

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
КОЛОНКОВОГО ЭЛЕКТРОСВЕРЛА ЭБК-2 м**

Л. Т. ДВОРНИКОВ, Н. С. КОЛОДЯЖНЫЙ

(Представлено кафедрой горных машин и рудничного транспорта)

Колонковое электросверло ЭБК-2м (электрический бур колонковый, вторая модель) выпускается серийно в Советском Союзе двумя заводами: Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева и Конотопским электромеханическим заводом «Красный металлист». Дифференциально-винтовой механизм подачи, принятый в конструкции сверла ЭБК-2м, впервые использовался в сверлах Е-153 немецкой фирмы Сименс-Шукерт, выпускаемых с 1928 года. В Советском Союзе такое сверло серийно начали выпускать на Томском механическом заводе с 1933 года под маркой ЭК-2. Позже это сверло было несколько изменено и до настоящего времени выпускается под маркой ЭБК-2м.

Основные причины того, что колонковое электросверло ЭБК-2м, выпускаемое с 1933 года серийно, до настоящего времени находит самое широкое применение в угольной промышленности СССР, по нашему мнению, следующие:

а) Работы по созданию и внедрению новых колонковых сверл ведутся очень медленно. Например, колонковое сверло ЭСГП-4, разработанное в 1955—1956 годах, до сих пор не выпускается серийно.

б) Конструкция колонкового сверла ЭБК-2м проста и очень удобна в обращении, позволяет обеспечивать все необходимые операции при бурении: рабочую скорость бурения, быстрый отвод назад бурового инструмента и быстрый подвод бурового инструмента к забою шпура. Очевидно, еще все семилетие до 1965 года самое широкое применение будет иметь буровзрывной способ проведения горных выработок. Также ясно, что, пока не будет создано надежной конструкции более производительной бурильной машины, чем ЭБК-2м, последнее будет выпускаться и повсеместно применяться. Поэтому в настоящее время очень важно выявить резервы повышения производительности бурильных работ с применением сверл ЭБК-2м.

В последние годы заводами—изготовителями сверл ЭБК-2м сделан на основании рекомендаций науки ряд изменений в конструкции, главные из которых: применение многодисковой фрикционной муфты и увеличение усилия подачи до 1000 кг.

Сверло ЭБК-2м (рис. 1) состоит из электродвигателя с редуктором, понижающим число оборотов шпинделя, механизма подачи шпинделя

и рукояток управления пуском, остановкой, включением и выключением подачи и обратного движения шпинделя.

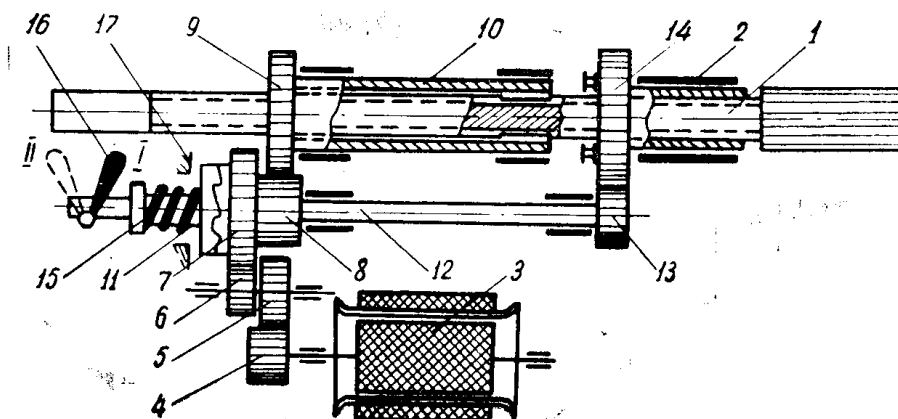


Рис. 1. Кинематическая схема сверла ЭБК-2 м.

Передача вращения от электродвигателя 3 к ходовому винту 1 осуществляется тремя парами зубчатых колес 4—9. При поджатой муфте 7 вращение передается также гайке 14, и осуществляется подача шпинделя вперед (рабочая скорость подачи).

При отжатой муфте 7 вращение передается только шпинделю, который, вращаясь в неподвижной гайке 14, движется назад (обратный ход).

