

ОБОСНОВАНИЕ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА СТАНКА ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН МАЛОГО ДИАМЕТРА.

Наведено методику і результати експериментальних досліджень з визначенням затрат потужності та величини зусилля подачі з врахуванням зношування ріжучого інструменту при обертальному бурінні свердловин малого діаметру в вугіллі та слабких гірських породах.

THE FOUNDATION OF THE ELECTRIC POWER-DRIVEN TOOL POWER FOR BORE HOLE DRILLING

The method and experimental research results are presented with the power consumption definition and the advancing force magnitude with the account of cutting tool wear at bore hole rotary drilling in coal and slight rocks.

Исходным параметром для выбора того или иного значения мощности является необходимая скорость бурения, определяемая затратами времени. Затраты мощности определяются уравнением

$$N_B = N_C + N_M + N_{II} + N_{BC}$$

где N_C – мощность, затрачиваемая на разрушение забоя; N_M – потери мощности в передаточных механизмах станка; N_{II} – мощность, затрачиваемая на трение резца о породу; N_{BC} – мощность, затрачиваемая на вращение бурового става.

Потери мощности в передаточных механизмах станка (N_M) могут быть определены экспериментально и составляют, например, при бурении углей станком типа БЖ 45-100Э не более 0,3 кВт и не более 0,5 кВт при бурении слабых горных пород.

Экспериментально также установлено, что мощность, затрачиваемая на трение резца о породу (N_{II}) не превышает 0,1 кВт при бурении скважин диаметром не более 45 мм.

Мощность, затрачиваемая на вращение бурового става (N_{BC}) может быть определена по формуле Мацейчика В.И. [1]

$$N_{BC} = 5,7 \cdot 10^{-5} \cdot D \cdot \delta \cdot L_p \cdot \frac{f^{1,2}}{I^{0,18}} \cdot \omega_p^{1,9},$$

где D – диаметр скважины; δ – полуразность диаметров трубы и скважины; L_p – длина бурового става; f – вес одного погонного метра става; I – осевой момент инерции става; ω_p – угловая скорость.

Для получения аналитического выражения мощности, затрачиваемой на разрушения забоя (N_C), с учетом степени износа бурового инструмента, на буровом стенде были проведены экспериментальные работы [2, 3] по бурению углещементных блоков различной крепости. В качестве режущего инструмента при бурении использовались коронки РУ-45, которые изготавливаются Анжер-

ским машзаводом и коронки РП-42, производство которых освоил Краснолучский машзавод. Диаметр инструмента составлял 42...45 мм. При планировании эксперимента, для установления закономерностей изменения установленной мощности, авторы задавались значениями таких основных факторов, как усилие подачи, коэффициент крепости угля или породы и величина площадки износа лезвий инструмента. Анализ по крепости углей и вмещающих горных пород позволил выявить, что область определения их коэффициента крепости находится в пределах 0,9...5,6. Кроме того, практика бурения скважин малого диаметра в углях и слабых горных породах показала, что величина площадки износа лезвий инструмента составляла 10...30 мм², а усилие подачи 0,55...10 кН.

В результате экспериментальных исследований и аналитических преобразований выявленных зависимостей были получены выражения для определения мощности, затрачиваемой на разрушение забоя с учетом затрат мощности на трение резца о породу и потерь мощности в передаточных механизмах станка при бурении углей коронкой РУ-45

$$N_y = [(1,3 - 0,23 \cdot f - 0,008 \cdot S) \cdot P_{II} + 0,4] \frac{n_{\delta}}{425}, \quad \text{кВт},$$

где f – коэффициент крепости углей; S – площадка износа лезвий инструмента, мм²; P_{II} – усилие подачи инструмента, кН. n_{δ} – частота вращения инструмента, об/мин.

$$P_{II} = 0,0107 \cdot f^2 \cdot L_c + \frac{425 \cdot V}{n_{\delta} (3,4 - 0,67f - 0,0215 \cdot f \cdot L_c)}, \quad \text{кН},$$

где V – скорость бурения, см/с; L_c – глубина скважины, м;

Затраты мощности при бурении слабых пород коронкой РП-42 могут быть определены по выражению

$$N_{no} = [(1,19 - 0,062 \cdot f - 0,029 \cdot S) \cdot P_{II} + 0,6] \frac{n_{\delta}}{425}, \quad \text{кВт},$$

где

$$P_{II} = 0,0262 \cdot f^2 \cdot L_c + \frac{425 \cdot V}{n_{\delta} (0,74 - 0,051 \cdot f - 0,0084 \cdot f \cdot L_c)}, \quad \text{кН}.$$

Усилие подачи бурового станка прямо пропорционально скорости бурения, начиная с некоторого минимального P_0 . Но увеличение усилия подачи и соответственно скорости при вращательном бурении ограничено геометрией резцов, их стойкостью и интенсивностью удаления штыба из под резца.

