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

УДК 622.619

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА РОТОРНО-ГРЕБКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

В. И. Морозов

Мощность двигателей рабочих органов погрузочных машин всех типов определяют приближенно ввиду разнообразия условий погрузки, свойств погружаемой массы, типа рабочего органа, производящего погрузку, и. т. д.

При проектировании машин с нижним захватом (ковшовых) и боковым (нагребающих парных лап) несмотря на существующие приближенные методы расчетов отправным звеном в назначении мощности двигателей служат не столько расчеты, сколько опыт использования аналогичных машин в эксплуатационных условиях. Для машин непрерывного действия верхнего захвата, которые еще не вышли из стадии опробования отдельных образцов, мощности двигателей назначаются без строго обоснованного расчета, а если учесть отсутствие данных практики, и не всегда правильно.

В процессе погрузки мощность, затрачиваемая ротором, расходуется на периодические подъемы ротора, на внедрение гребков, на перемещение захваченного гребками материала (по штабелю, почве и приемной плите погрузочной машины), на перемещение гребков в среде материала и выход их из поданного на плиту материала. Определение каждой составляющей носит приближенный характер и, следовательно, вся сумма может значительно отличаться от действительно необходимой на приводе ротора мощности.

Как показали наши опыты в лаборатории рудничного транспорта Ленинградского горного института, опорная реакция ротора (вес ротора, отнесенный к зубьям гребка) является основным определяющим фактором при выборе мощности привода ротора. Величина крутящего момента на валу ротора (рис. 1, кривые *1*) характеризует изменение крутящего момента. При двух рядах гребков (рис. 1, *а*) ротор периодически поднимается и опускается (положение оси ротора отражает кривая *2*), так как в промежутках между нагребанием одним и вторым рядами гребок не взаимодействует со штабелем. Один ряд гребков во взаимодействии со штабелем находится примерно на 130° поворота ротора от момента соприкосновения гребка со штабелем. Таким образом, для уменьшения подъема ротора, на что необходима дополнительная энергия, требуется не менее трех рядов гребков. В этом случае один ряд из трех всегда будет соприкасаться с материалом. Но более плавную и спокойную работу без существенного снижения производительности за одно нагребание дают 4 ряда гребков (рис. 1, *б*).

По данным замеров и обработки осциллограмм установлена зависимость удельной производительности от величины опорной реакции ротора (рис. 2) для модели $^1/_3$ натуральной величины (на других размерах моделей общий характер зависимости сохраняется). До определенного значения с увеличением опорной реакции ротора пропорционально увеличивается количество захваченного за одно нагребание материала. При работе на конце прямоли-

нейного участка характеристики ось ротора приподнята относительно начального положения. До соприкосновения со штабелем высота положения оси ротора (самое нижнее положение) равна радиусу ротора. Величина подъ-

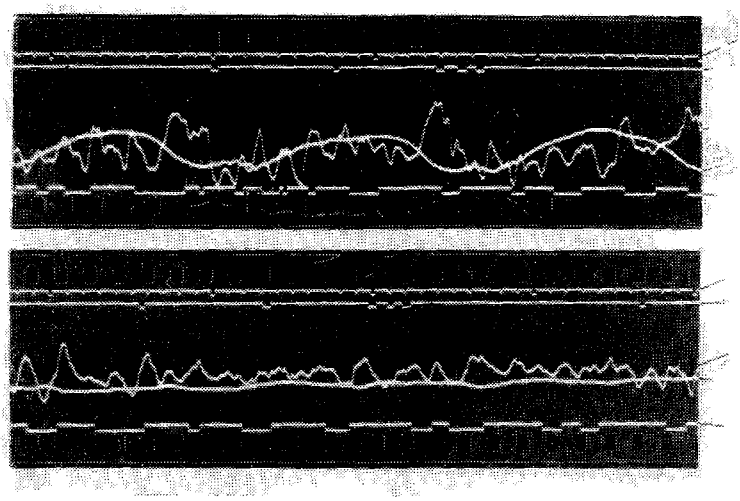


Рис. 1. Осциллограммы записи процесса погрузки с двумя *а* и четырьмя *б* рядами гребков.

1 — крутящий момент на валу ротора; *2* — величина подъема оси ротора; *3* — величина подачи; *4* —число оборотов ротора, *5* — время.

ема оси ротора в процессе погрузки равна примерно размеру среднего куска породы (высота подъема зависит также от формы гребка и угла наклона зубьев).

Чем меньше опорная реакция ротора, тем выше положение оси ротора во время работы. Это свидетельствует о меньшей степени внедрения гребков в штабель, в результате чего снижается и производительность. Производительность рабочего органа может увеличиваться до тех пор, пока высота положения оси ротора, при увеличении его веса, не будет равна радиусу ротора. В этом случае ротор почти не поднимается и производительность не повышается даже при увеличении опорной реакции ротора.

