Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
т. LIV, вып. 1, 1967 г.

УДК 622.619

К МЕТОДИКЕ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ОРГАНА РОТОРНО-ГРЕБКОВОЙ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

В. И. Морозов

Одним из путей развития и совершенствования погрузочных механизмов является выявление и внедрение в практику наиболее рациональной формы и кинематики рабочих органов существующих погрузочных машин. Однако стремление интенсификации работ обусловливает поиски и других путей увеличения эффективности погрузочных механизмов.

Одним из таких новых направлений является создание машин с верхним захватом погружаемой горной массы. Преимущества рабочего органа верхнего захвата по сравнению с нижним (ЭПМ-1, ПМЛ-5 и другие ковшовые машины) и боковым (УП-3 и др.) доказаны рядом исследований. Однако большинство исследователей изучали взаимодействие со штабелем одиночного гребка, цикличный характер работы которого не позволяет в полной мере использовать все преимущества верхнего захвата горной массы. Более эффективен рабочий орган верхнего захвата непрерывного действия, схема которого предложена В. С. Берсеневым *. С его участием Гипроникелем создана роторно-гребковая погрузочная машина ПМГР-1, а в Ленинградском горном институте — РГМ-2 (или ЛГИ-1). Испытания обеих машин прошли успешно и показали преимущества рабочего органа верхнего захвата по сравнению с боковым и особенно нижним. Но взаимодействие роторно-гребкового рабочего органа со штабелем изучено недостаточно, а параметры рабочих органов обеих машин, назначенные по предварительные данным, нельзя признать оптимальными.

Экспериментальная установка. Так как параметры натурной погрузочной машины изменять невозможно, для исследования роторно-гребкового рабочего органа в лаборатории рудничного транспорта Ленинградского горного института автором была изготовлена экспериментальная установка, которая в широких пределах позволяла менять все основные параметры рабочего органа. На рис. 1 представлена схема стенда. Ротор *1* с гребками *2* установлен на шарнирно закрепленной раме *3*. От червячного редуктора *5* цепная передача *4* через карданную *6* и клиноременную *7* сообщает крутящий момент от электродвигателя *8* на вал ротора. Приемный лоток *9* укреплен на передней части тележки *11*, где находятся и стойка *10* с шарнирно укрепленной на ней рамой *3* и противовес *13*. Растяжки *12*, соединяющие хвостовую часть рамы с тележкой, позволяют регулировать первоначальную высоту положения оси ротора относительно приемного лотка *9*. Электросверло *14* с гидравлической подачей служит для доставки тележки на штабель материала. Тележка *11* перемещается по рельсам *15*, установленным на стойках *16*. Горная масса с приемного лотка поступает в загрузочный ящик *17* Подача приемного лотка на штабель при работе с постоянным напорным

* В. С. Берсенев. О принципах работы исполнительных органов погрузочных машин. Зап. ЛГИ, т. XXXIII, вып. 1, 1956.

