

ВЗАИМОСВЯЗЬ УСИЛИЯ ПОДАЧИ С ОСНОВНЫМИ
ПАРАМЕТРАМИ БУРИЛЬНОГО МОЛОТКА

О. Д. Алимов

Как установлено экспериментальными исследованиями [1—5], скорость бурения шпура пневматическим бурильным молотком зависит от ряда факторов.

Одним из таких факторов является усилие подачи, под которым понимают усилие, прикладываемое к корпусу молотка в направлении бурения шпура. Оно создается или вручную рабочим, при работе «ручными» бурильными молотками, или специальными приспособлениями — в телескопных и колонковых бурильных молотках. Насколько значительно влияние усилия подачи на скорость бурения, которую может обеспечить одна и та же пневматическая машина ударно-поворотного действия, хорошо видно из рис. 1.

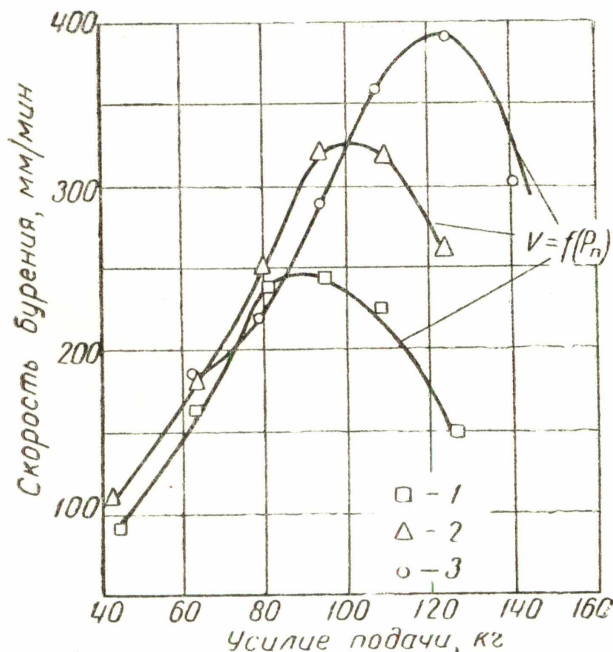


Рис. 1. Скорость бурения молотка ПР-25 в зависимости от усилия подачи и давления воздуха. Давление воздуха: 1—4 атм; 2—5 атм; 3—6 атм.

В результате исследований процесса разрушения горных пород при ударно-поворотном бурении [1] и режимов работы современных пневматических бурильных молотков [2—5] установлено, что усилие подачи не участвует непосредственно во внедрении инструмента в горную породу. Однако оно оказывает суще-

ственное влияние на величину других внешних сил, действующих на детали бурильного молотка, на протекание процессов внутри бурильного молотка и, таким образом, косвенно влияет на использование мощности машины для разрушения горной породы с той или иной интенсивностью.

В связи с этим определенный практический интерес представляет решение таких задач, как установление взаимосвязи усилия подачи с другими внешними силами и основными параметрами бурильного молотка (энергией удара, числом ударов в минуту и др.); определение величин усилий подачи, обеспечивающих наиболее производительные режимы работы машины, а также выявление возможностей повышения мощности бурильной машины без значительного увеличения усилия подачи.

Взаимосвязь усилия подачи с другими внешними силами и с основными параметрами бурильного молотка

При решении задачи о взаимосвязи усилия подачи с другими внешними силами и основными параметрами молотка аналитически, например, с помощью дифференциальных уравнений, исследователи встречаются со значительными трудностями, так как процессы, протекающие внутри бурильного молотка, находятся в сложной зависимости как от основных параметров конструкции молотка, так и от величины и характера приложения внешних сил. Большинство внешних сил, действующих на молоток, являются ударными и величина их зависит от ряда подчас совершенно случайных факторов. Поэтому в большинстве случаев выбор оптимального усилия подачи производится лишь применительно к частным случаям работы бурильного молотка. При конструировании бурильных машин для определения их основных параметров, в том числе и усилия подачи, до настоящего времени используются в основном эмпирические зависимости.

По нашему мнению, поставленную выше задачу можно решить в общем виде на основе теоремы импульсов. Рассмотрим основные предпосылки к этому.

Пневматический бурильный молоток можно рассматривать как поршневую машину со свободно движущимся поршнем. При подаче воздуха в различные полости цилиндра молотка поршень совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра. Изменение направления подачи воздуха осуществляется или самим поршнем, или специальным распределительным механизмом. Поступательное движение поршня частично преобразуется во вращательное вокруг продольной оси цилиндра при помощи геликоидальной пары, встроенной в молоток.

При ограничении возможного перемещения поршня в цилиндре молотка внешним телом (хвостовиком бура) кинетическая энергия поршня ударом передается буровому инструменту. Последний, воздействуя на горную породу, разрушает ее. Постоян-

ство соударения поршня-ударника с буром можно обеспечить только при определенной величине усилия подачи.

Для выяснения связи усилия подачи с основными параметрами машины рассмотрим бурильный молоток как систему, состоящую из двух масс — массы корпуса молотка и массы поршня-ударника. При этом условно массы всех деталей механизма воздухораспределения и поворотного устройства отнесем к массе корпуса молотка. К внешним силам, действующим на систему, отнесем следующие (рис. 2):

N — реакция опоры, действующая на корпус молотка от направляющих податчика; при бурении горизонтальных шпуров величина N равна весу молотка $G = G_{\text{п}} + G_{\text{к}}$, где G — общий вес бурильного молотка; $G_{\text{п}}$ — вес поршня ударника, $G_{\text{к}}$ — вес корпуса молотка;

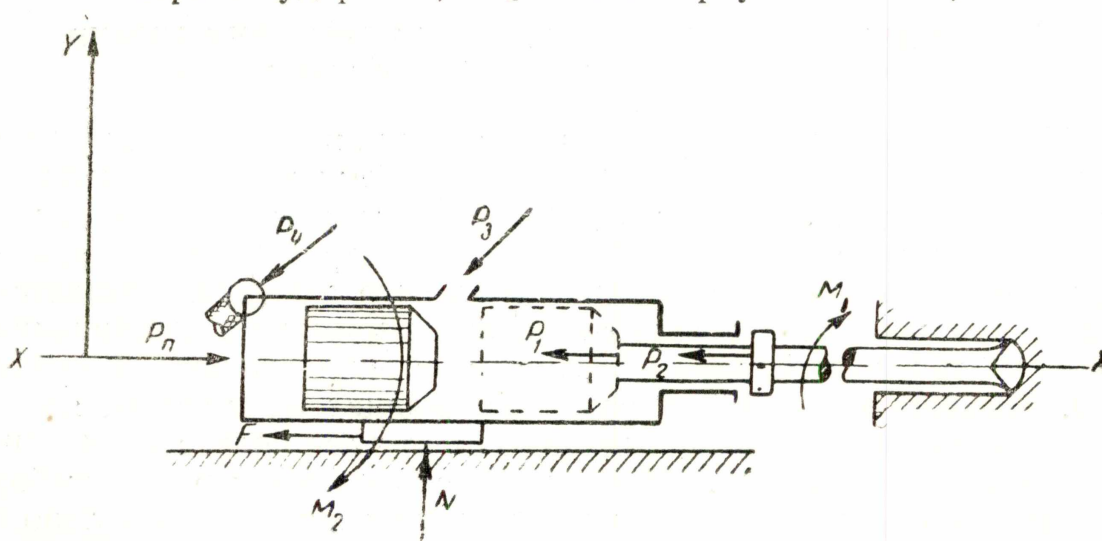


Рис. 2. Расчетная схема.

F — сумма сил трения, возникающих между корпусом молотка и направляющими податчика;

p_1 — сила, возникающая при ударе поршня ударника по хвостовику бора;

p_2 — сила контакта корпуса молотка с ограничительным буртиком бора;

p_3 — реактивная сила от истечения воздуха из выхлопного отверстия молотка;

p_4 — усилие, действующее на корпус молотка от воздухоподводящего шланга;

$p_{\text{п}}$ — усилие подачи.

