

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА АВТОПОДАТЧИКА ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО БУРИЛЬНОГО МОЛОТКА

*П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, И. В. Родионов,
Д. Н. Маликов*

Введение

До настоящего времени практика горного дела не имеет в своем распоряжении бурильных молотков с электрическим приводом. В то же время необходимость в таких машинах для бурения шпуров и скважин остро ощущается в горнорудной, угольной, строительной промышленности и в геологоразведочном деле. Многочисленные попытки создания высокопроизводительных электрических бурильных молотков до сих пор не имели успеха.

Экспериментальными и теоретическими исследованиями [1, 2] установлено, что в настоящее время могут быть созданы высокопроизводительные электрические колонковые бурильные молотки, равноценные по ударной мощности бурильным молоткам типа КЦМ-4.

В результате совместной работы научных работников Томского политехнического института и инженеров Томского электромеханического завода был разработан проект электропневматического бурильного молотка с автоматической подачей. Этот молоток (рис. 1) состоит из четырех основных узлов: ударного, работающего на электровакуумном принципе, механизма для поворота бура, механизма для автоматической подачи бурильного молотка и электродвигателя. Механизмы поворота бура и автоматической подачи бурильного молотка представляют единую связанную систему — механизм податчика.

Вопрос об устройстве податчика, осуществляющего подачу бурильного молотка на забой, имеет большое практическое значение: во-первых, при неудовлетворительном податчике колонковый бурильный молоток не может дать необходимых для практики результатов; во-вторых, производительность бурильных работ может быть увеличена при многомолотковом обслуживании, которое возможно осуществить только при наличии автоматических подающих устройств, исключающих непрерывное вмешательство бурильщика в управление процессом работы машины.

Исходя из анализа ударно-вращательного бурения [2], сле-

дует, что автоматический податчик колонкового бурильного молотка должен обеспечивать не только подачу бурильного молотка на забой с постоянным усилием нажатия и изменять скорость подачи в зависимости от крепости породы, но и уменьшать это усилие, а также отводить бурильный молоток на некоторое расстояние назад в случае заклинивания бура в трещинах разрушаемой горной породы.

Наиболее совершенные податчики, которые нашли широкое применение в пневматических бурильных молотках (винтовой с

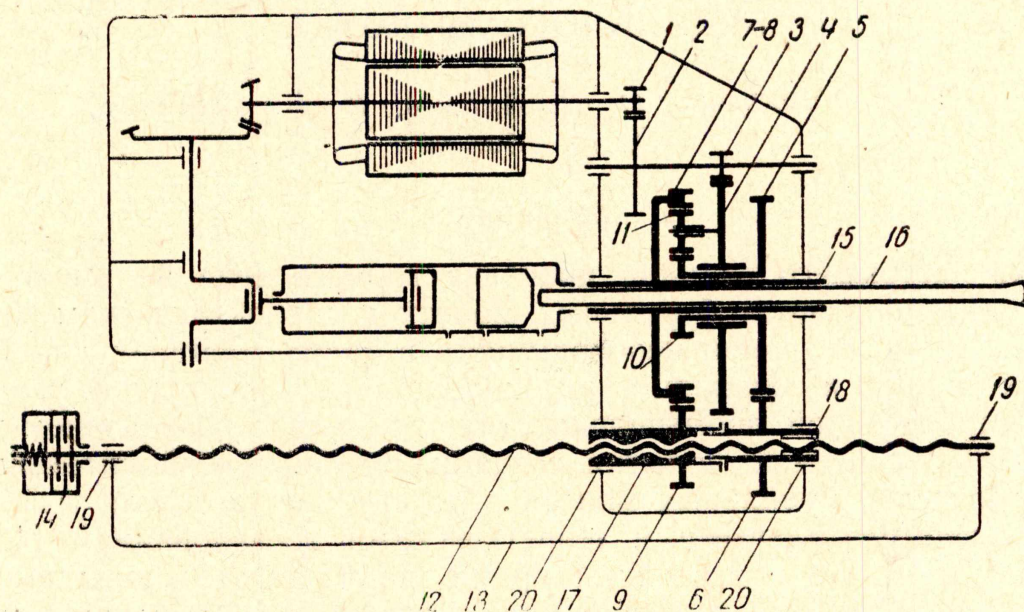


Рис. 11. Кинематическая схема электропневматического бурильного молотка с автоматической подачей.

пневматическим двигателем в КЦМ-4, поршневые в телескопных бурильных молотках), не обеспечивают всех вышеуказанных требований. Они в лучшем случае обеспечивают определенное усилие подачи при бурении и дают возможность изменять скорость подачи в зависимости от крепости породы. Кроме того, эти податчики не могут быть применены в электрических бурильных молотках, так как нецелесообразно было бы использовать, наряду с основным электрическим приводом, привод пневматический.

Вместе с тем, укажем, что нам неизвестны конструкции податчиков бурильных молотков с электрическим приводом. Основная трудность создания таких податчиков состоит в значительной сложности конструктивного выполнения, особенно при взрывобезопасном исполнении всей машины. Все сказанное выше поставило вопрос о необходимости более глубокого теоретического и экспериментального исследований механизма автоподатчика вышеописанного электропневматического бурильного молотка.

При исследовании ставилась цель: уточнить правильность теоретических предпосылок, допущенных при конструировании

автоподатчика, и выявить его работоспособность, разработать рабочие формулы и номограммы для расчета аналогичных подающих устройств при определенных, заранее заданных параметрах бурильных машин.

С целью экспериментального исследования работоспособности автоподатчика последний был изготовлен Томским электро-механическим заводом как самостоятельный узел. Экспериментальное исследование проводилось в лаборатории горных машин Томского политехнического института. По предварительным данным механизм податчика работает вполне удовлетворительно*.

В данной работе приведены некоторые результаты теоретического исследования автоподатчика.