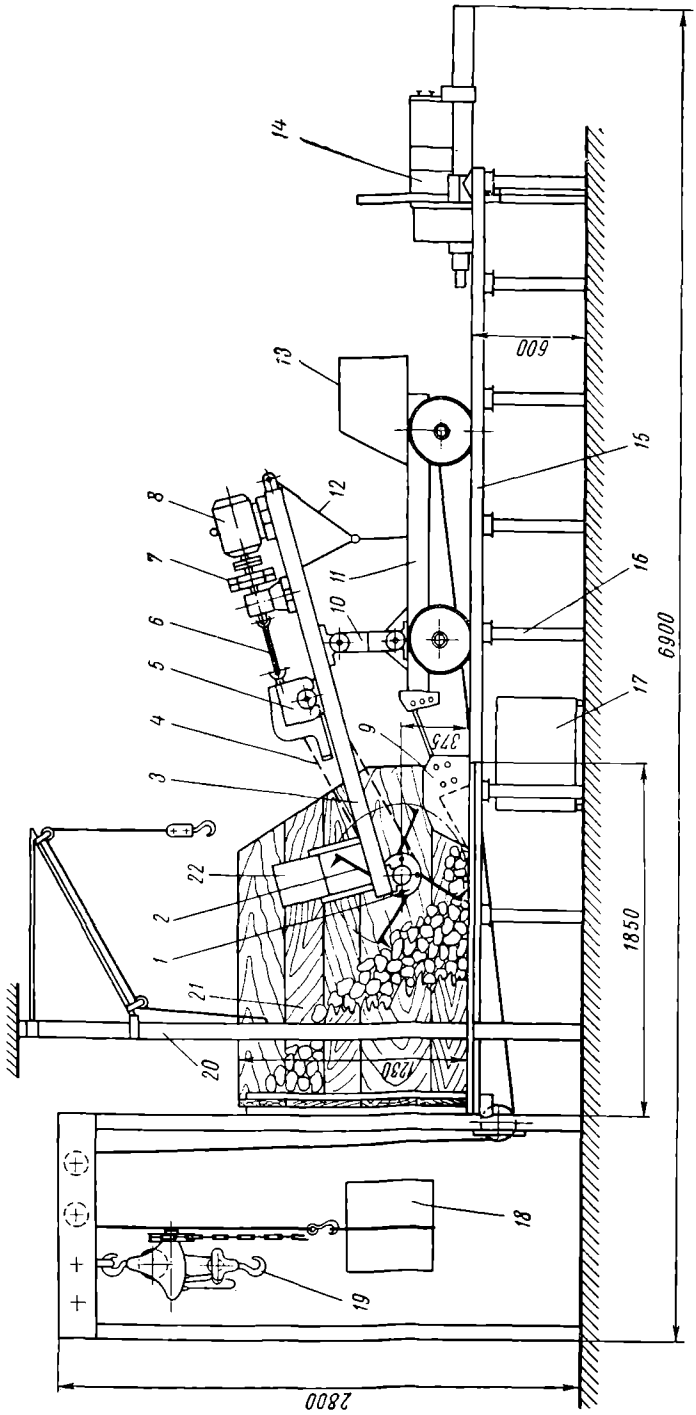


Рис. 1. Экспериментальная установка.

усилием обеспечивается грузом *18* с помощью каната, который укреплен на раме тележки *11*. Подъем груза *18* в исходное положение осуществляется с помощью трехтонной тали *19*. Кран-укосина *20* предназначен для загрузки породного коллектора (забоя) *21*. Ящик *22* для дополнительных грузов, укрепленный на переднем конце рамы ротора, предназначен для изменения опорной реакции ротора (веса ротора, приведенного к передней кромке гребков).

Погружаемой горной массой служит гранит — материал, наименее подверженный измельчению. Гранулометрический состав рядовой и сортированной горной массы соответствовал размерам модели.

Исследуемые параметры. Для выявления характера и степени влияния на производительность рабочего органа изменялись следующие параметры: опорная реакция ротора, усилие подачи приемного носка на штабель (напорное усилие), диаметр ротора, ширина фронта гребков, ширина приемного лотка, отношение ширины приемного лотка к ширине фронта гребков, число оборотов ротора, число рядов гребков, число гребков в одном ряду, форма гребков, длина зубьев гребков, число зубьев на гребке и их расположение, угол наклона зубьев, зазоры между гребками, высота штабеля и гранулометрический состав горной массы.

Опыты при изменениях одного из параметров проводились при постоянном значении остальных. Каждый опыт состоял не менее чем из 15 нагребаний и повторялся 4—6 раз.

Измерительная аппаратура и методы измерения основных величин. Одновременно измерялись и записывались основные величины: количество захваченной за одно нагребание горной массы; крутящий момент на валу ротора, позволяющий судить о характере изменения и распределения усилий в механизме привода ротора и его деталях; пройденный лотком путь (величина внедрения приемного лотка в штабель); усилие подачи лотка на штабель; положение оси ротора относительно штабеля; положение гребков относительно штабеля; число оборотов ротора; длительность процесса погрузки.

Целью проведенной работы было определение оптимальных параметров рабочего органа и выявление их общей взаимосвязи — отправного звена при проектировании погрузочных машин с роторно-гребковым рабочим органом.