Кроме указанных внешних сил, на систему действуют моменты:

M_1 — момент сопротивления вращению бора в шпуре, приложенный к поворотной втулке молотка;

M_2 — момент, действующий на корпус молотка от направляющего механизма податчика.

Величина внешних сил и моментов зависит от режима работы молотка, который при одинаковых давлениях воздуха определяется в основном усилием подачи [1—6].

Для системы тел «корпус молотка — поршень» на основании теоремы импульсов можно записать:

$$mv_{xt} - mv_{xo} = \int_0^t p_n dt - \int_0^t p_1 dt - \int_0^t p_2 dt - \int_0^t p_{3x} dt - \int_0^t p_{4x} dt - \int_0^t F dt; \quad (1)$$

$$mv_{yt} - mv_{yo} = \int_0^t N dt - \int_0^t p_{3y} dt - \int_0^t p_{4y} dt - \int_0^t G dt, \quad (2)$$

где $m = m_n + m_k$ — приведенная масса бурильного молотка;

$m_n = \frac{G_n}{g}$ — масса поршня-ударника;

$m_k = \frac{G_k}{g}$ — приведенная масса корпуса молотка;

v_x и v_y — проекция скоростей центра тяжести рассматриваемой системы на соответствующие оси.

Используя теорему о кинетическом моменте, получим

$$J(\omega_t - \omega_0) = \int_0^t M_1 dt - \int_0^t M_2 dt, \quad (3)$$

где J — момент инерции системы;

ω_0 и ω_t — угловые скорости вращения системы вокруг оси xx .

Уравнения (1), (2), (3) могут быть использованы для решения ряда конкретных задач. Так, для определения связи усилия подачи с параметрами ударного узла машины можно воспользоваться уравнением (1), а для определения взаимосвязи крутящих моментов, развиваемых молотком, — уравнениями (1) и (3).

В данной работе мы решаем в основном первую задачу, при этом уравне (1) может быть упрощено на основании следующих допущений.

При постоянной величине скорости бурения и достаточно большом промежутке времени по сравнению с длительностью одного цикла хода поршня можно принять, что вся система «корпус молотка — поршень» движется поступательно вдоль оси xx с постоянной скоростью. Тогда можно считать, что количество движения системы по оси xx будет также постоянным, т. е. $mv_{xt} - mv_{xo} = 0$. Для этих же условий можно принять, что средние величины усилий p_n , F , p_3 и p_4 являются постоянными по величине и направлению.

Тогда

$$P_{\pi}t = \int_0^t p_1 dt + \int_0^t p_2 dt + Ct, \quad (4)$$

где P_{π} — средняя величина усилия подачи;

$$C = F + p_{3x} + p_{4x}.$$

Таким образом, импульс усредненного усилия подачи можно представить как сумму трех импульсов, а среднюю величину усилия подачи как сумму трех составляющих. Для определения этих составляющих рассмотрим импульсы, входящие в правую часть уравнения (4).

Импульс от контакта поршня с буром при их соударении $\int_0^t p_1 dt$ характеризуется очень малым временем действия силы (порядка 0,001—0,002 сек.) и значительной величиной ее. Соотношение величин времени и силы зависит от масс соударяющихся деталей, их геометрических форм, скоростей перед соударением, а также от взаимодействия этих тел с другими телами (контакта бура с горной породой, от воздействия на поршень сжатого воздуха и др.). Учесть влияние всех этих факторов и определить численные значения усилия p_1 и время его действия довольно сложно. Для решения задачи, поставленной перед нами, необходимо знать лишь общую величину импульса. Ее можно определить по изменению количества движения поршня ударника при соударении его с хвостовиком бура

$$\int_0^t p_1 dt = m_{\pi} v'_{\pi} - m_{\pi} v_{\pi},$$

где v_{π} — скорость поршня до соударения с буром;
 v'_{π} — скорость поршня после соударения.

Обозначив $v'_{\pi} = k_1 v_{\pi}$, где k_1 — коэффициент отскока поршня, получим

$$\int_0^t p_1 dt = m_{\pi} v_{\pi} (k - 1).$$

Экспериментальные исследования [2, 6, 9] показывают, что при работе пневматического бурильного молотка на наиболее характерных режимах отскока поршня от хвостовика бура, как правило, не наблюдается. Для этих случаев можно принять $k = 0$

$$\int_0^t p_1 dt = -m_{\pi} v_{\pi}.$$

По теореме о среднем можно записать

$$\int_0^t p_1 dt = P'_1 t,$$

где P'_1 — некоторое среднее значение функции в промежутке от 0 до t .

Тогда

$$P'_1 t = -m_n v_n.$$

Отсюда средняя величина усилия, действующего на систему «корпус молотка — поршень», от соударения поршня с бойком

$$P'_1 = -\frac{m_n v_n}{t}.$$

Принимая время t равным времени цикла $\tau = \frac{1}{n}$, где n — число ударов в секунду, получим

$$P'_1 = -m_n v_n n.$$

Как видно, усилие P'_1 направлено против скорости, которую имеет поршень перед соударением с буром.

Исходя из принятого нами условия, что изменение количества движения системы равно нулю, сумма импульсов внешних сил, действующих на систему, также должна быть равна нулю. Поэтому для компенсации действия на систему усилия P'_1 к этой же системе должно быть приложено такое же по величине усилие, но направленное в противоположную сторону. Таким усилием P_1 является часть усилия подачи, которая прикладывается к корпусу молотка

$$P_1 = -P'_1 = m_n v_n n. \quad (5)$$

В дальнейшем величину P_1 мы будем рассматривать как среднюю величину первой составляющей усилия подачи и именовать первой составляющей. Подставив в уравнение (5)

$$v = \sqrt{\frac{2A}{m_n}},$$

где A — энергия поршня перед соударением с буром, получим

$$P_1 = m_n n \sqrt{\frac{2A}{m_n}} = n \sqrt{2Am_n}. \quad (6)$$

Если энергию поршня перед соударением выразить через основные параметры молотка

$$A = shp_{cp} \eta,$$

где s — площадь поршня;

h — ход поршня;

$p_{\text{ср}}$ — средняя величина давления воздуха при прямом ходе;

η — механический к. п. д. ударного узла,

$$P_1 = n \sqrt{2sh m_{\text{п}} p_{\text{ср}} \eta}. \quad (7)$$

Из приведенных выше формул видно, что для нормальной работы машины ударного действия должно иметься определенное равновесие между количеством движения поршня-ударника перед соударением его с внешним телом и импульсом одной из составляющих усилия подачи. С изменением одной из указанных величин неизбежно должна изменяться и вторая.