Описание конструкции механизма автоподатчика

Зубчато-винтовой механизм автоподатчика (рис. 1 и 2), осуществляющий подачу бурильного молотка и поворот бура, со-

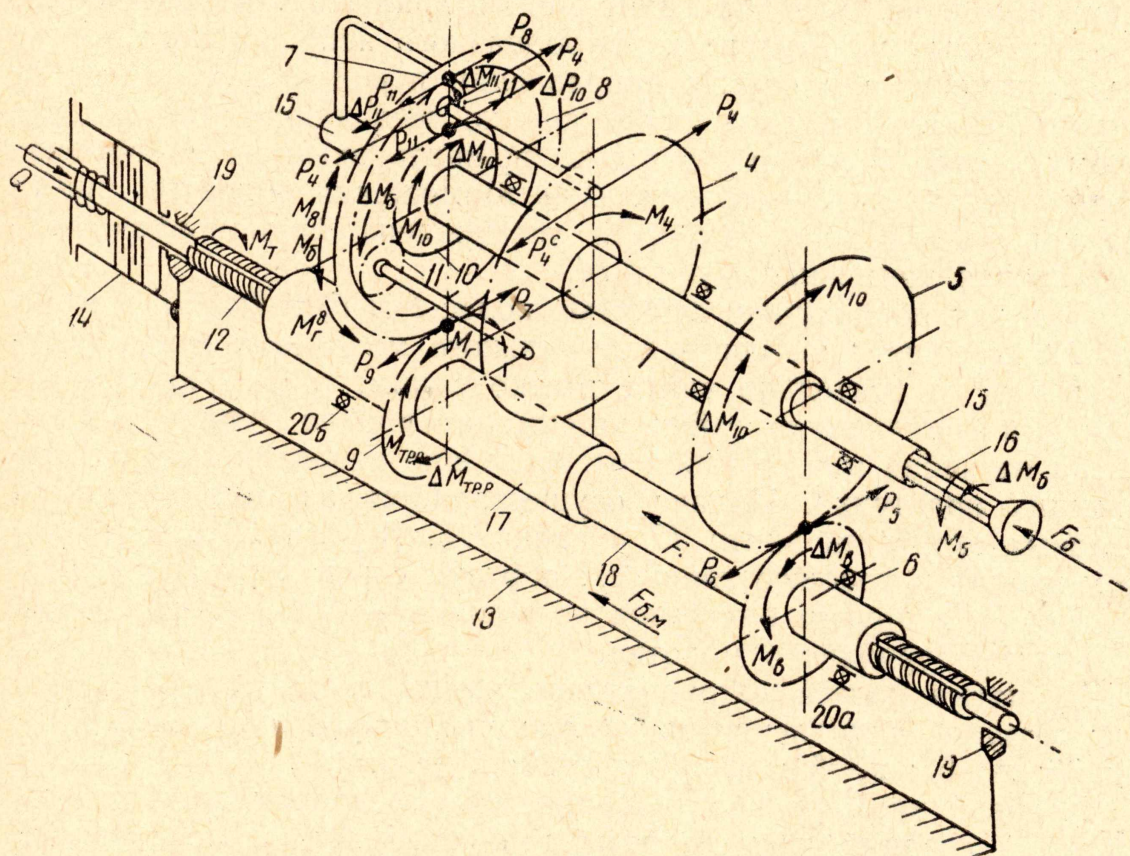


Рис. 2. Схема усилий и моментов, действующих на звенья механизма автоподатчика.

стоит из серии зубчатых колес (4, 11, 10, 7, 8, 9, 5, 6), включающей в себя несимметричный цилиндрический дифференциал, ходового винта 12, гайки 17, втулок 15 и 18.

* Результаты этого исследования изложены в статье, помещенной в настоящем сборнике.

Дифференциальный механизм образован из колеса 4, являющегося водилом пальцев трех сателлитов 11, и двух центральных колес 7—8 и 10. Большое центральное колесо 7—8 имеет два зубчатых венца 7 и 8. Внутренний венец 8 находится в зацеплении с сателлитами 11 дифференциала, а внешний — с зубчатым колесом 9, которое соединено шпонкой с ходовой гайкой 17. Кроме того, зубчатое колесо 7—8 через ступицу, шпонку и втулку 15 с шестигранным отверстием для хвостовика бура 16 передает вращение последнему. Таким образом, от центрального колеса 7—8 приводятся во вращение ходовая гайка 17 и бур 16.

Малое центральное колесо 10 через втулку связано шпоночным соединением с зубчатым колесом 5, работающим в паре с колесом 6. Колесо 6 насажено на втулку 18, которая на внутренней, охватывающей винт поверхности имеет два шпоночных выступа, которые входят в продольные пазы ходового винта 12 правой резьбы. Ходовой винт может вращаться в опорах 19, закрепленных на станине корытообразного неподвижного корпуса податчика, а в осевом направлении перемещения иметь не может. Шпоночные пазы прорезаны по всей длине винта 12, поэтому колесо 6 может не только вращать винт, но и свободно перемещаться вдоль его оси. Для торможения ходового винта на консольном конце его вала установлена фрикционная многодисковая тормозная муфта 14.

Так как подшипники зубчатых колес 9 и 6, гайки 17 и втулки 18 укреплены на корпусе бурильного молотка и могут перемещаться относительно винта только с ним, то при навинчивании или свинчивании гайки происходит подача бурильного молотка на забой или от забоя относительно неподвижных направляющих податчика. Подача осуществляется за счет разности угловых скоростей винта 12 и гайки 17. Втулка 18 одним концом входит в ходовую гайку 17, образуя с ней пару скользящего трения, а другим опирается на подшипник 20а, закрепленный в корпусе бурильного молотка.

Зубчатые колеса автоподатчика имеют следующие параметры: модуль зацепления $m=2$ мм; число зубьев $z_4=64$, $z_5=61$, $z_6=36$; $z_7=62$; $z_8=54$; $z_9=35$; $z_{10}=30$; $z_{11}=12$.

Ходовой винт: резьба трапецеидальная, правая, угол резьбы $2\beta=30^\circ$, средний диаметр резьбы $d_{cp}=27$ мм, число заходов резьбы $i=4$, ход винта $a=it=24$ мм, шаг винта $t=\frac{a}{i}=6$ мм.

Структура кинематической цепи

Дифференциальный зубчатый механизм, входящий в механизм подачи и поворота бура, имеет: число подвижных звеньев $n=4$, число вращательных пар V класса $p_5=4$, число пар IV класса $p_4=2$. Стойкой механизма является корпус бурильного молотка. Так как все звенья совершают движения в парал-

лельных плоскостях, то он представляет собой плоский механизм, к которому может быть применена структурная формула П. Л. Чебышева [3, стр. 102] для определения степени подвижности кинематической цепи

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 2.$$

Таким образом, в кинематическом отношении данный механизм представляет собой механическую систему с двумя степенями свободы.