Техническая характеристика ЭБК-2м

Часовая мощность двигателя, квт	-- 2,7
Напряжение, в	-- 220/380
Асинхронное число оборотов двигателя, об/мин	-- 2800
Максимальный ход шпинделя, мм	-- 895
Максимальное усилие подачи, кг	-- 1100
Длина, мм	-- 1503
Ширина, мм	-- 388
Высота, мм	-- 378
Вес электросверла, кг	-- 120

Настоящая работа проводилась с целью выявления качества изготовления серийных сверл, определения общего к. п. д. сверла и изыскания резервов повышения производительности бурения. Было проведено комплексное исследование одного сверла из выпускаемой партии за 1961 год № 1927. В комплекс исследований входили:

- снятие полной характеристики двигателя сверла;
- снятие нагрузочных характеристик сверла при различных числах оборотов шпинделя и различных скоростях подачи, выявление действительных крутящих моментов и усилий подачи;
- выявление потерь мощности в двигателе и редукторе;
- проверка надежности работы предохранительной фрикционной муфты.

Испытания электродвигателя сверла проводились в лаборатории ТЭМЗ по типовой методике в соответствии с правилами ТУ. Были проведены опыт холостого хода, опыт короткого замыкания и снята нагрузочная характеристика.

На рис. 2 представлены зависимости изменения числа оборотов двигателя, мощности на валу и величины потерь в двигателе от потребляемой мощности.

Мощность холостого хода двигателя при изменении напряжения от 440 до 120 вольт изменяется от 310 до 119 *вт*. При номинальном напряжении 380 вольт $P_0 = 240$ *вт*. Потребляемый ток при этом $I_0 = 2,21$ *а*, $\cos \varphi = 0,165$.

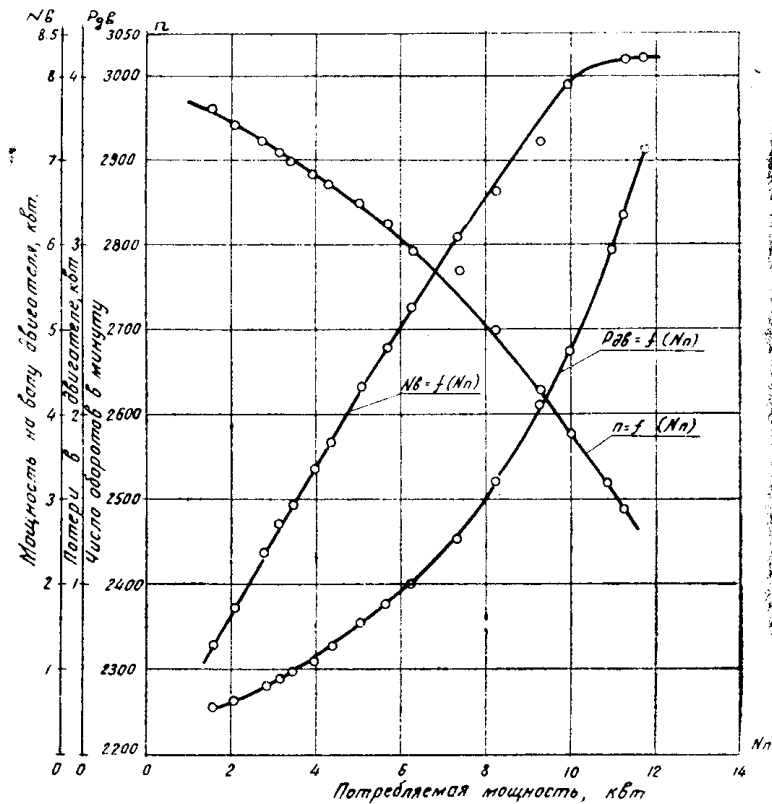


Рис. 2. Зависимость числа оборотов n , величины потерь $P_{дб}$ и мощности на валу N_v двигателя сверла ЭБК-2м от величины потребляемой мощности.

Из опыта короткого замыкания изменению напряжения от 380 до 100 вольт соответствует изменение мощности короткого замыкания от 22800 до 729 *вт*, коэффициента мощности от 0,655 до 0,492, крутящего момента M_k от 4 до 0,195 *кгм*. При номинальном напряжении $U=380$ *в*, $P_k = 22,8$ *квт*, $\cos \varphi_k = 0,655$, $M_k = 4$ *кгм*, $I_k = 53$ *а*.

Нагрузочная характеристика снималась следующим образом: при напряжении 380 *в* изменялась нагрузка на валу двигателя, при этом изменялась потребляемая мощность от 1,575 *квт* до 11,750 *квт*, ток двигателя изменялся от 3,15 до 20 *а*, число оборотов от 2961 до 2490 *об/мин*, скольжение S от 1,3 до 19,000.

При номинальной потребляемой мощности $P_1 = 3125$ *вт* значения основных параметров составили:

$$i = 5,5 \text{ а}; \quad S = 2,98; \quad n_{дв} = 2910 \text{ об/мин.}$$

По результатам нагрузочной характеристики определены общие потери в двигателе в зависимости от потребляемой двигателем мощности.