Из геометрических элементов резца на максимальную скорость бурения оказывает влияние его задний угол. Рассмотрим этот случай.

При вращательном бурении инструмент вращается вокруг своей оси и подается на забой скважины, при этом каждая точка резца совершает путь по винтовой линии, согласно зависимости

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{h}{2\pi \cdot R_i},$$

где ε – угол наклона винтовой линии; h – шаг винтовой линии, т.е. удельная подача на оборот; R_i – расстояние отдельных точек кромки лезвия от оси вращения.

Из условий работы инструмента следует, что каждое лезвие должно иметь некоторый задний угол α . В этом случае, когда этот угол α больше угла ε , скорость бурения от усилия подачи увеличивается до некоторого предела. Когда угол α равен углу ε резание ещё возможно. При дальнейшем увеличении подачи на оборот значительная часть энергии будет расходоваться нерационально: на сжатие и истирание забоя задней гранью резца. В этом случае бурение неэкономично.

Максимальная величина подачи на оборот h_{\max} , при которой резец работает, не касаясь задней гранью забоя, определится по формуле

$$h_{\max} = \pi \cdot d_p \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ мм},$$

где d_p – текущее значение диаметра рассечки, мм; α – задний угол резца, град.

Для бурового инструмента РП-42 максимальная подача на оборот определяется по формуле

$$h_{\max} = \pi \cdot d_p \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma), \text{ мм},$$

где γ – угол заточки, равный 80° ; d_p – диаметр рассечки, равный 8 мм.

Для угольной коронки РУ-45 h_{\max} определяется из решения системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} h_{\max} &= \pi \cdot d_{p_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \frac{\psi}{2} \\ d_{p_i} &= D_p - \frac{2h_{\max}}{\operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}} \end{aligned} \right\}$$

где d_{p_i} - текущее значение диаметра рассечки резца, мм; α – задний угол резца, град.; ψ – угол рассечки резца, град.; D_p – максимальный диаметр рассечки резца, мм.

Теперь можно определить максимальную скорость бурения, при которой задняя грань не касается забоя, по формуле

$$V_{\max} = n \cdot h_{\max}, \text{ мм/с,}$$

где n – частота вращения инструмента, с^{-1} .

Рассмотрим теперь максимальную скорость, которая может быть достигнута по условиям промывки скважины.

Формула для аналитического определения минимально допускаемой скорости V_{Π} выходящего потока промывочной жидкости из условий недопущения чрезмерного обогащения промывочного раствора породой имеет вид [4]

$$V_{\Pi} = C + \alpha \cdot U, \text{ м/с} \quad (1)$$

где α – коэффициент, зависящий от площади поперечного сечения кольцевого пространства, от скорости вращения буровой штанги, режима течения промывочной жидкости в кольцевом пространстве и других факторов.

При расчетах можно принять $\alpha = 1,13 \dots 1,14$; U – скорость погружения частицы в промывочной жидкости, м/с; C – минимальная скорость подъема частиц породы, м/с.

$$C = V_b \cdot \frac{S \cdot (\gamma_n - \gamma_{ж.т.})}{3600 \cdot F_k (\gamma_{ж.к.} - \gamma_{ж.т.})}, \text{ м/с,} \quad (2)$$

где S – площадь сечения скважины, см^2 ; γ_n – удельный вес разбуриваемой породы, г/см^3 ; $\gamma_{ж.т.}$ и $\gamma_{ж.к.}$ – удельный вес промывочной жидкости, закачиваемой в скважину и выходящий из скважины, соответственно, г/см^3 ; F_k – площадь кольцевого пространства, см^2 ; V_b – механическая скорость бурения, м/ч.