Центральные колеса механизма 7—8 и 10 связаны между собой дополнительной передачей с одной степенью свободы, состоящей из зубчатых колес 5 и 6, втулки, ходового винта, гайки и колеса 9. Эта связь обуславливает определенную зависимость между угловыми скоростями указанных центральных колес. Из указанного следует, что механизм автоподатчика представляет собой замкнутый дифференциальный механизм, для приведения в движение которого достаточно иметь одно ведущее звено, роль которого и выполняет водило — зубчатое колесо 4. Бур 16 и центральное колесо 7—8 соединены между собой и имеют одинаковую скорость вращения, которая зависит от изменения сопротивления вращению бура в шпуре. Поэтому закон движения центрального колеса 10, а следовательно, и ходового винта также зависит от изменения этого сопротивления в процессе бурения.

Кинематическое исследование механизма автоподатчика

Определение угловых скоростей зубчатых колес дифференциального механизма производилось табличным методом, по правилу Свампа [4, 5].

При дальнейших рассуждениях принято, что водило — колесо 4 вращается против часовой стрелки, если смотреть вдоль винта со стороны тормозной муфты 14 на забой.

Нами были исследованы следующие возможные случаи работы бурильного молотка:

1. Ходовой винт не вращается (заторможен фрикционной муфтой), поэтому $n_в = n_6 = n_5 = n_{10} = 0$, и дифференциальный механизм превращается в планетарный, у которого неподвижным звеном является центральное колесо 10, ведущим — водило 4, а ведомым звеном — колесо 7—8.

Число оборотов двухвенечного колеса 7—8 (бура)

$$n_{7-8} = n_6 = -n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right) \text{ об/мин.}$$

Число оборотов колеса 9 (ходовой гайки)

$$n_9 = n_7 = n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right) \frac{z_7}{z_9} \text{ об/мин.}$$

Так как ходовой винт неподвижен, то гайка при своем вращении будет наворачиваться на него и перемещать бурильный молоток в сторону забоя со скоростью

$$V = an_{\Gamma} = an.$$

2. Бур заклинился в трещине разрушаемой горной породы. Центральное колесо 7—8 неподвижно, колесо 9 и гайка ходового винта не вращаются. В результате имеем планетарный механизм с неподвижным звеном — колесом 7—8, ведущим звеном — водилом 4 и ведомым звеном — центральным колесом 10.

$$(n_{7-8} = n_7 = n_8 = 0).$$

В этом случае:

$$n_{10} = n_5 = -n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \text{ об/мин},$$

$$n_6 = n_B = +n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \frac{z_5}{z_6} \text{ об/мин}.$$

Через колеса 10, 5, 6 и втулку 18 вращение передается ходовому винту, который перемещает гайку, а вместе с ней и корпус бурильного молотка, относительно неподвижного корпуса податчика влево от забоя со скоростью

$$V = an_B = an_6.$$

3. Общий случай работы механизма подачи и поворота бура. В общем случае все звенья, за исключением корпуса податчика, являются подвижными, и механизм превращается в дифференциальный. Очевидно, что при постоянной скорости вращения ведущего звена 4 все ведомые звенья будут иметь в данный момент различные угловые скорости. Причем при изменении сопротивления на буре, т. е. при изменении числа оборотов центрального колеса 7—8, скорости всех остальных звеньев будут изменяться в диапазоне рассмотренных выше двух случаев, режимы которых являются предельными режимами работы бурильного молотка. На основании сказанного, можно записать следующие выражения:

$$-n_4 = \text{const},$$

$$0 \leq n_{7-8} = n_6 \leq -n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right),$$

$$0 \leq n_{10} = n_5 \leq -n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right),$$

$$0 \leq n_9 = n_{\Gamma} \leq +n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right) \frac{z_7}{z_9},$$

$$0 \leq n_6 = n_B \leq +n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \frac{z_5}{z_6}.$$

где знак плюс означает направление вращения по часовой стрелке, если смотреть вдоль винта со стороны тормозной муфты на забой, а знак минус — противоположное направление.

Найдем взаимосвязь между угловыми скоростями звеньев дифференциального механизма. Предположим, что при постоянной угловой скорости водила 4 бур и связанное с ним центральное колесо 7—8 делают Kn_4 оборотов в минуту, где K — коэффициент, характеризующий режим работы податчика. Применим табличный метод (см. таблицу). Из строки 5 таблицы имеем:

$$-n_4 = \text{const}, \quad (1)$$

$$n_{7-8} = n_6 = -Kn_4, \quad (2)$$

$$n_{10} = Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}} - n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}}\right), \quad (3)$$

$$n_9 = n_7 = +Kn_4 \frac{z_7}{z_9}, \quad (4)$$

$$n_6 = n_B = n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}}\right) \frac{z_5}{z_6} - Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{z_5}{z_6}. \quad (5)$$

Решая совместно уравнения (4) и (5), найдем зависимость $n_7 = f(n_B)$ в форме

$$\frac{n_B}{n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}}\right) \frac{z_5}{z_6}} + \frac{n_7}{n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8}\right) \frac{z_7}{z_9}} = 1. \quad (6)$$

Из уравнений (2) и (5) получим $n_B = \varphi(n_6)$

$$\frac{n_B}{n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}}\right) \frac{z_5}{z_6}} - \frac{n_6}{n_4 \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8}\right)} = 1. \quad (7)$$

Скорость подачи бурового молотка определяется разностью угловых скоростей ходовой гайки ($n_7 = n_9$) и ходового винта ($n_B = n_6$) и равна

$$V = (n_7 - n_B)a. \quad (8)$$

Подставляя в уравнение (8) значение n_7 из уравнения (6), определяем $V = \psi(n_B)$

$$\frac{V}{n_4 \frac{z_7}{z_9} \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8}\right)} + \frac{n_B}{n_4 \frac{z_7}{z_9} \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8}\right)} = 1. \quad (9)$$