Из рис. 2 следует, что номинальной мощности 2,7 *квт* на валу двигателя соответствует потребляемая мощность 3125 *вт*, т. е. общие потери в двигателе составляют 425 *вт*.

Тогда к. п. д. двигателя $\eta = \frac{2700}{3125} = 0,865$, а коэффициент мощности $\cos \varphi = 0,867$.

В табл. 1 представлены сравнительные результаты испытаний электродвигателя сверла по сравнению с требованиями ТУ.

Таблица 1

Сравнительные результаты типовых испытаний двигателя сверла ЭБК-2м № 1927

№№ п/п	Наименование	По технологической характеристике ТУ	Допуск по ГОСТ 183-53	Результаты испытаний
				ЭБК-2м № 1927
1	Эффективная часовая мощность, <i>квт</i>	2,7		2,7
2	Напряжение, <i>в</i>	220/380		380
3	Сила тока, <i>а</i>	9,9/5,7		5,5
4	Частота тока, <i>гц</i>	50		50
5	К.п.д. электродвигателя, %	0,84-0,88	0,816-0,86	0,864-0,866
6	Асинхронное число оборотов	2800		2910
7	<i>M</i> макс/ <i>M</i> н	2,5		3,64
8	<i>M</i> пуск/ <i>M</i> н	2,0		4,42
9	<i>I</i> пуск/ <i>I</i> н	7	8,05	9,65
10	Ток холостого хода электродвигателя, <i>а</i>	2,9/2,4		2,21
11	Потери холостого хода электродвигателя, <i>вт</i>	не более 330		240
12	Ток короткого замыкания при 100 <i>в</i> , <i>а</i>	15,2/9,2		9,6

Номинальный крутящий момент на валу двигателя сверла составляет 0,905 *кгм*, максимальный момент — 3,29 *кгм* и пусковой момент — 4 *кгм*.

Сравнивая данные испытания двигателя сверла № 1927 с требованиями ТУ, можно сделать следующий вывод: двигатель сверла выполнен качественно, имеет большие значения к. п. д., отношений $\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$,

$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$, потери холостого хода ниже предусмотренных требованиями.

Испытания сверла в целом проводились на универсальной установке по исследованию бурильных машин вращательного действия [1]. Сверло нагружалось различными по величине моментами сопротивления вращению и усилиями сопротивления движению. Запись потребляемой мощности производилась самопишущим ваттметром НЗ79. Испытания под нагрузкой производились для различных чисел оборотов. Строя зависимости $N_n = f(F_n)$ для различных крутящих моментов, было обнаружено, что возрастание мощности, потребляемой двигателем, с увеличением усилия подачи при различных крутящих моментах происходит на одни и те же величины.

На основании проведенных исследований сверла под нагрузкой было выявлено, что сверло надежно удерживает усилие подачи 1000 *кг*.

На рис. 3 представлена зависимость (на основании табл. 2) потребляемой двигателем мощности от крутящего момента на буре для различных чисел оборотов. Из рисунка следует, что эта зависимость линейная. При номинальной мощности сверло развивает крутящие моменты согласно табл. 3.

В процессе испытаний механизма подачи сверла изучалась работа фрикционной муфты и определялись возможные действительные усилия подачи.

Таблица 2

П/п	Величины крутящего момента $M_{кр}$, кг.м, усилия на динамометре T^* , кг, потребляемой мощности N_p для чисел оборотов																	
	$n=123 \text{ об/мин}$			$n=169 \text{ об/мин}$			$n=196 \text{ об/мин}$			$n=270 \text{ об/мин}$			$n=297 \text{ об/мин}$			$n=408 \text{ об/мин}$		
	T	$M_{кр}$	N_p	T	$M_{кр}$	N_p	T	$M_{кр}$	N_p	T	$M_{кр}$	N_p	T	$M_{кр}$	N_p	T	$M_{кр}$	N_p
1	10	1,71	0,75	0	0,42	0,51	0	0	0,52	10	1,71	1,29	0	0	0,54	0	0	0,54
2	42,5	7,25	1,62	8	0,84	1,98	34	5,82	1,20	10,5	1,79	1,98	18	3,08	1,98	9	1,60	1,44
3	52	8,90	1,77	23	1,47	3,90	69	11,60	2,91	37	6,33	3,60	35	6,00	3,60	19	3,26	2,28
4	62,5	10,7	2,31	37	2,10	4,00	70	12,00	3,30	45	7,70	4,56	46	7,90	4,56	34	5,83	4,17
5	85	14,5	2,97	70	3,30	4,50	84	14,40	4,38	52	8,90	6,90	65	11,10	6,90	45	7,71	5,44
6	102	17,5	3,00	103	4,39	5,65	100	17,10	5,15	66	11,3	8,25	85	14,50	8,25	67	11,50	7,95
7	125	21,4	4,11	130	5,70	6,45	120	20,60	6,25	76	12,9	10,0	105	18,0	10,0	80	13,70	9,80
8	132	22,8	4,8	140	6,30	6,75	128	22,0	8,25	105	17,9	12,60	130	22,30	12,60	86	14,70	11,00
9	140	24,8	4,80	157	6,90	9,0	—	—	9,0	114	19,50	13,9	145	24,80	—	—	—	—