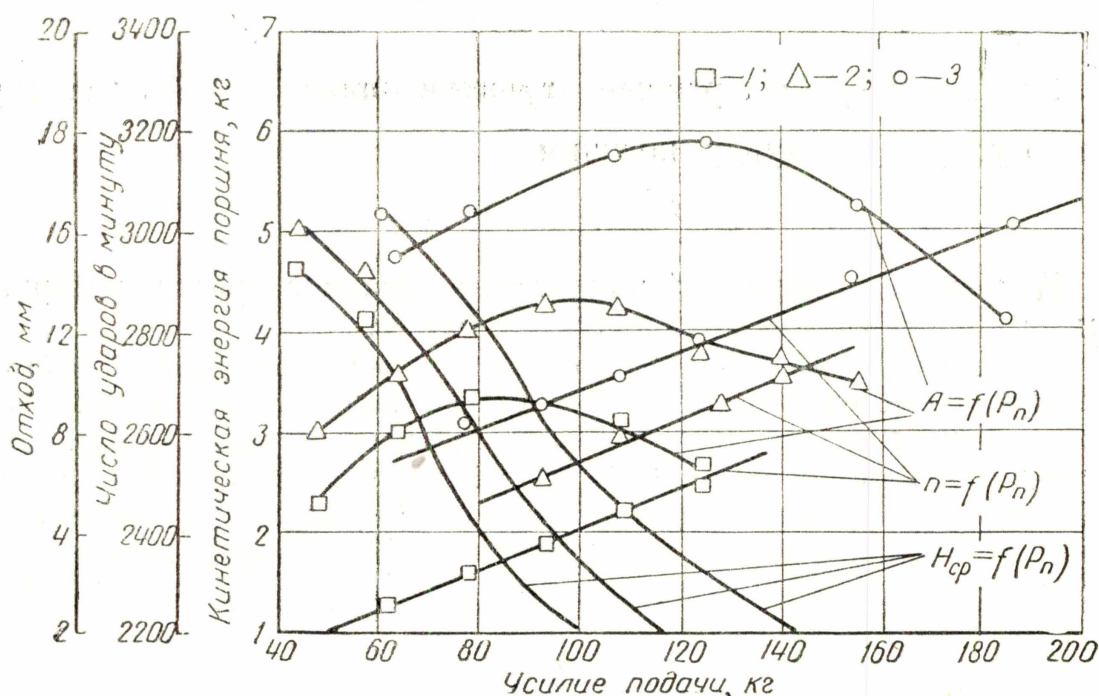


Рис. 3. Кинетическая энергия поршня, частота ударов и отход в зависимости от усилия подачи. Молоток ПР-25. Давление воздуха:

1 — 4 атм; 2 — 5 атм; 3 — 6 атм.

Этот вывод хорошо подтверждается результатами исследования рабочего процесса бурильных молотков [6—9].

На рис. 3 приведены экспериментальные данные о изменении энергии удара, частоты ударов и так называемого «отхода» — отхода корпуса бурильного молотка от ограничительного буртика бура в зависимости от усилия подачи. Характер приведенных на рис. 3 зависимостей присущ всем современным пневматическим бурильным молоткам. На основании этих зависимостей влияние усилия подачи на рабочий процесс молотка можно представить следующим образом.

При отсутствии усилия подачи после первых же ударов по хвостовику бура бурильный молоток за счет полученного им им-

пульса внешних сил отходит от ограничительного буртика бура назад на такую величину, что при последующих циклах поршня соударения поршня-ударника с хвостовиком бура не происходит и молоток работает вхолостую. При таком режиме работы молотка остановка поршня-ударника в крайних переднем и заднем положениях происходит в результате действия внутренних сил в системе «корпус молотка — поршень» за счет сжатия переднего и заднего воздушных буферов.

По мере приложения и дальнейшего увеличения усилия подачи корпус молотка перемещается в направлении шпура, хвостовик бура входит в полость молотка и ограничивает крайнее переднее положение поршня-ударника. Расстояние между ограничительным буртиком бура и корпусом молотка — «отход» уменьшается по мере увеличения усилия подачи. Величины «отходов», изображенные на рис. 3, определены по методике ТПИ [10].

При сравнительно малом усилии подачи и большом «отходе» часть кинетической энергии, приобретенной поршнем в первой половине рабочего хода, затрачивается на сжатие переднего воздушного буфера, а часть ударом передается буру. По мере уменьшения «отхода» все большая часть кинетической энергии поршня передается буру, и тем меньше ее затрачивается на сжатие переднего буфера. Длина хвостовика бура в большинстве бурильных молотков рассчитывается из условия, чтобы при уменьшении «отхода» до нуля соударение поршня с хвостовиком бура обеспечивалось при максимально возможной скорости поршня.

При введении хвостовика бура в корпус молотка сокращается длина хода поршня и уменьшается продолжительность рабочего и холостого хода поршня, а следовательно, увеличивается частота ударов молотка. Таким образом, повышение усилия подачи до определенной величины (рис. 3) приводит к увеличению кинетической энергии, передаваемой буру, и частоты ударов. При этом изменяется также и количество движения поршня-ударника, передаваемое буру.

Отмеченное выше равновесие между количеством движения, передаваемым поршнем буру, и первой составляющей усилия подачи существует при различных «отходах» корпуса молотка от ограничительного буртика бура.

С величиной «отхода», в свою очередь, связана вторая составляющая усилия подачи P_2 , которая должна компенсировать действие на систему импульсов от контакта корпуса молотка с ограничительным буртиком бура. При малых величинах усилия подачи и больших «отходах» контакта корпуса молотка с ограничительным буртиком бура может не происходить $P_2 = 0$. При работе на таких режимах общая величина усилия подачи может быть вычислена по формуле (5) или (6) с добавлением постоянной величины сил C . При уменьшении «отхода» начинаются соударения корпуса молотка с ограничительным буртиком бура, которые происходят, как правило, в момент обратного хода пор-

шня. Причем при малых усилиях подачи такие соударения повторяются через несколько циклов хода поршня, с увеличением усилия подачи частота соударений увеличивается, приближаясь к частоте ударов поршня по хвостовику бура. При дальнейшем повышении усилия подачи наравне с ударными наблюдаются более продолжительные контакты буртика бура с корпусом молотка.

Для случаев, когда контакт корпуса молотка с ограничительным буртиком бура носит характер взаимных соударений, вторую составляющую усилия подачи P_2 можно определить исходя из тех же предпосылок, которые выдвигались при определении и первой составляющей. А именно: величину импульса $\int_0^t p_2 dt$ можно приравнять к изменению количества движения корпуса молотка при ударе об ограничительный буртик бура.

$$\int_0^t p_2 dt = (m_k v'_k - m_k v_k) = m_k v_k (K_2 - 1),$$

где v_k — скорость корпуса до соударения с буром;
 v'_k — скорость корпуса после соударения с буром;

K_2 — коэффициент восстановления при ударе корпуса молотка об ограничительный буртик бура.

Приняв $K_2 = 0$ и заменив

$$\int_0^t p_2 dt = P'_2 t,$$

где P'_2 — некоторое среднее значение функции в промежутке от 0 до t , имеем:

$$P'_2 t = -m_k v_k;$$

$$P'_2 = -\frac{m_k v_k}{t}.$$

При $t = \tau = \frac{1}{n}$ вторая составляющая усилия подачи

$$P_2 = -P'_2 = m_k v_k n. \quad (8)$$

Для указанного частного случая скорость корпуса молотка перед соударением с буртиком бура может быть определена по формуле

$$v_k = v_n \frac{m_n s' P'_{cp}}{m_k s p_{cp}},$$

где s' и s — соответственно сечения передней и задней полостей цилиндра молотка;

p'_{cp} и p_{cp} — соответственно среднее давление воздуха в передней и задней полостях цилиндра.

Подставляя эти значения в формулу (8), получим

$$P_2 = m_n v_n n \left(\frac{s' p'_{cp}}{sp_{cp}} \right) \quad (9)$$

Третья составляющая усилия подачи C должна компенсировать действие на систему суммы сил $F_1 p_{3x}$ и p_{4x} . Сила трения зависит от конструкции подающего механизма и условий эксплуатации. C допустимой точностью она может быть определена как $F = fN$, где f — коэффициент трения при движении корпуса машины по направляющим податчика.

Реакция от истечения воздуха из выхлопных отверстий молотка может быть определена по формуле

$$p_3 = \frac{\gamma_v Q_v^2}{g \delta}, \quad (10)$$

где γ_v — удельный вес воздуха ($\gamma_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$);

Q_v — секундный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{сек}$;

g — ускорение силы тяжести;

δ — сечение выхлопных отверстий, м^2 .

Расчеты показывают, что для всех современных молотков величина C составляет 5—10 кг. Действительно, при весе молотка 30—40 кг и коэффициенте трения корпуса молотка о направляющие $f = 0,1 \div 0,2$ силы трения составляют 3—8 кг. Реакция от выхлопа имеет еще меньшие значения. Так, при секундном расходе $Q_v = 0,0666 \text{ м}^3/\text{сек}$ (4 $\text{м}^3/\text{мин}$), который имеют наиболее мощные молотки, и сечении выхлопных окон $\delta = 4 \text{ см}^2$ величина реакции p_3 , подсчитанная по формуле (10), составляет 1,4 кг.