Таблица

Характер движения	Дифференциальный механизм				Дополнительная передача	
	число оборотов звеньев				число оборотов звеньев	
	водило- колесо 4	центрально- ное колесо 7-8	сателлит 11	центральное коле- со 10 (колесо 5)	колесо 9 (гайка)	колесо 6 (ходовой винт)
Вращение всей жестко скрепленной системы вместе с первым ведущим звеном-водителем 4	$-n_4$	$-n_4$	$-n_4$	$-n_4$	$+n_4 \frac{z_7}{z_9}$	$+n_4 \frac{z_5}{z_6}$
Вращение колеса 7-8 на n_4 оборотов, но в обратную сторону при неподвижном водиле 4	0	$+n_4$	$+n_4 \frac{z_8}{z_{11}}$	$-n_4 \frac{z_8}{z_{10}}$	$-n_4 \frac{z_7}{z_9}$	$+n_4 \frac{z_8}{z_{10}} \frac{z_5}{z_6}$
Результат сложения данных 1-й и 2-й строк	$-n_4$	0	$-n_4 \left[1 - \frac{z_8}{z_{11}} \right]$	$-n_4 \left[1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right]$	0	$+n_4 \left[1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right] \frac{z_5}{z_6}$
Добавочное заданное вращение второго ведущего звена-колеса 7-8 при неподвижном водиле	0	$-Kn_4$	$-Kn_4 \frac{z_8}{z_{11}}$	$+Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}}$	$+Kn_4 \frac{z_7}{z_9}$	$-Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}} \frac{z_5}{z_6}$
Результат сложения данных 3-й и 4-й строк	$-n_4$	$-Kn_4$	$-n_4 \left[1 - \frac{z_8}{z_{11}} \right] - Kn_4 \frac{z_8}{z_{11}}$	$Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}} - n_4 \left[1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right]$	$+Kn_4 \frac{z_7}{z_9}$	$+n_4 \left[1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right] \frac{z_5}{z_6} - Kn_4 \frac{z_8}{z_{10}} \frac{z_5}{z_6}$

Зависимость $V = F(n_6)$ может быть установлена, если в уравнении (9) заменить n_B выражением, полученным из уравнения (7),

$$\frac{V}{n_4 a \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}}\right) \frac{z_5}{z_6}} + \frac{n_6}{n_4 \frac{\left(1 + \frac{z_{10}}{z_8}\right)}{\left(1 + \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{z_6}{z_5}\right)}} = -1. \quad (10)$$

Установленные в общем виде функциональные зависимости

$$n_r = f(n_B), \quad n_B = \varphi(n_6), \quad V = \psi(n_B) \text{ и } V = F(n_6)$$

представляют собой уравнения прямых в отрезках, отсекаемых на осях координат.

Коэффициент $K = \frac{n_{7-8}}{n_4} = \frac{n_6}{n_4}$ изменяется в следующих пределах: ходовой винт не вращается, бурильный молоток перемещается в сторону забоя

$$K = 1 + \frac{z_{10}}{z_8}.$$

Бур заклинился

$$n_{7-8} = n_6 = 0, \quad K = 0.$$

При $K = 1$:

$$n_{7-8} = n_6 = -n_4,$$

$$n_{10} = -n_4,$$

$$n_r = n_9 = +n_4 \frac{z_7}{z_9},$$

$$n_B = n_6 = +n_4 \frac{z_5}{z_6},$$

$$V = (n_r - n_B) a = n_4 \left(\frac{z_7}{z_9} - \frac{z_5}{z_6} \right) a.$$

В результате подстановки в уравнения (6), (7), (9) и (10) численных значений, входящих в них известных величин для запроектированного автоподатчика, получим следующие зависимости:

$$\frac{n_B}{4,746n_4} + \frac{n_r}{2,752n_4} = 1, \quad (11)$$

$$\frac{n_B}{4,746n_4} - \frac{n_6}{1,555n_4} = 1, \quad (12)$$

$$\frac{V}{6,631n_4} + \frac{n_B}{1,746n_4} = 1, \quad (13)$$

$$\frac{V}{11,38n_4} + \frac{n_6}{0,983n_4} = -1. \quad (14)$$

При $n_4=175$ об/мин формулы принимают вид:

$$n_B = 830 - 1,722n_r, \quad (15)$$

$$n_B = 830 + 3,052n_c \quad (16)$$

$$V = 1160 - 3,803n_B \quad (17)$$

$$V = -(1992 + 1,158n_6), \quad (18)$$

где n_B , n_r , n_6 даны в об/мин; V — в см/мин. При пользовании уравнениями (11—18) следует учитывать направления вра-

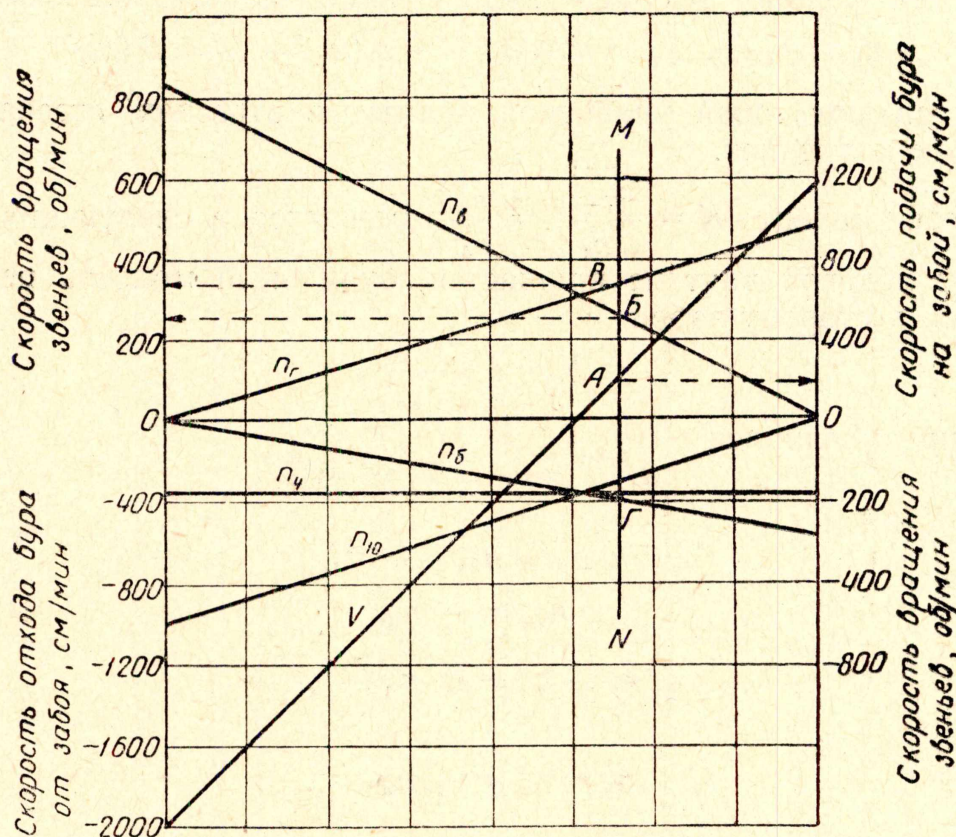


Рис. 3. Номограмма, характеризующая кинематику автоподатчика.