T^* —усилие на динамометре, поставленном в расщелку тяги, тормозящей внешнюю обойму фрикционной муфты испытательной усановки.

Проведенные испытания позволили сделать следующие выводы:
 1. Сверло может развивать усилия подачи, в зависимости от затяжки пружины фрикционной муфты, до 1500 кг.

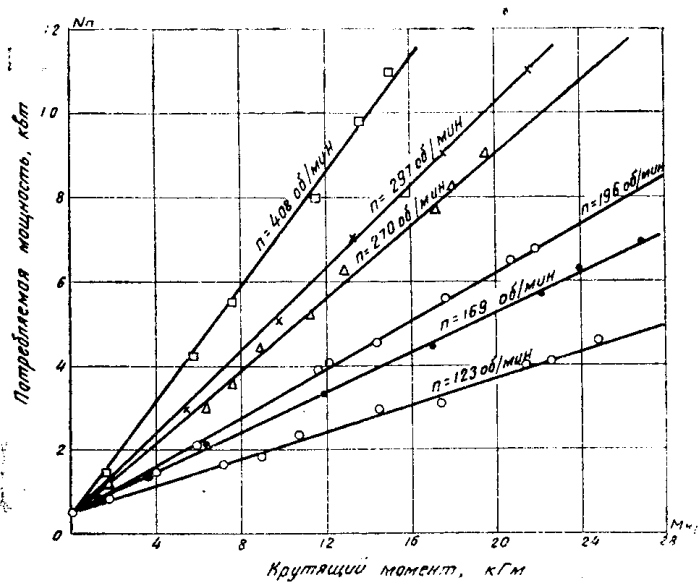


Рис. 3. Зависимость величины потребляемой мощности от крутящего момента на шпинделе сверла.

Таблица 3

Число оборотов, об/мин	123	169	196	270	297	408
	Развиваемый крутящий момент, кгм					
При нормальной нагрузке $N_n=4$ квт	24	16	12	8,4	7,4	5,6
При двойной перегрузке $N_n=8$ квт	—	30	24	18	14	11

В интервале линейного участка характеристики пружины максимальное усилие подачи изменяется от 400 до 1200 кг.

2. После длительного проскальзывания дисков фрикционной муфты наблюдается увеличение как максимального усилия подачи, так и потребляемой мощности (рис. 4). На рис. 4 цифрами 1, 2, 3, 4, 5 обозначены сбрасывания усилий подачи, а следовательно, и потребляемой мощности. Это достигалось следующим образом: при максимальной затяжке пружины фрикционной муфты сверло включалось в работу, кран-дрессель гидросистемы испытательной установки полностью перекрывался. Первое срабатывание фрикционной муфты наблюдалось при давлении в гидросистеме станда 6 атм, т. е. при $F_n = 1200$ кг, это соответствовало потребляемой мощности $N_1 = 1$ квт. После многократного проскальзывания дисков муфты наблюдался рост усилия подачи и потребляемой мощности. Сбрасывание усилия подачи производилось очень быстро. После перекрывания трубопровода краном-дресселем наблюдался интенсивный рост усилия подачи и первое срабатывание муфты происходило при усиллии подачи, равном усилию подачи, которое было развито к моменту сбрасывания давления масла в гидросистеме установки.

