

Я. И. АЛЫШИЦ, Б. А. ВЕРКЛОВ, А. Н. ВОРОВИЦКИЙ, Ф. В. КОСТЮКЕВИЧ,
Г. В. МАЛЕЕВ, П. А. ОСОКИН, Б. Л. РОЗЕНБЕРГ

ГОРНЫЕ МАШИНЫ

*Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для горных вузов и факультетов*

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛИТЕРАТУРЫ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ

Москва 1961

АННОТАЦИЯ

В книге приводятся основные сведения, необходимые при проектировании наиболее распространенных горных машин. Изложены основы теорий разрушения углей, определены расчетные нагрузки трансмиссий к исполнительным органам на выносливость и при кратковременных перегрузках, установлены основные параметры электродвигателей и муфт предельного момента. Приведены также основные положения автоматического регулирования машин для выемки угля. Рассмотрены вопросы определения расчетных данных при проектировании подающих частей с различными вариаторами скорости и пределы их регулирования. Даны сведения по методикам современных исследований горных машин в лаборатории и шахте.

Приведены сведения о выемочных и проходческих машинах, нашедших применение в угольных шахтах.

Отличительной особенностью книги является широкое использование научно-исследовательских работ, выполненных авторами книги и работниками других институтов.

Книга является учебным пособием для студентов вузов по специальности «Горные машины» и может быть использована работниками СКБ заводов угольного машиностроения, конструкторско-исследовательских институтов и инженерных служб на шахтах.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теоретические и экспериментальные работы, проведенные в последние годы институтами Академии наук СССР и союзных республик, научно-исследовательскими институтами угольной промышленности, конструкторскими институтами угольного машиностроения, коллективами кафедр «Горные машины» учебных институтов и конструкторскими бюро заводов во многих случаях позволяют обоснованно выбирать основные параметры машин, мощность и характеристики их двигателей, а также исходные данные для расчета основных узлов машин.

Особенно значительные работы проведены в области исследования машин для выемки угля.

На этой основе при изложении материала по первому разделу книги — «Машины для очистных работ» — авторы стремились отказаться от обычно принимавшихся до сих пор обоснований в некоторых расчетах и выборах параметров. Например, расчетный график нагрузки для тех или иных узлов машины принимался подобным графикам, принятым в предыдущих расчетах ориентировочно; характеристики двигателей принимались подобными имевшимся у двигателей для данного типа машин.

Авторы стремились привести данные для расчета машин и выбора двигателей исходя из основных положений теории разрушения угля и экспериментальных работ по испытанию и исследованию машин.

Такой подход в настоящее время применим еще не ко всем типам машин и, в частности, не может быть применен к проходческим машинам, так как теоретический и экспериментальный материал по их исследованию недостаточен.

Отдельные главы книги написаны:

Введение, главы I, IV, V, VI, VII (за исключением § 59—62), VIII, IX, XI, XXI — доц. Я. И. Альшицем.

Глава X — главным инженером СКБ Копейского машиностроительного завода Б. А. Веркловым.

§ 59—62 главы VII и § 132—136 главы XXII — доц. А. Н. Воро-
вицким.

Главы XII и XIII — доц. Ф. В. Костюкевичем.

Главы II, III, XIV, XV, XVI, XVII, XVIII, XIX, XX и § 137—138 главы XXII — доц. Г. В. Малеевым.

Глава XXIII — доц. Б. Л. Розенбергом совместно с ассист. П. А. Осокиным.

Общая редакция выполнена доц. Я. И. Альшицем и А. Н. Воро-
вицким.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам: науч-
ным работникам кафедры «Горные машины» Московского горного ин-
ститута (зав. кафедрой проф. А. В. Топчиев) и инж. А. М. Ладыгину
за ценные замечания по рукописи.

ВВЕДЕНИЕ

Угольная промышленность СССР развивается невиданными в истории темпами. В 1959 г. добыча угля превысила 500 млн т, что более чем в 17 раз выше уровня 1913 г. На рис. 1 приведена диаграмма роста добычи угля за этот период.

XXI съезд КПСС определил пути дальнейшего развития угольной промышленности. Важнейшими задачами текущего семилетия являются значительное повышение производительности труда, снижение

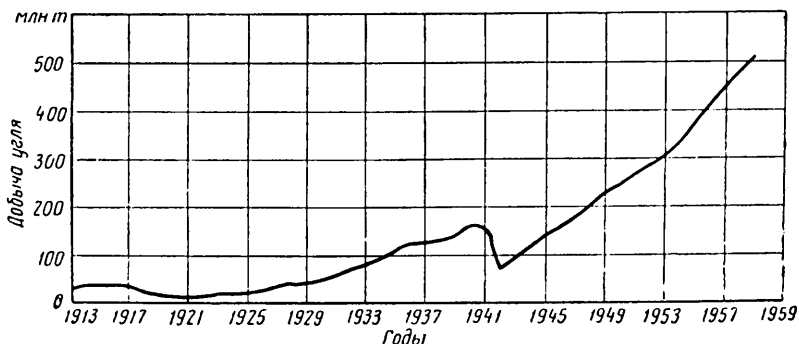


Рис. 1. Добыча угля в СССР с 1913 по 1959 г.

себестоимости угля и улучшение условий труда шахтеров. Решение поставленных задач должно базироваться на изыскании и внедрении новой техники, модернизации и улучшении использования имеющихся машин.

Пленум ЦК КПСС (13—16 июля 1960 г.) подчеркнул, «...что решить коренную проблему текущего семилетия — максимально выиграть время в мирном экономическом сосуществовании с капитализмом — можно только путем всемерного повышения темпов технического прогресса и на этой основе роста производительности труда».

В настоящее время достигнуты успехи в области механизации процессов добычи угля. Полностью завершена механизация работ по зарубке, отбойке и погрузке угля в железнодорожные вагоны. Навалка угля в очистных забоях пологих и наклонных пластов угольной промышленности в целом механизирована на начало 1960 г. примерно на 43 %, погрузка угля и породы при проведении подготовительных выработок на 60 %.

Успешное выполнение работ по добыче угля и механизации процессов угледобычи обеспечено благодаря повседневному вниманию партии и правительства развитию угольной промышленности и ее механизации.

В настоящее время имеется много заводов, специализированных в области угольного машиностроения.

Для осуществления комплексной механизации и автоматизации процессов добычи угля в текущем семилетии намечено создание новых комбайнов и комплексов оборудования для очистных работ, что должно обеспечить повышение уровня механизированной навалки по Советскому Союзу в 1965 г. на пологих и наклонных пластах до 65—70%. Для механизации подготовительных работ намечено создание новых комбайнов, а также угле- и породопогрузочных машин, при помощи которых уровень механизации проведения подготовительных работ повысится основных до 85% и всех до 59%.

Параллельно с внедрением механизации, развитием машиностроения на угольных шахтах ведется подготовка инженерно-технических кадров — эксплуатационников и конструкторов по угольному машиностроению. В настоящее время специалисты этого профиля выпускаются рядом институтов.

В данной книге, являющейся учебным пособием по курсу «Выемочные и проходческие машины», в соответствии с требованиями, предъявляемыми в настоящее время к конструкторам по угольному машиностроению, повышен удельный вес расчетно-теоретической части курса за счет сокращения описательной его части. Расчетно-теоретическая часть базируется на результатах проведенных рядом организаций в последние годы исследований машин в шахтных и лабораторных условиях, а также работах по выбору параметров машин и по выявлению исходных данных для их расчета.

МАШИНЫ ДЛЯ ОЧИСТНЫХ РАБОТ

Глава I

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ОЧИСТНОЙ ВЫЕМКИ, ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

§ 1. Определение расчетной скорости подачи машины

Основной величиной, определяющей производительность машины, является ее скорость подачи. Она должна быть выбрана такой, чтобы при запроектированной организации работы обеспечить заданную производительность.

В свою очередь, скорость подачи машины, ее использование во времени и крепость угля пластов, для работы в которых данная машина предназначается, а также принимаемый исполнительный орган определяют мощность двигателя машины и его механические характеристики. Принятая скорость подачи и тип исполнительного органа определяют скорость резания, а следовательно, и трансмиссию к исполнительному органу.

При определении скорости подачи машины следует руководствоваться принимаемыми техническими направлениями развития угольной промышленности.

В текущем семилетии рекомендуется к применению [105] для пологих и наклонных пластов мощностью 0,9—1,4 м система разработки (рис. 2) с соответствующими вариантами перечня применяемого оборудования и технико-экономическими показателями.

В а р и а н т 1. Узкозахватный комплекс, состоящий из комбайна узкого захвата (ДУ-1, КУ, УДК, К-52 и др), передвижных скребковых конвейеров и индивидуальной металлической и посадочной крепи.

В а р и а н т 2. Узкозахватная врубовая машина, передвижной конвейер и индивидуальная металлическая забойная и посадочная крепь.

В а р и а н т 3. Комплекс оборудования, состоящий из комбайна широкого захвата «Донбасс-1», «Донбасс-2», ЛГД-1, комбайна с регулируемым по мощности режущим органом, передвижного или разборного скребкового конвейера, комплектной и индивидуальной металлической крепи.

В а р и а н т 4. Узкозахватный многокомбайновый комплекс в сочетании с передвижным забойным конвейером и индивидуальной металлической крепью.

В а р и а н т 5. Комплекс оборудования, состоящий из струга, специального передвижного конвейера и индивидуальной металлической крепи.

Технико-экономические показатели по этим вариантам приведены

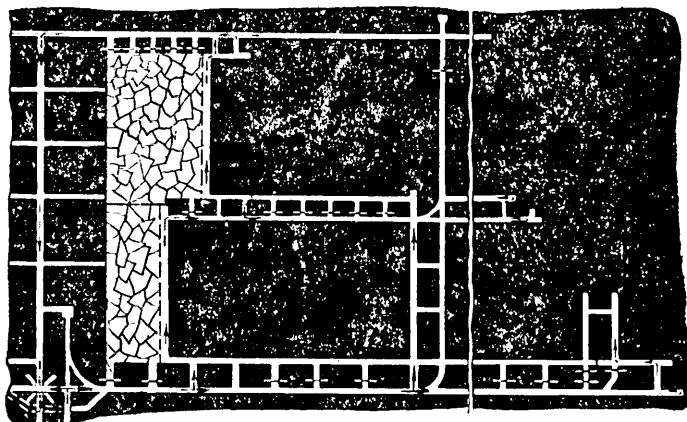
Таблица 1

Расчетные технико-экономические показатели для принятых комплексов оборудования

Показатели	Варианты				
	1	2	3	4	5
Мощность пласта, <i>м</i>	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Категория шахты по газу	II	II	II	II	II
Длина лавы, <i>м</i>	150	120	150	150	120
Число лав в выемочном поле	2; 4	2; 4	2; 4	2; 4	2; 4
Подвигание за цикл, <i>м</i>	0,5—1	1,2	1,8	В смену 2,0	В сутки 3,8
Количество циклов за сутки	4—2	2	1,5	—	—
Производительность труда рабочего по лаве на выход, <i>т</i>	15,3	6,3	13,5	15	12,5

На основе принятого варианта применяемого оборудования и заданного количества циклов в сутки разрабатываются технологические

а



б



Рис. 2. Системы разработки длинными столбами по простиранию:
а — при доставке угля к переднему бремсбергу; б — при двусторонних бремсбергах

схемы очистной выемки, используя которые, можно определить время работы комбайна или врубовой машины, а также машинное (фактическое) время их работы.

В табл. 2 приведены данные по времени, отводимому на работу некоторых типов комбайнов и врубовых машин по зарубке и выемке.

Таблица 2

Время, отводимое на зарубку и выемку угля

Тип машины или комплекса	Ширина захвата, м	Количество циклов за сутки	Длина лавы L , м	Время, отводимое на работу по зарубке или выемке угля T , мин	Скорость подачи $v_v = \frac{L}{T}$, м/мин
Врубовая машина	1,8	1	100—150	240	0,42—0,63
Комбайн с переносным конвейером . .	1,8	1	100—150	660	0,15—0,23
То же с передвижным конвейером .	1,45	1	100—150	660	0,15—0,23
Два комбайна	1,8	1	200—300	660	0,15—0,23
Комплекс ДУ-1 с изгибающимся конвейером	1,0	2	100—150	2×270	0,37—0,56
Комплекс ДУ-1 или ДУ-2. Конвейер типа СКР-20	1,0	2	100	2×300	0,33
Два комплекса ДУ-1 с изгибающимися конвейерами	1,0	2	200	4×240	0,42
Комплекс ДУ-3	1,0	2	100—150	2×300	0,33—0,5

Эти данные рекомендуются ДонУГИ при составлении проектов реконструкции шахт Донбасса.

Исходя из времени, отводимого на работу по зарубке или выемке угля, и длины лавы определяется скорость подачи v_v , которая приведена в графе 6 табл. 2.

При определении расчетной скорости подачи следует учитывать фактическое использование машины.

Отношение фактического времени работы машины T_f к отведенному времени T назовем коэффициентом K_n использования машины. Этот коэффициент может быть определен на основании результатов хронометражных наблюдений за работой машин в производственных условиях.

Установлено, что коэффициент использования машин может быть принят $K_n = 0,35—0,5$.

Расчетная скорость подачи машины $v_{рас}$ может быть получена делением скорости v_v (табл. 2) на коэффициент использования машины K_n .

Поскольку основные потери времени связаны с работой транспорта, то улучшение работы по доставке и откатке может повысить значение K_n .

§ 2. Факторы, определяющие мощность двигателя

Мощность на валу двигателя определяется, при принятом исполнительном органе и режиме его работы, скоростью подачи и крепостью зарубки.

Возможность длительной (без перегрева) работы двигателя определяется также периодичностью его работы.

Необходимость перестановки стойки и размотки каната уже определяют для двигателей врубовых машин и ряда комбайнов прерывистость их работы.

Так как работа комбайнов зависит от других процессов по добыче угля, то прерывистость работы их двигателей значительно больше прерывистости работы двигателей врубовых машин.

Специфика работы двигателей комбайнов и врубовых машин определяет повторно-кратковременный режим их работы, т. е. режим, при

котором периоды включения двигателя t_p чередуются с периодами пауз t_n . По ГОСТ 183—55 отношение $\frac{t_p}{t_p + t_n}$ называется продолжительностью включения и обозначается ПВ, выражающимся в процентах.

В указанном ГОСТе установлено три стандартных величины ПВ: 15; 25 и 40%, а также оговорено, что к повторно-кратковременному относятся такие режимы, при которых общая продолжительность цикла $t_p + t_n$ не превышает 10 мин.

В табл. 3 на основе хронометражных данных работы 10 комбайнов [125] приведено число включений различной длительности. По этому признаку непрерывная работа машин делится на классы с интервалом в 5 мин.

Таблица 3

Соотношение числа включений комбайнов с различными периодами к общему числу включений

Показатели	Классы										Итого
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Включения: длительность, мин	1—5	5—10	10—15	15—20	20—25	25—30	30—35	35—40	40—45	45—50	
число	223	239	136	60	39	17	13	3	3	2	735
% к общему числу включений	30	32	18	8	6	2,5	2,2	0,5	0,5	0,3	100

Из приведенных в табл. 3 данных можно сделать вывод, что режим работы двигателя комбайна не может быть отнесен к стандартному повторно-кратковременному режиму, так как даже случаи с периодами включений от 5—10 мин вне зависимости от паузы не могут быть отнесены к стандартному повторно-кратковременному режиму, предусматривающему максимальное ПВ = 40%.

По своему характеру режим работы двигателей комбайнов должен быть отнесен к повторно-кратковременному, но с большей продолжительностью цикла, чем предусмотрено в ГОСТе. Поэтому в настоящее время предлагается относить режим работы двигателей к повторно-кратковременному с длительностью цикла 30 мин¹.

Для комбайнов, работающих по челноковой схеме, когда конструкция комбайнов и связанных с ними машин обуславливает возможность непрерывной их работы или работы с небольшими перерывами, режим работы двигателей должен рассматриваться как длительный.

§ 3. Классификация выемочных машин

Перечень машин, применяемых при эксплуатации угольной шахты или карьера, определяется технологическим процессом добычи и чрезвычайно обширен.

¹ Докт. техн. наук Р. М. Лейбовым и независимо от него канд. техн. наук Н. А. Киклевичем.

Так как в курсе «Выемочные и проходческие горные машины» в основном рассматриваются только для подземных работ выемочные и проходческие машины, а по машинам для открытых работ приводятся весьма ограниченные сведения, то и в классификации ограничимся рассмотрением выемочных машин для подземных работ.

В группу машин для выемки входят нашедшие широкое распространение в угольной промышленности машины, которыми можно механизировать наиболее трудоемкие процессы — зарубку, отбойку и навалку угля, а также операции, связанные с передвижкой конвейера и управлением кровлей в лаве.

Рассматриваемая группа содержит:

а) **Врубовые машины** — наиболее простые машины этой группы, предназначены для образования врубовой щели в угольном пласте, облегчающей дальнейшее отделение угля от массива. Отдельные узлы врубовых машин во многих случаях используются и для комбайнов.

б) **Врубово-навалочные машины**, предназначены для зарубки пласта и навалки угля на конвейер после взрывной отбойки.

в) **Комбайны для очистных работ**, предназначены для одновременной зарубки, отбойки и навалки угля на конвейер.

г) **Агрегаты для работы в очистном забое**, предназначены для отделения угля от массива, навалки его на конвейер, доставки угля на откаточный штрек и управления кровлей. При агрегатах передвижка конвейера в направлении подвигания очистного забоя, как правило, сочетается с передвижкой крепи.

д) **Отбойные молотки**, являются механизированным инструментом, предназначенным для отбойки угля, главным образом в условиях крутых, а также пологих пластов небольшой крепости.

е) **Электросверла**, также являются механизированным инструментом, предназначенным для бурения шпуров по углю и в отдельных случаях по некрепким породам.

§ 4. Основные части машин для выемки угля и их размеры

Машины для выемки угля состоят из:

а) исполнительного органа, служащего во врубовой машине для образования врубовой щели, а в комбайнах — для отделения угля от массива в виде транспортабельных кусков;

б) механизма подачи, служащего для перемещения машины;

в) одного или нескольких двигателей, приводящих в действие исполнительные органы и механизмы для перемещения машины;

г) трансмиссий, изменяющих скорость вращения и передающих крутящие моменты от двигателей к исполнительным органам и другим механизмам.

В машинах некоторых типов предусматривается специальное устройство — расштыбовщик, предназначенный для удаления штыба от исполнительных органов.

В комбайнах составной частью является также грузчик, назначение которого — погрузить уголь, отделенный исполнительными органами, на доставочный механизм. В некоторых машинах погрузка выполняется исполнительным органом, отделяющим уголь от забоя.

Применительно к врубовым машинам исполнительные органы разделяют на дисковые, штанговые и цепные.