щения зубчатых колес, поэтому необходимо подставлять значения $+n_r$, $+n_B$ и $-n_6$.

Графики, построенные по уравнениям (15), (16), (17) и (18), сведены в номограмму, представленную на рис. 3. Номограмма позволяет по заданной величине скорости какого-либо звена определить скорости всех остальных звеньев. Таким образом, пользуясь номограммой, можно охарактеризовать кинематически все разнообразие режимов работы бурильного молотка, которое обеспечивает данный зубчато-винтовой автоподатчик. Например, задана скорость подачи машины на забой $V = +200$ см/мин. Необходимо определить угловые скорости винта, гайки и бура. На линии изменения V заданной скорости соответствует точка A . Через точку A проводим вертикальную пря-

мую MN , которая пересекает линии, представляющие собой законы распределения искомых величин в точках B , B и G . Проекции точек B , B и G на соответствующие оси координат определяют неизвестные величины: $n_B = +255$ об/мин, $n_r = +330$ об/мин, $n_6 = -190$ об/мин.

В заключение укажем, что, используя зависимости, представленные уравнениями (6), (7), (9) и (10), можно не только проводить анализ данного податчика, но синтезировать новый механизм.

Статика механизма автоподатчика

Предположим, что при постоянной скорости водила 4 центральные колеса 7—8 и 10 дифференциального механизма вращаются в данный момент с угловыми скоростями n_B и n_{10} .

Со стороны зубчатого колеса 4 к пальцам трех сателлитов приложена суммарная движущая сила P_4 . Для упрощения задачи эту силу считаем приведенной к оси одного сателлита (рис. 2). Так как нагрузка P_4 сосредоточена в центре сателлита 11, то давления P_8 и P_{10} , представляющие собой окружные усилия, приложенные к колесам 8 и 10, равны между собой. Тогда моменты, действующие на основные соосные валы с колесами 4, 8 и 10, будут равны:

$$M_4 = P_4 l,$$

$$M_8 = P_8 r_8 = \frac{P_4}{2} \cdot \frac{m z_8}{2},$$

$$M_{10} = P_{10} r_{10} = \frac{P_4}{2} \cdot \frac{m z_{10}}{2},$$

где l — радиус вращения пальца сателлита 11, r_8 и r_{10} — радиусы начальных окружностей зубчатых колес 8 и 10. Так как

$$l = \frac{r_8 + r_{10}}{2},$$

то

$$M_4 = M_8 + M_{10}. \quad (19)$$

Уравнения, выражающие зависимости между моментами на соосных валах в дифференциальном механизме, с учетом потерь на трение имеют вид:

$$M_4 = \frac{M_8}{\eta} \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right), \quad (20)$$

$$M_4 = \frac{M_{10}}{\eta} \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right), \quad (21)$$

где η — коэффициент полезного действия дифференциального механизма, у которого подвижны все три основных звена. Определение η будет дано ниже.

Центральное двухвенечное колесо 7—8 передает одновременно вращение буру 16 и ходовой гайке 17, поэтому можно записать

$$M_8 = M_6 + M_8^g, \quad (22)$$

где M_6 — составляющая M_8 , — идущая на преодоление момента сопротивления вращению бура;

M_8^g — составляющая M_8 , равная приведенному к валу зубчатого колеса 8 моменту сопротивлений, связанных с вращением ходовой гайки 17 относительно ходового винта 12.

При работе податчика величина M_6 изменяется в пределах от $M_6 = 0$ (бур вращается свободно) до $M_6 = M_{6 \max}$ (бур заклинился)

$$M_8^g = \frac{M_g}{i_{7-9} \eta_1}, \quad (23)$$

где $M_g = M_{\text{тр.р}} = F \frac{d_{\text{ср}}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ — вращающий момент на гайке, численно равный моменту сопротивления в резьбе пары винт — гайка; $F = F_6 + F_{6.м}$ — осевое усилие, действующее между гайкой и винтом, представляет собой суммарное усилие сопротивления подачи бурильного молотка на забой, приведенное к оси винта;

F_6 — сила прижатия бура к забою;

$F_{6.м}$ — сила сопротивления перемещению бурильного молотка по направляющим корпуса податчика;

$d_{\text{ср}}$ — средний диаметр резьбы;

α — угол подъема винтовой линии;

φ — угол трения пары винт — гайка;

$i_{7-9} = \frac{z_9}{z_7}$ — передаточное число;

η_1 — к. п. д. передачи от колеса 8 к гайке.

После подстановки величин, входящих в уравнение (22), получим

$$M_8 = M_6 + F \frac{d_{\text{ср}}}{2\eta_1} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{z_7}{z_9}. \quad (24)$$

• Чтобы обеспечить вращение бура и подачу бурильного молотка на забой, необходимо преодолеть момент M_8 , для чего должен быть создан соответствующий момент на центральном колесе 10.

Обозначим через M_B вращающий момент на оси винта, который передается через передачу 5—6 от вала центрального колеса 10. Тогда момент на колесе 10 будет равен

$$M_{10} = M_B \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{1}{\eta_2}, \quad (25)$$

где η_2 — к. п. д. передачи от вала колеса 5 к валу винта.