Усилие от воздухопроводного шланга p_4 зависит от веса, жесткости шланга и способа его закрепления. Практически при бурении горизонтальных шпуров величина этого усилия не превышает реакции выхлопа.

На рис. 4 приведены значения отдельных составляющих усилия подачи при различной фактической величине последнего. Расчеты проведены для условия работы молотка ПР-25 при давлении воздуха 4 *ати*. Значения P_1 определялись по формуле (6) на основании энергии, частоты ударов молотка ПР-25, определенных экспериментально (рис. 3) [9]. Вторая составляющая определялась по формуле $P_2 = P_n - (P_1 + C)$. Третья составляющая для молотка ПР-25 принята равной $C = 6 \text{ кг}$. На рис. 4 нанесены также зависимости изменения относительной скорости бурения от усилия подачи.

Как видно из рис. 4, в зависимости от величины отдельных составляющих усилия подачи, величины и характера изменения скорости бурения весь диапазон возможных усилий подачи бурильного молотка можно разбить на ряд характерных зон.

При сравнительно малых усилиях подачи — зона А — величина усилия подачи, определенная экспериментально, равна сумме $P_1 + C$. В этой зоне как правило, не происходит соударений корпуса молотка с ограничительным буртиком бура. Вследствие значительного отхода корпуса молотка от ограничительного буртика

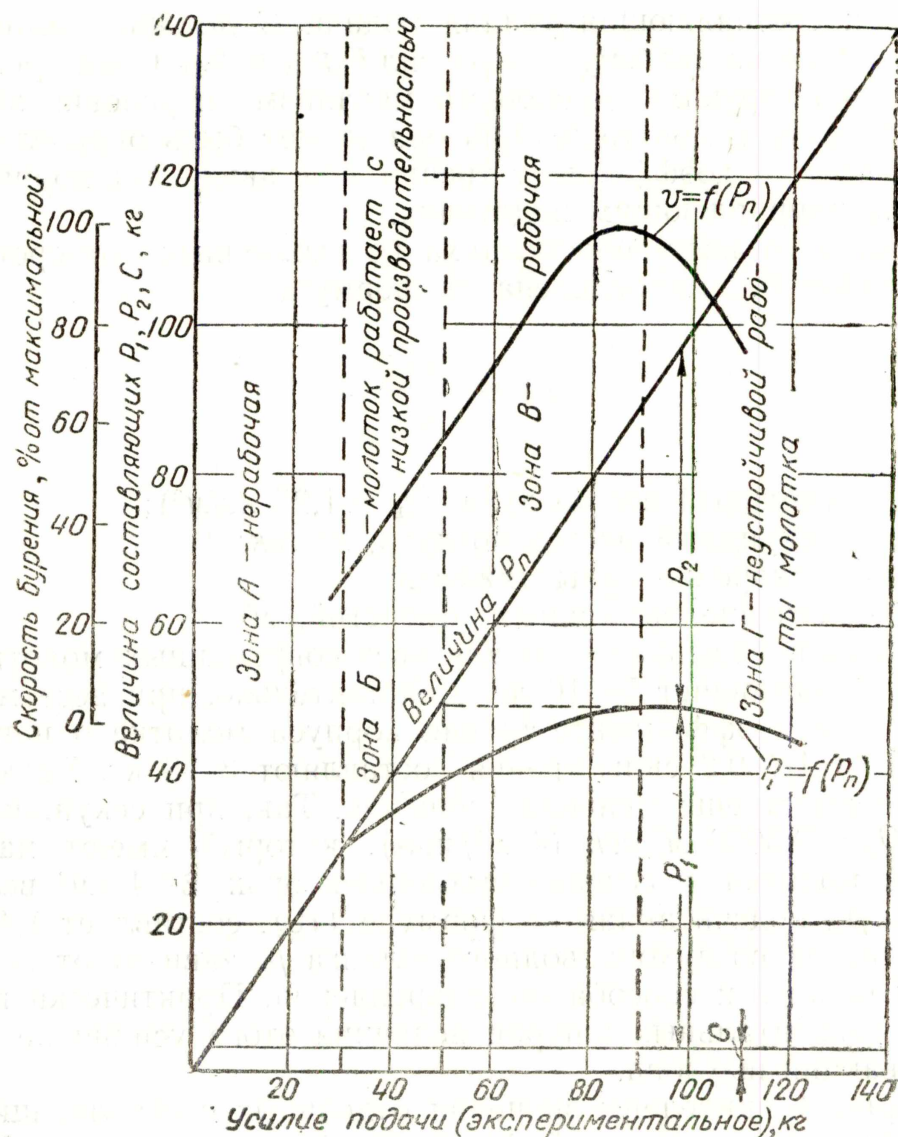


Рис. 4. Величины составляющих P_1 , P_2 и C и относительные скорости бурения для молотка ПР-25, при давлении воздуха 4 атм.

бура мощность, передаваемая буру, мала. В результате этого скорость бурения незначительна. Зону А можно характеризовать как нерабочую.

При повышении усилия подачи молотка ПР-25 с 30 до 90 кг (зоны В и В) увеличивается количество движений и мощность, передаваемая буру. Повышается величина первой составляющей усилия подачи и скорость бурения. В зоне В и В наблюдаются соударения корпуса молотка с ограничительным буртиком бура,

которые в начале зоны происходят через несколько циклов хода поршня и затем учащаются по мере увеличения усилия подачи. В результате появляется и возрастает величина P_2 . При этом следует отметить, что интенсивность роста P_2 по мере увеличения усилия подачи в зонах B и B больше интенсивности увеличения P_1 .

Повышение усилия подачи свыше 80—100 кг (зона Γ) приводит к уменьшению составляющей P_1 и к значительному увеличению P_2 . Последнее происходит уже не за счет повышения частоты соударения корпуса молотка с ограничительным буртиком бура, а вследствие увеличения продолжительности контакта при соударении.

В зоне Γ полностью выбираются зазоры как между корпусом молотка и ограничительным буртиком бура, так и между лезвием коронки и забоем шпура. Контакт лезвия бура с горной породой при этом имеется не только в момент удара, но и в промежутках между ударами. Это приводит к значительному увеличению момента, необходимого для вращения бура. Так как ударный и поворотный узлы в современных пневматических молотках кинематически связаны, то на преодоление сопротивления вращению бура на этих режимах затрачивается значительная часть усилий, движущих поршень в цилиндре молотка. Скорость движения поршня-ударника в цилиндре молотка уменьшается. Молоток уменьшает энергию и частоту ударов, а при дальнейшем увеличении усилия подачи совсем перестает работать — глохнет. Зону Γ можно характеризовать, как зону неустойчивой работы молотка.

Для обеспечения максимальной скорости бурения молоток должен работать при усилиях подачи, находящихся в пределах зоны B . При этом отклонение скорости бурения от максимальной величины не превышает 40%. При усилиях подачи, обеспечивающих максимальную скорость бурения, величина P_1 является максимальной, а величина $P_2 = (0,45—0,68) P_1$.

Необходимо отметить, что определенное соотношение величин P_1 и P_2 в зоне оптимальных усилий подачи сохраняется только при устойчивой работе молотка. При нарушении устойчивости работы это соотношение нарушается. Так, например, если молоток, работая на оптимальных усилиях подачи, вследствие случайно возникших значительных сопротивлений вращению бура не может повернуть бур или даже только уменьшит энергию и частоту ударов, то сразу же уменьшится составляющая P_1 . При постоянной величине усилия подачи P создаваемой тем или иным податчиком, это приведет к увеличению P_2 , что, в свою очередь, еще больше увеличит сопротивление вращению бура и вызовет остановку бурильного молотка — «молоток заглохнет».