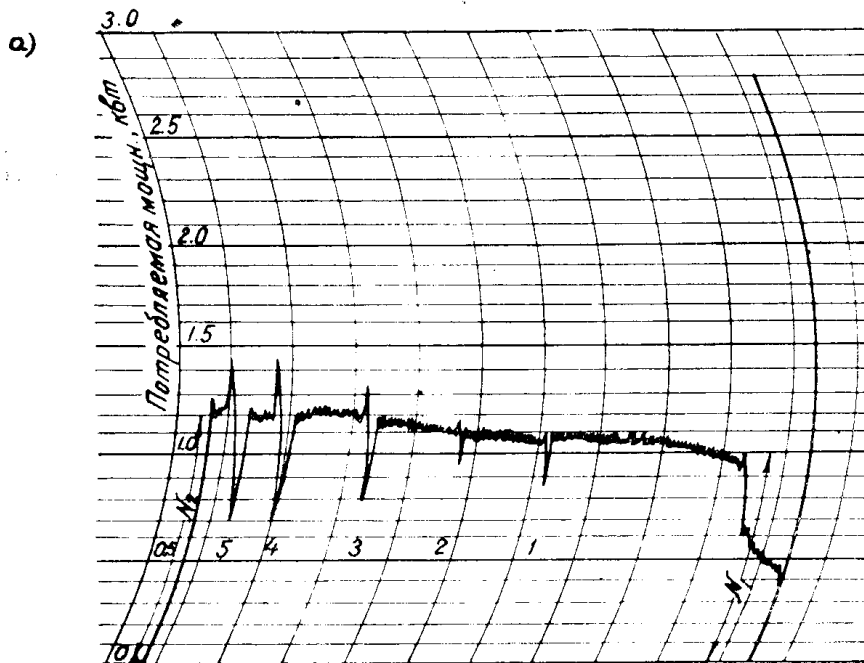


Диаграмма роста потребляемой мощности в процессе пробуксовывания дисков фрикционной муфты.

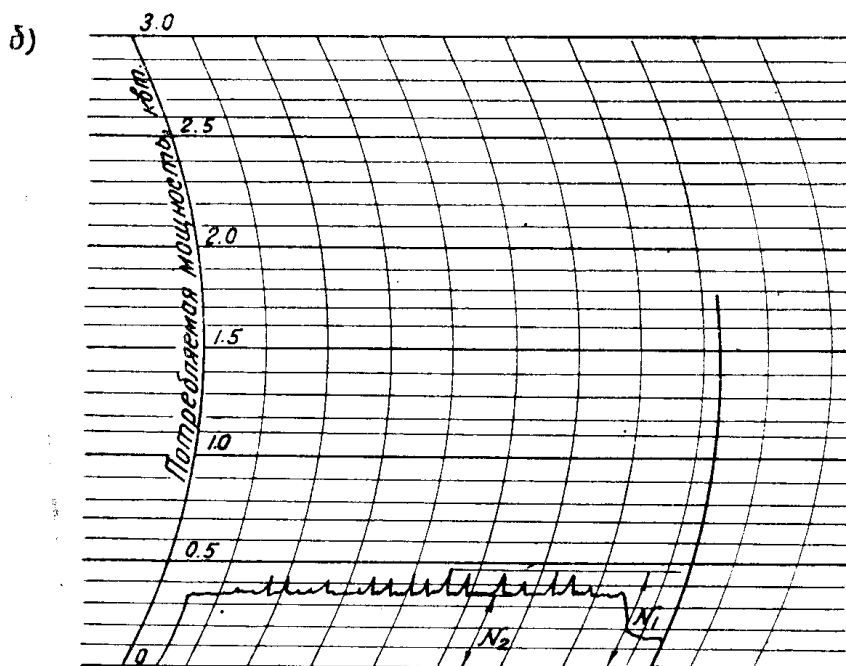


Диаграмма изменения потребляемой мощности при пробуксовывании дисков фрикционной муфты.

Рис. 4.

Это свидетельствует о том, что коэффициент трения дисков в процессе проскальзывания изменяется в сторону увеличения. Если первое срабатывание дисков произошло при усилии подачи в 1200 кг, то через 2 минуты работы муфты максимальное усилие подачи достигло 2000 кг. На рис. 4 б показаны скачки сбрасывания мощности, потребляемой двигателем в результате проскальзывания дисков муфты. Это колебание составляло 100—150 вт. При этом усилие подачи колебалось на 50—100 кг. Кинематикой сверла ЭБК-2м предусмотрена возможность получения 18 различных скоростей подачи при шести различных скоростях вращения шпинделя.

Для всех 18 скоростей подачи были сняты зависимости изменения потребляемой мощности от усилия подачи. На основании результатов этих опытов построена номограмма, рис. 5.