Из анализа картины усилий и моментов, действующих на звенья механизма (рис. 2), следует, что вращающие моменты M_T и M_B имеют всегда одинаковое направление. Сопротивление, соответствующее этим моментам, создается искусственно при помощи многодисковой тормозной муфты 14, которая состоит из двух групп стальных дисков. Одна группа дисков связана с неподвижным корпусом податчика, а вторая с ходовым винтом. Общий реактивный момент M_T сопротивления вращению, создаваемый тормозной муфтой, таким образом, должен быть равен

$$M_T = M_T + M_B. \quad (26)$$

Рассмотрим, как реагирует автоподатчик на изменение сопротивления вращению бура.

Предположим, что в результате увеличения сопротивления вращению бура в шпуре момент M_6 возрос на величину ΔM_6 . С ростом M_6 окружное усилие P_{11} , представляющее собой давление зуба колеса 8 на зуб сателлита 11, получает приращение $\Delta P_{11} = \frac{\Delta M_6}{r_8}$, вследствие чего нарушается равновесие всей системы. Усилие ΔP_{11} относительно оси вращения сателлита создает момент $\Delta M_{11} = \Delta P_{11} r_{11}$, который, в свою очередь, вызывает дополнительное давление $\Delta P_{10} = \Delta P_{11} = \frac{\Delta M_{11}}{r_{11}}$ зуба сателлита на зуб колеса 10. В результате вращающий момент на центральном колесе 10 возрастает на величину $\Delta M_{10} = \Delta P_{10} r_{10}$, что в конечном счете приводит к увеличению момента M_B , вращающего винт на $\Delta M_B = \Delta M_{10} \frac{r_6}{r_5}$. Вместе с тем, с ростом M_6 вращающий момент на гайке уменьшается на величину

$$\Delta M_T = \Delta M_6 \frac{r_9}{r_7}.$$

В результате перераспределения моментов угловая скорость винта n_B увеличивается при уменьшении скорости гайки n_T . Поэтому с ростом сопротивления вращению бура скорость подачи V падает; при $n_B = n_T$ $V=0$. При дальнейшем возрастании M_6 будет наблюдаться неравенство $n_B > n_T$, в силу чего скорость подачи становится отрицательной, и молоток будет отходить от забоя. В предельном случае — заклинивания лезвия бура в шпуре, когда $n_6 = 0$, дифференциальный механизм превращается в планетарный с неподвижными центральными коле-

са по. $n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \frac{z_5}{z_6}$ кой ходового винта ($n_r = 0$). В этом случае винт альную угловую скорость вращения $n_{в \max} = n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \frac{z_5}{z_6}$ и произойдет быстрый отвод корпуса бурильного молотка от забоя со скоростью

$$V_{\max} = - n_4 \left(1 + \frac{z_8}{z_{10}} \right) \frac{z_5}{z_6} a.$$

Укажем, что кинематические соотношения механизма автоподатчика могут быть подобраны с таким расчетом, чтобы необходимый отход бурильного молотка при заклинивании бура осуществлялся за время между двумя ударами бура по породе.

При уменьшении сопротивления вращению бура в шпуре произойдет процесс, обратный описанному.

Максимальная скорость подачи бурильного молотка на забой соответствует тому случаю, когда бур не встречает сопротивления шпура. В этом случае сопротивления, связанные с вращением бура, будут незначительны. Поэтому сумма моментов, вращающих винт и гайку, будет меньше момента, создаваемого тормозной муфтой. Отсюда следует, что винт 12 станет неподвижным и дифференциальный механизм превратится в планетарный с неподвижным центральным колесом 10, ведущим водилом 4 и ведомым центральным колесом 8. При этом гайка будет вращаться с максимальным числом оборотов

$$n_{r \max} = + n_4 \frac{z_7}{z_9} \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right),$$

а наибольшая скорость подачи будет равна

$$V_{\max} = + n_4 \frac{z_7}{z_9} \left(1 + \frac{z_{10}}{z_8} \right) a.$$

Изменение сопротивления буру в шпуре обуславливает и изменение числа оборотов бура. Так, например, при увеличении сопротивления за счет крепости породы или других факторов одновременно с уменьшением скорости подачи снижается и скорость вращения бура. Указанное изменение числа оборотов бура приводит при постоянном числе ударов к уменьшению угла поворота лезвия бура между двумя ударами по отношению к забою шпура. И, наоборот, при уменьшении сопротивления вращению (при бурении более слабых пород) увеличиваются скорость подачи и угол поворота бура между ударами. Такая зависимость изменения угла поворота бура между двумя ударами вполне удовлетворяет требованиям, предъявляемым к поворотным устройствам бура с точки зрения уменьшения энергоемкости процесса разрушения горной породы и увеличения производительности бурения.

Вышеприведенный анализ работы механизма зубчато-винтового автоподатчика позволяет сделать вывод о том, что он не только автоматизирует подачу, но и предохраняет всю систему от возможных перегрузок. Это достигается тем, что в конструкцию автоподатчика введены дифференциальный механизм и многодисковая тормозная муфта.

Предварительная регулировка автоподатчика с целью подбора наиболее целесообразных режимов работы бурильного молотка осуществляется за счет изменения усилия Q , сжимающего диски трения муфты 14 (рис. 1), а следовательно, за счет изменения сопротивления вращению ходового винта.

Уравнения (19)—(26) позволяют установить следующие зависимости между величинами, характеризующими работу механизма автоподатчика:

$$AM_6 + BF - M_T = 0, \quad (27)$$

$$\text{где } A = \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \eta_2; \quad B = \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \left(1 + \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \frac{\eta_2}{\eta_1} \right);$$

$$M_4 = M_6 \frac{1}{\eta_1} \left[1 - \frac{\frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{1}{\eta_1} - \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{1}{\eta_2}}{\frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{1}{\eta_2} \cdot \left(1 + \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \right)} \right] +$$

$$+ M_T \frac{1}{\eta} \left[\frac{z_5}{z_6} \frac{1}{\eta_2} + \frac{\frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{1}{\eta_1} - \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{1}{\eta_2}}{\left(1 + \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \right)} \right]. \quad (28)$$

Как было показано, механизм податчика представляет собой замкнутый дифференциальный механизм, в состав которого входит винтовая кинематическая пара. Методы определения к. п. д. подобных механизмов нам не известны. Поэтому для ориентировочной оценки потерь на трение поступаем следующим образом. Определяем к. п. д. дифференциального механизма, а затем через частные к. п. д. учитываем потери в передачах от центральных колес 8 и 10 к гайке и ходовому винту. Более точному решению данного вопроса должно быть посвящено специальное исследование теоретического и экспериментального характера.