Как видно на рис. 2, линия удельной производительности при значительном увеличении опорной реакции ротора начинает выполаживаться.

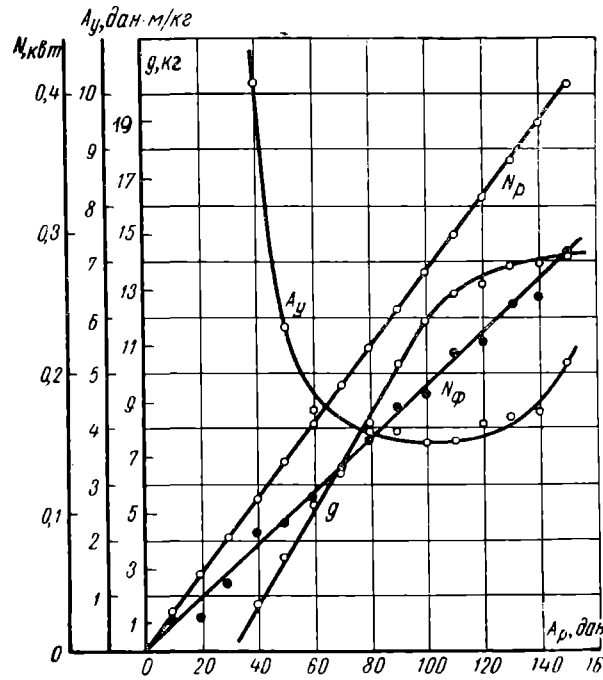


Рис. 2. Зависимость удельной производительности g, удельной работы A_y, расчетной N_p и фактической N_ϕ мощности на валу ротора от опорной реакции ротора A_p.

В пределе она должна стать параллельной оси абсцисс. Результаты обработки записей крутящего момента показали, что минимальная удельная работа $A_у$ (работа, затраченная на погрузку 1 *кг* материала) обеспечивается на конце прямолинейного участка линии, характеризующей удельную производительность (вес материала, погружаемого за одно нагребание).

Как следует из данных замера крутящего момента на роторе, усилий на гребках и определения фактической мощности на валу ротора, затраченная энергия только косвенно зависит от количества погруженного материала, а в основном определяется величиной опорной реакции ротора. При опорной реакции ротора $A_р$, равной 10, 20 и 30 *дан*, средний крутящий момент на валу ротора $M_{ср}$ составлял соответственно 1,6; 2,8 и 3,7 *дан·м* в то время как захвата материала не было и удельная производительность равнялась нулю. В то же время удельная работа снижается от максимума до минимального значения при $A_р = 100$ *дан*. Зона минимальной энергоемкости процесса погрузки находилась в пределах опорной реакции ротора от 80 до 120 *дан*. Дальнейшее увеличение опорной реакции сравнительно мало влияло на удельную производительность, но приводило к увеличению удельной работы нагребания, а следовательно, и неоправданному увеличению необходимой мощности привода ротора, определяемой, как видно из рис. 2, его опорной реакцией.

График рис. 2 составлен по результатам опытов с одним рядом гребков на роторе при числе его оборотов $n = 12{,}8$ *об/мин*, ширине фронта гребков 333 *мм* и ширине приемного лотка 400 *мм*. При $n = 19{,}3$ *об/мин* и увеличенном в 1,5 раза усилии подачи (90 *дан* против 60) при опорной реакции ротора 100 *дан* проведено сравнение удельной производительности и удельной работы при числе рядов гребков ротора m, равном 1, 2, 3 и 4:

m	g, *кг*	$M_{ср}$, *дан·м*	$A_ц$, *дан·м*	$A_у$, *дан·м/кг*	$N_ф$, *квт*	$N_р$, *квт*	$\frac{N_ф}{N_р}$, %
1	13,9	13,4	43,4	3,12	0,267	0,410	65,0
2	13,95	12,6	41,3	2,96	0,251	0,410	61,3
3	14,3	14,5	35,6	2,48	0,289	0,410	70,5
4	14,1	15,5	30,3	2,15	0,308	0,410	75,1

Как видно из сравнения, при четырех рядах гребков удельная работа нагребания примерно в 1,5 раза меньше, чем при одном ряде, так как в первом случае энергия не затрачивается на периодический подъем ротора после каждого нагребания. Средний крутящий момент на роторе при четырех рядах гребков несколько выше, чем при одном и двух рядах гребков, а работа на одно нагребание $A_к$ снижается с увеличением числа рядов.

Количество погружаемой за одно нагребание породы в значительной степени зависит (кроме величины опорной реакции) от формы гребков — угла α между тягой гребка и передней кромкой зуба. Как видно из рис. 3, при $\alpha < 100$ и $> 190°$ производительность падает по сравнению с гребками без зубьев, т. е. в этом случае зубья не улучшают, а ухудшают условия захвата материала гребками.