Первые два типа в современных врубовых машинах не применяются из-за свойственных им органических недостатков. Дисковый орган производит вруб весьма ограниченной глубины; машина не приспособлена для

спуска по дороге, ширина которой равна шагу крепи; значительный диаметр диска приводит к зажимам его углем; кроме того машину с указанным исполнительным органом невозможно использовать при волнистой почве.

Штанговый орган усложняет трансмиссию, так как кроме вращательного движения ему необходимо сообщить осевое перемещение для разрушения целиков угля. Смена зубков возможна только при выведенной из забоя штанге. Врубовая щель и количество штыба при штанговом органе больше, чем при цепном, так как размеры штанги, обеспечивающие ее прочность у места заделки в подшипник, превышают нормальную высоту щели. Удаление штыба из щели менее интенсивно. Зубки штанги разрушают уголь в направлении, перпендикулярном напластованию, что, как показывают опыты, повышает энергоемкость процесса разрушения.

Преимуществом как дискового, так и штангового органа по сравнению с цепным являются меньшие потери энергии на трение.

Исполнительные органы комбайнов разделяются на две основные группы. К первой относятся органы, образующие в массиве врубовые щели и, таким образом, разрушающие уголь на транспортабельные куски, и ко второй — скалывающие уголь с поверхности забоя. В качестве исполнительных органов, образующих врубовые щели, используются цепные, штанговые и дисковые органы. Последние два типа в большинстве случаев используются для отбойки угля, предварительно подрубленного цепным органом.

В ряде машин, снабженных скалывающим органом, предусматриваются также и исполнительные органы, образующие врубовые щели. Например, в комбайне типа «Трепаннер» наряду с буроскалывающим органом имеются цепной исполнительный орган для образования опережающей врубовой щели и дисковый для отделения верхней пачки пласта.

Размеры машин обуславливаются горногеологическими условиями, в которых они должны работать.

Наиболее важным размером, определяющим зачастую мощность двигателя и конструктивные схемы трансмиссий исполнительного органа и подающей части машины, является высота машины.

Высота машины выбирается исходя из минимальной мощности пласта, в условиях которого машина должна работать; при этом необходимо учесть возможность уменьшения расстояния между кровлей и почвой в результате опускания кровли или «поддувания» почвы после подрубки пласта, а также высоту верхняка крепи. Необходимо также иметь в виду местные утонения пласта.

Распределение в процентах добычи угля в 1957 г. по мощности пластов в Донбассе (средняя мощность):

Мощность пласта, м	До 0,5	От 0,5 до 0,7	От 0,71 до 1,0	От 1,01 до 1,20	От 1,21 до 2,5
Добыча, % . .	3,1	17,8	34,2	20,7	24,2

Из приведенных данных видно, что добыча угля из маломощных пластов, зачастую весьма ценных по качеству, составляла свыше 20%.

В текущем семилетии предполагается продолжать разработку пластов мощностью до 0,6 м только в том случае, если они содержат коксующиеся угли.

Исходя из опыта эксплуатации машин, в настоящее время приняты их размеры по высоте двигателя: 310, 350, 400, 450 и 500 мм.

Допустимая ширина машины лимитируется шагом крепи по простиранию пласта. По принятым в настоящее время паспортам крепления, ширина машины, расположенной между забоем и первым рядом крепи, не должна быть более 800 мм.

Длина машины для очистных работ в большинстве случаев горно-геологическими условиями не обуславливается, но нужно иметь в виду, что чем длиннее машина, тем труднее производить работы по вырубке угля в верхней части лавы (при зарубке снизу вверх) или тем больших размеров должна быть подготовлена ниша. Кроме того, управление машиной большой длины в условиях пластов с беспокойным залеганием затруднительно.

§ 5. Врубовая щель, ее параметры и форма

Большинство применяемых в настоящее время машин для выемки имеют исполнительные органы, образующие врубовую щель. К этим машинам относятся все врубовые машины и ряд комбайнов, как-то: типа «Донбасс», «Горняк», «Шахтер», «Кировец».

Врубовая щель облегчает последующую отбойку угля; с этой точки зрения она должна иметь достаточно большую высоту, что облегчает также создание прочной цепи и ее направляющих. С другой стороны, увеличение высоты щели приводит к повышению выхода мелких фракций угля, что снижает его ценность и затрудняет обогащение; кроме того, для зарубки щели большей высоты должна применяться более мощная машина.

В большинстве случаев применяется врубовая щель высотой 120—140 мм. Известны случаи, с целью снижения выхода мелких фракций угля, применения врубовых щелей высотой 80—90 мм. В некоторых случаях, когда при мягком угле расход мощности на образование щели невелик и дополнительное измельчение не вызывает значительного ухудшения качества угля, увеличивают высоту щели до 250 мм. Последнее, как показывает практика, облегчает отбойку угля и снижает расход взрывчатых веществ.

Глубина вруба определяется горногеологическими условиями и принятой в лаве организацией работ. При узкозахватной выемке глубина вруба не превышает 1 м, при широкозахватной — колеблется от 1,4 до 2 м, а в отдельных случаях — повышается до 3 м и более.

Форма врубовой щели обуславливается технологическим процессом отделения угля от массива. В тех случаях, когда после вруба отбойка угля осуществляется взрывчатыми веществами, обычно применяют плоский вруб, при котором получается одна дополнительная плоскость обнажения массива угля. При легко разваливающихся углях в ряде случаев можно избежать применения взрывчатых веществ с помощью исполнительных органов, обеспечивающих образование двух плоских врубов, расположенных друг к другу под углом 90, 120 и 150°.

Во многих случаях для облегчения отделения угля от массива применяют исполнительные органы, образующие кольцевые, петлеобразные и другие формы врубовых щелей (рис. 3). Эти формы врубовых щелей относятся главным образом к угольным комбайнам.

Плоский вруб располагают обычно у почвы, что облегчает последующее отделение от почвы «земника». Иногда оказывается более целесообразным при наличии в пласте мягкой прослойки провести вруб по последнему. При образовании вруба посередине пласта уменьшается расход мощности, так как в этом случае улучшается удаление штыба от режущей цепи.

§ 6. Особые требования, предъявляемые к выемочным машинам

При проектировании необходимо обеспечить выполнение следующих условий:

1. Машина должна быть взрывобезопасной, что достигается соблюдением при конструировании требований, установленных Правилами изготовления шахтного электрооборудования [115].

2. В конструкции машины должны быть предусмотрены устройства для гашения или улавливания пыли, образующейся при выемке угля.

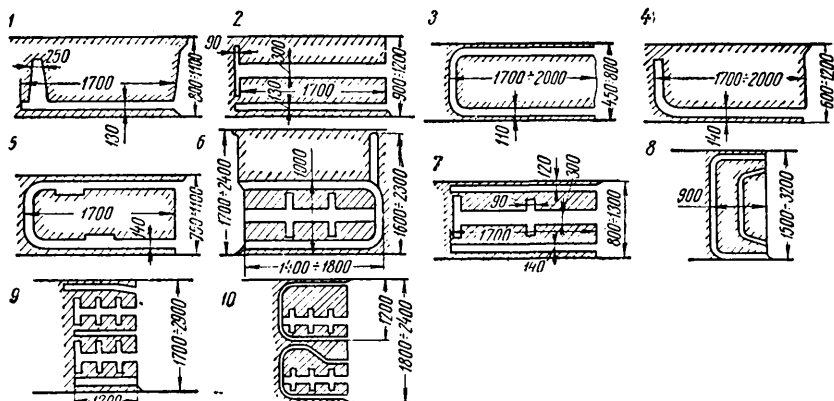


Рис. 3. Формы врубных шелей угольных комбайнов:

1 — ЯР-3, ГКД; 2 — Б-6-39; 3 — «Горняк-1»; 4 — С-29; 5 — С-40; 6 — «Донбасс-1»;
7 — МБК; 8 — ВОМ-2м; 9 — УКА-2; 10 — «Донбасс-4»

3. Машина должна быть защищена от проникновения пыли и влаги внутрь корпусов.

4. Машина должна иметь обтекаемую форму, обеспечивающую ее легкое передвижение в пространстве между забоем и крепью.

5. Нужно учитывать условия доставки машины с поверхности по стволу, к выработкам и монтаж в лаве. Желательно, чтобы машина разбиралась на отдельные транспортабельные узлы.

6. Органы управления должны обеспечивать машинисту безопасность и удобство управления машиной.

Глава II

ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

§ 7. Назначение и форма режущих зубков

Процесс разрушения угольного целика, производящийся зубками и определяемый в основном физико-механическими свойствами угля, траекторией режущих кромок и формой зуба, представляет собой смятие и скалывание.

Зубок (рис. 4) состоит из двух частей: головки 1 и державки 2. Головка зуба предназначена для непосредственного воздействия на угольный целик и характеризуется следующими элементами: передней гранью 3, боковыми поверхностями 4 и задней поверхностью (гранью) 5.

Боковые поверхности, пересекаясь с передней гранью зуба, образуют режущую кромку, а задняя поверхность и передняя грань — лезвие 6. Высота головки зуба должна быть больше максимально возможной глубины реза, чтобы исключить воздействие целика на державку зуба. Державка предназначена для присоединения зуба к несущему органу (кулаку режущей цепи, коронкам, дискам и т. п.).

Сечение державки режущего зуба, как правило, прямоугольное: $ab=25 \times 12$ мм для нормального зуба и 32×16 мм для усиленного. Длина зуба должна быть такой, чтобы обеспечивались необходимый «вылет» (35–45 мм) и надежное крепление. Обычно зубки цепных исполнительных органов имеют общую длину $l=95-108$ мм.

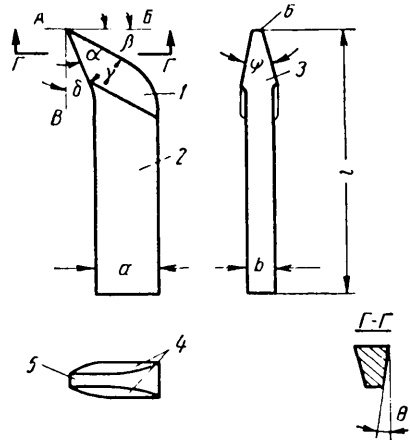


Рис. 4. Форма и геометрия режущего зуба

§ 8. Геометрия зуба

Форма зуба определяется:

α — углом резания, образованным передней гранью зуба и линией AB (рис. 4), касательной к траектории точки A относительно машины;
 δ — передним углом, т. е. углом между передней гранью зуба и прямой $AB \perp AB$;

β — задним углом, заключенным между касательной к задней поверхности у лезвия зуба и прямой AB ;

γ — углом заострения (заточки), образованным передней гранью и задней поверхностью зуба;

φ — углом острия головки зубка, т. е. углом между кромками боковых поверхностей зубка;

θ — углом уклона боковых поверхностей зубка.

Сумма переднего и заднего углов и угла заострения составляет прямой угол:

$$\delta + \gamma + \beta = 90^\circ, \quad (1)$$

а угол резания равен сумме заднего угла β и угла заострения γ :

$$\alpha = \beta + \gamma. \quad (2)$$

От правильного выбора геометрии зависят механическая прочность и износ зубка, а также эффективность резания угля и расход энергии.

Каждый из углов оказывает особое влияние на указанные факторы. Передний угол должен быть достаточно большим, чтобы силы трения передней грани об отделяющиеся частицы угля были возможно малыми¹. С уменьшением переднего угла увеличиваются сопротивления перемещению зубка и усилие, необходимое для удержания его у забоя. Все это приводит к повышенному расходу энергии на разрушение угля и излишней нагрузке на машину. Многолетней практикой эксплуатации горных машин установлено, что наиболее эффективное воздействие на уголь получается при переднем угле $\delta \approx 30^\circ$. Однако увеличение переднего угла уменьшает прочность зубка. Поэтому, когда по условиям прочности зубка можно не ограничивать величину переднего угла, его принимают 30° (зубки для работы по мягким углям — см. рис. 8, а, тип I—II); когда же при $\delta = 30^\circ$ прочность зубка оказывается недостаточной, приходится, в ущерб эффективности разрушения, выбирать величину переднего угла исходя из условий прочности зубка (зубки для работы по крепким углям — см. рис. 8, а, тип III). При этом нужно иметь в виду, что минимальная величина переднего угла также имеет целесообразные пределы.

При работе кулачок режущей цепи под действием реакции угля может отклоняться на угол $5\text{--}6^\circ$, и, следовательно, эффективное значение переднего угла на эту величину уменьшится.

Отсюда ясно, что минимальная величина переднего угла должна быть больше угла отклонения кулачка. В противном случае эффективное значение этого угла может оказаться отрицательным, что нецелесообразно. В зубках для работы по крепким углям передний угол принимается (с некоторым запасом) $13 \pm 2^\circ$.

Задний угол β оказывает большое влияние, во-первых, на величину усилия, необходимого для удержания зубка у забоя (усилие подачи), и, во-вторых, на величину силы трения зубка об уголь. При малом заднем угле в процессе работы значительная часть площади задней поверхности зубка будет соприкасаться с забоем, вызывая излишние усилия подачи, большие потери на трение задней поверхности об уголь и его смятие.

С увеличением угла β уменьшается площадка соприкосновения задней поверхности с углем и, следовательно, уменьшается трение зубка об уголь, улучшаются условия работы зубка, повышается эффективность зарубки. Но при увеличении заднего угла уменьшается сечение головки зубка, снижается его прочность. Таким образом, из условия эффективности зарубки угол β должен быть большим, а из условия прочности зубка возможно меньшим. Опытами установлено, что в случае мягких углей оба требования в достаточной степени удовлетворяются

¹ Опыт применения зубков с отрицательным передним углом не дал положительного результата.

при $\beta = 30^\circ$. В случае крепких углей удовлетворить одновременно оба указанных требования (эффективность резания угля и прочность зубка) не представляется возможным, так как при $\beta = 30^\circ$ зубок оказывается недостаточно прочным. Для увеличения прочности этих зубков необходимо задний угол принимать возможно меньшим (до 5°).

Определим минимально возможную величину заднего угла, при котором отсутствует смятие забоя задней поверхностью зубка, если направляющая бара перпендикулярна направлению движения машины. В результате сложения двух

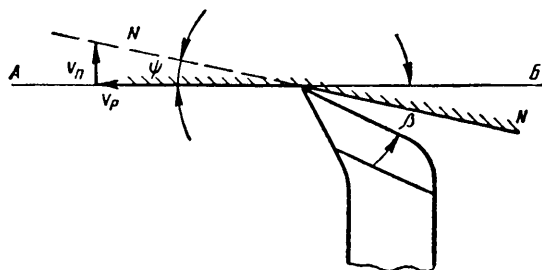


Рис. 5. К определению заднего угла зарубки

движений (рис. 5)—перемещения машины (подача машины со скоростью v_n) и движения зубка в направляющих рамы (резание со скоростью v_p)—абсолютная траектория лезвия зубка отклоняется от AB на угол ψ , тангенс которого

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{v_n}{v_p}. \quad (3)$$

Для исключения смятия забоя задней поверхностью зубка необходимо выдержать условие $\beta \geq \psi$.

Так как для большей устойчивости врубовых машин бар расположен под углом 85° к продольной оси, то между скоростями v_n и v_p — угол не 90° , а 85° . Однако это обстоятельство очень мало сказывается на величине угла ψ и его с достаточной точностью можно определять по зависимости (3).

В выемочных машинах с цепными исполнительными органами мгновенная максимальная величина скорости подачи (при храповичных механизмах подачи) достигает $5,5 \text{ м/мин}$, а скорость цепи — 2 м/сек ; тогда максимальная величина угла ψ будет:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{5,5}{2 \cdot 60} = 0,046; \quad \psi = 2^\circ 35'.$$

Вследствие этого у зубков, предназначенных для работы по крепким уголям, задний угол с учетом необходимого запаса принят равным 5° . В результате возможного отклонения кулачка в процессе работы действительная величина заднего угла может быть примерно $10\text{--}11^\circ$.

При выбранных значениях δ и β углы резания и заострения (заточки) получаются из зависимостей (1) и (2):

$$\alpha = 90^\circ - \delta; \quad \gamma = 90^\circ - (\delta + \beta). \quad (4)$$

Угол заострения (заточки) определяет механическую прочность зубка: с увеличением этого угла прочность зубка увеличивается.

Угол острия головки зубка φ определяет прочность, стойкость головки и величину реакции угля на зубок. С увеличением угла φ уменьшаются площадь сечения головки и усилие на заднюю поверхность зубка; при этом уменьшается передняя грань, зубок становится менее прочным и износостойким.

Угол уклона боковых поверхностей зубка θ (рис. 6, а) имеет исключительно важное значение для эффективного разрушения угля и износа зубка.

Если пренебречь развалом бороздки, то при отсутствии уклона боковых поверхностей зубок заклинивается между стенками бороздки и режущая способность зубка будет весьма малой.

Поскольку каждая точка передней грани зубка движется по траектории, образующей с горизонталью угол ψ (рис. 6, б), то минимальный теоретический уклон боковых поверхностей должен быть таким, чтобы любое сечение головки зубка, произведенное под углом ψ к горизонтальной прямой (сечение $I—I$), не выходило за пределы прямо- угольника $C_1D_1N_1N_1$.

В случае, когда это сечение является прямоугольным, заклинивающего действия зубка не будет, но зазор между его боковыми поверхностями и стенками бороздки, образованной зубком, равен нулю. Для уменьшения трения боковых поверхностей зубка о стенку забоя необходимо иметь в сечении $I—I$ не прямо- угольник, а трапецию ABC_1D_1 .

Так как у наиболее отклоненных от оси бара зубков (рис. 7) часть одной из боковых поверхностей, обращена к забюю, т. е. выполняет функции задней поверхности, то целесообразно в сечении $I—I$ (см. рис. 6, б) угол уклона боковых поверхностей принять равным углу β , чтобы создать благоприятные условия работы зубков крайнего положения.

Для удобства изготовления головки зубка и контроля ее размеров нужно задавать угол уклона боковых поверхностей θ в сечении, перпендикулярном оси зубка (см. рис. 6, б, сечение $II-II$).