Скорость погружения частицы в промывочной жидкости определяется по формуле

$$U = \Phi \cdot \sqrt{d_c \cdot \frac{\gamma_n - \gamma_{ж.к.}}{\gamma_{ж.к.}}}, \text{ м/с,} \quad (3)$$

где Φ – коэффициент, зависящий от формы частицы (принимается по данным литературы [4]); d_c – наибольший диаметр частиц, составляющих основной объем шлама, см.

Из формулы (2) выразим скорость бурения и, используя выражения (1) и (3), получим

$$V_{\sigma} = \frac{3600 \cdot F_{\kappa} \left(V_n - \alpha \cdot \Phi \cdot \sqrt{d_{\text{ч}} \frac{\gamma_n - \gamma_{\text{ж.к.}}}{\gamma_{\text{ж.к.}}}} \right) \cdot (\gamma_{\text{ж.к.}} - \gamma_{\text{ж.т.}})}{S \cdot (\gamma_n - \gamma_{\text{ж.т.}})}, \text{ м/ч}$$

В этом выражении скорость движения выходящего потока промывочного агента V_n можно определить по формуле

$$V_n = \frac{Q_n}{6 \cdot F_{\kappa}}, \text{ м/с}$$

где Q_n – производительность насосной установки используемой для промывки, л/мин.

Третьим фактором, ограничивающим увеличение скорости бурения, как указывалось выше, является прочность существующего бурового инструмента. Она прежде всего определяется стойкостью перьев, армированных твердым сплавом ВК6 или ВК8. Исследованиями [5] установлено, что для горных пород с коэффициентом крепости до $f=6$ максимально возможные скорости бурения ограничиваются геометрией резца, а для горных пород с коэффициентом крепости $f>6$ максимально возможные скорости определяются прочностью бурового инструмента. Поэтому, в нашем случае, при бурении пород крепостью до $f=5,6$, нет смысла определять скорость по условиям прочности инструмента.

Сравнивая максимально возможные скорости бурения, полученные по условиям промывки и исходя из геометрии резца, принимаем меньшую из них и используем её величину для определения усилия подачи и мощности при вращательном бурении скважин малого диаметра по углю и слабым горным породам.

Привод вращателя буровых машин работает в повторно-кратковременном режиме и с переменной нагрузкой на валу, изменяющейся в широких пределах. Поэтому выбор мощности электродвигателя бурового станка следует проводить с учетом повторно-кратковременного режима. Характер нагрузки двигателей в большинстве случаев невозможно точно предвидеть заранее. Несмотря на это, можно всё же свести режим работы двигателя буровых машин к нескольким типичным режимам и для них установить условия наилучшего использования двигателя по нагреву.

Режим работы бурового станка в технологическом отношении достаточно стабилен, в нем имеют место регулярные паузы, которые можно заранее учесть. Принимая это во внимание, с некоторым приближением, сравним характеристики электродвигателя с возможными нагрузками на валу в процессе бурения на длину штанги. Двигатель бурового станка должен удовлетворять условию равенства (эквивалентности) переменной нагрузки по нагреву той постоянной по величине нагрузке, для которой он предназначен и рассчитан. В этом случае температура двигателя достигает такой же величины, как и при работе его продолжительное время с постоянной нагрузкой.

Построим диаграмму затрат мощности во времени (рис. 1) при бурении скважины на длину одной штанги.