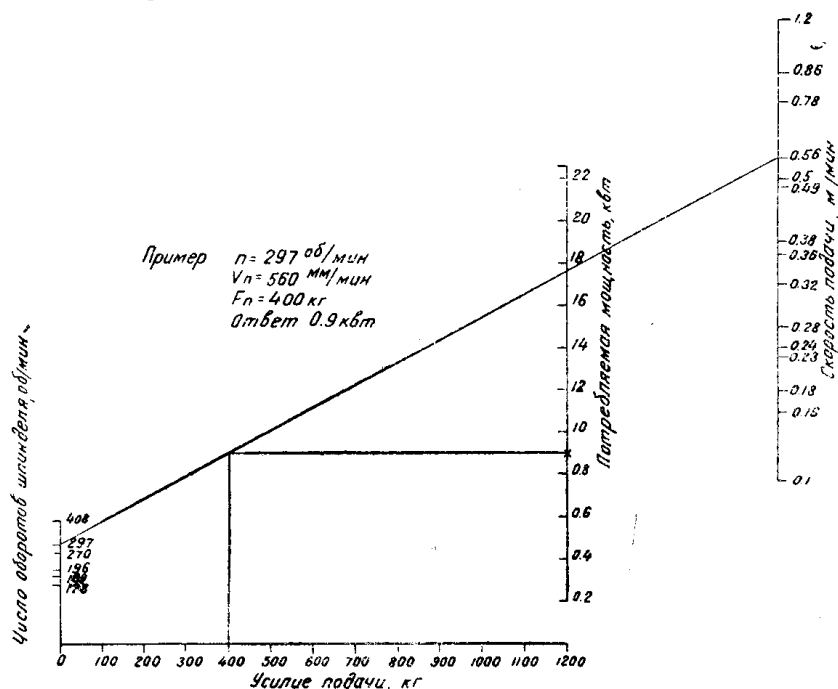


Рис. 5. Номограмма для определения потребляемой мощности двигателей по известным скорости подачи, усилию подачи и числу оборотов шпинделя.

Характерно, что при одной и той же скорости подачи и одинаковом усилии подачи потребляемая двигателем мощность различна для разных чисел оборотов шпинделя. Причем, большему числу оборотов соответствует большая потребляемая мощность.

Это обусловлено тем, что при больших числах оборотов редуктора имеют место большие потери в нем. Пользуясь номограммой (рис. 5), легко найти потребляемую мощность двигателя, зная скорость и усилие подачи. Величина потребляемой мощности приведена без учета к. п. д. двигателя.

На рис. 6 представлена номограмма, составленная для формулы $N = \frac{F_n \cdot V_n}{60 \cdot 102}$, кВт. По этой формуле подсчитывается полезная мощность, необходимая для подачи бура со скоростью V_n и усилием F_n .

Пользуясь номограммами (рис. 5 и 6), легко определить к. п. д. механизма подачи сверла.

На рис. 7 показано изменение коэффициента полезного действия двигателя сверла, редуктора сверла и сверла в целом в зависимости от потребляемой мощности для различных чисел оборотов.

Максимальный к. п. д. сверла соответствует 5 кВт потребляемой мощности для всех чисел оборотов. Характерно, что максимальный

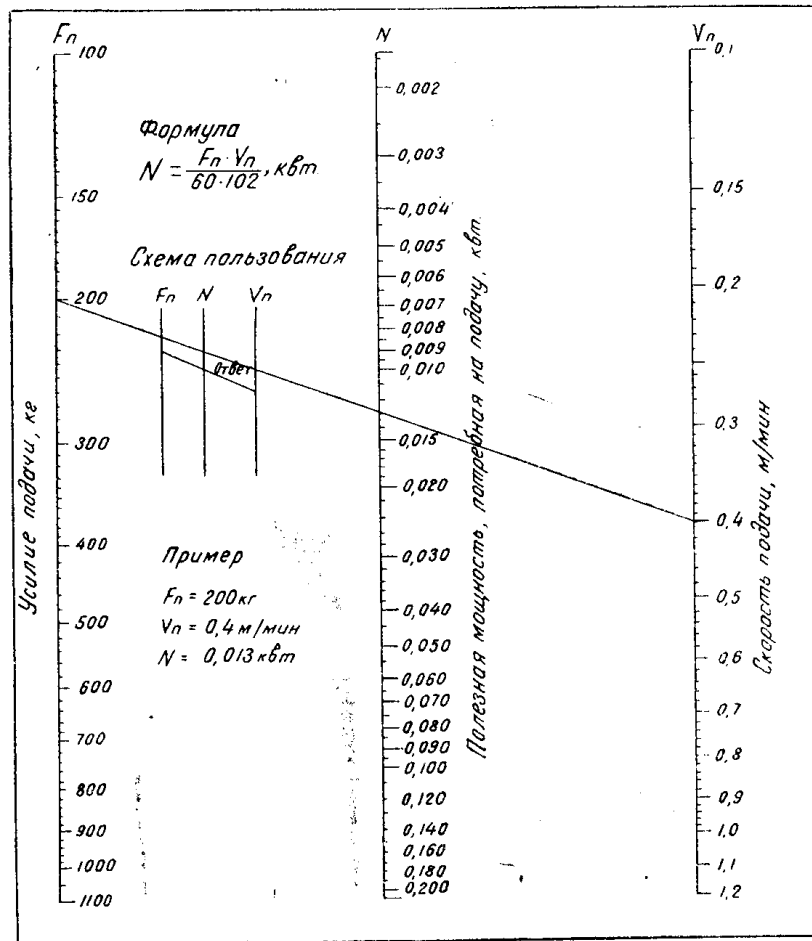


Рис. 6. Номограмма для формулы $N_{\text{пол}} = \frac{F_n \cdot V_n}{60 \cdot 102}, \text{ кВт.}$