Угол θ определяется через другие углы (см. рис. 6, а) из прямоугольного треугольника AED :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{DE}{AE}; \quad (5)$$

$$DE = DЗ + ZE;$$

из прямоугольного треугольника $DЗD_1$

$$DЗ = 3D_1 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2};$$

из треугольника $ИКИ_1$

$$ИИ_1 = 3D_1 = \frac{КИ_1}{\cos \varphi},$$

а из треугольника $ЛКИ_1$

$$КИ_1 = ЛИ_1 \sin \psi;$$

тогда

$$DЗ = ЛИ_1 \frac{\sin \psi}{\cos \varphi} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}.$$

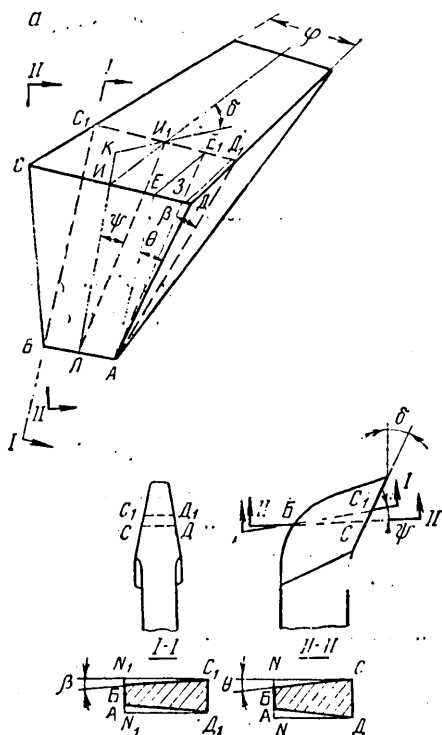


Рис. 6. Схема для определения угла уклона боковых поверхностей зубка

Из треугольника AE_1D_1

$$D_1E_1 = 3E = AE_1 \operatorname{tg} \beta;$$

так как $ЛИ_1 = AE_1$, получим

$$DE = ЛИ_1 \left(\frac{\sin \psi}{\cos \delta} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \operatorname{tg} \beta \right). \quad (6)$$

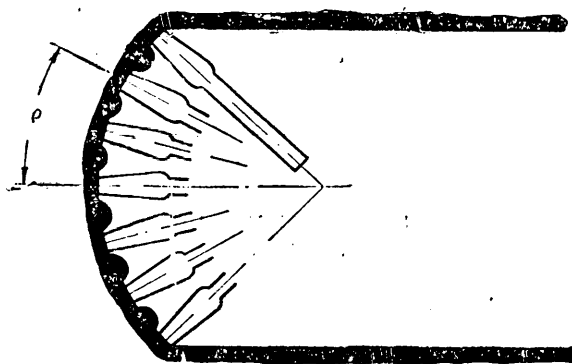


Рис. 7. Схема расположения зубков во врубной щели

Учитывая, что $AE = ЛИ$, можно записать $AE = ЛК - ИК$.

Из треугольника $ЛКИ_1$

$$ЛК = ЛИ_1 \cos \psi;$$

из треугольника $ИКИ_1$

$$ИК = КИ_1 \operatorname{tg} \delta$$

и

$$ИК = ЛИ_1 \sin \psi \operatorname{tg} \delta;$$

тогда

$$AE = ЛИ_1 (\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta). \quad (7)$$

Подставив значения DE и AE из формул (6) и (7) в формулу (5) и преобразовав их, получим

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\sin \psi \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \operatorname{tg} \beta \cos \delta}{\cos (\psi + \delta)}. \quad (8)$$

Из этого выражения можно найти угол θ в зависимости от других углов. Минимальный угол θ для различных зубков составляет 6—7°.

§ 9. Условия работы зубка и требования к нему

Забой во врубной щели при цепном исполнительном органе (см. рис. 7) представляет собой ряд образованных зубками бороздок и гребешков между ними.

Для образования необходимой высоты врубной щели зубки в цепи расположены так, что их проекция на плоскость, перпендикулярную оси бара, представляет собой веер.

Зубки разных положений образуют с осью бара неодинаковые по величине углы ρ и оставляют в угле различные по ширине и форме бороздки. Поэтому даже равные силы, одинаково расположенные отно-

сительно оси машины, вызывают неодинаковые деформации зубков различных положений.

Нагрузка на зубок весьма неравномерна, так как:

1) усилия, возникающие на зубке при резании, имеют периодический характер;

2) в угле часто встречаются твердые включения;

3) цепь, несущая зубки, движется неравномерно;

4) скорость подачи машины, как правило, неравномерная.

Кроме того, зубки вместе с кулачками транспортируют продукты разрушения целика (штыб), что также создает дополнительную переменную нагрузку.

В процессе работы зубок подвергается износу в результате трения его об уголь, особенно при работе по углю с включениями колчедана и других твердых пород.

Основные требования, предъявляемые к зубку:

1) рациональная геометрия, т. е. наивыгоднейшие углы для эффективной работы по разрушению;

2) достаточная механическая прочность, определяющаяся главным образом сечением державки и углом заострения;

3) износоустойчивость, обеспечивающая долговечность и, следовательно, минимальные потери времени на замену;

4) возможность быстрой смены в процессе работы машины;

5) простота конструкции и технологии изготовления при массовом производстве;

6) возможность восстановления и повторного использования для уменьшения общего расхода зубков.

Основные типы зубков приведены на рис. 8, а.

Зубок типа I—II с углами $\alpha = 30^\circ$ и $\delta = 30^\circ$ предназначен для работы на мягких углях; он обозначается: зубок 30 ГОСТ 4616—53.

Зубок с углами $\alpha = 45^\circ$ и $\delta = 30^\circ$ этого же ГОСТа предназначен для работы на углях средней крепости.

Эти зубки наплавляются твердым сплавом и могут применяться только на углях без включений колчедана и других твердых пород.

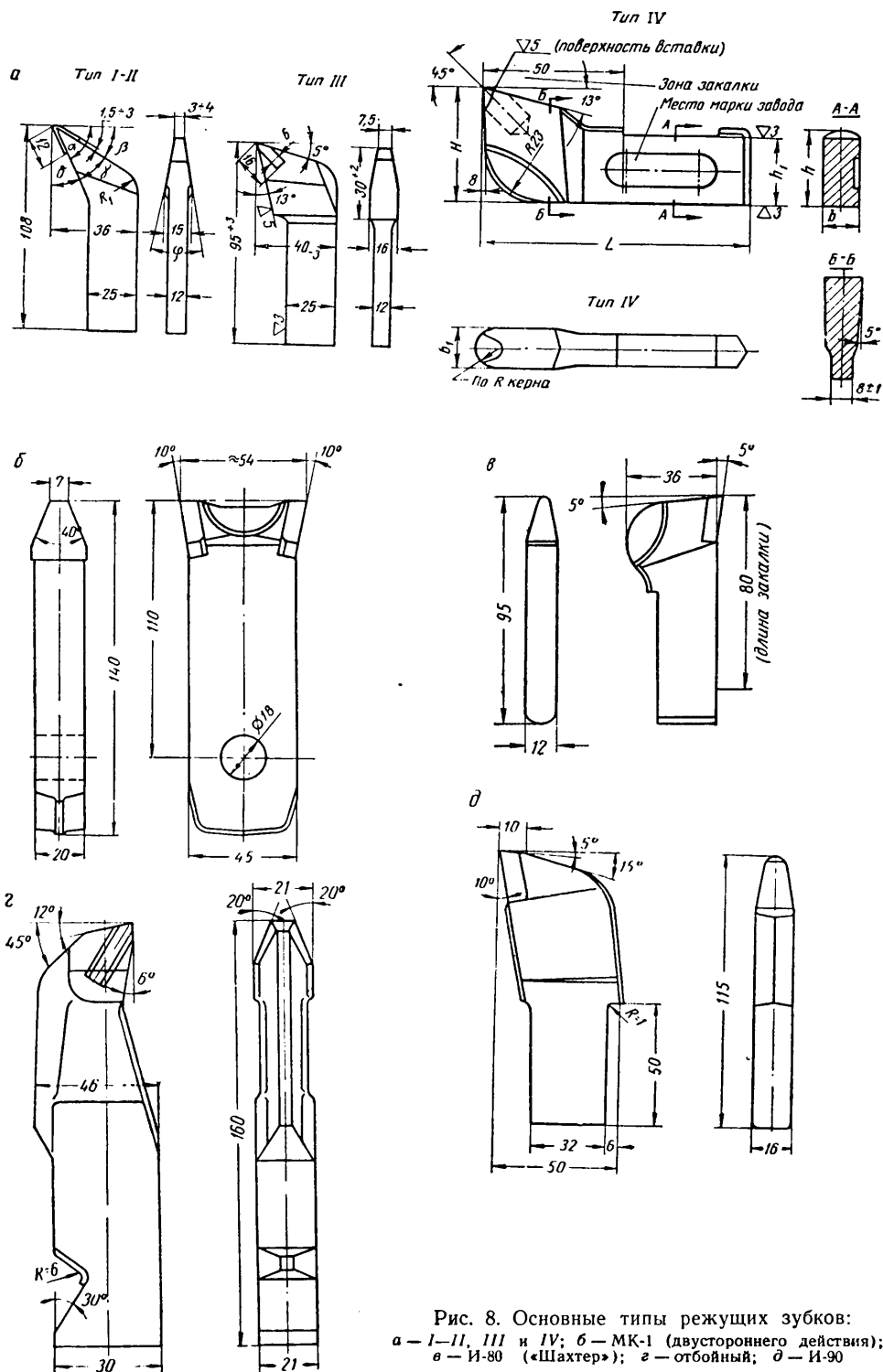
Для работы на углях средней крепости и крепких, не имеющих больших включений колчедана и других твердых пород, следует применять зубок ЗН ГОСТ 4617—53 (ЗН — зубок нормальный с сечением державки 25×12 мм, тип III) или зубок ЗУ ГОСТ 4617—53 (ЗУ — зубок усиленный с сечением державки 32×16 мм).

Для работы на весьма твердых углях и антрацитах со значительными включениями колчедана и других твердых пород нужно применять: зубок ЗЦН ГОСТ 7868—56 (З — зубок, Ц — с цилиндрической вставкой; Н — нормальный, тип IV) или зубок ЗЦНУ ГОСТ 7868—56 (У — усиленный).

§ 10. Материал зубков

Зубки типа I—II изготавливаются из полосовой инструментальной стали марки У7 по ГОСТ 1435—54. Термической обработкой зубка достигается твердость поверхности головки HRC35÷42; место под стопорный болт для надежного крепления зубка должно быть мягким и иметь твердость HRC30.

Однако, если не увеличить износоустойчивость режущих кромок, то удовлетворительная стойкость зубка при работе на крепких углях с включениями твердых пород не может быть обеспечена. При крепкой зарубке расход зубков из стали У7 доходит до 5—6 на 1 м^3 подрубленной



площади. Чтобы подрубить 100 м лавы при глубине вруба 1,6 м (площадь $100 \times 1,6 = 160 \text{ м}^2$), потребуется $160 \times (5 \div 6) = 800 \div 960$ зубков. Время для замены одного зубка составляет примерно 1 мин. Следовательно, только на замену зубков было бы затрачено $13 \div 16$ ч.

Таким образом, для работы по крепким углям необходимо зубки армировать износостойкими материалами.

В настоящее время для изготовления зубков, армированных твердыми металлокерамическими сплавами, используется хромокремнемарганцовистая сталь 35ХГСА. Эта сталь после термической обработки обладает почти в 2,5 раза большей ударной вязкостью, и в полтора раза прочнее стали У7.

§ 11. Армирование зубков

Применяются два метода увеличения износостойчивости зубков:

- 1) наплавка на зубок более стойкого сплава (тип I—II, см. рис. 8, а) и
- 2) армирование зубков вставками твердого сплава (типы III и VI, см. рис. 8, а).

Для наплавки зубков применяют порошкообразные сплавы (сталинит) и электродные сплавы (Т-590). Эти сплавы обладают высокой износостойчивостью и прочностью и не теряют этих свойств при высоких температурах; поэтому они наиболее соответствуют для зубков, работающих в тяжелых условиях.

Физические свойства и химический состав сталинита приведены в табл. 4.

Таблица 4

Физические свойства и химический состав сталинита

Состояние	Состав, %					Твердость HRC	Температура плавления, град
	хрома	углерода	марганца	железа	прочих		
До наварки . .	19,6	12,5	12,5	54,4	1	—	1300
После наварки	10,4	5,2	9,2	74,3	0,9	66—70	—

Для обеспечения качественной наплавки сплав сталинита должен иметь зерна размером 0,5—2 мм.

Износостойчивость зубка при наплавке сталинитом в несколько раз выше, чем термически обработанных зубков из углеродистой стали.

Наплавка зубков порошкообразными сплавами имеет следующие недостатки: трудность наплавки задней поверхности, разбрызгивание порошка электродугой и расплавление поверхности зубка, что снижает качество наплавленного слоя.

Указанные недостатки устраняют при наплавке электродными сплавами. В этом случае все легирующие элементы вносят в обмазку электрода. Применяют смеси, содержащие соединения феррохрома или ферротитана, обеспечивающие высокую твердость и износостойчивость в сочетании с ударной вязкостью наплавленного слоя. Для электродной наплавки применяют толстообмазанные (толщина обмазки 3 мм) электроды из проволоки.

Для работы по углям любой крепости с включениями твердых пород применяют зубки, армированные металлокерамическими вольфрамокобальтовыми сплавами, содержащими 94—90% карбида вольфрама и 6—10% кобальта.

Сплавы с большим содержанием кобальта более вязки, лучше воспринимают ударную нагрузку и менее подвержены выкрашиванию при ударах.

Вставки твердого сплава стандартизованы (ГОСТ 880—53) и изготавливаются двух форм: в виде пластинки для зубков типа III и в виде керн для зубков типа IV.

Работоспособность зубка определяется не только свойствами металлокерамической вставки и державки зубка, но и качеством пайки вставок твердого сплава к головке зубка. При недостаточно прочной пайке вставка твердого сплава отскакивает и зубок выходит из строя. При прочих равных условиях вставки зубков в виде пластины чаще теряются, по сравнению со вставками в виде керн, так как боковые грани пластины обнажены и при действии на эти грани больших случайных усилий пластинка может отскочить, а керн защищен телом головки зубка. Вследствие этого зубки с керном предпочтительнее зубков, армированных пластинками при работе по крепким углям со значительными включениями колчедана, хотя их применение вызывает некоторое увеличение расхода энергии.

Качество крепления пластины зависит в основном от качества и свойств припоя.

К припою предъявляется требование: обеспечение высокой прочности спаянного соединения на сдвиг — не менее 15 кг/мм^2 и высокой пластичности после затвердения.

Для напайки зубков применяется медь марки М2 и электролитная медь. Эти припои в основном удовлетворяют требованиям, которые предъявляются условиями работы зубка, но дают недостаточную прочность спая — $12—13 \text{ кг/мм}^2$. В качестве флюса при напайке зубков применяется бура техническая, обезвоженная и размолотая в порошок.

Вставки твердого сплава по опорным поверхностям необходимо шлифовать для плотного прилегания к головке зубка. Шлифование осуществляется либо кругами из зеленого карборунда (зернистость 46—60, твердость М1÷М2), либо химическим способом.

Абразивное шлифование имеет ряд недостатков: могут образоваться трещины на шлифованной поверхности вставки, интенсивно изнашиваются дорогостоящие абразивные круги.

Химическое шлифование вставок твердого сплава производится покрытием шлифуемой поверхности медным купоросом; при этом кобальт переходит в раствор медного купороса, а медь осаждается на шлифуемой поверхности. Эта медь и освободившиеся после распада кобальта карбиды удаляются с поверхности вставки при помощи шлифующей смеси и медных кругов.

Нагрев под напайку зубков может производиться в пламенных и электрических печах, пламенем сварочной горелки, на контактных машинах или индукционным способом токами высокой частоты. Последний способ наиболее совершенен и обладает следующими преимуществами:

- а) удобством наблюдения и регулирования температурного режима нагрева зубка;
- б) быстротой напайки;
- в) малым окислением твердого сплава;
- г) отсутствием трещин во вставках твердого сплава и т. п.

В процессе усовершенствования работающих и создания новых горных машин возникала необходимость в создании новых конструкций зубков. Для машин, работающих по челноковой схеме, потребовался зубок двустороннего действия (рис. 8, б). Такой зубок позволяет реверсировать исполнительный орган машины без перестановки зубков и,

таким образом, сокращает время подготовки машины для работы в другом направлении.

Малаховский экспериментальный завод подготовил к серийному производству зубок (рис. 8, в), предназначенный для машин с цепным исполнительным органом. Для работы в различных условиях зарубежи эти зубки оснащаются пластинками из различных марок твердого сплава.

Для работы по углям любой крепости со значительными включениями твердых пород зубки оснащаются пластинками из сплава ВК-8В, для работы по углям любой крепости с незначительными включениями твердых пород — из сплава ВК-6В и для работы по углям любой крепости с повышенной абразивностью, без включений — из сплава ВК-4В.

Для отбойных устройств угольных комбайнов широко применяются зубки, имеющие державку повышенной прочности. В настоящее время осуществляется опытное производство резцов для комбайнов типа УКТ и ПК-3 (рис. 8, г).

Для работы комбайнов типа К-52 применяется резец И-90 (рис. 8, д), имеющий повышенную прочность.

§ 12. Эксплуатация зубков

Оценкой износа зубков служит уменьшение их длины. Нормальным считается износ, при котором длина наплавленных зубков уменьшается на 3—4 мм, а армированных пластинками и кернами — на 1—1,5 мм. При указанных величинах износа зубки необходимо заменить, в противном случае увеличивается нагрузка на двигатель, теряется возможность восстановления изношенных зубков и может произойти их поломка. Характер износа зубков зависит от положения их в режущей цепи; зубки крайних положений больше изнашиваются по боковым поверхностям. При смене затупленных зубков иногда целесообразно производить перемену мест установки зубков в цепи: зубок верхнего положения поставить в нижнее положение и наоборот; этим достигается экономия зубков и повышается производительность машины.

Зубки выступают из кулачков на 35—45 мм; при меньшей величине может произойти зажатие бара в щели; при большей — зубок может задевать за корпус машины.

§ 13. Расчет зубков

При расчете определяют прочные размеры державки зубка.

Предполагая, что полная реакция угля приложена к лезвию зубка, разложим ее на две составляющие (рис. 9):

P — усилие, направленное по касательной к траектории лезвия зубка (усилие резания);

Q — усилие, направленное по нормали к траектории лезвия зубка (усилие подачи).

В общем случае, когда зубок отклонен от плоскости бара на угол ρ , усилие подачи Q раскладывается на две составляющие:

$Q' = Q \cos \rho$ — усилие, направленное вдоль оси зубка, приложенное к его лезвию;

$Q'' = Q \sin \rho$ — усилие, направленное перпендикулярно Q' .