В настоящее время существует ряд методов для определения потерь на трение и к. п. д. планетарных механизмов [4; 6; 7]. «Из всех приемов для определения к. п. д. планетарных передач наиболее рациональным является тот, при котором искомое значение выражается через к. п. д. η^H (или коэффициент потерь $\psi^H = 1 - \eta^H$) простой передачи, полученной из планетарной остановки водила, т. е. сообщением всем звеньям угловой скорости водила с обратным знаком» [6, стр. 196].

Для оценки потерь на трение в дифференциальном механизме податчика применяем методику, изложенную в работе [9]. Для общего случая работы механизма, когда подвижны все три основные звена (водило 4, центральные колеса 8 и 10), в среднем будем иметь $\eta = 0,96$.

К.п.д. передачи от центрального колеса 8 к гайке 17 с учетом потерь в зацеплении, в подшипниках качения и потерь на трение втулки 18 о гайку 17 принимаем $\eta_1 = 0,90$.

К.п.д. передачи от вала колеса 5 к валу винта (потери в зацеплении, в опорах ходового винта и потери на трение в пазах при перемещении втулки 18 вдоль оси ходового винта) $\eta_2 = 0,85$.

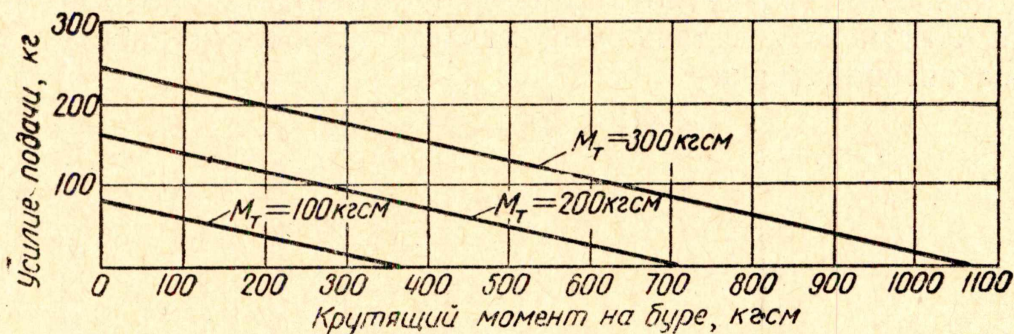


Рис. 4. График изменения усилия подачи F в зависимости от изменения крутящего момента на буре M_b при $M_t = \text{const}$.

Определим входящие в уравнение (27) постоянные коэффициенты A и B по данным для проектируемого податчика:

$$A = \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \eta_2 = 0,28;$$

$$B = \frac{d_{\text{ср}}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \left(1 + \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \right) = 1,21;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{\pi d_{\text{ср}}} = 0,28308; \quad \alpha = 15^\circ 48'.$$

Ходовой винт снабжен трапецеидальной нарезкой с углом при вершине $2\beta = 30^\circ$, поэтому приведенный коэффициент трения в резьбе равен

$$f' = \operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \beta} = 0,2588.$$

По условиям эксплуатации возможно сильное загрязнение резьбы, поэтому принимаем $f = 0,25$ [5, стр. 332].

После подстановки значений A и B уравнение (27) принимает вид

$$0,28M_b + 1,21F - M_t = 0. \quad (29)$$

Подставляя известные величины в уравнение (28), получим

$$M_4 = 1,04M_b + 2,05M_t. \quad (30)$$

Зависимости (29) и (30) представлены графически на рис. 4 и 5.

Умножив правую и левую части равенства (30) на величину $\frac{n_4}{71\,620} 0,736$, будем иметь:

$$\frac{M_4 n_4}{71\,620} 0,736 = \frac{1,04 M_6 n_4}{71\,620} 0,736 + \frac{2,05 M_T n_4}{71\,620} 0,736, \quad (31)$$

где $\frac{M_4 n_4}{71\,620} 0,736 = P_4 \text{ кВт}$ —

мощность на водиле — колесо 4;

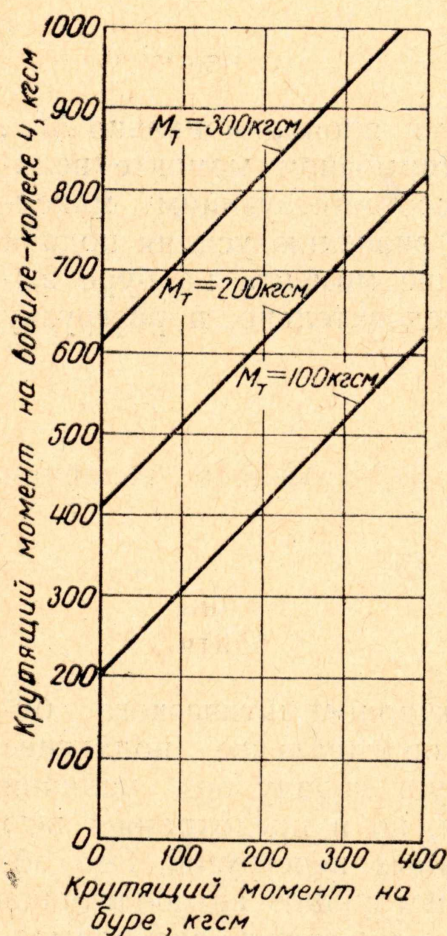


Рис. 5. График изменения крутящего момента на водиле-колесе 4 в зависимости от изменения крутящего момента на буре.