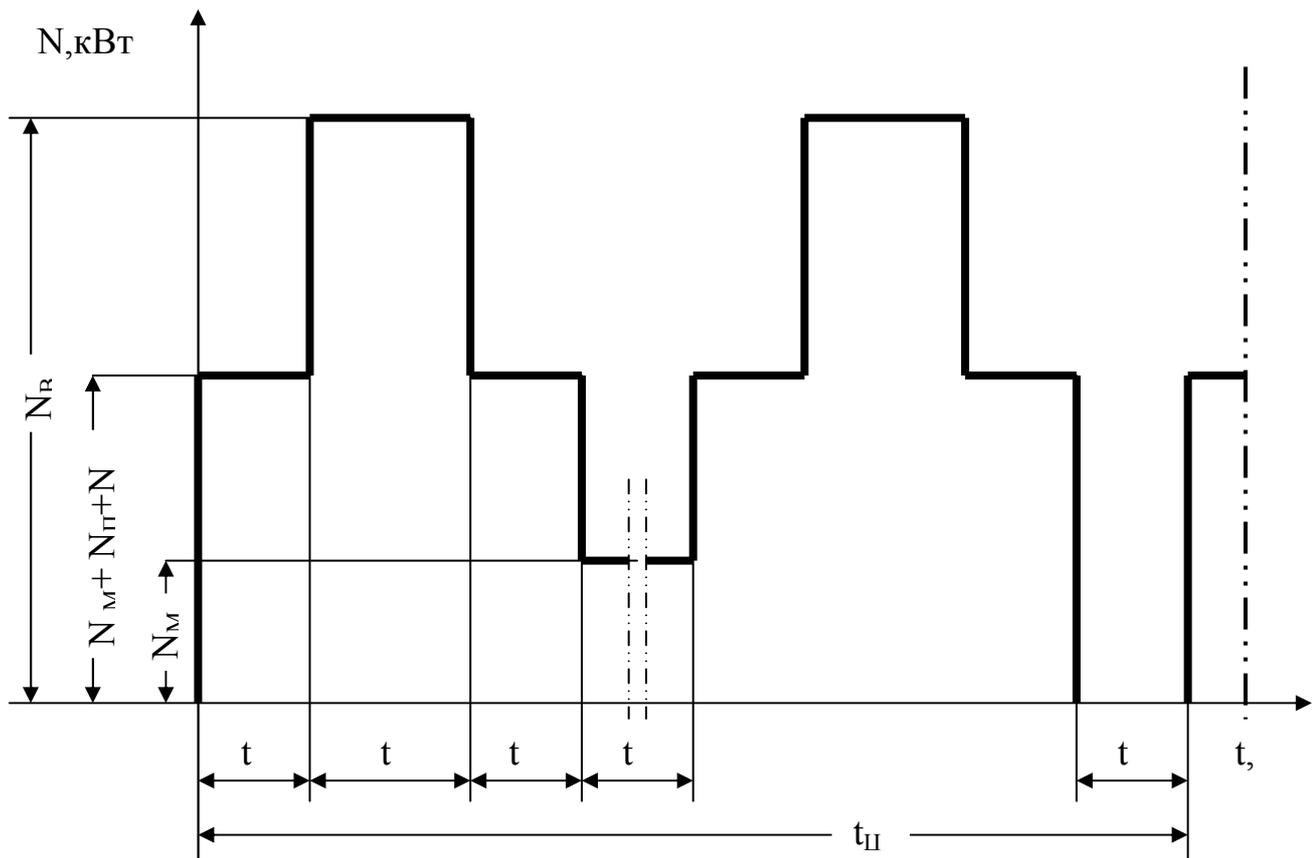


Рис. 1 – Диаграмма затрат мощности за один цикл

На этой диаграмме: t_1 – промежуток времени, перед началом бурения, когда двигатель включен, штанга зажата в патроне и вращается вместе с ним; t_2 – время бурения; t_3 – время, затрачиваемое на перехват; t_4 – время наращивания бурового става; t_u – время цикла,

$$\text{где } t_u = 2(n+1) \cdot t_1 + (n+1) \cdot t_2 + n \cdot t_3 + t_4,$$

где n – число перехватов

$$n = \frac{l - m}{m},$$

где l – длина штанги; m – ход механизма подачи.

Фактическая продолжительность включения определяется из выражения

$$ПВ_{\phi} = \frac{t_{uu}}{t_u} \cdot 100\%,$$

где t_{uu} – время бурения на длину одной штанги.

Среднюю статистическую мощность можно определить по формуле из литературы [6]

$$N_{\Phi} = \frac{k \sum N_i \cdot t_i}{t_u} = \frac{k[(N_M + N_{II} + N_{BC}) \cdot t_1 + N_B \cdot t_2 + N_M \cdot t_3]}{2(n+1) \cdot t_1 + (n+1) \cdot t_2 + n \cdot t_3 + t_4}$$

где k – коэффициент перегрузок при пуске и торможении; N_i – различные значения статистической мощности за соответствующие промежутки t_i времени в течении цикла продолжительностью t_u .

Полученная мощность пересчитывается по выражению

$$N_n = N_{\Phi} \sqrt{\frac{ПВ_{\Phi}}{ПВ_n}},$$

где N_{Φ} – фактический расход мощности; $ПВ_n$ – ближайшее стандартное значение ПВ.