Изгибающий момент от усилия P относительно оси $I-I$ в сечении зубка в месте выхода его из кулачка $M_P = Pl$

В этом случае максимальное нормальное напряжение по короткой стороне сечения

$$\sigma_p = \frac{6Pl}{ba^2}. \quad (9)$$

Усилие Q' изгибает зубок в этом же сечении моментом $M_{Q'} = Q'c$ и создает напряжение

$$\sigma_{Q'} = \frac{6Q'c}{bu^2}. \quad (10)$$

Усилие Q'' изгибает зубок относительно оси 2—2 моментом $M_{Q''} = Q''l$ и создает напряжение

$$\sigma_{Q''} = \frac{6Q''l}{ab^2}. \quad (11)$$

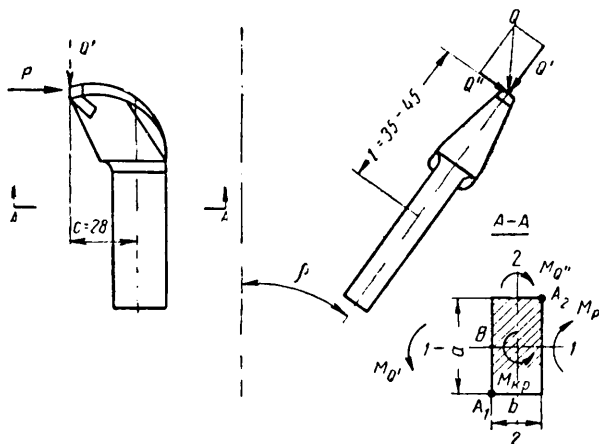


Рис. 9. Усилия на режущем зубке

От крутящего момента $M_{кр} = Q''c$ максимальные касательные напряжения в середине широкой стороны сечения будут равны

$$\tau = \frac{Q''c}{kab^2}, \quad (12)$$

где $k = 0,246$ при $\frac{a}{b} = 2$.

Усилия P и Q'' создают в указанном сечении касательные напряжения сдвига, а усилие Q' — нормальное напряжение сжатия, которым пренебрегаем, так как оно по сравнению с другими напряжениями мало. Таким образом, в точках поперечного сечения зубка получается плоское напряженное состояние. Расчет на прочность следует производить по наибольшему приведенному напряжению, которое возникает в точках A_1 и A_2 или в точке B (в зависимости от соотношения величин усилий, действующих на зубок). Так как в точках A_1 и A_2 касательные напряжения равны нулю, то приведенное напряжение равно суммарному нормальному напряжению

$$\sigma_{пр} = \sigma_c = \sigma_P + \sigma_{Q''} - \sigma_{Q'}. \quad (13)$$

В точке B главное напряжение можно найти по четвертой гипотезе прочности (исходящей из энергии деформации при пластичном состоянии материала):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_c^2}, \quad (14)$$

где $\sigma_c = \sigma_{Q''}$ и $\tau_c = \tau_Q$ — суммарные нормальное и касательное напряжения в точке B сечения.

Абсолютная величина реакции угля на зубок в результате его неоднородности, разнообразия физико-механических свойств и немонолит-

ности зависит от множества факторов и носит неустойчивый, случайный характер. Поэтому изыскание аналитической зависимости для определения даже средних значений усилий представляется весьма сложным.

Эмпирические зависимости для определения средних усилий P , Q и $n = \frac{Q}{P}$ приведены в главе IV.

Подставляя в зависимость (13) выражения (9), (10) и (11), а в формулу (14) выражения (11) и (12) и выразив усилия Q' и Q'' через P , получим напряжения:

в точках A_1 и A_2

$$\sigma_{\text{пр}} = P \frac{6}{ab} \left(\frac{l - cn \cos \rho}{a} + \frac{ln \sin \rho}{b} \right); \quad (15)$$

в точке B

$$\sigma_{\text{пр}} = P \frac{n \sin \rho}{ab^2} \sqrt{36l^2 + \frac{3c^2}{k}}. \quad (16)$$

Так как число циклов нагружения державки зубка большое, то полученные напряжения следует сравнивать с допускаемыми напряжениями на усталость.

В процессе работы на зубке возможно возникновение усилий, намного превосходящих средние значения, в результате, например, его встречи с большими включениями колчедана.

Для оценки прочности зубка следует определить усилие $P_{\text{пред}}$, при котором в наиболее напряженных местах державки зубка наступает пластическая деформация.

Предельное усилие можно определить из формул (15) и (16) и принять для расчета меньшее значение из следующих:

в точках A_1 и A_2

$$P_{\text{пред}} = \sigma_{\text{т}} \frac{ab}{6 \left(\frac{l - cn \cos \rho}{a} + \frac{ln \sin \rho}{b} \right)}; \quad (17)$$

в точке B

$$P_{\text{пред}} = \sigma_{\text{т}} \frac{ab^2}{n \sin \rho \sqrt{36l^2 + \frac{3c^2}{k}}}. \quad (18)$$

Эти усилия нужно сравнивать с максимально возможными нагрузками (см. главу VI) с учетом к. п. д. бара, который может быть принят равным примерно 0,4÷0,5.

Глава III

РЕЖУЩИЕ ЦЕПИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ РАМЫ

§ 14. Общие сведения

Режущая цепь предназначена для перемещения крепящихся в ее кулачках режущих зубков. Цепь (рис. 10) состоит из кулачков 1 с гнездами под зубок, планок 2, служащих для соединения кулачков, стопор-

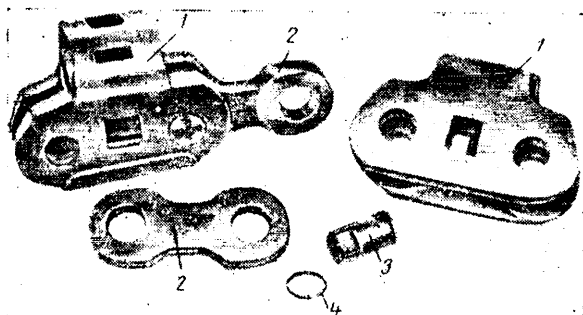


Рис. 10. Однопланочная цепь

ных болтов для удержания зубка в гнезде кулачка, оси 3 с пружинным кольцом 4 для шарнирного соединения элементов цепи.

Для образования веера цепь содержит кулачки различного положения соответственно углу отклонения крепящихся в них зубков (например, 0, 10° и т. д.).

В цепях используются однозубковые и двухзубковые кулачки; последние содержат зубки, отклоненные на угол не меньше 19°, так как применять двухзубковый кулачок с меньшим углом отклонения зубков нерационально.

Зубки одного положения производят во врубовой щели совпадающиерезы, образуя одну линию резания.

§ 15. Условия работы и требования, предъявляемые к режущим цепям

В процессе работы цепь подвержена износу, так как она движется в направляющих без смазки.

Усилия P и F (рис. 11), действующие на зубок, стремятся опрокинуть кулачок в плоскости резания (в плоскости бара), а усилие Q — в плоскости, перпендикулярной к плоскости резания.

Эти усилия стремятся вывернуть кулачок из направляющих, подвергая истиранию направляющие выступы элементов цепи, и в некоторых случаях могут вызвать напряжения кручения в ее звеньях.

Нагрузка цепи носит динамический характер, обусловленный следующими факторами:

1. Неравномерностью движения цепи при постоянной угловой скорости ведущей звездочки в результате конечного числа лучей ее и конечной длины звеньев цепи.

2. Периодичностью процесса разрушения угля зубком и неравномерностью подачи машины.

3. Изменением крепости угля и наличием твердых включений.

4. Периодическим изменением длины цепи, обусловленным конструкцией бара, цепи и механизма, приводящего ее в движение.

Цепи должны отвечать следующим требованиям:

1. Достаточная прочность для обеспечения безаварийной работы машины.

2. Достаточная износостойкость, т. е. высокая твердость поверхности деталей, хорошо противостоящая истиранию.

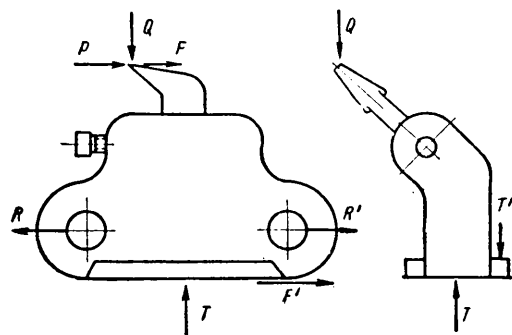


Рис. 11. Усилия, действующие на кулачок:

P и Q — составляющие общей реакции угля на зубок; F — сила трения зубка об уголь; F' — сила трения кулачка о направляющие; R и R' — натяжение звеньев цепи; T — реакция направляющих

3. Быстрая и простая разборка для замены изношенных звеньев, а также для изменения схемы набора.

4. Надежное и удобное крепление зубков, исключающее их потери и обеспечивающее быстроту замены изношенных зубков.

5. Конструкция должна быть пригодной для массового производства.

§ 16. Классификация режущих цепей

По кинематике и конструкции цепи делятся на плоские (см. рис. 10) и пространственные (см. рис. 15);

по числу планок цепи — на однопланочные (см. рис. 10), двухпланочные (см. рис. 13) и беспланочные (см. рис. 16);

по способу соединения звеньев цепи — на клепаные (см. рис. 13) и беззаклепочные (см. рис. 10 и 14).

Кроме того, цепи делятся на уравновешенные и неуравновешенные.

Плоскими цепями называются такие цепи, звенья которых совершают относительно друг друга плоское движение. Такие цепи применяются в плоских и кольцевых барах.

Пространственные цепи, — это такие цепи, у которых звенья совершают относительно пространственное движение. Пространственные цепи применяются для изогнутых (ступенчатых) и других баров, когда требуется изгиб цепи в двух плоскостях.

Если кулачки соединяются одной планкой, цепи называются однопланочными, если двумя планками, — двухпланочными и непосредственно без планок — беспланочными.

В двухпланочных цепях (см. рис. 13) вследствие допусков на изготовление в большинстве случаев вначале работает только одна планка.

Планка двухпланочной цепи работает при внецентренном приложении усилия (рис. 12) и поэтому она подвержена одновременному изгибу

и растяжению. Если пренебречь направляющим буртиком, напряжение при растяжении будет

$$\sigma_p = \frac{P}{bh},$$

а напряжение при изгибе определяется по зависимости

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{6Pl}{hb^2}.$$

В рассматриваемом случае: $l = \frac{24,7 + 8,5}{2} = 16,6 \text{ мм}$, $b = 8,5 \text{ мм}$ — толщина планки; $h = 58,5 \text{ мм}$ — ширина планки. Тогда

$$\sigma_p = \frac{P}{8,5 \cdot 58,5} \approx \frac{P}{500}, \text{ кг/мм}^2, \text{ а}$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{6P \cdot 16,6}{58,5 \cdot 8,5^2} \approx \frac{P}{42}, \text{ кг/мм}^2.$$

Суммарное напряжение крайних волокон сечения планки составляет

$$\sigma_c = \frac{P}{500} + \frac{P}{42} \approx \frac{P}{39}, \text{ кг/мм}^2.$$

В однопланочной цепи при той же силе и том же сечении нагрузка приложена вдоль продольной оси планки и, следовательно, вызывает лишь напряжения растяжения, равные

$$\sigma_p = \frac{P}{500}, \text{ кг/мм}^2.$$

Таким образом, напряжение в планке двухплановой цепи при прочих равных условиях $b \frac{500}{39} \approx 13$ раз

Рис. 12. Внецентренное приложение усилия к планке цепи

больше, чем напряжение в планке однопланочной цепи¹. Такая конструкция является невыгодной с точки зрения целесообразного использования материала.

Клепанные цепи неудобны в сборке и разборке, так как требуют холодной клепки и срубания заклепок при разборке.

Уравновешенными называются цепи, кулачки которых имеют специальные упоры и под действием реакции угля не могут отклоняться относительно планки в плоскости бара.

Неуравновешенные цепи не имеют таких упоров и их кулачки могут отклоняться относительно планок.

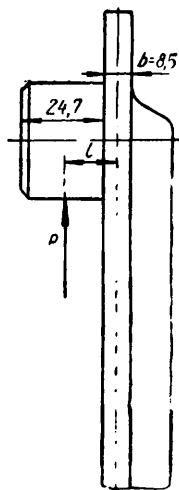
§ 17. Конструкции цепей

1. Двухпланочная цепь (рис. 13)

Особенности конструкции:

1. Лучшая, чем у однопланочных цепей, технологичность конструкции кулаков. Заготовки кулаков цепи можно штамповать, не увеличивая объема работ по дальнейшей механической обработке.

¹ Указанные соотношения получены без учета деформации деталей, в результате которой изменяется величина изгибающего момента и снижается приведенное соотношение. По данным МГИ при разности расстояний между бонками 0,75 мм в зависимости от приложенной нагрузки на цепь (от 500 до 4500 кг) соотношение напряжений в планках изменилось от 7,5 до 3,5 раз.



2. Кулачки цепи при наличии двух планок более устойчивы в поперечной плоскости и просты по конструкции.

Недостатки:

1. Неравномерная нагрузка планок в результате внецентренного приложения нагрузки.

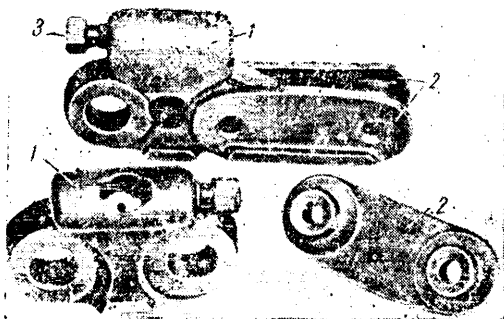


Рис. 13. Двухпланочная цепь:

1 — кулачок; 2 — планка; 3 — стопорный болт

2. Трудность разборки и сборки цепи из-за клепаного шарнирного соединения планок с кулачком.

2. Однопланочная цепь (см. рис. 10)

Особенности конструкции:

1. Равномерная нагрузка на планки и щеки кулака.

2. Быстрая сборка и разборка благодаря наличию пружинного замка.

3. Планки цепи проще, а

кулачки сложнее в изготовлении, чем у двухпланочной цепи.

Недостатки:

1. Меньшая устойчивость кулачка, так как он выше кулачка двухпланочной цепи.

3. Цепь кольцевого бара (рис. 14)

Особенности конструкции:

1. Равномерная нагрузка на планки и щеки кулачка.

2. Быстрая сборка и разборка.

3. Планки просты в изготовлении.

4. Уравновешенность цепи в плоскости бара.

5. Малая устойчивость высокого кулачка.

4. Пространственная цепь

Цепь (рис. 15, а) состоит из кулачков 1, изготовляемых из двух частей, склепанных между собой. К кулачкам шарнирно присоединяются два ушка 2; шарниры ушек связаны с соединительными звеньями 3, что и обеспечивает две степени свободы соединительного звена относительно кулачка. Соединительное звено запирается планкой 4 и стопорной пластинкой 5.

Особенности конструкции:

1. Цепь может быть выполнена цельноштампованной, однако ее детали очень сложны в обработке.

2. Цепь быстро разбирается и собирается (по соединительным звеньям) благодаря пружинному запирающему устройству.

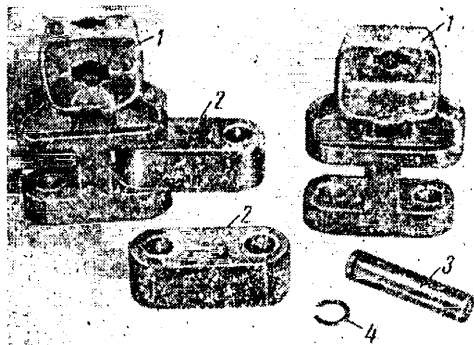


Рис. 14. Цепь кольцевого бара:

1 — кулачок; 2 — планка; 3 — ось; 4 — пружинное кольцо

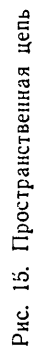
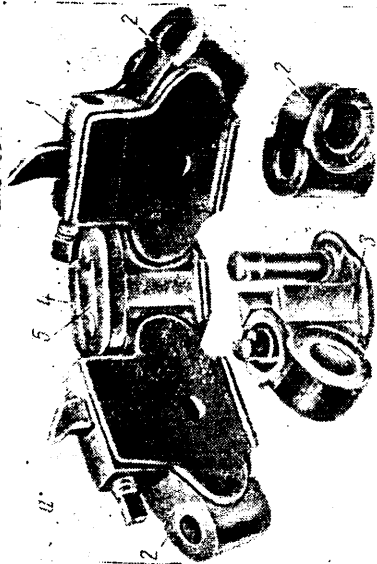


Рис. 15. Пространственная цепь

Для комбайна УҚМГ-3м Горловский машиностроительный завод им. Кирова изготавливает двухшарнирную режущую цепь (рис. 15, б и в), у которой кулачки 1 соединяются с планками 2 при помощи шарнира 3. Соединение шарнира 3 с кулачком 1 осуществляется валиком 4, удерживаемым пружинным кольцом 5. Планки 2 с шарниром 3 соединяются при помощи заклепки.

Все рассмотренные цепи могут содержать двухзубковые кулачки, более устойчивые в поперечной плоскости, чем однозубковые, так как усилия на зубах могут уравниваться.

5. Уравновешенная беспланочная режущая цепь [126]

Эта цепь не имеет планок, а кулачки соединяются между собой непосредственно (рис. 16, а). Благодаря такому соединению шаг каждого звена цепи составляет 88,9 мм.

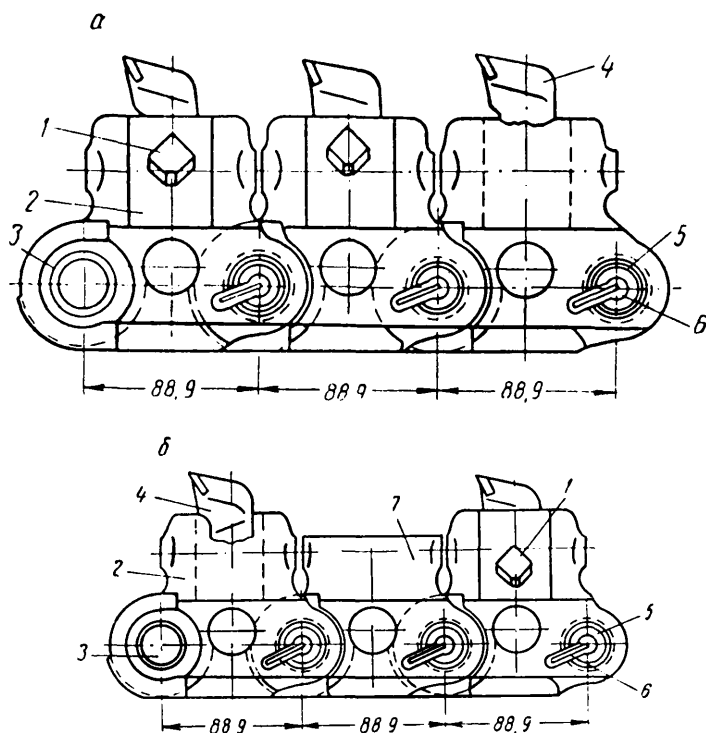


Рис. 16. Режущая цепь:

а — уравновешенная беспланочная; б — уравновешенная беспланочная с соединительным звеном: 1 — стопорный болт; 2 — кулачок; 3 — втулка; 4 — зубок; 5 — валик; 6 — замок; 7 — соединительное звено

Цепь состоит из стопора 1, кулачка 2, втулки 3, зубка 4, валика 5 и ролика 6. Для соединения кулачков каждый из них имеет одну одинарную проушину, а другую — двойную. В одинарной проушине запрессована втулка, которая при износе может быть заменена новой. Цепь является легкоразборной, так как кулачки соединяются при помощи валика с осевым отверстием и скобы. Концы скобы отогнуты и входят в соответствующие пазы кулачка.