Для возобновления работы молотка бурильщик вынужден уменьшить усилие подачи до такой величины, при которой сопротивление вращению бура будет равно или меньше крутящего мо-

мента, который может развить молоток. Только тогда молоток начнет вновь работать и вновь возникнет составляющая P_1 . После этого можно увеличить усилие подачи до оптимального и восстановить соответствующее данному режиму соотношение величин P_1 и P_2 . Составляющая B с достаточной для расчетов точностью может быть принята постоянной, вне зависимости от усилия подачи.

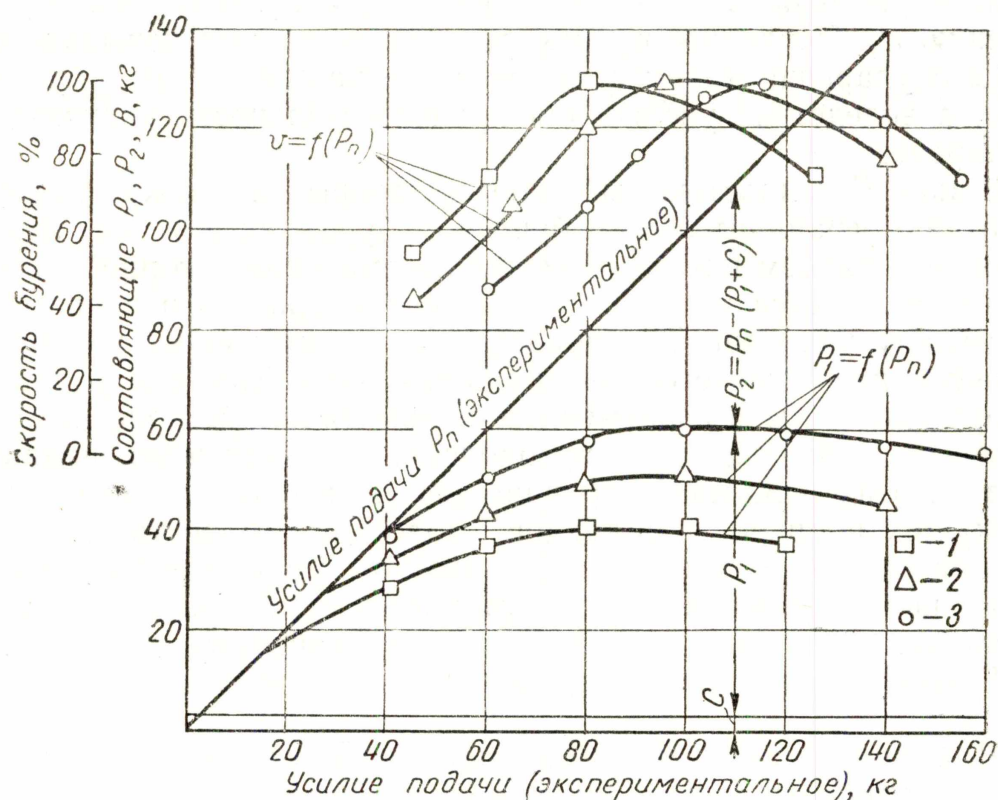


Рис. 5. Величины составляющих P_1 , P_2 и C и относительные скорости бурения для молотка RH-754 в зависимости от усилия подачи P_n . Давление воздуха: 1—4 атм; 2—5 атм; 3—6 атм.

Указанные выше зависимости характерны для работы любого бурильного молотка при различных давлениях воздуха (рис. 5).

Определение усилий подачи, обеспечивающих работу бурильного молотка на наиболее рациональных режимах

В связи с отмеченными выше особенностями работы пневматических бурильных молотков усилие подачи, на которое должен быть настроен подающий механизм, должно быть равно или несколько меньше усилия, обеспечивающего максимальную скорость бурения.

Для определения усилия подачи, ограничивающего рабочую зону B , можно рекомендовать следующие зависимости.

Минимальное усилие подачи должно обеспечивать устойчивую работу молотка и постоянное соударение поршня с хвостови-

ком бура. Это усилие может быть определено по формуле (6) с добавлением постоянных сил C и усилия для преодоления веса молотка при установке бурильной машины под углом к горизонту.

$$P_{\text{п min}} = n \sqrt{2Am_{\text{п}}} + C + G \sin \alpha, \quad (11)$$

где A и n — расчетные величины энергии и частоты ударов молотка при работе его на оптимальных режимах;

α — угол наклона шпуров к горизонту, град.

Максимальное усилие подачи должно обеспечить наибольшую скорость бурения и устойчивый режим работы бурильного молотка. Определить его можно по формуле

$$P_{\text{п max}} = n \sqrt{2Am_{\text{п}}} \left(1 + \frac{s' p'_{\text{ср}}}{sp_{\text{ср}}} \right) + C + G \sin \alpha \quad (12)$$

или

$$P_{\text{п max}} = \xi n \sqrt{2Am_{\text{п}}} + C + G \sin \alpha, \quad (13)$$

где $\xi = \left(1 + \frac{s' p'_{\text{ср}}}{sp_{\text{ср}}} \right)$.

Учитывая, что величина коэффициента ξ для современных бурильных молотков изменяется в довольно узких пределах $\xi = (1,45—1,68)$, для расчетов подающих устройств можно рекомендовать упрощенную формулу

$$P_{\text{п max}} = 1,55n \sqrt{2Am_{\text{п}}} + C + G \sin \alpha. \quad (14)$$

Как видно по данным приведенной таблицы, усилия подачи, вычисленные по формулам (11) и (14), определяют режимы работы бурильных молотков, при которых скорости бурения составляют 50—100% от максимальных. Величина усилия подачи, вычисленная по формуле (14), достаточно близка к оптимальным усилиям подачи, определенным экспериментально [5].

Указанные зависимости выведены из условия, что постоянный контакт корпуса молотка с ограничительным буртиком бура не является обязательным и необходимым ни с точки зрения эффективного разрушения горных пород ударно-поворотным способом, ни с точки зрения обеспечения устойчивой работы бурильной машины.

Некоторые исследователи полагают, что создание подающих механизмов, обеспечивающих постоянный контакт молотка с ограничительным буртиком бура, позволит увеличить к. п. д. передачи энергии удара и тем самым повысит эффективность работы пневматических бурильных молотков. Для обеспечения постоянного контакта между корпусом молотка и ограничительным буртиком бура величина усилия подачи должна быть больше

усилия, движущего поршень при рабочем ходе. Это усилие можно определить по формуле

$$P' = sp_{\text{сет}}, \quad (15)$$

где $p_{\text{сет}}$ — максимальное давление воздуха в цилиндре молотка, равное максимальному давлению в воздухоподводящей сети;

s — площадь поршня, равная площади задней полости цилиндра.

