь будет стремиться под действием силы T занять свое естественное положение. Частицы материала, лежащие выше плоскости ce , при выходе черпака из штабеля, будут давить на уголь, находящийся на черпаке, по линии ce с силой равной

$$T = f G \cos \varphi.$$

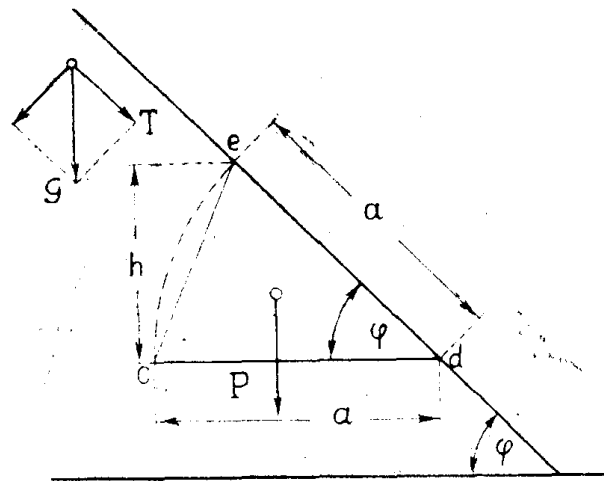


Рис. 12.

Если допустить, что призма угля dce , расположенная на черпаке, находится в затвердевшем состоянии, тогда вышележащие частицы будут оказывать только сопротивление выходу черпака из штабеля и никакого влияния на заполнение черпака оказывать не будут. Поэтому, если считать, что в черпаке останется материал, ограниченный 3-гранной пирамидой с шириной b , то наполнение черпака выразится формулой

$$q = \frac{b a^2 \sin \varphi}{2}.$$

Теперь предположим, что при выводе черпака из штабеля угля вышележащие частицы будут сыпаться на черпак, и тогда при наличии у него бортов и задней стенки мы можем получить лучшее заполнение. При этом можно считать, что меньшего заполнения, как это имело место в первом случае при мелкосортном угле, не будет вследствие того, что вышележащий слой угля будет препятствовать осыпанию. Но когда мы будем иметь дело с углем различной крупности и слеженности, то тогда следует принять во внимание неравномерное и неполное заполнение черпака за счет сваливания больших кусков, увлекающих за собой мелочь. Поэтому в формулу наполнения черпака нужно ввести поправочный коэффициент (коэффициент наполнения черпака); тогда выражение примет вид

$$q = \psi \frac{b a^2}{2} \sin \varphi.$$

При этих условиях часовая производительность в тоннах черпаковых загрузочных механизмов, с учетом коэффициента использования рабочего времени, может быть выражена формулой

$$Q = k \psi n \gamma b \frac{a^2}{2} \sin \varphi \text{ т/час},$$

где k — коэффициент использования рабочего времени,
 ψ — коэффициент наполнения черпака,
 n — число циклов черпака в час,
 φ — угол естественного откоса угля в насыпке,
 γ — объемный (насыпной) вес угля,
 a — глубина внедрения черпака в штабель угля,
 b — ширина черпака.

Приведенное выше аналитическое решение определения силы внедрения черпака загрузочного механизма одночерпакового действия, а также величины наполнения черпака и производительности погрузочной машины, как функций наполнения черпака и числа черпаний, не претендует на окончательное установление потребной силы на зачерпывание, а, следовательно, расхода мощности машины на самозагружение, так как без постановки специальных опытов трудно аналитически определить значение коэффициентов, входящих в математическую зависимость. Поэтому предложенное решение установления расхода силы на зачерпывание для одночерпаковых загрузочных механизмов дается как первая степень приближения и, несомненно, может быть положено в основу при конструировании одночерпаковых загрузочных механизмов погрузочных машин.

Занимаясь вопросом механизации отгрузки угля в ж.-д. вагоны со складов шахт, автор настоящей статьи, естественно, стремится к выбору рациональных форм и методов организации работ по наиболее трудоемкому процессу, имеющему место на поверхности шахт. Если в подземных условиях для механизации навалки было предложено много

различных конструкций навалочных машин: Иванникова, Полякова-Мамоннова, Непомнящего-Синицкого, Архипова, Брацлавского, типа ПМ-2, ПЭ-1 и др., частью дошедших даже до опытного промышленного образца, то для обслуживания аварийных складов шахт новых конструкций погрузочных машин за последние десять лет было предложено чрезвычайно мало. Поэтому внимание конструкторов и изобретателей должно быть обращено на это, так как существующая машина конструкции т. Флусса далеко не разрешает проблему механизации погрузочных работ на поверхности шахт.