Зубки в кулачках крепятся стопорными болтами, расположенными сбоку кулачка. Для защиты головок стопорных болтов на кулачках имеются выступы. Кулачки штампуют из стали марки 35ХГСА и подвергают термообработке до твердости HB 280 ÷ 300. Разрывное усилие цепи составляет около 40 т.

Путем постановки в цепи различного числа соединительных звеньев 7 (рис. 16, б) можно получить уменьшенное количество зубков (до $\frac{2}{3}$ или $\frac{1}{2}$ максимального); это дает возможность приспосабливать цепь к физико-механическим свойствам углей. Рассматриваемая цепь имеет меньшую динамичность, чем обычная, так как она состоит из звеньев одинаковой длины; кроме того, в конструкции исполнительного органа легко соблюсти условие одновременности выхода шарнира на край направляющих и захвата звездочкой очередного шарнира цепи [88].

Соседние кулачки цепи упираются друг в друга, и, следовательно, цепь уравнивается в плоскости бара, что уменьшает силы трения цепи о направляющую раму.

§ 18. Схемы набора режущей цепи

Цепь набирается из кулачков, несущих зубки различного положения, число которых определяет количество линий резания. На рис. 17

показаны схемы набора цепи, на которой линии резания изображены горизонтальными. Как правило, цепи с однозубковыми кулачками содержат семь линий резания, а с двухзубковыми — девять линий. Вертикальные линии видимого контура изображают двухзубковые кулачки, а точки — зубки.

Шагом цепи называется расстояние между двумя соседними зубками; шагом секции — расстояние между двумя соседними зубками одного положения (одной линии резания).

Шаг цепи t с шагом секции l и количеством линий резания n для цепи с однозубковыми кулачками связаны зависимостью

$$l = tn. \quad (19)$$

Для цепи, содержащей p двухзубковых кулачков в секции,

$$l = (n - p) t. \quad (20)$$

Как видно из формул (19) и (20), при наборе цепи, содержащей двухзубковые кулачки, шаг секций и, следовательно, глубина реза при прочих равных условиях меньше, чем у цепи с однозубковыми кулачками.

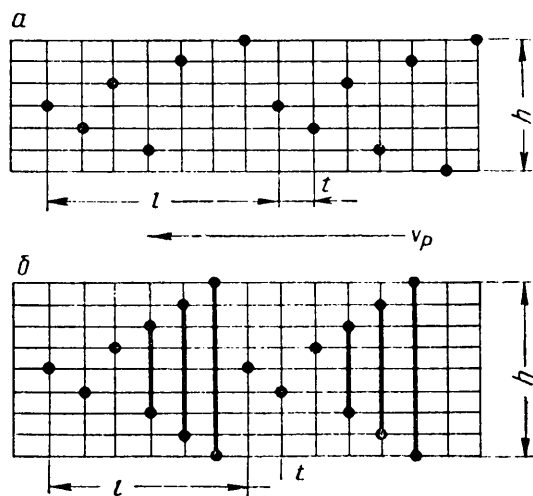


Рис. 17. Схемы набора цепи:
а — однозубковой; б — двухзубковой

§ 19. Материал для изготовления деталей цепи

Цепь движется в направляющих рамы со значительной скоростью (обычно 2 и более m/sec), преодолевая большую силу трения; изменения нагрузки отличаются большой частотой и амплитудой.

Материал деталей цепи должен противостоять истиранию, хорошо переносить ударную нагрузку, обладать высокой прочностью и стойкостью при переменной нагрузке.

Для изготовления планок цепи, как правило, используются стали 35ХГСА, 35ХМА.

Кулачки изготавливаются из стали 35ХГСА, Л37ХН; стопор — из стали 40ХН; палец — из стали 40ХН, 12ХНЗ.

Цементируемые стали для режущих цепей обычно не применяются.

§ 20. Крепление зубков

Крепление зубков в кулачках должно отвечать следующим требованиям:

1. Надежность крепления от самоотвинчивания стопорного болта и выпадения зубка.

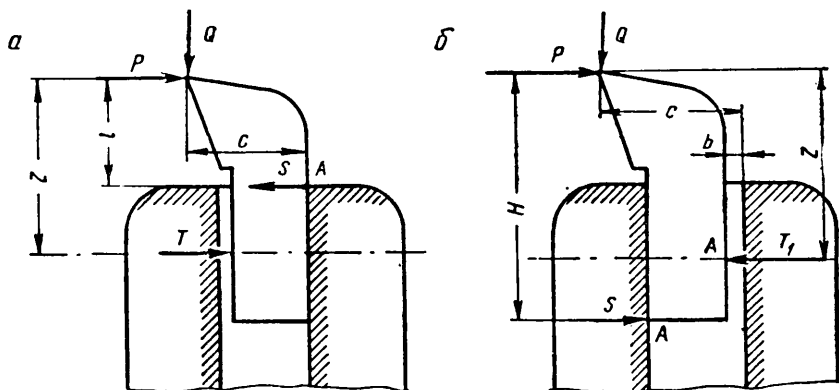


Рис. 18. Крепление зубков

2. Целесообразность способа крепления для уменьшения напряжений в нем и в стопорном болте.

3. Прочность стопорного болта, исключающая его поломку, которая приводит к выходу из строя всего кулачка.

4. Удобство и быстрота смены зубков.

Рассмотрим два способа крепления зубков: первый способ (рис. 18, а) — когда стопорный болт располагается со стороны острия зубка и второй — когда стопорный болт располагается с противоположной стороны острия зубка (рис. 18, б).

При креплении зубка по схеме (рис. 18, а) он упирается в кулачок в точке А.

При креплении по схеме рис. 18, б зубок упирается в стопорный болт. При втором способе крепления, так как $z \approx 2l$, максимальное приведенное напряжение в точке А зубка при $\frac{Q}{P} = n = 1$ и $\rho = 0 \div 53^\circ$ в $4,3 \div 2,18$ раза больше, чем при первом способе.

Определим усилия, действующие на стопор при креплении зубка.

При первом способе, взяв момент относительно точки A , получаем

$$T = P \frac{l-c}{z-l}. \quad (21)$$

При втором способе

$$T_1 = P \frac{H+b-c}{H-z}. \quad (22)$$

Поскольку $H+b \gg l$, а $H-z \approx z-l$, то $T_1 \gg T$; поэтому стопор целесообразно ставить со стороны острия зубка.

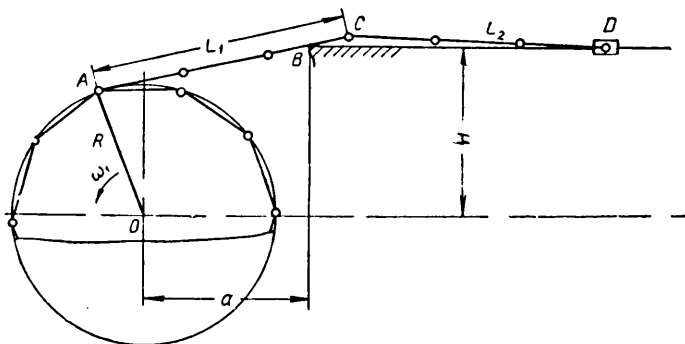


Рис. 19. Расчетная схема цепного исполнительного органа машины типа КМП

Конец стопорного болта должен обладать высокой твердостью, чтобы он мог врезаться в зубок и надежно его удерживать. Для этой цели конец стопорного болта выполняется с острым кольцевым пояском и закаляется. Остальная часть стопорного болта должна быть вязкой, чтобы она могла противостоять ударным нагрузкам. Имеются и другие способы крепления зубков, но они не получили широкого распространения из-за сложности конструкции и неудобства в эксплуатации.

§ 21. Теория работы цепи

Кинематика цепи [54, 88, 89, 90]

В результате конечной длины звеньев цепи и конечного числа зубьев ведущей звездочки при постоянной угловой скорости цепь движется неравномерно.

Так как при определенной конструкции цепного исполнительного органа заданным является только один параметр — угловая скорость ведущей звездочки, а степеней свободы движения цепи несколько, то для упрощения определения кинематических зависимостей вводим следующие допущения:

1. Звенья цепи между ведущим шарниром A (рис. 19) и направляющими, включая и звено, сходящее с направляющих, вытягиваются в прямую линию AC .

2. Размеры звеньев не имеют отклонений от номинальной величины.

3. Центры шарниров цепи располагаются на начальной окружности звездочки.

4. Третий кулачок, считая от звена, сходящего с направляющих, прижат реакцией угля к внутренней направляющей, так как здесь начинается врубовая щель.

5. Звенья цепи, находящиеся между первым (по направлению движения цепи) шарниром третьего кулачка и вторым шарниром звена, сходящего с направляющих, вытягиваются в прямую линию отрезок (CD).

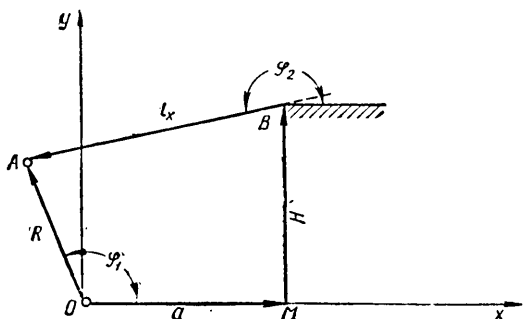


Рис. 20. Первая часть расчетного контура цепного исполнительного органа

граней. Одна грань равна длине кулачка, другая — планки.

Для определения скорости точки D, т. е. скорости прямолинейного участка цепи, и других кинематических зависимостей рассмотрим вначале часть механизма, которая определяется контуром $OMBAO$ (рис. 20).

Для этого контура можно составить векторное уравнение

$$\overline{OM} + \overline{MB} + \overline{BA} = \overline{OA}$$

или, подставив принятые на рис. 20 и (см. рис. 22) обозначения, получим

$$\overline{a} + \overline{H} + \overline{l_x} = \overline{R},$$

где l_x — отрезок «свободного» участка цепи от ведущего шарнира до крайней точки направляющих.

Проектируя это векторное уравнение на оси системы координат xoy , будем иметь

$$\left. \begin{aligned} l_x \cos \varphi_2 &= R \cos \varphi_1 - a \\ l_x \sin \varphi_2 &= R \sin \varphi_1 - H \end{aligned} \right\}. \quad (23)$$

Из уравнений (23) определяется угол φ_2 :

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{R \sin \varphi_1 - H}{R \cos \varphi_1 - a}. \quad (24)$$

Далее находим

$$l_x = \frac{R \cos \varphi_1 - a}{\cos \varphi_2} \quad \text{или} \quad l_x = \frac{R \sin \varphi_1 - H}{\sin \varphi_2}. \quad (25)$$

Уравнение скоростей получаем, дифференцируя уравнения (23) и учитывая, что

$\frac{d\varphi_1}{dt}$ — угловая скорость кривошипа;

$\frac{d\varphi_2}{dt}$ — угловая скорость «свободного» участка цепи AC;

$v_x = \frac{dl_x}{dt}$ — линейная скорость скольжения звена по направляющей:

$$\left. \begin{aligned} v_x \cos \varphi_2 - \omega_2 l_x \sin \varphi_2 &= -\omega_1 R \sin \varphi_1 \\ v_x \sin \varphi_2 + \omega_2 l_x \cos \varphi_2 &= \omega_1 R \cos \varphi_1 \end{aligned} \right\}. \quad (26)$$

Повернув систему координат xoy на угол φ_2 , что равносильно вычитанию из углов в уравнениях (26) общего угла φ_2 , получаем:

из первого уравнения (26)

$$v_x = -\omega_1 R \sin(\varphi_1 - \varphi_2); \quad (27)$$

из второго уравнения (26)

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{R}{l_x} \cos(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (28)$$

Дифференцируя уравнение (27), получаем ускорение скольжения

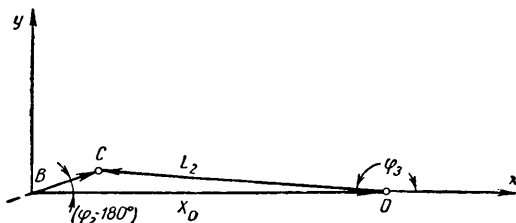


Рис. 21. Вторая часть расчетного контура цепного исполнительного органа

звена, сходящего с направляющих, по краю направляющих, вдоль «свободного» участка цепи:

$$a_x = \omega_2^2 l_x - \omega_1^2 R \cos(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (29)$$

Дифференцируя уравнение (28), получаем угловое ускорение свободного участка цепи:

$$\epsilon_2 = \frac{-2\omega_2 v_x - \omega_1^2 R \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_x}. \quad (30)$$

Уравнения (27), (28), (29), (30) описывают закон движения свободного участка цепи и звена, сходящего с направляющих.

Теперь перейдем к определению кинематических величин прямолинейного участка рабочей ветви цепи.

Рассмотрим следующую часть механизма, определяемую контуром $BDCB$ (рис. 21).

Векторное уравнение этого контура можно записать так:

$$\overline{BD} + \overline{DC} = \overline{BC},$$

или, так как (из рис. 19) $BC = L_1 - l_x$,

$$\overline{x_D} + \overline{L_2} = (\overline{L_1 - l_x}), \quad (31)$$

где x_D — расстояние от крайней точки направляющих до первого шарнира кулачка, прижатого к внутренней направляющей;

L_2 — длина участка цепи между вторым шарниром звена, сходящего с направляющих, и первым шарниром кулачка, прижатого к внутренней направляющей (отрезок CD , см. рис. 21);

L_1 — длина участка цепи между ведущим шарниром и вторым шарниром звена, сходящего с направляющих (отрезок AC , см. рис. 19).

Уравнения проекций векторного уравнения на оси системы координат xBy :

$$\left. \begin{aligned} x_D + L_2 \cos \varphi_3 &= -(L_1 - l_x) \cos \varphi_2 \\ L_2 \sin \varphi_3 &= -(L_1 - l_x) \sin \varphi_2 \end{aligned} \right\}. \quad (32)$$

Из первого уравнения (32) получаем уравнение движения прямолинейного участка цепи:

$$x_D = (l_x - L_1) \cos \varphi_2 - L_2 \cos \varphi_3. \quad (33)$$

Из второго уравнения (32) определяем угол φ_3 :

$$\sin \varphi_3 = \frac{(l_x - L_1) \sin \varphi_2}{L_2}. \quad (34)$$

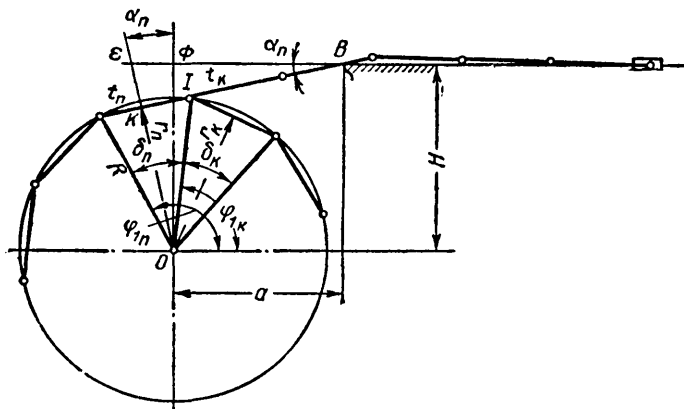


Рис. 22. Схема цепного исполнительного органа в момент захвата зубком звездочки шарнира цепи:

t_p, t_k — шаг планки и кулачка; δ_p, δ_k — угловой шаг планки и кулачка; r_p, r_k — радиусы окружностей, к которым касательны средние линии планок и кулачков; φ_p — угол, определяющий конец набегания на звездочку планки цепи; φ_k — угол, определяющий начало набегания на звездочку кулачка

Дифференцируя уравнение (33) и учитывая уравнение (34), получаем скорость прямолинейного участка рабочей ветви цепи:

$$v_D = v_x \cos \varphi_2 + (\omega_2 - \omega_3) (L_1 - l_x) \sin \varphi_2. \quad (35)$$

Дифференцируя уравнение (34), получаем угловую скорость отклоненного участка цепи, находящегося в направляющих:

$$\omega_3 = \frac{v_x \sin \varphi_2 - \omega_2 (L_1 - l_x) \cos \varphi_2}{L_2 \cos \varphi_3}. \quad (36)$$

Дифференцируя уравнение (35) и произведя преобразования, получаем ускорение прямолинейного участка цепи:

$$a_D = [a_x + \omega_2^2 (L_1 - l_x)] \cos \varphi_2 + \{(\epsilon_2 - \epsilon_3) (L_1 - l_x) - 2\omega_2 v_x\} \sin \varphi_2 + \omega_3^2 L_2 \cos \varphi_3. \quad (37)$$

Дифференцируя уравнение (36), получаем угловое ускорение отклоненного участка цепи (отрезок DC, см. рис. 21):

$$\epsilon_3 = \frac{[a_x + (\omega_2^2 - \omega_3^2) (L_1 - l_x)] \sin \varphi_2 + [2\omega_2 v_x - \epsilon_2 (L_1 - l_x)] \cos \varphi_2}{L_2 \sin \varphi_3}. \quad (38)$$

Аналитические зависимости (24) ÷ (38) позволяют определить ускорение цепи в функции угла поворота φ_1 ведущей звездочки.

Однако эти уравнения справедливы лишь для таких значений угла φ_1 , которые находятся в интервале между началом и концом набегания на ведущую звездочку планки и кулачка цепи [88].

При работе цепных органов машин можно различать два цикла: первый цикл — при набегании на ведущую звездочку кулачка; второй —

при набегании планки цепи. На рис. 22 приведена схема цепного исполнительного органа в момент захвата зубом звездочки очередного кулачка. Этот момент определяет начало первого и конец второго циклов работы цепи.

На этом же рисунке можно изобразить начало второго и конец первого циклов, если все индексы n , относящиеся к планке, изменить на k , относящиеся к кулачку, а k — на n .

По приведенным формулам можно получить графики движения, скорости и ускорения цепи. Все дальнейшие численные величины даются для исполнительного органа машины типа КМП.

Из графиков для цепи машины типа КМП (рис. 23) видно, что ее скорость колеблется от 1,97 до 2,23 м/сек при $\omega_1 = 14,4$ 1/сек. В момент захвата зубом звездочки очередного шарнира происходит резкое уменьшение скорости цепи вследствие практически мгновенного изменения в этот момент величины и направления угловой скорости свободного ее участка.

Угловая скорость свободного участка цепи изменяется от $+3,38$ до $-6,35$ 1/сек, а угловое ускорение мгновенно увеличивается от 78 до 487 1/сек².

Изменение направления угловой скорости свободного участка цепи изменяет направление и величину угловой скорости звена, сходящего с направляющих, которое в этот момент отклонено от оси направляющих. Это и приводит к весьма резкому падению величины линейной скорости прямолинейного участка цепи.