В погрузочных машинах роторно-гребкового типа динамический характер нагрузок сказывается значительно меньше, чем в ковшовых и с нагребающими лапами. Динамические нагрузки действуют только на сам ротор и частично на раму ротора. На машине в целом, в связи с шарнирной подвеской ротора, они почти не сказываются. Но так как сам ротор все же подвержен динамическим нагрузкам, основные величины замеряли по принципу электрического измерения неэлектрических величин. Он обеспечивает необходимую точность, строгую одновременность регистрации и фиксацию не только быстро протекающих процессов, но и их динамику. Регистрирующим прибором служил восьмиканальный осциллограф МПО-2, сигналы на который поступали от разного типа датчиков.

Крутящий момент на валу ротора можно измерять пропорциональными ему электрическими параметрами двигателя. Однако величина потерь в самой кинематической схеме привода ротора, если учесть довольно сложную систему передач и часто изменяемое передаточное отношение, наличие червячного редуктора, клиноременной и цепной передач, слишком велика, а способ неточен и обработка записанных величин сложна.

Наклейка тензодатчиков на вал обеспечивает достаточно точную запись крутящего момента, но этот способ имеет свои недостатки: необходимо компактное и надежное токосъемное устройство; получаемый сигнал по своей величине невелик и требует обязательной установки дополнительного усилителя. Для рассматриваемого случая, когда часто нужно снимать ротор и собирать новый комплект барабанов и гребков, от этого способа пришлось

также отказаться, так как возможно повреждение наклеенных датчиков и токосъемного устройства.

В наших опытах крутящий момент измерялся по схеме, представленной на рис. 2. Свободно подвешенный на подшипниках качения червячный редуктор *1* при передаче крутящего момента $M_{кр}$ на ротор с помощью цепного привода *2* сам за счет возникающего при этом реактивного крутящего момента $M_р$ стремится повернуться в обратную сторону. Развороту редуктора в обратную сторону препятствует пружина *3* (через тягу *4* и рычаг *5*, закрепленный на редукторе), удерживающая редуктор в одном положении. Сжатие пружины пропорционально величине усилий F на зубьях гребков *6*, т. е. величине крутящего момента. Степень сжатия пружины фиксируется реостатным датчиком линейных перемещений *7*, установленным на раме *8*. От датчика через мост постоянного тока сигнал передается на вибратор осциллографа.

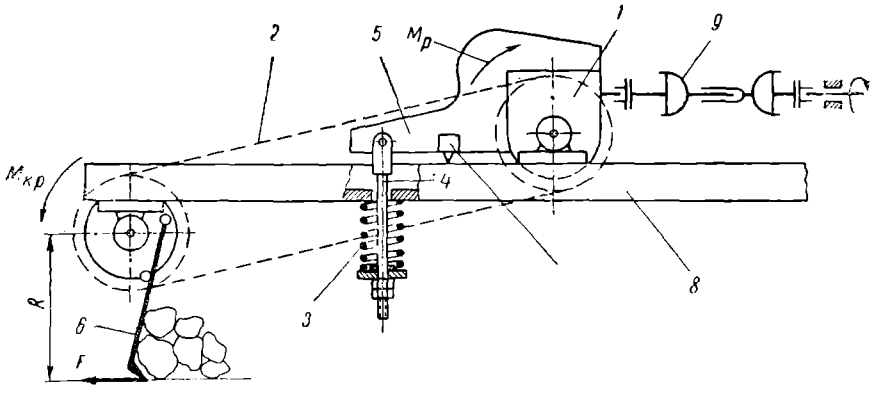


Рис. 2. Схема замера крутящего момента на валу ротора.

Небольшой поворот червячного редуктора может осуществляться благодаря тому, что на червяк редуктора от электродвигателя вращение передается с помощью карданной передачи *9*. С целью исключения влияния собственного веса редуктора на показания измерений была произведена балансировка редуктора, позволившая вывести центр тяжести системы на ось вращения.