Максимальная производительность обеспечивается при α от 140 до 160°, что соответствует углу между радиальным направлением на носок зуба и его передней кромкой β от 17 до 0° Таким образом, передняя кромка зуба гребка должна иметь радиальное направление или небольшой наклон в сторону движения в указанных пределах. Минимум удельной работы соответствует максимуму удельной производительности. Работа, затраченная на одно нагребание $A_н$, лежит в пределах 47—55 *дан·м*, а средняя производительность при разных α колеблется от 5,2 до 14,1 *кг* за одно нагребание, т. е. изменяется почти в 3 раза.

Влияние угла наклона зубьев гребков на удельную производительность определяли при опорной реакции ротора $A_р = 100$ *дан*, диаметре ротора $D_р = 590$ *мм* и числе оборотов ротора $n = 11{,}1$ *об/мин*.

Как видно из анализа результатов опытов, мощность на валу рабочего органа роторно-гребкового типа следует определять исходя из условий величины опорной реакции ротора и линейной скорости перемещения зубьев гребков.

При попадании под гребки очень большого куска, который с первого раза не захватывается, или какого-либо другого препятствия гребку со стороны штабеля ротор начинает подниматься со скоростью, равной окружной скорости зуба гребка. В это время нагрузка двигателя и крутящий момент на валу ротора максимальны. Мощность на валу ротора в киловаттах для этого момента можно определить по формуле

$$N_{\text{р}} = \frac{A_{\text{р}} v_{\text{л}}}{100}, \qquad (1)$$

где $A_{\text{р}}$ — опорная реакция ротора на зубе гребка, *дан*; $v_{\text{л}}$ — линейная скорость зуба, *м/сек*.

Фактическая мощность на валу ротора

$$N_{\text{ф}} = \frac{M_{\text{ср}}\omega}{100}, \qquad (2)$$

где $M_{\text{ср}}$ — средний крутящий момент на валу ротора по результатам замеров и обработки осциллограмм, *дан·м*; ω — угловая скорость вращения ротора, *рад/сек*.

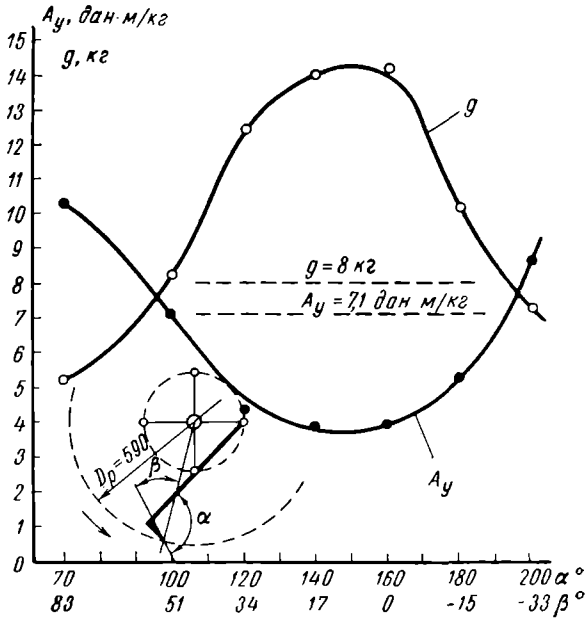


Рис. 3. Зависимость удельной производительности g и удельной работы A_y от угла наклона зубьев гребков. Штриховые прямые — гребки без зубьев.

Сравнение результатов подсчета мощностей — расчетной по формуле (1) и фактической на валу ротора по формуле (2) — во всех случаях показывает повышение первой над второй. Фактическая мощность составляла в среднем 65—70% от расчетной при одном ряде гребков и 75% — при четырех. Как видно из рис. 2, и расчетная и фактическая мощности прямо пропорциональны опорной реакции ротора. В наших опытах фактическая мощность не превосходила 80% расчетной, определенной предлагаемым методом. Такое превышение расчетной мощности над фактической обеспечивает достаточный запас мощности для нормальной работы ротора при погрузке рядового материала средней кусковатости. Мощность в этом случае можно рассчитывать по формуле (1). При погрузке горной массы большой кусковатости, когда подъемы ротора значительны, мощность следует принимать на 20—30% выше по сравнению с результатами, получаемыми по формуле (1). Тогда в окончательном виде формула для определения мощности привода будет иметь вид

$$N_{\text{дв}} = K \frac{A_{\text{р}} v_{\text{л}}}{100\eta_{\text{пр}}}, \qquad (3)$$

где $K = 1{,}2 \div 3$ — коэффициент, учитывающий динамику процесса и инерцию вращающихся масс (поворот ротора вместе с рамой вокруг шарнира, крепящего раму ротора на раме машины); $\eta_{\text{пр}}$ — общий к. п. д. привода ротора.

Указанный способ расчета мощности привода ротора достаточно точен, исключительно прост по своему выполнению и может быть использован при проектировании и создании новых погрузочных машин роторно-гребкового типа.