Ускорение прямолинейного участка цепи в момент захвата звездочкой очередного шарнира мгновенно изменяется от -7 до $+31,2$ м/сек².

Резкое уменьшение скорости цепи приводит к возникновению динамических усилий.

Оптимальное соотношение некоторых размеров цепного исполнительного органа [90]

Величина максимального ускорения прямолинейного участка цепи, возникающего в момент захвата зубом звездочки очередного шарнира, определяется не только кинематической парой звездочка — цепь, но и положением звена, сходящего с направляющих.

Анализ формулы (37) показывает, что при $L_1 - l_x = 0$ величина ускорения цепи будет при прочих равных условиях меньшей, чем при $L_1 - l_x > 0$.

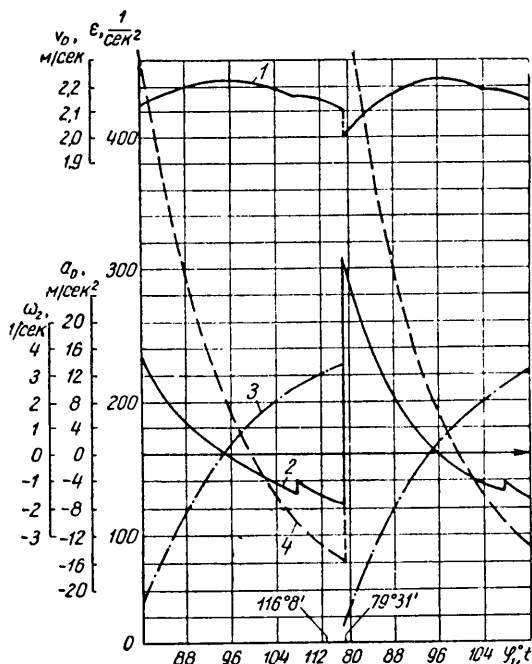


Рис. 23. Кинематические графики цепи врубовой машины типа КМП:
1 — скорости и 2 — ускорения прямолинейного участка;
3 — угловая скорость и 4 — угловое ускорение свободного участка цепи при $\omega_1 = 14,4$ 1/сек

Положение цепи, когда $L_1 - l_x = 0$, может быть получено выбором такой величины размера a (рис. 24), при которой захват зубом звездочки очередного звена совпадает с моментом выхода на край направляющих шарнира цепи.

При соблюдении этого условия свободный участок AB в момент захвата зубом звездочки очередного звена будет поворачиваться вокруг

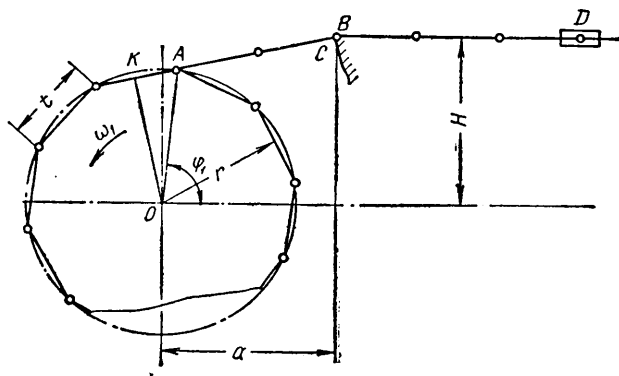


Рис. 24. Схемы цепного исполнительного органа при соблюдении условия одновременности

шарнира, расположенного на краю направляющих, что не вызовет значительного увеличения ускорения прямолинейного участка цепи. Для соблюдения условия одновременного выхода шарнира на край направляющих и захвата зубом звездочки звена цепи нужно, чтобы удовлетворялись следующие требования:

Во-первых, необходима неизменность расстояния между крайней точкой направляющих и центром звездочки. Во врубовых машинах крайняя точка направляющих находится на седле бара, и, следовательно, при изменении натяжения цепи расстояние этой точки от центра звездочки остается постоянным.

Во-вторых, чтобы условие одновременности не нарушалось в процессе набегания на звездочку и планки и кулачка, необходимо равенство кинематических длин этих элементов. Но в цепях врубовых машин длина планки и кулачка, как правило, различна, и, таким образом, второе требование для врубовых машин не удовлетворено.

Для соблюдения условия одновременности достаточно, чтобы участок цепи между ведущим шарниром A (см. рис. 24) и крайней точкой направляющих B в момент захвата очередного шарнира содержал целое число элементов цепи n .

Тогда $KB = (n + 0,5)t$, а размер a через другие размеры цепного исполнительного органа определяется из зависимостей

$$(OB)^2 = a^2 + H^2 \text{ и } (OB)^2 = r^2 + (n + 0,5)^2 t^2,$$

откуда

$$a = \sqrt{r^2 + (n + 0,5)^2 t^2 - H^2}, \quad (39)$$

где r — радиус окружности, вписанной в многогранный ведущий блок;

t — шаг элемента цепи;

$H = (1 \div 1,05)R$.

В исполнительных органах с цепями с различной длиной элементов условие одновременности целесообразно осуществлять при сходе с направляющих звена большей длины.

Тогда выражение (39) при $n = 2$ примет вид:

$$a = \sqrt{r_0^2 + (t_u + 1,5t_0)^2 - H^2}, \quad (40)$$

где r_0 — радиус окружности, к которой касательны элементы цепи
большей длины, расположенные на звездочке;

l_6 — шаг элемента цепи большей длины;

t — шаг элемента цепи меньшей длины.

В длиннозвенных цепях врубовых машин при соблюдении условия одновременности динамические нагрузки уменьшаются в 1,6 раза по сравнению со случаем, когда размер a выбран не по уравнению (40).

Изменение длины участка цепи на ведущей звездочке

Рассматривая схему цепного исполнительного органа (рис. 25), можно заметить, что углы между осью бара и радиусами, проведенными

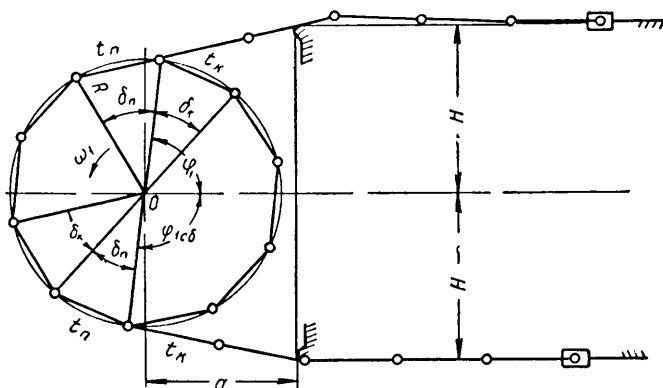


Рис. 25. Схема цепного исполнительного органа

из центра звездочки в ведущий шарнир на набегающей φ_1 и сбегающей $\varphi_{1\infty}$ ветвях цепи, обычно неравны.

Следовательно, и скорости набегающей и сбегаяющей ветвей цепи в один и тот же момент времени различны.

Если скорость сбегавшей ветви в течение определенного промежутка времени больше скорости набегающей ветви у звездочки, то длина участка цепи, располагающегося на звездочке, уменьшается. Если же скорость сбегавшей ветви у звездочки окажется меньше, участок цепи на звездочке увеличится, что вызовет изменение натяжения цепи. На рис. 26 показаны графики скорости набегающей 1 и сбегавшей 2 ветвей цепи за время перемещения цепи на величину шага и кривая 3 изменения длины участка цепи, расположенного на звездочке, которая получена интегрированием разности скоростей из графиков 1 и 2. Согласно графику, длина участка цепи на звездочке изменяется от положения принятого за нулевое в пределах от $-0,6$ до $+0,8$ мм, а всего на 1,4 мм.

Изменение длины участка цепи на утюге

При огибании цепью утюга, вследствие различной длины кулачка и планки, на нем располагаются участки цепи различной длины в зависимости от положения цепи.

Это обстоятельство объясняется тем, что при движении цепи на утлое может находиться различное число кулачков.

Кроме того, при движении цепи на утюге направление звеньев, выходящих на утюг и сходящих с него, различно, что также вызывает периодическое изменение натяжения цепи.

На утюге располагается участок цепи минимальной длины, когда более короткое звено перпендикулярно оси бара, и максимальный, когда это же положение занимает звено большей длины.

На рис. 27 кривая 1 изображает изменение длины цепи на утюге машины типа КМП за время перемещения цепи на длину шага. На этом же рисунке показаны кривая изменения длины цепи на звездочке 2 и общее изменение длины цепи на утюге и звездочке 3.

Общее изменение этих длин может во врубовой машине достигать значительной величины (для КМП — 600 мм).

Изменение длины цепи исполнительного органа, имеющего ведомую звездочку

Величина изменения длины цепи на ведомой звездочке за время полного цикла изменения скоростей обеих ветвей будет примерно такой же, как и на ведущей (если ведомая и ведущая звездочки одинаковы).

Угловая скорость ведомой звездочки непостоянна.

Суммарную величину изменения длины цепи при наличии двух звездочек можно определить таким же методом, как и на ведущей звездочке (для машины типа КМП она составляет примерно 2 мм).

Натяжение цепей

Нормальная работа цепного исполнительного органа в значительной степени определяется величиной натяжений цепи.

Конструкция цепного органа выемочных машин имеет ряд особенностей.

К ним, во-первых, относится работа цепи в сравнительно жестких направляющих и, во-вторых, — уже рассмотренное периодическое изменение длины цепи.

Ослабление (запас) цепи при работе в жестких направляющих должно быть малым, в противном случае у звездочки образуется наплыв цепи, в результате которого звенья при входе в направляющие могут заклиниваться и возможны порывы цепи.

С другой стороны, при перемещении на величину шага изменяется натяжение цепи за счет изменения длины ее участков, располагающихся на ведущей звездочке и утюге, что при слишком малом ослаблении цепи приводит к возникновению периодически изменяющихся усилий, обусловленных ее упругой деформацией.

Очевидно, необходимо принять предварительное натяжение цепи, исключающее появление дополнительных усилий в ней и заклинивание звеньев при входе в направляющие.

В настоящее время считается, что при нормальном натяжении цепь у звездочки на сбегавшей ветви должна оттягиваться на 20 ÷ 25 мм.

Однако для получения ослабления цепи на 6 мм необходимо на сбегавшей ветви на длине примерно 400 мм получить стрелу прогиба цепи:

$$l = \sqrt{(200 + 3)^2 - 200^2} = 34,8 \text{ мм.}$$

Как видим, существующая рекомендация не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к нормальному натяжению цепи.

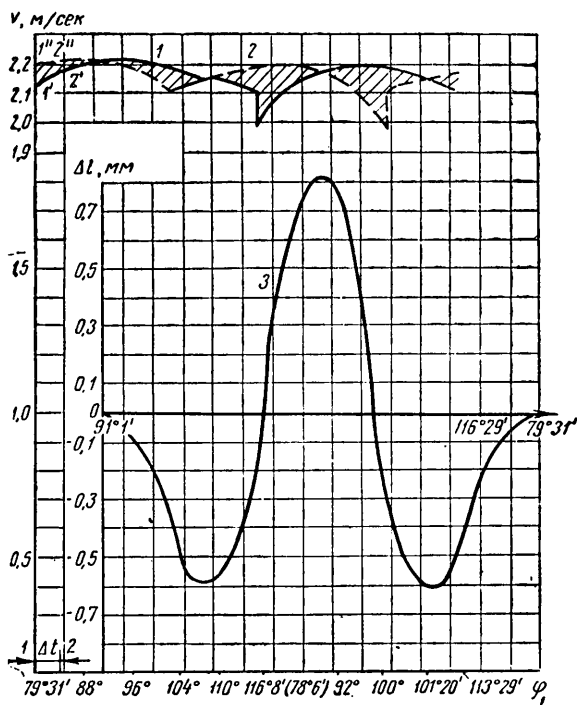


Рис. 26. Графики изменения длины участка цепи на звездочке

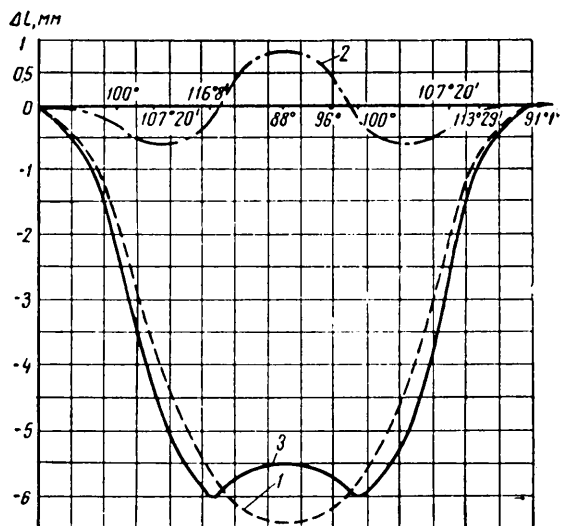


Рис. 27. Графики изменения длины цепи

При стреле прогиба 25 мм исключается возможность заклинивания звеньев при входе в направляющие, но не компенсируется изменение длины цепи и, следовательно, появляются усилия довольно значительной величины, подлежащие учету при расчете на усталость.

При ослаблении на 6 мм (стрела прогиба 34,8 мм) цепь заклинивается при входе в направляющие на холостой ветви у звездочки.

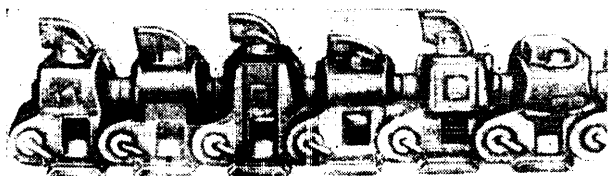


Рис. 28. Цепь «Рекорд»

Для того чтобы уменьшить величину дополнительного натяжения цепи, необходимо:

1. Принимать кулачок и планку одинаковой длины.

В этом случае на утюге в любом положении цепи будут располагаться отрезки ее практически одинаковой длины, изменение же длины цепи на ведущей звездочке при малом предварительном натяжении не имеет значения.

2. Предусмотреть в головке бара ведомую звездочку (исходные данные для расчета цепи приведены в главе V).

§ 22. Зарубежные образцы режущих цепей [126, 135]

В ФРГ по лицензии, выданной английской фирмой Остин Хой, выпускается режущая цепь «Рекорд» (рис. 28), аналогичная по конструкции беспланочной режущей цепи Горловского машиностроительного завода им. Кирова.

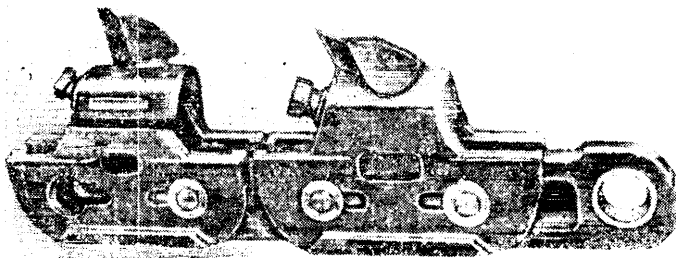


Рис. 29. Цепь фирмы Прокс

Фирма Мейвор энд Коулсон выпускает уравновешенные цепи, у которых кулачки упираются в плоскости, параллельные плоскости бара.

При износе шарниров такой цепи уравновешенность не нарушается, так как практически зазор между упорными поверхностями остается неизменным. На рис. 29 представлена цепь фирмы Прокс. Кулачки цепи сварены из трех штампованных элементов: головки и двух боковин. Такая конструкция кулачка обладает преимуществами: уменьшается объем механической обработки и увеличивается прочность звеньев цепи, что дает возможность получить цепь с разрывным усилием $80 \div 100$ т.

При сварной конструкции цепи представляется возможным изготовлять элементы цепи из различного материала. Боковины, работающие при интенсивном трении в направляющих барах и передающие натяжение цепи, изготавливаются из высоколегированных сталей и закаляются HRC 40÷45, головки — из углеродистой стали 35 или 45 HB 240 ÷ 280.

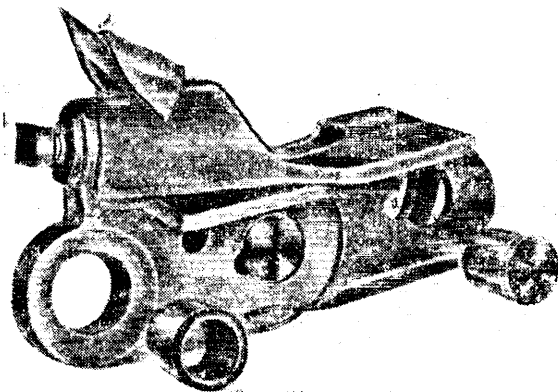


Рис. 30. Цепь фирмы Боудил

Для увеличения устойчивости кулачков фирма Боудил выпускает цепь, звенья которой опираются не на днище направляющих, а на торцовые поверхности бара (рис. 30).

В этом случае момент, опрокидывающий кулачок, оказывается значительно меньшим, так как плечи сил, действующих на зубок, уменьшаются.

Фирма Остин Хой выпускает пространственную цепь Мультипик (рис. 31).

§ 23. Направляющие рамы баров

Для направления движения режущей цепи и удержания ее у забоя применяется направляющая рама, которая совместно с режущей цепью называется баром.

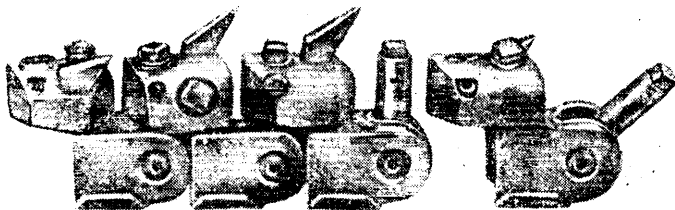


Рис. 31. Двухшарнирная режущая цепь «Мультипик» фирмы Остин Хой

По форме конструкции бары бывают плоскими (рис. 32, а), изогнутыми (рис. 32, б, 32, в) и кольцевыми (рис. 32, г), или контурными.