Положение оси ротора относительно штабеля регистрировалось реостатным датчиком линейных перемещений. Рама ротора, поворачиваясь в шарнире, перемещает подвижный контакт стрелки, скользящий по реостату, расположенному по окружности, центр которой находится на оси поворота рамы. Поворот рамы вызывает изменение соотношения между сопротивлениями плеч реостата, включенных в схеме моста, и, так же как и в предыдущем случае при замере моментов, величина изменения этого соотношения фиксируется на пленке осциллографа. Каждый угол поворота рамы соответствует определенной высоте подъема оси ротора во время его работы.

Перемещение тележки при подаче ее на штабель регистрировал контактный датчик, схема которого представлена на рис. 3. Вдоль рельса по установленной деревянной рейке катится резиновый ролик. Полный оборот ролика соответствует перемещению тележки на 64 *мм*. Датчик представляет собой плато, на котором находится 32 неподвижных контакта, расположенных радиально на равных расстояниях друг от друга. Подвижный контакт (стрелка) закреплен на оси вращения валика. Каждое замыкание контактов соответствует перемещению тележки (а следовательно, и приемного лотка) на 2 *мм*. Ограничительным сопротивлением $R_{огр}$ регулируется величина сигнала.

Число оборотов ротора записывается аналогичным контактным датчиком, установленным на одном из концов вала ротора. Датчик имеет *5* неподвижных контактов. Между средним из трех рядом стоящих контактов и двумя одиночными угол поворота в одну сторону равен 90°, в другую — 180°. Таким образом, по записи на пленке можно судить не только о числе оборотов, но и о направлении вращения ротора или направлении движения пленки при вращении ротора в одну сторону.

Оба типа контактных датчиков выполнены в конструктивном отношении одинаково. Различие заключается только в количестве неподвижных контактов. За основу взят обыкновенный потенциометр. Вместо снятого угольного сопротивления поставлено текстолитовое кольцо, в котором сделаны радиальные пазы. В пазы вставлены латунные пластинки, соединенные между собой пайкой по окружности кольца.

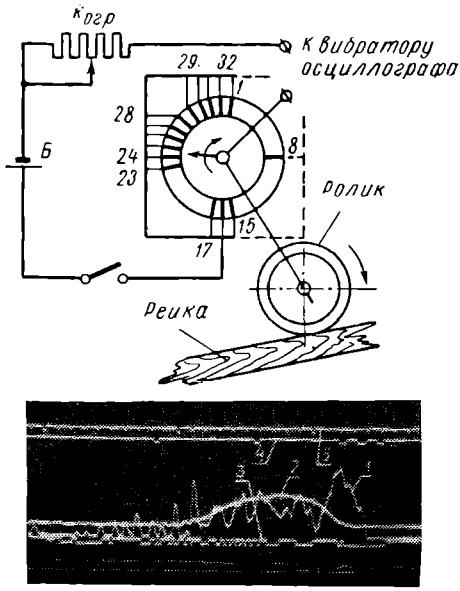


Рис. 3. Схема контактного датчика линейных перемещений и пример записи.

Отметчик времени записывал на пленку время работы. Схема его аналогична схеме контактных датчиков. Синхронный моторчик, вращаясь со скоростью 60 *об/мин*, за время одного оборота 10 раз замыкает цепь, касаясь неподвижных контактов. Делитель напряжения выдает один сигнал в два раза бо́льший остальных девяти. На пленке регистрируются отметки времени через каждую 0,1 *сек*, более крупные — через каждую секунду.

Методика обработки осциллограмм. Перед началом записи процесса погрузки на пленку необходимо правильно назначить скорость перемещения пленки в осциллографе. При большом числе экспериментов скорость движения пленки должна назначаться минимально возможной, но достаточной для разборчивого и четкого отображения всех характерных особенностей процесса. При большой скорости обработка пленки осложняется, что особенно сказывается при увеличении осциллограмм.

Так как масштаб записи на осциллографе очень мал (ширина рабочей части пленки составляет 24 *мм*), расшифровка таких записей затруднена, поэтому осциллограмму с помощью увеличителя П-10 переносили на бумажную ленту шириной 120 *мм*. Пятикратное увеличение позволило легче и точнее обработать результаты экспериментов. На рис. 3 представлена запись процесса погрузки одним рядом гребков. Кривая *1* воспроизводит величину крутящего момента на валу ротора, кривая *2* — положение оси ротора, высоту ее подъемов, ломаная *3* — путь, пройденный тележкой, ломаная *4* — число оборотов ротора, ломаная *5* — отметки времени.