к. п. д. сверла в зависимости от числа оборотов шпинделя уменьшается с увеличением числа оборотов. При скорости вращения $n = 123 \text{ об/мин.}$ $\eta_{\text{тах св}} = 0,725$, при скорости вращения шпинделя $n = 408 \text{ об/мин.}$ $\eta_{\text{тах св}} = 0,58$, т. е. максимальный к. п. д. уменьшается на 20%. Если иметь в виду, что к. п. д. двигателя не зависит от числа оборотов шпинделя, то ясно, что изменение к. п. д. сверла происходит из-за изменения к. п. д. редуктора. Скорости вращения шпинделя 196 или 169, 270 или 297 мало чем отличаются друг от друга и поэтому вряд ли целесообразны. К. п. д. редуктора колеблется в зависимости от числа оборотов бура в пределах 0,86—0,685.

К. п. д. сверла колеблется в пределах 0,725—0,58.

Наиболее экономичные режимы — меньшие числа оборотов. Целесообразно иметь скорости вращения шпинделя лишь: 123, 169, 297, 408 об/мин, и для этих скоростей различные скорости подачи. Это обстоятельство в значительной степени может упростить работы по перенастройке сверла. Наличие меньшего числа сменных шестерен безусловно внесет большую ясность в работу по перенастройке сверла.

Окончательные выводы по этому вопросу могут быть сделаны лишь после изучения возможности обеспечения необходимого числа скоростей подачи при четырех различных скоростях вращения шпинделя.

Коэффициент полезного действия механизма подачи сверла был определен для всех восемнадцати скоростей подачи и для усилий подачи в 400, 600, 800, 1000, 1200 кг для каждой скорости, всего 90 значений.