Плоский бар предназначен для образования врубовой щели в одной плоскости. Изогнутые бары используются при подрубке пласта в двух

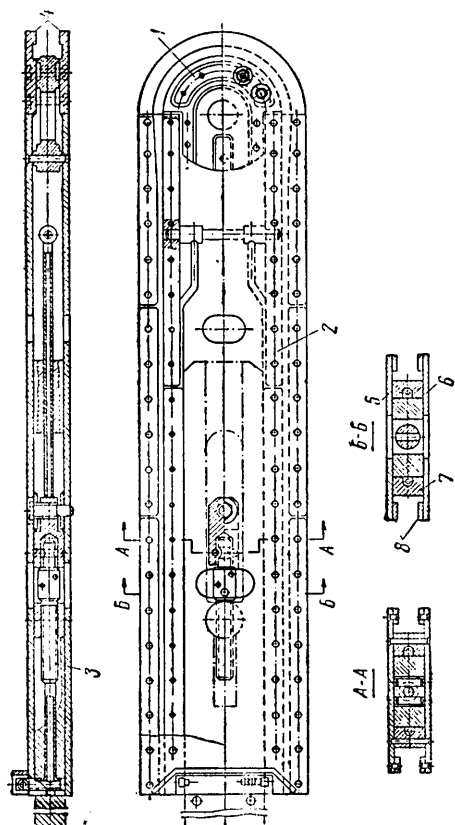
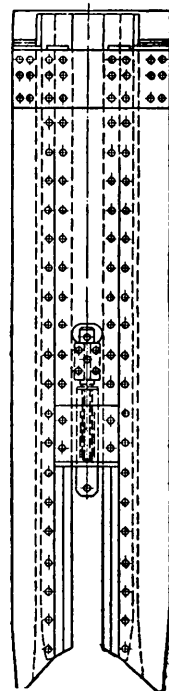
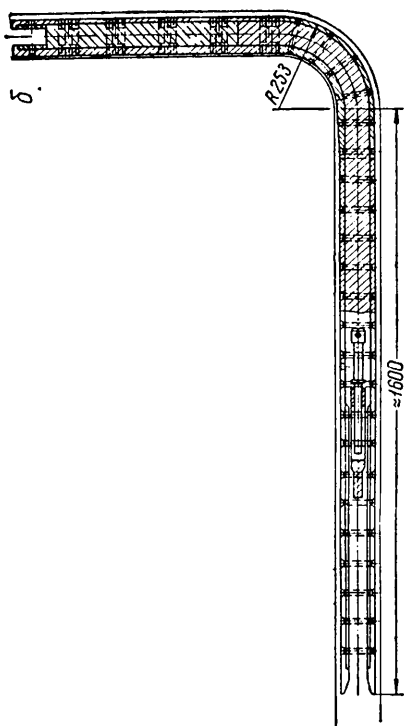
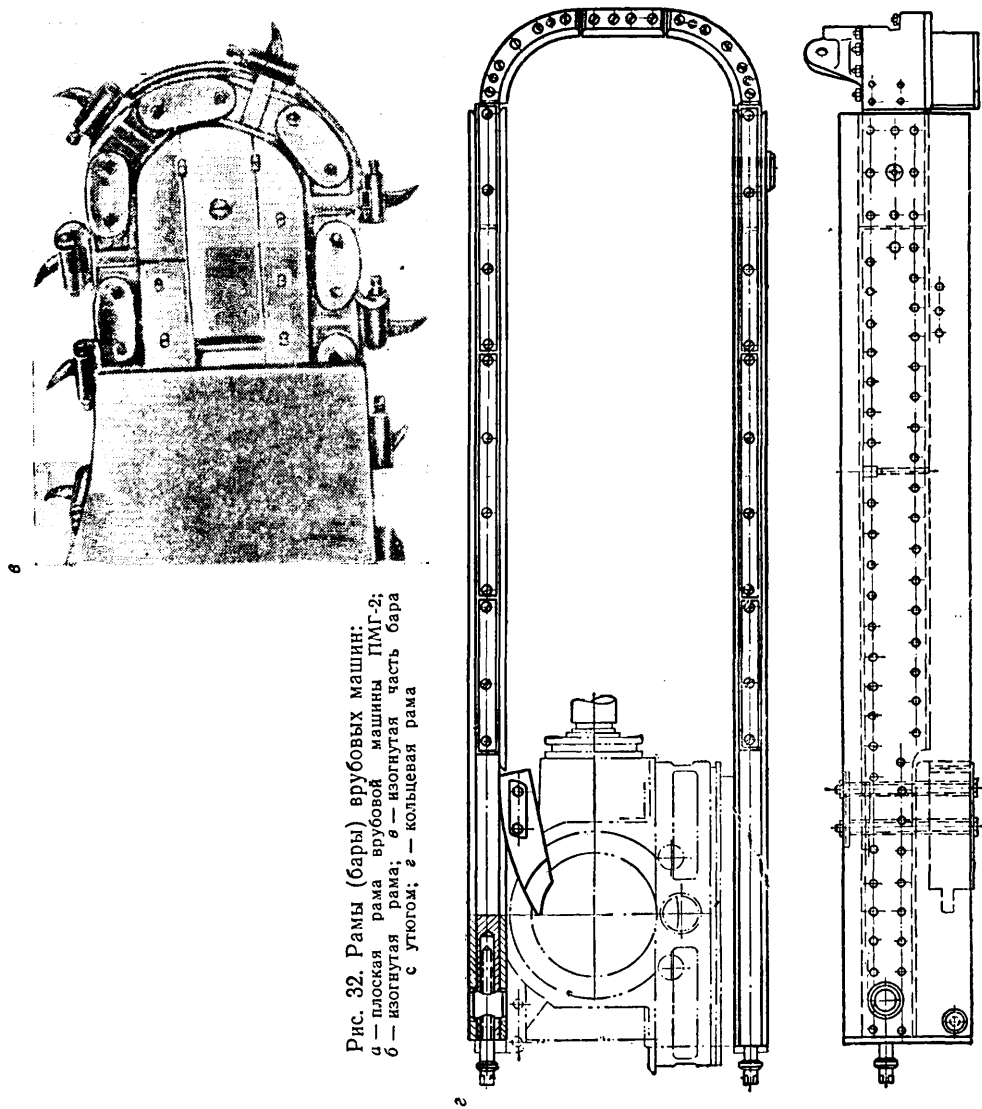


Рис. 32. Рамы (бары) врубовых машин:
 а — плоская рама врубовой машины ПМГ-2;
 б — изогнутая рама; в — изогнутая часть бара
 с уголом; г — кольцевая рама



плоскостях в тех случаях, когда такая подрубка приводит к саморазваливанию угля и исключает буровзрывные работы. Иногда изогнутые бары применяются в комбайнах.

Кольцевые (контурные) бары используются при подрубке пласта в трех плоскостях, при этом буровзрывные работы зачастую исключаются. Применяется также кольцевой шарнирный бар, который при спуске машины складывается, уменьшая размеры исполнительного органа и облегчая спуск машины.

Основные узлы рамы

Направляющая рама состоит из головки (утюга) 1 (рис. 32, а), корпуса 2 и натяжного устройства 3.

Головка рамы предназначена для изменения направления движения (поворота) режущей цепи в направляющих.

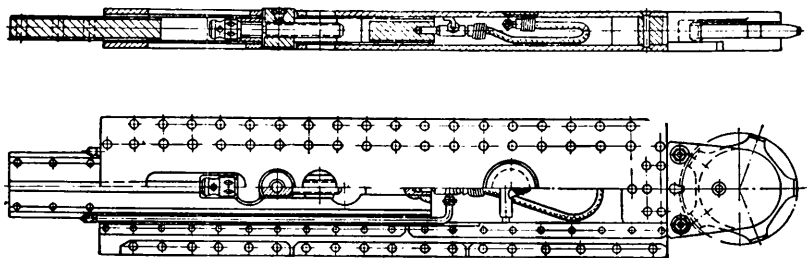


Рис. 33. Плоская рама с направляющей звездочкой

В качестве головки рамы может быть применен утюг, ведомая звездочка или ролик.

Из-за простоты конструкции и надежности эксплуатации наибольшее распространение получил утюг, представляющий собой полукруглую сплошную направляющую.

Так как цепь, поворачиваясь на 180° , скользит без смазки по утюгу, радиус которого сравнительно мал (150—160 мм), значительная часть потерь энергии на трение в баре относится к утюгу.

Для уменьшения потерь энергии в баре (замены трения скольжения трением качения) в головке направляющей рамы может быть применена ведомая звездочка (рис. 33).

Ведомая звездочка обычно имеет такие же размеры, как и ведущая. Требуется весьма тщательное уплотнение подшипников звездочки, чтобы в них не попадала угольная пыль.

В отдельных случаях вместо звездочки применяется ролик, установленный на подшипниках качения. Для удобства осмотра и ремонта головка рамы имеет две съемные крышки 4 (см. рис. 32, а).

Корпус рамы служит для образования направляющих и состоит из верхней 5 и нижней 6 плит, прикрепленных к брусам 7. К плитам прикреплены направляющие планки 8, а к брусам в ряде конструкций — накладки, образующие закрытые направляющие, в которых цепь движется и удерживается от выпадения. Накладки предусматриваются для предохранения брусев рамы от износа и при необходимости могут быть заменены новыми.

Обычно выпускаемые промышленностью рамы баров горных машин клепаные. Имеет место применение также сварных рам с более простой технологией изготовления, однако ремонт баров с такими рамами затруднителен.

Натяжное устройство бара должно обеспечивать изменение его длины на величину не менее $\frac{l}{2}$, так как длина цепи может быть изменена на величину не менее шага цепи t . В качестве натяжного устройства применяется винтовая пара; одно звено натяжного устройства (винт или гайка) соединено с направляющей рамой, а другое — с седлом бара. Для уменьшения заштыбовки винтовая пара натяжного устройства в некоторых машинах имеет полукруглую резьбу.

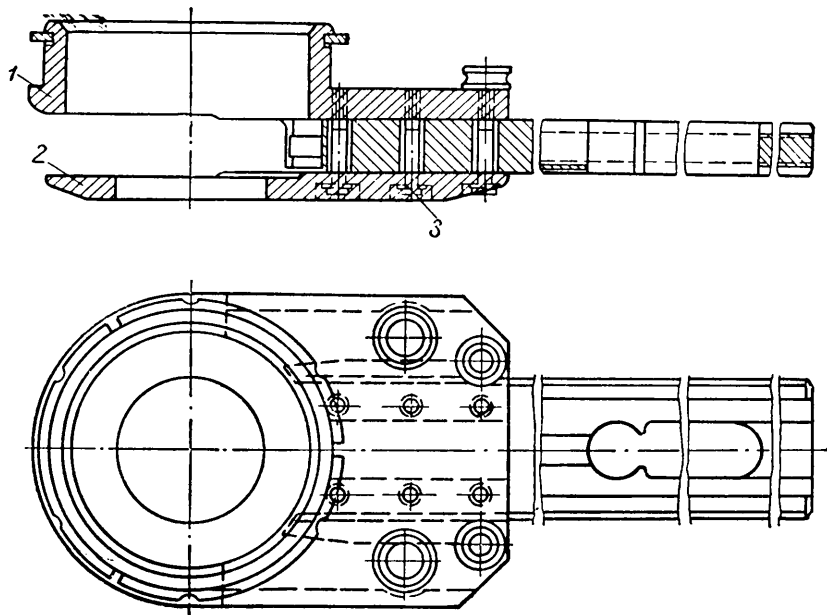


Рис. 34. Седло плоского бара

Раздвижка бара осуществляется вращением винта, для чего на его головке предусмотрены отверстия.

Седло плоского бара (рис. 34) предназначено для крепления бара к корпусу машины и состоит из верхней 1 и нижней 2 седловин, скрепленных болтами 3.

Бар должен фиксироваться относительно машины в правом, левом и среднем положениях.

§ 24. Условия работы и конструкция рам баров

В процессе эксплуатации рамы подвергаются интенсивному износу в результате трения цепи о направляющие без смазки при больших нагрузках.

Нагрузки, действующие на бар, носят динамический характер в результате: неравномерности действия усилий; ударов цепи на стыках при входе в направляющие; периодического изменения натяжения цепи; неравномерности скорости подачи машины.

По условиям работы бары должны иметь:

- 1) небольшие размеры по высоте и ширине;
- 2) износоустойчивость элементов конструкции рамы;
- 3) надежное крепление бара к машине;
- 4) по возможности низкие потери на трение;
- 5) технологичность конструкции и удобство ремонта.

Высота бара ограничивается размерами врубовой щели. Обычно высота врубовой щели составляет 120—140 мм. Врубовая щель большей высоты нецелесообразна, так как при этом увеличивается расход энергии на измельчение угля. Высота рамы бара должна быть меньше высоты врубовой щели и принимается 84—100 мм, для врубовой щели — 120—140 мм.

Для производства щели высотой примерно порядка 90 мм применяется тонкая рама толщиной 55—60 мм. Врубовая машина с тонким баром потребляет меньшую мощность и дает меньший выход мелких классов полезного ископаемого, но приводит к меньшей эффективности буровзрывных работ.

Ширина рамы ограничивается возможностью зажима бара во врубовой щели в результате волнистости почвы и осадки целика после подрубки. Минимальная ширина рамы определяется условиями ее прочности и радиусом закругления утюга, который не может быть малым из-за больших потерь энергии на трение при повороте цепи. Как правило, ширина рамы бара принимается около 370 мм.

Длина бара определяется многими факторами, в частности: назначением машины, устойчивостью боковых пород, условиями навалки и др. Чем устойчивее кровля, тем длиннее может быть бар; длина его составляет обычно от 1 до 2 м.

Машины для проходки подготовительных выработок могут иметь длину бара 4 м и более.

Крепление бара к машине должно быть жестким, в противном случае затрудняется управление машиной.

§ 25. Материал деталей рамы бара

Стесненные размеры и тяжелые условия работы предъявляют к материалу деталей рам высокие требования.

Брусья рамы изготавливаются из стали 45, а заменяемые накладки — из цементируемой стали 20 с цементацией и закалкой до твердости HRC 58 ÷ 62, обеспечивающей высокую прочность и износостойкость. При закалке токами высокой частоты заменяемые накладки изготавливаются из стали 45 или 50.

Утюг, являющийся наиболее изнашиваемой деталью, изготавливается из стали 65Г с закалкой до твердости HRC 45 ÷ 55. Эта сталь оказалась наиболее соответствующей условиям его работы. Крышки утюга изготавливаются из стали 20 или стали 45, винт — из стали 45.

Плиты при наличии накладок изготавливаются из стали 45, а в случае отсутствия накладок — из стали 65Г с поверхностной закалкой до твердости HRC 58 ÷ 62.

§ 26. Исходные данные для расчета узлов рамы на прочность

На бар в процессе работы действуют следующие нагрузки:

- 1) реакция угля, изгибающая раму бара в плоскости резания;
- 2) нагрузка от веса машины, возникающая в случае ухода бара в кровлю; при этом машина зависает на баре, ее вес изгибает раму в плоскости, перпендикулярной плоскости резания, и скручивает относительно продольной оси бара.

При расчете рамы на изгиб в плоскости резания нагрузку обычно считают равномерно распределенной на рабочем участке бара с интенсивностью

$$q = \frac{Q}{l}, \text{ кг/мм},$$

где Q — разрывное усилие каната в случае отсутствия предохранительного элемента в редукторе подающей части или максимальное натяжение каната, ограничиваемое предохранительным элементом;

l — рабочий участок бара.

Изгиб рамы бара в плоскости, перпендикулярной резанию, рассматривается как изгиб консольной балки с сосредоточенной нагрузкой на конце, равной весу машины.

Момент, скручивающий раму, можно определить как произведение веса машины, без бара на половину ее длины.

Таким образом, в точках поперечного сечения рамы образуется напряженное состояние. Расчет на прочность нужно производить по наибольшему приведенному напряжению, возникающему в углах рамы или в середине широкой стороны сечения рамы. При этом главное напряжение можно находить по четвертой гипотезе прочности.

§ 27. Рамы баров зарубежных фирм

В первую очередь, отметим два типа рам баров, которые в принципе отличаются от ранее рассмотренных.

1. Фирма Боудил выпускает сварную раму бара (рис. 35), в торцы A которой упираются элементы цепи. Рама состоит из двух плит —

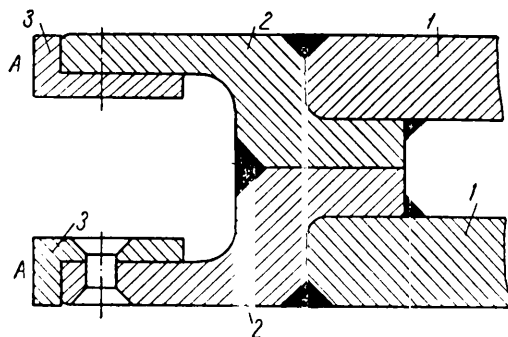


Рис. 35. Сварная рама фирмы Боудил

верхней и нижней 1, планок специального профиля 2 и сменных накладок 3, прикрепленных к планкам. Такая конструкция упрощает технологию изготовления рамы и удешевляет ее.

Опора звеньев цепи на торцы рамы приводит к ускорению срока службы рамы и уменьшает возможность разворота ее направляющих.

Рама аналогичной конструкции выпускает английская фирма Андерсон Бойс.

2. Фирма Остин Хой выпускает рамы с утюгом параболической формы (рис. 36), что улучшает условия входа элементов цепи с утюга в прямолинейный участок направляющих и, следовательно, приводит к уменьшению динамичности работы цепи.

Английская фирма Остин Хой выпускает изогнутый бар с режущей цепью «Мультипик» (рис. 37), а фирма Андерсон Бойс — изогнутый бар для машин, работающих с рамы конвейера.

Ряд зарубежных фирм — Мейвор и Коулсон (Англия), Суливан (США) и другие — применяют бары с ведомыми звездочками в головке.

Фирма Зест-Феррум выпускает контурные шарнирные бары (рис. 38) с ведомой звездочкой, приводящей во вращение коронку.

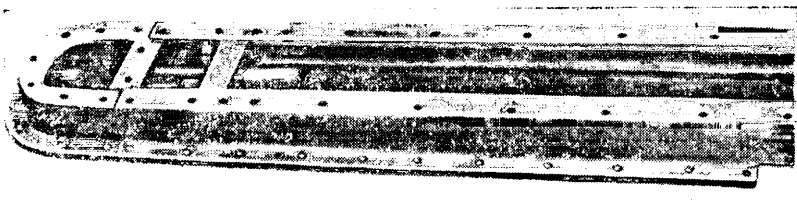


Рис. 36. Бар с утюгом параболической формы фирмы Остин Хой

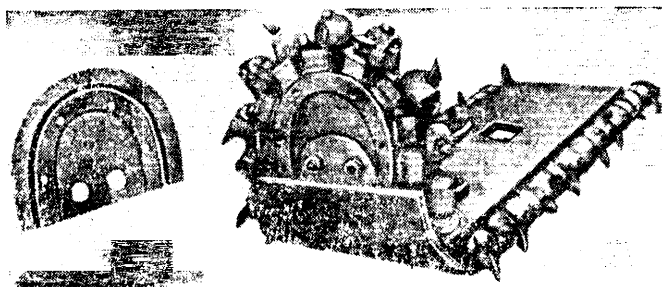


Рис. 37. Изогнутый бар фирмы Остин Хой с цепью «Мультиплик»

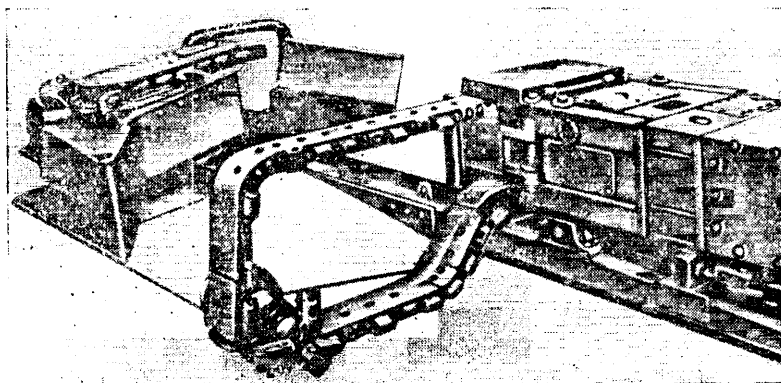


Рис. 38. Комбайн фирмы Зест-Феррум

Глава IV

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАЗРУШЕНИЯ УГЛЕЙ¹

§ 28. Общие положения

В настоящее время выемка угля и проведение подготовительных выработок производится в большинстве случаев воздействием твердого инструмента на горную породу с целью отделения от нее транспортных кусков или образования шпуров, которые затем используются для разрушения массива взрывчатыми веществами.