По данным, приведенным в таблице, видно, что вычисленные по этой формуле усилия в 2—3 раза превышают как оптималь-

Тип молотка	Давление воздуха, $p_{\text{сет}}$, атм	Оптимальное усилие подачи (экспериментальное) $P_{\text{п опт}}, \text{кг}$	Составляющие усилия подачи $P_{\text{п}} = P_{\text{опт}}, \text{кг}$				Площадь задней полости цилиндра $s, \text{см}^2$	$P' = sp_{\text{сет}}, \text{кг}$	Усилия подачи, ограничивающие область рациональных режимов работы молотков, кг		Предел изменения скоростей бурения в зонах рациональных усилий годич
			P_1	P_2	C	$\frac{P_2}{P_1}$			$P_{\text{п мин}}$, определено по формуле (11)	$P_{\text{п макс}}$, определено по формуле (14)	
ПМ-508	4	46	23,8	16,2		0,68		117	29,0	41,6	54—96
	5	56	29,7	20,3	6,0	0,685	21,15	146	35,7	52	56—90
	6	68	37,0	25,0		0,675		175	43	63	50—95
ПР-20	4	65	38	21		0,55		169	44	64,8	78—100
	5	80	48	26	6,0	0,545	42,3	211	54	80,3	67—100
	6	95	59	30		0,51		254	65	97,3	47—100
ПР-25	4	85	48,5	25,5		0,53		221	54	80,0	60—100
	5	102	59,5	30,5	6,0	0,52	55,2	276	65	98,0	60—100
	6	122	74,0	45,0		0,6		321	80	121,0	70—100
РН-754	4	78	39,2	25,8		0,66		173	45,2	66,4	55—92
	5	88	48,5	30,5	6,0	0,63	43,2	216	54	80,5	55—93
	6	110	59,4	35,6		0,6		259	65	97,5	52—97
Т-10	4	102	58	26		0,44		264	64	96	60—96
	5	123	75	34	6,0	0,455	66	320	81	122	52—100
	6	140	85	44		0,52		396	91	137	60—100

ные, так и максимальные усилия подачи, при которых молоток может работать, вращая бур. Но если бы работа на таких режимах и была обеспечена соответствующими конструкциями бурильных молотков, то это, по нашему мнению, привело бы к по-

тере основного преимущества ударноповоротного бурения, вызвав большой износ бурового инструмента.

Установленная выше взаимосвязь усилия подачи с основными параметрами бурильного молотка, как машины ударного действия, позволяет использовать эти зависимости для расчета необходимых усилий подачи и других машин ударного действия — отбойных, клепальных, рубильных молотков вне зависимости от типа их привода.

О путях снижения усилий подачи бурильных машин ударного действия

Вскрытые выше закономерности позволяют наметить пути для снижения необходимых усилий подачи бурильных машин ударного действия. Необходимость в этом определяется следующими обстоятельствами.

Во-первых, большинство существующих в настоящее время бурильных молотков является ручными машинами. При управлении такой машиной рабочий вынужден поддерживать ее в нужном положении и подавать на забой вручную. Усилие подачи и вес таких машин должны выбираться как можно меньшими, так как чем меньше будет необходимое усилие подачи и вес машины, тем легче будет труд рабочего. Необходимость снижения усилия подачи бурильных машин не отпадает и в том случае, если эти машины предназначены для установки на специальных поддерживающе-подающих приспособлениях. Так как чем меньше будет необходимое усилие подачи, тем компактнее, легче и удобнее в работе будет вся буровая установка.

Во-вторых, одной из основных характеристик бурильной машины является скорость бурения, которая при данном способе бурения, геометрии инструмента и крепости породы зависит от мощности машины. Чем больше мощность машины, тем большая скорость бурения может быть достигнута. Стремясь увеличить скорость бурения, конструкторы создают все более мощные бурильные машины.

С повышением мощности машины, как правило, увеличивается ее вес и необходимое усилие подачи. В последние годы конструкторы создали несколько очень мощных бурильных машин и при этом пренебрегли решением вопросов о необходимых усилиях подачи. Поэтому потенциальные возможности таких машин не используются и при эксплуатации вручную они дают скорость бурения такую же, как и менее мощные бурильные молотки [4].

Чтобы наметить решение этих противоречивых вопросов — создания мощных машин с малыми усилиями подачи, сопоставим полученные нами выше зависимости для определения необходимых усилий подачи с зависимостями, определяющими мощность машины.

Мощность машины ударного действия прямо пропорциональна энергии и частоте ударов и может быть определена по формуле

$$N = \frac{An}{75} \text{ л. с.} \quad (16)$$

Рассмотрим, какое влияние энергия и частота ударов оказывают на отдельные составляющие усилия подачи.

Как мы уже отмечали выше, без наличия первой составляющей усилия подачи P_1 невозможно в течение определенного про-

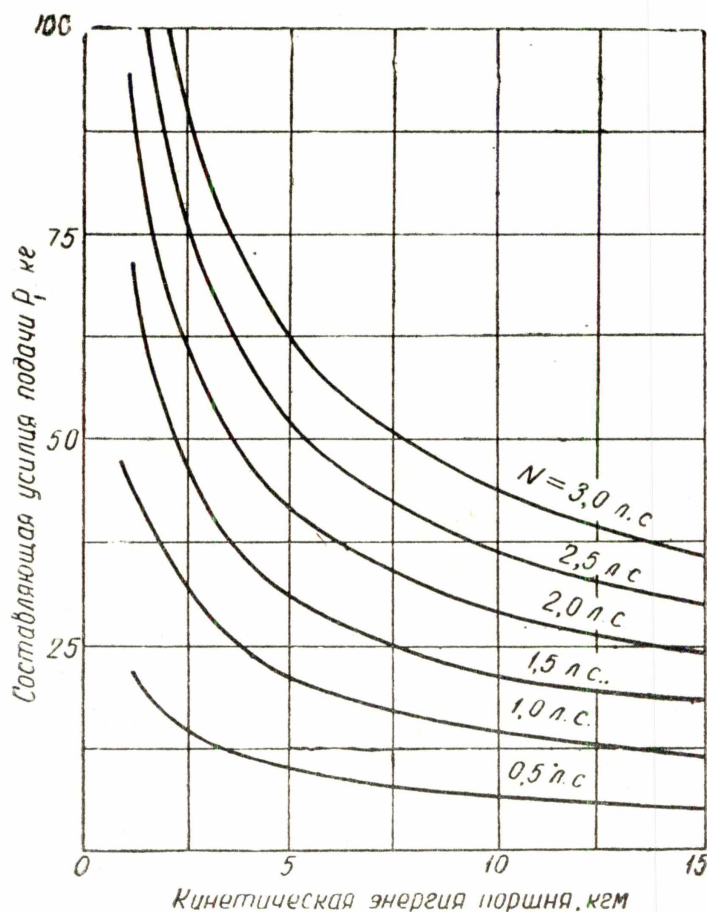


Рис. 6. Составляющая P_1 в зависимости от кинетической энергии поршня и мощности машины при массе поршня $m_{\text{п}} = 0,2 \text{ кг сек}^2/\text{м}$.

межутка времени передавать количество движения, а следовательно, и мощность от машины ударного действия буровому инструменту. Из сопоставления формул (6) и (16) видно, что как мощность, так и величина первой составляющей усилия подачи P_1 изменяются пропорционально частоте ударов. Что же касается энергии удара, то мощность изменяется пропорционально энергии удара в первой степени, а P_1 — пропорционально энергии в минус второй степени. На основании этого можно сделать вывод, что для снижения P_1 при данной мощности машины следует

стремиться к созданию ударных узлов с максимально большой энергией каждого удара. Этого же следует придерживаться и при увеличении мощности машины. Согласно рис. 6, при одной и той же мощности машины увеличение энергии удара с 2 до 15 кгм позволяет уменьшить P_1 более чем в два раза.

Предельно допустимая энергия удара бурильных молотков ограничивается прочностью бурового инструмента и для бурения шпуров диаметром 40—45 мм при современной конструкции и материалах бурового инструмента составляет 7—8 кгм. Не имея возможности принимать большую энергию удара, конструкторы при создании новых машин повышают их мощность путем увеличения частоты ударов. Согласно формуле (6), это приводит к увеличению первой составляющей P_1 и общего усилия подачи машины. Следовательно, решение задачи снижения усилия подачи бурильных молотков связано с задачами по изысканию более прочных материалов для изготовления бурового инструмента.

Одна и та же кинетическая энергия поршня может быть достигнута при различных величинах его массы за счет соответствующего изменения скорости поршня перед соударением, при этом будет изменяться и количество движения (рис. 7). Чтобы выяснить, какое влияние оказывает различное соотношение массы и скорости поршня при данной мощности машины на величину P_1 , достаточно сопоставить выражение для определения кинетической энергии поршня $A = \frac{mv_p^2}{2}$ с формулой (5), где величина P_1 выражена через количество движения.