На пленке площадь под кривой *1*, фиксирующей величину крутящего момента на роторе, представляет собой в определенном масштабе работу, затраченную на нагребание. Таким образом,

$$A_н = K_S S, \qquad (1)$$

где $A_н$ — работа нагребания, *дж*; K_S — масштабный коэффициент; S — площадь на осциллограмме под кривой *1*, замеренная на увеличенной осциллограмме планиметром, *см*^{2}.

Коэффициент K_S включает два масштабных коэффициента

$$K_S = K_в K_г, \tag{2}$$

где $K_в$ — вертикальный масштабный коэффициент, показывающий величину крутящего момента в 1 *см* ординаты под кривой *1*, *н·м/см*; $K_г$ — горизонтальный масштабный коэффициент, показывающий отношение пройденного зубьями гребков пути к длине пленки, на которую этот путь записан.

Вертикальный масштабный коэффициент изменяется только при изменении передаточного числа звездочек цепной передачи. Для каждого передаточного числа он имеет свою величину. Горизонтальный масштабный коэффициент $K_г$ меняется при изменении числа оборотов ротора и скорости протягивания пленки в осциллографе.

Работа нагребания по площади под кривой *1*

$$A_н = K_S S = F S_д = \frac{M_{кр}}{R} \cdot \frac{2\pi R l}{L} = \frac{K_в h_1 2\pi l}{L} = \frac{2\pi K_в S}{L}, \tag{3}$$

где F — усилие на зубьях гребков, *н*; $S_д$ — путь, пройденный зубьями гребков по дуге окружности, *м*; $M_{кр}$ — крутящий момент на роторе, *н·м*; R — радиус ротора, *м*; l — длина записанного на пленке участка между крайними по длине пленки точками, на котором определена площадь S, *см*; L — отрезок пленки, на котором записан один оборот ротора, *см*; h_1 — средняя высота ординаты под кривой *1*, *см*.

Максимальный крутящий момент находится по максимальной ординате h_{max} и тарировочному графику, по которому находят $K_в$

Средний крутящий момент

$$M_{кр_{ср}} = \frac{S}{l} K_в. \tag{4}$$

Усилие на зубьях гребков определится по найденному крутящему моменту и известному радиусу ротора

$$F = \frac{M_{кр}}{R} \quad \text{и} \quad F_{max} = \frac{M_{кр\,max}}{R} \tag{5, 6}$$

Работа, затраченная на подъем ротора,

$$A_{п.р} = A_р H, \tag{7}$$

где $A_р$ — опорная реакция ротора, *н*; H — действительная высота подъема оси ротора, регистрируемая кривой *2*, *м*.

Масштабный коэффициент записи положения оси ротора берется по тарировочному графику положения оси ротора. Тогда высота подъема оси ротора по записи на пленке

$$H = K'_в h_2, \tag{8}$$

где $K'_в$ — масштабный коэффициент, показывающий, во сколько раз действительная высота подъема оси больше высоты записи ее на пленке; h_2 — высота записи положения оси ротора на пленке под кривой *2*, *см*.

Путь, пройденный приемным лотком при внедрении в штабель, подсчитывают по числу изломов ломаной *3*. Скорость перемещения тележки и приемного лотка определяют делением длины пути на время пути, т. е. по ломаным *3* и *5*. Число оборотов ротора в 1 *мин* определяют по ломаным *4* и *5*.

Наклон кривой *2* характеризует скорость подъема оси ротора. Имея на пленке отметки времени протекания процесса, можно найти скорость подъема и ускорение, с которым ротор поднимается или опускается в процессе погрузки.

Детально разработанная методика обеспечила успешное проведение всех намеченных экспериментов. Измерительная аппаратура несмотря на сравнительную простоту реостатных и контактных датчиков дает достаточно точные замеры и работает стабильно.