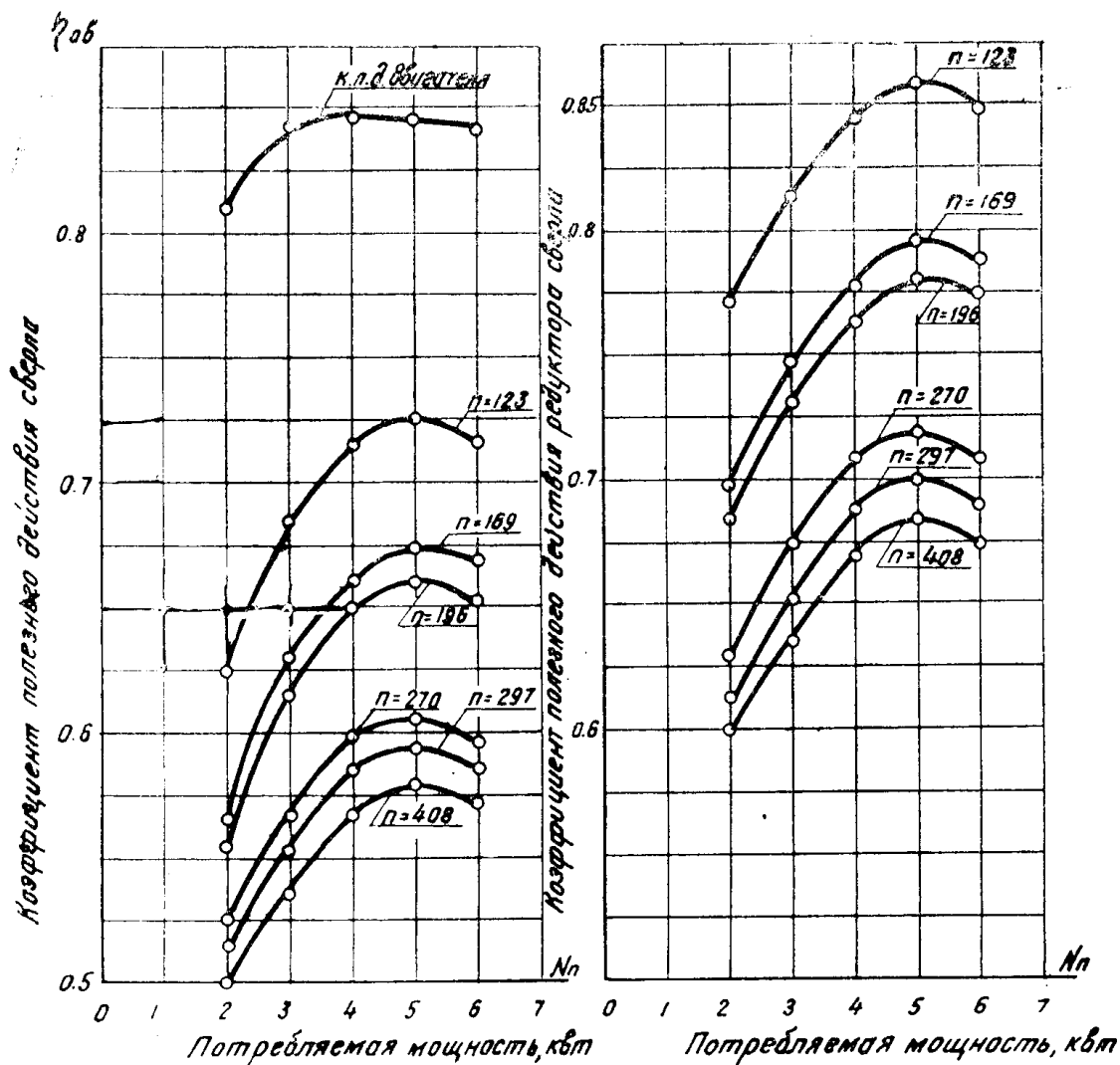


Рис. 7. Зависимость к. п. д. двигателя, к. п. д. редуктора и к. п. д. сверла в целом от величины потребляемой мощности для различных чисел оборотов шпинделя.

Потери в двигателе сверла исключались из величины потребляемой мощности.

Из анализа данных по подсчету к. п. д. механизма подачи можно заключить, что

- к. п. д. механизма подачи сверла ЭБК-2м находится в пределах 4—12%;
- малым скоростям подачи соответствуют меньшие к. п. д. для тех же усилий подачи.

Выводы

- Электрический двигатель сверла ЭБК-2м выполнен качественно, имеет высокую перегрузочную способность, к. п. д. двигателя 86,5%.
- Крутящие моменты, развиваемые сверлом, вполне соответ-

вуют необходимым для бурения шпуров в породах крепостью до $f = 12$ по шкале проф. Протодьяконова.

3. Скорости вращения шпинделя $n = 196$ об/мин и $n = 270$ об/мин дублируют скорости вращения $n = 169$ об/мин и 297 об/мин, поэтому вряд ли целесообразны, они лишь вносят путаницу при выборе необходимого числа оборотов бура для конкретных условий.

4. Многодисковая фрикционная муфта обеспечивает усилия подачи шпинделя сверла до 1200 кг. Срабатывание дисков муфты происходит со сбрасыванием усилия подачи на 50—100 кг. Длительное проскальзывание дисков приводит к возрастанию усилия подачи до 2000 кг и более.

5. Коэффициент полезного действия редуктора сверла в значительной степени зависит от числа оборотов шпинделя. Большому числу оборотов шпинделя соответствует меньшее значение к. п. д. К. п. д. редуктора при $n = 123$ об/мин составляет 86% (при номинальной нагрузке), а при $n = 408$ об/мин — 68,5%, что меньше на 20%.

6. К. п. д. механизма подачи колеблется в зависимости от усилия подачи и числа оборотов шпинделя от 4 до 12%.

7. Общий к. п. д. сверла без учета к. п. д. механизма подачи составляет 72,5—57,5%, а с учетом к. п. д. механизма подачи едва достигает 40%.

8. Восемнадцать скоростей подачи сверла лишь вносят значительную путаницу при выборе необходимой скорости. Поэтому целесообразно часть дублирующих скоростей подачи ликвидировать. Число парменных шестерен необходимо сократить до минимума.

9. При внимательном изучении горно-технических условий, выборе необходимых скоростей вращения и подачи сверло ЭБК-2м может обеспечивать высокие скорости бурения в породах крепостью до $f = 12$. Это подтверждается данными экспериментального бурения, проведенного КузНИУИ в 1957 году на шахтах Кузбасса [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Алимов О. Д., Дворников Л. Т., Колодяжный Н. С. Универсальная установка для лабораторных испытаний бурильных машин вращательного действия. Горный журнал, Известия вузов, № 8, 1962.
2. Аликни Ю. К., Опытная эксплуатация породных электросверл с гидроподачей. Углетехиздат, 1957.