Из этого сопоставления можно сделать вывод, что при одной и той же частоте и энергии ударов для уменьшения величины P_1 следует стремиться к уменьшению массы поршня. Для получения определенных значений энергии каждого удара следует увеличивать скорость поршня перед соударением.

Согласно рис. 8, изменение веса поршня в пределах 1÷5 кг позволяет изменить P_1 в 2—3 раза.

Таким образом, при одной и той же мощности машины первая и основная составляющая усилия подачи P_1 может существенно изменяться в зависимости как от величины энергии удара, так и от соотношения скорости и массы поршня. При заданной мощности машины для уменьшения величины P_1 следует повышать энергию каждого удара путем увеличения скорости поршня перед соударением с буровым инструментом и уменьшения массы поршня. Следует отметить, что этот путь частично использован уже в практике бурения путем отказа от применения в качестве ручных бурильных машин так называемых «поршневых» бурильных молотков [11], в которых буровой инструмент (бур) был связан с поршнем машины и совершал с ним все движения. Необходимые усилия подачи таких машин были значительно большими, чем для машин с такой же мощностью, но созданных

по принципу «молотковых», где поршень передает энергию буру в результате соударения с ним.

Безгранично уменьшать вес поршня и увеличивать скорость его перед соударением с буром нельзя. Следует иметь в виду, что при постоянной массе бура к. п. д. передачи энергии удара существенно понижается с уменьшением массы поршня [12]. По-

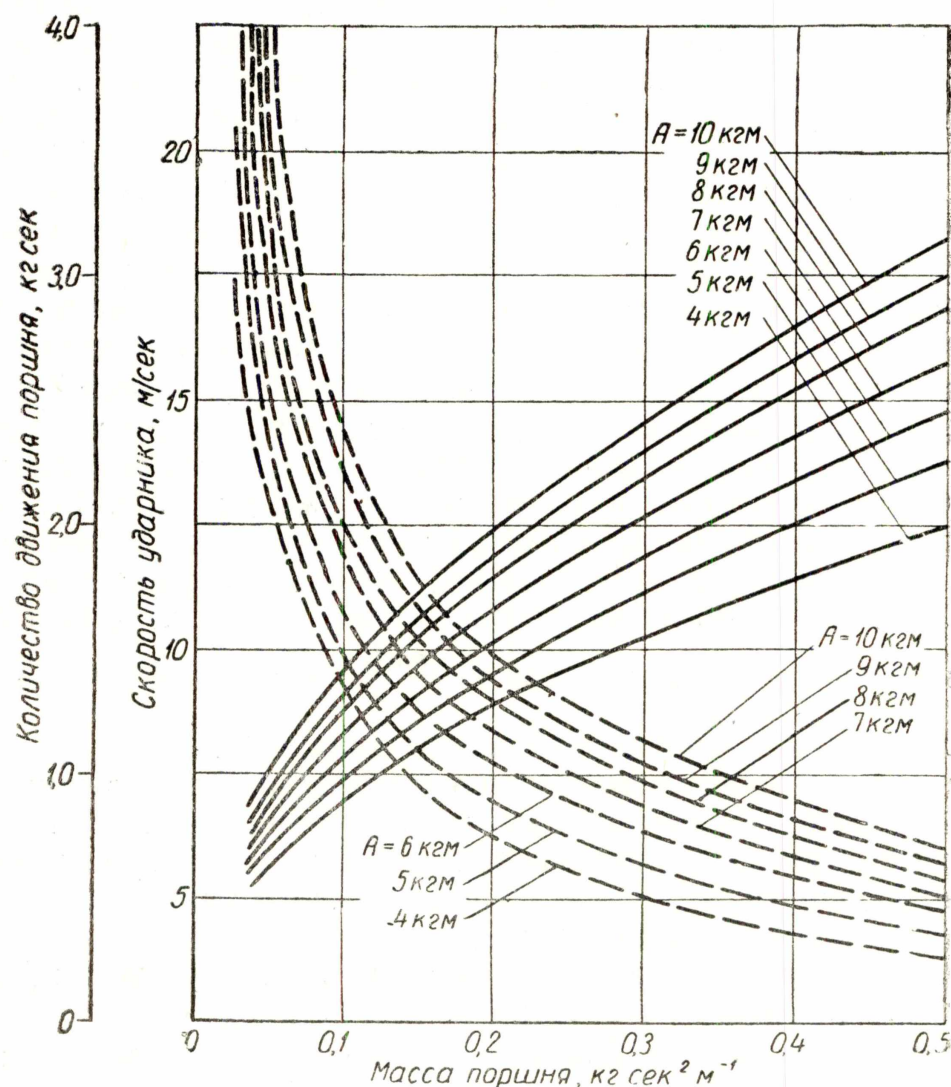


Рис. 7. Зависимость скорости и количества движения поршня перед соударением с буром от массы, при определенных кинетических энергиях поршня:

— — — — — скорость поршня; — — — — — количество движения.

этому окончательный выбор массы и скорости поршня для конкретной машины должен производиться из условия обеспечения максимальной мощности, передаваемой машиной на разрушение горной породы, с учетом к. п. д. передачи энергии удара.

Величина массы поршня ограничивается в ряде случаев и конструктивными факторами. При малой массе поршня и значительном диаметре цилиндра машины в настоящее время трудно создать из существующих марок стали поршень, который был бы

достаточно прочным и имел необходимые направляющие для устойчивого положения в цилиндре машины. В связи с этим актуальным является изыскание новых материалов для изготовления поршней-ударников, которые бы имели удельный вес меньший, чем сталь, а по прочности не уступали бы ей.

Предельно возможная скорость поршня перед его соударением с буром ограничивается прочностью соударяемых деталей.

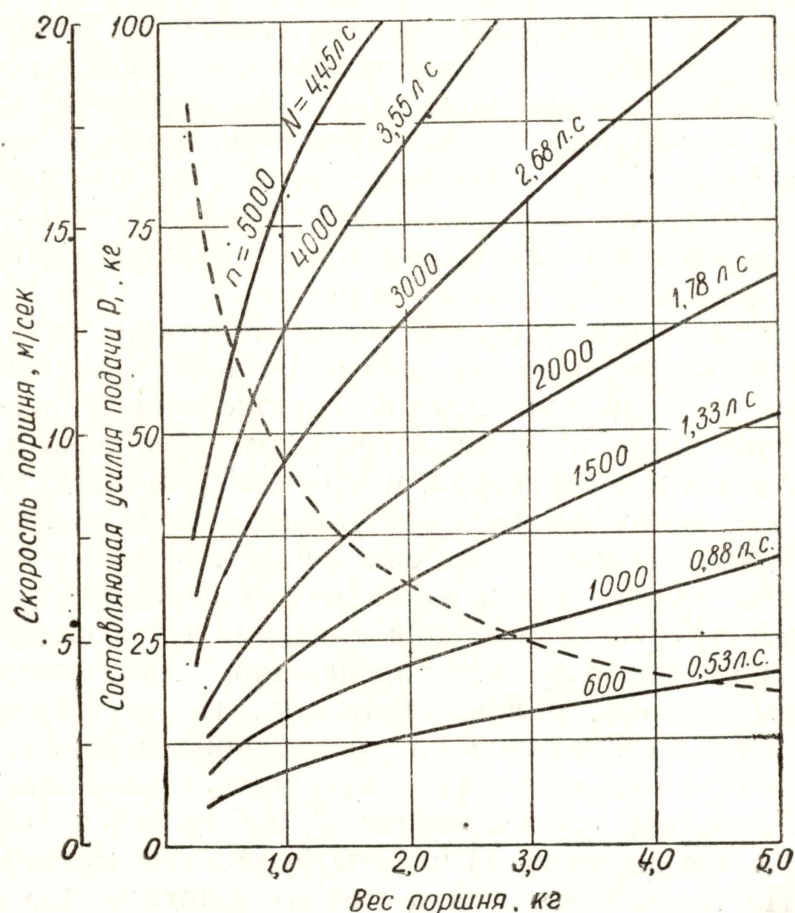


Рис. 8. Зависимость составляющей усилия подачи P_1 от веса поршня, при кинетической энергии поршня 4 кгм:

— — — — — усилие подачи P_1 ; — — — — — скорость поршня.