По значению номинальной мощности подбирается ближайший по мощности стандартный электродвигатель с необходимой частотой вращения и проверяется по нагреву. Для этого должно соблюдаться неравенство

$$M_n \geq M_{\vartheta} \cdot \sqrt{\frac{ПВ_{\Phi}}{ПВ_n}},$$

где M_{ϑ} – среднеквадратичный момент.

Среднеквадратичный момент определяется по формуле

$$\begin{aligned} M_{\vartheta} &= \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + \dots + M_n^2 \cdot t_n}{t_u}} = \\ &= \sqrt{\frac{(M_M + M_{II} + M_{BC})^2 \cdot t_1 + M_B^2 \cdot t_2 + M_M^2 \cdot t_3}{2(n+1) \cdot t_1 + (n+1) \cdot t_2 + n \cdot t_3 + t_4}}, \end{aligned}$$

где M_M, M_n, M_{BC}, M_B – моменты двигателя, которые определяются согласно нагрузочной диаграмме (рис. 1) по формуле

$$M_i = \frac{1020 \cdot N_i}{\omega},$$

где N_i – соответствующие мощности из нагрузочной диаграммы; ω – частота вращения выбранного электродвигателя.

Полученные зависимости могут быть использованы при обосновании параметров и разработке бурового станка для бурения скважин малого диаметра в углях и слабых горных породах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мацейчик В.И. Некоторые вопросы теории работы колонковых бурильных труб при геологоразведочном бурении: Дисс... канд. техн. наук – Днепропетровск, 1970. – 128 с.
2. Демченко В.С. Методика расчета мощности станков для бурения длинных увлажнительных скважин: Новое в теории, технологии и технике бурения. М. : ИГД им. Скочинского, 1991. – С. 32-33.
3. Васильев Л.М., Демченко В.С. Формула усилия подачи буровых станков с учетом износа режущего инструмента. - Деп. ВИНТИ, 1988. - № 2032 – 1388. – 10 с.
4. Федоров В.С. и др. Практические расчеты в бурении. – М.: Недра, 1966. – 204 с.
5. Дворников Л.Т. Исследования некоторых вопросов вращательного бурения шпуров в горных породах средней крепости: Дисс... канд. техн. наук. – Томск, 1963. – 182 с.
6. Длоугий В.В., Муха Т.И., Цупиков А.П., Януш Б.В. Приводы машин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.

УДК 622.01.013

Л.М. Васильев, Е.Ю. Пигида, Н.Н. Панасенко

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ТЕРМОИНСТРУМЕНТА С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ФОРСУНКОЙ

Викладені результати експериментального дослідження впливу типу форсунки для розпилю пального та способу його спалювання у камері термоінструменту на енергетичні параметри газового струменя.

THE TEST RESULTS OF EXPERIMENTAL SAMPLE OF THE THERMO TOOL WITH PNEUMATIC ATOMIZER

The results of experimental researching the influence of a fuel atomizer type and of a fuel burning method in thermo tool camera on gas flame power parameters are presented.

Во многих областях техники широко используются генераторы сверхзвуковой высокотемпературной газовой струи (воздушно-реактивные горелки, плазмотроны), в частности, на предприятиях камнедобывающей, камнеобрабатывающей, горнорудной, металлургической, строительной и других отраслей промышленности. Практика огнеструйного разрушения минеральных сред показала, что количество тепла, передаваемое минеральной среде от стационарных газовых струй и используемое для совершения полезной работы разрушения, не превышает 10...15 % от полного количества тепла, выделяющегося в горелке при сгорании топлива. Следовательно, имеются большие потенциальные возможности повышения эффективности процесса газоструйного разрушения минеральных сред и улучшения его экономичности за счет интенсификации процесса теплопередачи (увеличения доли полезно используемого тепла) и использования кинетической энергии струй для разрушения минеральной среды путем силового (газодинамического) воздействия.

Один из путей реализации этих возможностей – это применение стационарных газовых струй с повышенными теплопередающими параметрами (эффективная температура, коэффициент теплоотдачи, удельный тепловой поток), генераторами, которых являются реактивные горелки нового типа (термоинструменты), позволяющие осуществить способ интенсификации процесса выделения тепла путем высококачественной подготовки топливной смеси и двухстадийного сжигания ее в пределах камеры сгорания.