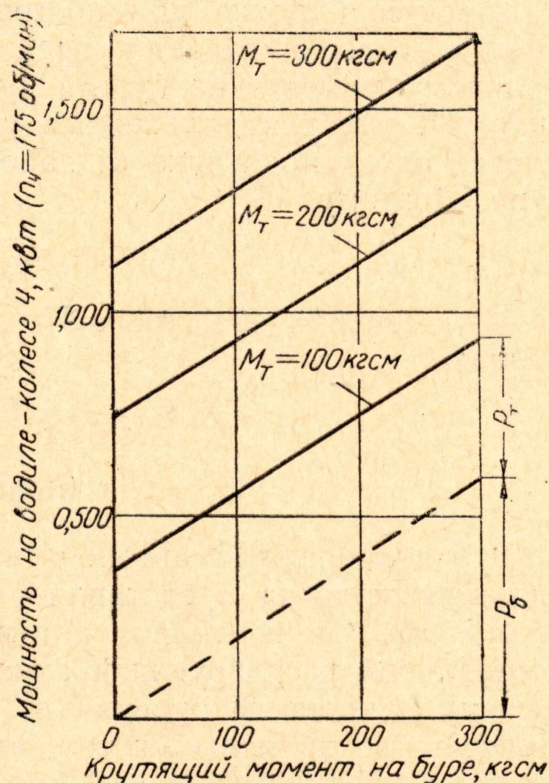


Рис. 6. График изменения мощности на водиле-колесе 4 в зависимости от изменения крутящего момента на буре: P_T — расход мощности на торможение винта; P_6 — расход мощности на вращение бура.

$\frac{1,04 M_6 n_4}{71\,620} 0,736 = P_6 \text{ кВт}$ — мощность, расходуемая на вращение бура;

$\frac{2,05 M_T n_4}{71\,620} 0,736 = P_T \text{ кВт}$ — мощность, потребляемая тормозной муфтой.

На рис. 6 дана картина изменения мощности на водиле — колесе 4 (при $n_4 = 175 \text{ об/мин}$) в функции крутящего момента на буре при различных тормозных моментах. При $M_T = 100 \text{ кгссм}$ пунктирная линия на рис. 6 определяет расход мощности на

вращение бура и мощность, потребляемую тормозной муфтой на торможение винта. Оценить теоретически суммарный расход мощности на трение в механизме не представляется возможным. Очевидно, его величина мала по сравнению с P_T .

Коэффициент полезного действия податчика может быть представлен как отношение мощности, расходуемой на вращение бура P_6 , к мощности на водиле—колесе 4 P_4

$$\eta_{\text{под}} = \frac{P_6}{P_4}.$$

Полезная мощность P_6 увеличивается пропорционально M_6 . В процессе бурения при постоянном тормозном моменте величина $\eta_{\text{под}}$ ограничивается пределом, соответствующим максимальному моменту на буре и нулевому значению усилия подачи (рис. 4), так как дальнейшее увеличение момента на буре вызывает отход податчика от забоя, а следовательно, и разгрузку бура. Поэтому

$$\eta_{\text{под. max}} \approx 0,65.$$

При средних значениях M_6 и F к.п.д. составляет величину порядка

$$\eta_{\text{под. ср}} = 0,35 - 0,45.$$

ВЫВОДЫ

Зубчато-винтовой автоподатчик электропневматического бурильного молотка представляет собой оригинальное подающее устройство. Он не только автоматизирует подачу без наличия специальной регулирующей аппаратуры, но и предохраняет всю систему в процессе бурения от возможных перегрузок. Это обстоятельство объясняется тем, что в конструкцию автоподатчика введены дифференциальный механизм и многодисковая тормозная муфта. Способность к саморегулированию в широких пределах взаимосвязанных величин момента на буре M_6 и усилия подачи F улучшает условия работы бурильных машин и бурового инструмента, а также создает более стабильную нагрузку на двигатель. Нужно полагать, что подобный механизм найдет себе применение в горном машиностроении.

ЛИТЕРАТУРА

1. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов. О конструировании электрических машин ударного действия. Известия ТПИ, т. 78, Томск, 1954.
2. О. Д. Алимов. Исследование механизма разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении и исходных параметров бурильных молотков. Кандидатская диссертация. Библиотека ТПИ, Томск, 1953.
3. И. И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Гостехтеоретиздат, 1953.

4. Н. Ф. Руденко. Планетарные передачи. Машгиз, 1947.
 5. Л. Б. Левенсон. Теория механизмов и машин. Машгиз, 1954.
 6. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. ЛКВВИА, 1951.
 7. Ф. М. Куровский. Оценка потерь на трение в механизмах с несколькими степенями свободы. Труды Московского ордена Ленина энергетического института им. В. М. Молотова, в. XVII, Госэнергоиздат, 1955.
 8. В. Н. Кудрявцев. Листки для конструктора. Планетарные передачи. Вестник машиностроения, № 4, 1953.
 9. В. Н. Кудрявцев. Листки для конструктора. Планетарные передачи. Вестник машиностроения, № 5, 1953.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По вине
13	1 сн.	7-10	T-10	Корр.
14	13 сн.	R-754	RH-754	»
28	1 сн.	$A_y = \frac{mV_6^2}{2}$	$A_y = \frac{mV_y^2}{2}$	Авт.
34	18—20 сн.		2 — диаграмма колебаний корпуса молотка; 3—диаграмма углового перемещения бура; 4—диаграмма давления воздуха в задней полости цилиндра молотка; 5 — диаграмма давления в передней полости;	
35	1 сн.	Scerving Stiense	Serving Science	Авт.
46	14 сн.	изменения	изменении	Ред.
90—91	Рис. 7 и 8	поменять местами, сохранив на месте подрисовочные подписи		Тип.
97	10 сн.	бурильного молотка	автоподатчика	Авт.
107	2—3 сн.	остановки	остановкой	»
156	2 св.	поверхностей	поверхностной	Корр.
166	14 сн.	разбуренным	пробуренным	Авт.
179	9 св.	кинетическую	кинематическую	Корр.
189	5 св.	(59—200 мм)	(50—200 мм)	»
192	10 сн.	расширится	расширителя	Тип.
197	1 св.	кинетики	кинематики	Корр.
198	3—6 св.	Строку пятую читать после второй строки	Строку пятую читать после второй строки	Тип.
199	14 сн.	кинетики	кинематики	Авт.
212	12 св.	Л. Б. Левенмон	Л. Б. Левенсон	Авт.
219	3 сн.	$A = a + h . . . + h.$	$A = a + h . . . + h. (16)$	Корр.
223	3 св.	$-\left(30 \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 5$	$-30 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 5$	Тип.
224	19—20 св.	увеличилась	увеличивалась	Корр.
229	10 св.	АОФ4-2	АОФ42-2	Авт.
243	11 св.	1, 15	1, 5	Корр.