Некоторые исследователи [13] рекомендуют для определения предельно возможной скорости соударения пользоваться формулой, выведенной из условия передачи энергии удара без остаточной деформации соударяемых поверхностей [14].

$$v \leq \sigma_y \sqrt{\frac{g}{E \gamma}}, \quad (17)$$

где σ_y — предел упругости материала;
 E — модуль упругости материала соударяемых деталей;
 γ — удельный вес материала.

Если воспользоваться этой формулой, то для стали У7; У8; 45; 45ХН; 12ХНЗА и других, из которых изготавливают в настоящее время поршни и буровой инструмент бурильных молотков, предельно возможные скорости поршней могут достигать 20 м/сек. Практически же скорость движения поршня в современных бурильных молотках не превышает 7,0—8,0 м/сек.

Большой разрыв между величинами скорости, определенными по формуле (17), и существующими в бурильных молотках, можно объяснить следующими обстоятельствами. Формула (17) выведена из условия отсутствия остаточной деформации соударяемых деталей при одиночном ударе. Соударяющиеся же детали в бурильных молотках подвергнуты многократно повторяемой ударной нагрузке и, как показывает практика, эти детали выходят из строя чаще всего в результате ударной усталости. Вследствие этого определение предельно допустимых скоростей по формуле (17) следовало бы вести, подставляя в нее вместо предела упругости предел ударной усталости стали. Этой характеристикой должны учитываться многие факторы, влияющие на сопротивление деталей циклической ударной нагрузке, — состав стали, наличие внутренних дефектов, термообработка и полученная в результате нее структура, чистота обработки деталей и др. К сожалению, таких данных для указанных выше марок стали в известной нам литературе до сих пор нет. Поэтому разрешение этих вопросов, так же как и изыскание более легких материалов для поршней, требует проведения специальных исследований.

Сопоставляя формулу для определения мощности машины (16) с формулой (9), можно заключить, что осуществление намеченных выше мероприятий по уменьшению первой составляющей P_1 позволит одновременно уменьшить и величину P_2 . В отличие от P_1 , вторая составляющая P_2 не является совершенно необходимой для нормальной работы бурильных машин ударного действия. На первый же взгляд можно полагать, что при наличии P_2 в результате систематических соударений корпуса молотка с ограничительным буртиком буры сообщается дополнительная энергия, что позволяет использовать наличие P_2 для повышения скорости бурения.

Однако проведенные нами расчеты показали, что величины энергии и мощности, передаваемые буру в этих случаях, незначительны. Поэтому при создании новых бурильных молотков целесообразно стремиться уменьшать до минимума составляющую P_2 путем уменьшения частоты и скорости соударения корпуса молотка с ограничительным буртиком буры. Это можно осуществить соответствующим подбором длины хвостовика буры и параметров воздухораспределения молотка (расположения воздухоподводящих каналов) при создании двухпоршневых высокочастотных молотков со встречно движущимися поршнями, а также за счет создания специальных динамических поглотителей колебаний корпуса молотка.

Величины, входящие в третью составляющую усилия подачи S , также могут изменяться при изменении мощности и конструкции машины. Величина F зависит от веса машины, конструкции и условий эксплуатации направляющих податчика. Если повышение мощности будет сопровождаться увеличением веса машины, то увеличится и величина F . С увеличением мощности пневматической машины повысится расход воздуха. Повышение расхода воздуха приведет к увеличению P_3 лишь в том случае, если направление выхлопных окон бурильного молотка совпадает с направлением бурения. В этом случае реакция от выхлопа направлена в сторону, противоположную усилию подачи. При соответствующем направлении выхлопных окон можно несколько уменьшить усилие подачи. При существующей мощности бурильных молотков этот выигрыш очень небольшой. Так, для наиболее мощных молотков он может составить 2—3 кг. Поэтому основное внимание должно быть уделено уменьшению усилия подачи за счет первой и второй составляющих.

ВЫВОДЫ

1. Усилие подачи в пневматических машинах ударного действия является фактором, который обеспечивает передачу мощности машины буровому инструменту с той или иной интенсивностью.

2. Величина усилия подачи современных бурильных молотков определяется в основном количеством движения, передаваемым от машины буровому инструменту, и частотой ударов.

3. При одной и той же мощности машины величина усилия подачи, необходимого для полного использования этой мощности, может быть различной в зависимости от соотношения кинетической энергии поршня и частоты ударов, массы и скорости поршня перед соударением с буром.

4. При создании новых машин той или иной мощности для уменьшения необходимого усилия подачи следует увеличить энергию каждого удара и уменьшить частоту ударов, увеличивать скорости движения и уменьшать массу поршня. Предельные значения этих величин должны быть установлены в каждом конкретном случае с учетом к. п. д. передачи удара, материала и прочности соударяемых деталей.

5. Для создания мощных пневматических бурильных молотков небольшого веса и с малыми усилиями подачи необходимо провести специальные исследования с целью улучшения и создания новых материалов для изготовления ударных узлов и бурового инструмента. Необходимым качеством таких материалов должны быть малый удельный вес и высокое предельное напряжение по ударной усталости.

В заключение следует заметить, что изложенный нами в данной работе метод и основные зависимости могут быть использо-

ваны для исследования других машин ударного действия — отбойных, клепальных, рубильных молотков, трамбовок и др. как с пневматическим, так и другими типами привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. О. Д. Алимов. О механизме разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
2. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов. Влияние усилия подачи и угла поворота бура между ударами на скорость ударно-вращательного бурения шпуров. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
3. О. Д. Алимов. Влияние усилия подачи на скорость бурения пневматическими бурильными молотками. Известия ТПИ, т. 75, 1954.
4. О. Д. Алимов, И. Г. Басов, П. А. Самойлов. Некоторые результаты исследования режимов работы пневматических бурильных молотков. Известия ТПИ, т. 106, Metallurgizdat, 1958.
5. И. Г. Басов. Исследование влияния усилия подачи на скорость бурения и режим работы пневматических бурильных молотков. Кандидатская диссертация, ТПИ, Томск, 1958.
6. О. Д. Алимов, И. Г. Басов, В. Ф. Горбунов. Исследование влияния усилия подачи, давления воздуха на скорость бурения и рабочий процесс пневматического бурильного молотка РП-17. Известия ТПИ, т. 88, Томск, 1956.
7. О. Д. Алимов, В. Ф. Горбунов, В. Х. Кошевой. Исследование рабочего процесса пневматических бурильных молотков ОМ-506л и РП-17. ЦИТИ, Горные машины, Сборник № 1, Углетехиздат, 1958.
8. О. Д. Алимов, В. Ф. Горбунов. Исследование рабочего процесса высокочастотного бурильного молотка с беззолотниковым воздухомаспределением. Известия ТПИ, т. 106, Metallurgizdat, 1958.
9. В. Ф. Горбунов. Экспериментальное исследование рабочего процесса пневматических бурильных молотков. Кандидатская диссертация, ТПИ, Томск, 1958.
10. О. Д. Алимов, И. Г. Басов, В. Ф. Горбунов. Методика лабораторного исследования влияния усилия подачи на скорость бурения пневматическими бурильными молотками. Известия ТПИ, т. 88, Томск, 1956.
11. В. К. Бучнев. Буровзрывные работы. Углетехиздат, 1955.
12. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, А. Г. Цуканов. О коэффициенте полезного действия удара в бурильных молотках. Известия ТПИ, т. 75, 1954.
13. В. М. Мостков. Основы теории пневматического бурения. Углетехиздат, 1952.
14. Н. М. Герсевич. Теория продольного упругого удара с применением к определению сопротивлений свай. Сборник сочинений, т. 1, Стройвоенмориздат, 1948.