Широкое применение комбайнов обусловило значительное расширение способа разрушения углей и пород непосредственным воздействием на массив твердыми инструментами, без последующего применения взрывчатых веществ.

Удельные энергозатраты при различном механическом воздействии на массив могут значительно отличаться друг от друга в зависимости от того, какие напряженные состояния возникают при отделении горной породы. Так, сопротивление углей отрыву в 15—20 раз меньше сопротивления их сжатию [122]; сопротивление сдвигу занимает промежуточное положение между сопротивлениями при отрыве и сжатии; значительно возрастает сопротивление углей разрушению при равномерном объемном сжатии.

Для снижения энергоемкости процесса разрушения целесообразно проектировать такие исполнительные органы, при работе которых возникают в горных породах растягивающие напряжения без образования объемного напряженного состояния.

Разрушение углей исполнительными органами машин является наиболее распространенным процессом и улучшение его может дать значительный эффект в части снижения энергоемкости, повышения производительности машин и труда рабочих, снижения затрат на инструмент, повышения сроков службы машин.

Для улучшения процесса разрушения существующими исполнительными органами машин, а также для разработки новых, более экономичных и производительных органов, необходимо знать как качественную, так и количественную характеристику процесса разрушения.

Трудность выявления зависимостей, связанных с процессом разрушения углей и пород, заключается в том, что до сего времени не удалось создать достаточно полной теории резания металлов. Создание же теории резания для углей, которые характеризуются неоднородностью состава, немонолитностью, связанной с наличием напластования, трещиноватостью и другими факторами, нарушающими сплошность, представ-

¹ В этой главе в отдельных случаях, чтобы яснее представить процесс, «разрушение угля зубком» названо «резанием», а зубок — резцом.

ляет еще большую трудность. Этим, надо полагать, и объясняется то обстоятельство, что, несмотря на почти 35-летний период с момента опубликования первой работы по этому вопросу, до сего времени нет общепризнанной аналитической теории разрушения угля.

В последние годы большинство исследователей отказались от создания физико-математической теории разрушения углей и в практике проектирования используют в основном как непосредственно данные экспериментов, так и закономерности, установленные на основе результатов экспериментальных работ.

Опыт показал, что одним из основных факторов, определяющих силовые и энергетические показатели процесса разрушения [77], является крепость материала.

Для возможности проведения экспериментальных работ по выявлению показателей процесса разрушения как в лабораторных условиях, так и в условиях шахт, необходимо установить метод определения крепости.

§ 29. Крепость углей и методы ее определения

Крепость характеризует величину предельных внутренних усилий между частями угля, которые должны быть преодолены при разрушении материала.

Оценка крепости многих материалов и, в частности, металлов может быть произведена приложением разрушающих сил в любом направлении, так как во многих случаях эти материалы могут быть приняты однородными. Уголь же является материалом анизотропным и немонокристаллическим, и поэтому на величину усилия, необходимого для разрушения породы и угля, оказывают влияние плоскости напластования, трещины, а также — горное давление, наличие в пласте газа и т. д.

Существенное влияние на получаемые при испытании численные значения констант угля оказывает геометрия разрушаемых образцов.

Установлено также, что усилие резания различно при резании вдоль и поперек напластования (для матового подмосковного угля усилие резания поперек напластования оказалось на 16—18% выше, чем по напластованию [77]).

Следует отметить, что возраст пластов, исходный материал, условия, при которых они образовались, обуславливают чрезвычайно большое разнообразие углей по их качеству и механическим свойствам. Из некоторых углей даже трудно приготовить геометрически правильные образцы, и поэтому для получения констант приходится прибегать к несколько усложненным методам их определения [170]. Указанные причины вызвали необходимость иметь специальные критерии, характеризующие крепость угля.

Критерии крепости

а) **Расход зубков.** В течение ряда лет, когда применялись главным образом врубовые машины, распространенным критерием крепости угля при его зарубке цепным исполнительным органом являлся расход зубков, отнесенный к 1 м^2 подрубленной площади.

Применение в последующие годы различных по качеству зубков, наплавленных и армированных твердыми сплавами в виде пластинок и кернов, резко снизило их расход по сравнению с зубками из высокоуглеродистой стали. Это вызвало снижение точности учета зубков, расходуемых на 1 м^2 подрубленной площади, и лишило возможности

сравнивать зарубаемость в различных условиях, когда применяются зубки разных типов.

Необходимо также отметить принципиальный недостаток этого критерия, заключающийся в том, что расход зубков определяется не только крепостью угля, но и режимом работы машины. Этот фактор при принятом критерии совершенно не учитывался. В настоящее время расход зубков как критерий крепости потерял свое значение.

б) **Крепость пород по классификации проф. М. М. Протодяконова.** В горной промышленности эта классификация получила широкое распространение (табл. 5).

Таблица 5

Классификация пород по проф. М. М. Протодяконову

Категория	Крепость	Породы	Кoeffициент крепости
I	В высшей степени крепкие породы	Наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты и другие породы.	20
II	Очень крепкие породы	Очень крепкие гранитовые породы: кварцевый порфир, очень крепкий гранит, кремнистый сланец. Менее крепкие, чем указано выше, кварциты. Самые крепкие песчаники и известняки	15
III	Крепкие породы	Гранит (плотный) и гранитовые породы. Очень крепкие песчаники и известняки. Кварцевые рудные жилы. Крепкий конгломерат. Очень крепкие железные руды.	10
IIIa	То же	Известняки (крепкие). Некрепкий гранит. Крепкие песчаники. Крепкий мрамор. Доломит. Колчеданы	8
IV	Довольно крепкие породы	Обыкновенный песчаник. Железные руды	6
IVa	То же	Песчанистые сланцы. Сланцевые песчаники	5
V	Средние породы	Крепкий глинистый сланец. Некрепкий песчаник и известняк. Мягкий конгломерат	4
Va	То же	Разнообразные сланцы (некрепкие). Плотный мергель	3
VI	Довольно мягкие породы	Мягкий сланец. Очень мягкий известняк, мел, каменная соль, гипс. Мерзлый грунт, антрацит. Обыкновенный мергель. Разрушенный песчаник, сцементированная галька и хрящ, каменистый грунт.	2
VIa	То же	Щебенистый грунт. Разрушенный сланец, слежавшаяся галька и щебень, крепкий каменный уголь. Отвердевшая глина	1,5
VII	Мягкие породы	Глина (плотная). Мягкий каменный уголь. Крепкий нанос — глинистый грунт	1,0
VIIa	То же	Легкая песчанистая глина (лёсс, гравий)	0,8
VIII	Землистые породы	Растительная земля. Торф, легкий суглинок, сырой песок	0,6
IX	Сыпучие породы	Песок осыпи, мелкий гравий, насыпанная земля, добытый уголь	0,5
X	Плывучие породы	Плывуны, болотистый грунт, разжиженный лёсс и другие разжиженные грунты	0,3

Проф. М. М. Протодяконов принял в основу предложенной классификации следующее положение: «Если какая-нибудь порода крепче другой в некоторое число раз в одном каком-либо отношении, например

при бурении, то во столько же раз она будет крепче и во всяком другом отношении, например при взрывании, в отношении давления на крепь и т. д.».

Сам автор отмечает приближенность указанного принципа. Значения коэффициента крепости находятся в пределах от 20 до 0,3. Антрациты относятся к породам с коэффициентом крепости $f \approx 2$, угли — $f \approx 1,5-1,0$.

Шкала проф. М. М. Протодяконова, дающая возможность оценить и отнести породу к определенной группе, не может служить исчерпывающим материалом для изучения усилий, возникающих при резании конкретной горной породы.

в) **Энергетические критерии.** С увеличением степени измельчения возрастает энергия, расходуемая на измельчение определенного объема одного и того же материала. Энергетический критерий базируется на связи между удельной энергией, затрачиваемой на разрушение материала, и степенью его измельчения дисперсностью.

Остановимся несколько на процессе разрушения.

В результате движения инструмента — резца — в обрабатываемом материале образуется рез [77]. Форма реза отображает поверхность, по которой произошло отделение разрушенного материала. При резании хрупких тел в месте их контакта с резцом происходит разрушение того тела, контактная прочность которого меньше. Так как резец прочнее обрабатываемого материала, то в месте контакта с резцом материал разрушается, причем разрушение проявляется в виде образования в месте контакта уплотненного раздробленного материала.

С ростом усилия возрастают площадь поверхности контакта и объем раздробленного материала. Одновременно с разрушением неразрушенный еще материал деформируется (упругие деформации).

При дальнейшем росте усилия появляются трещины, которые приводят к раскалыванию материала на отдельные куски. При этом реализуется энергия, накопленная ранее в процессе упругих деформаций. Затрачиваемая работа обуславливается расходом энергии на дробление частиц в месте контакта и расходом энергии на упругую деформацию. Чем мельче продукты разрушения, тем больше удельная энергия, затраченная на разрушение материала [159, 160].

В основу определения крепости угля при зарубежке цепными исполнительными органами положена гипотеза пропорциональности затрачиваемой работы вновь образованным поверхностям.

Крепость исследуемого материала характеризуется ее коэффициентом — «энергетической ценой» образования единицы новой поверхности.

Методы определения крепости

а) **Метод ИГД АН СССР (метод толчения).** При определении крепости по этому методу пробы угля отбираются непосредственно в забое (рекомендуется отбирать по 10 кусков угля у почвы, кровли и по средней линии пласта). В случае наличия больших породных прослоек или прослойка твердых включений из них отбирают дополнительно по 10 образцов.

На поверхности каждый кусок разбивается на более мелкие части и из полученной мелочи кусками не менее 10 мм каждый набирают пять порций весом по 40—80 г.

Каждую порцию помещают в стакан 1 с трубкой 2 прибора ПОК (рис. 39) и на нее с высоты 600 мм сбрасывают пять раз гирю 3 весом

2,4 кг. Вес гири, высота сбрасывания и число сбрасываний определяют работу, расходуемую на дробление взвешенных кусков угля. Суммарная работа при пяти сбрасываниях на каждую из пяти порций составляет 36 кГм.

Затем раздробленный уголь просеивают на сите с размерами ячеек 0,5 мм. Чем крепость угля выше, тем меньшее количество пыли будет получено в результате просеивания.

Пылевой остаток высыпают в трубку 4 объемметра и опускают на него плунжер 5 с делениями. По положению плунжера, определяемого соответствующим делением, находящимся на уровне торца трубки, судят об объеме пылевого остатка.

При исследовании очень мягких углей число сбрасываний уменьшают до двух-трех. При испытании крепости породных прослоек и включений число сбрасываний повышают до десяти.

При принятых размерах аппаратуры для определения крепости по изложенной методике коэффициент крепости

$$f = \frac{20n}{L},$$

где n — число сбрасываний гири на одну навеску.

б) Метод ВУГИ (метод раздавливания) [77]. В основу этого метода положены результаты опытов, свидетельствующие, что пылевая фракция крупностью менее 0,022—0,025 см при резании угля увеличится примерно пропорционально удельным затратам энергии, т. е.

$$A_{уд} = C \Phi_0,$$

где $A_{уд}$ — удельная работа, $\frac{\text{кГсм}}{\text{см}^3}$;

C — коэффициент пропорциональности, кГ/см^2 ;

Φ_0 — содержание угольной пыли в штыбе, %.

По данным ВУГИ, зависимость удельной работы от процентного содержания пылевой фракции сохраняется при различных режимах разрушения угля одиночным резцом, т. е. при различных сечениях стружки, углах и скорости резания.

На рис. 40 приведена зависимость удельных энергозатрат и выхода угольной пыли при резании угля пласта III шахты им. Урицкого Кизеловского бассейна.

Как видно из рисунка, кривая зависимости удельных энергозатрат H_w от сечения стружки F аналогична кривой зависимости процентного содержания пыли Φ_0 от того же фактора.

Определение крепости по способу ВУГИ проводится следующим образом: пробы набираются так же, как и при определении крепости по способу ИГД АН СССР. Перед определением крепости пробы высушивают. Затем каждую в отдельности измельчают и просеивают на ситах последовательно для выделения фракции 5÷7 мм. Из полученной

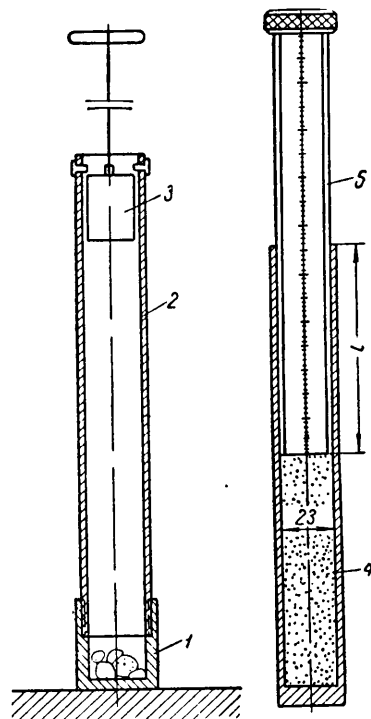


Рис. 39. Прибор ПОК для определения крепости угля методом толчения и объемметр к нему

фракции набирают десять порций по 10 г каждая, что соответствует $\sim 7 \text{ см}^3$.

Каждую навеску насыпают в массивный цилиндр с диаметром расточки 30 мм и раздавливают на гидравлическом прессе при давлении 92 кг/см^2 . Сила, прикладываемая к пуансону, достигает 650 кг .

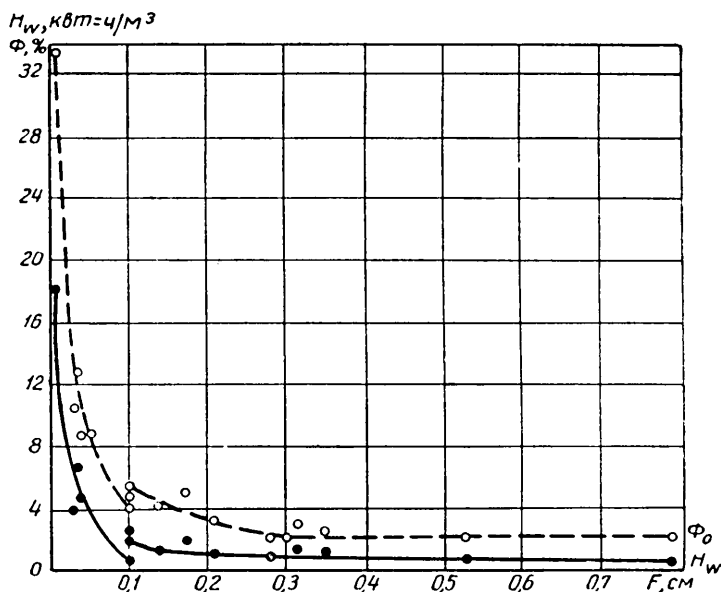


Рис. 40. Зависимость удельных энергозатрат и выхода угольной пыли от сечения стружки

Полученный после раздавливания 10 порций штыб просеивают через сито с ячейками $0,22 \text{ мм}$. Пылевую фракцию взвешивают, затем определяют ее выход Φ_r в процентах к навескам, подвергавшимся раздавливанию.

Коэффициент крепости угля

$$C_r = \frac{92}{\Phi_r}, \text{ кг/см}^2.$$

Как видно из изложенного, методы ИГД АН СССР и ВУГИ сходны. В первом случае о крепости судят по затраченной работе на измельчение угля, во втором — по приложенной силе.

Метод ИГД АН СССР требует более простых приспособлений, чем метод ВУГИ.

По данным некоторых исследователей между коэффициентом крепости C_r по ВУГИ и коэффициентом крепости по проф. М. М. Протодяконову существует зависимость

$$C_r = 7,5f + 2.$$

В табл. 6 приведены величины f по проф. М. М. Протодяконову, характеризующие разные пласты.

Опыты по резанию углей показывают, что зависимость между средними усилиями резания и крепостью угля по ВУГИ и ИГД АН СССР

Таблица 6

Величины f для различных пластов

Трест	Шахта	Марка угля	f	$f_{\text{ср}}$
Шахтантрацит	им. Октябрьской революции	А	1,6—2,6	2,1
Богуревуголь	№ 5 Пастуховская	ПС	0,6—0,7	0,6
Гуковуголь	№ 19—20	А	1,5—2,3	1,9
Несветайантрацит	им. В. И. Ленина	А	1,4—1,9	1,6
То же	Западно-Капитальная	А	1,2—2,8	1,8
»	им. С. М. Кирова	А	1,6	1,6
»	№ 5	А	1,5	1,5
Лисичанскуголь	«Новодревеская»	Д	1,0—1,7	1,5
Ворошиловуголь	№ 29—30	Т	0,5	0,5
Первомайскуголь	№ 4—6 «Карбонит»	Г	1,2—1,3	1,2
Селидовуголь	№ 3 «Новгородовка»	Г		0,8
Красноармейск-уголь	№ 3—3-бис	Г		1,3
Рутченковуголь	№ 2—7 «Лидиевка»	Г		1,5
Боковантрацит	Центральная-Боковская	А	1,4—1,7	1,5
Шахтантрацит	«Виктория»	А	1,5	1,4

не всегда постоянна. Это свидетельствует о том, что величины C_r и ϕ недостаточно полно отражают свойства углей в отношении их заурбаемости¹.

в) Метод определения усилий при разрушении угля в забое. При исследовании машин, снабженных исполнительными органами, скалывающими уголь с поверхности забоя, оказалось, что крепость угля, определяемая из закономерностей, связывающих энергозатраты с вновь образованными поверхностями, не всегда отражает фактические энергозатраты.

Это объясняется отличием процессов разрушения угля цепным исполнительным органом и органом «крупного скола»; при использовании последнего большое значение приобретают такие факторы, как горное давление, особо сказывающееся в зоне, примыкающей к забою, строение пласта, трещины и квиваж.

Кроме основных показателей процесса разрушения: средней силы резания P_z и удельной энергоемкости $A_{уд}$ — энергии, отнесенной к единице объема отделенного угля, для проектирования машин необходимо знать отношение значений пиковых нагрузок к средней силе резания и число пиковых нагрузок на единицу пути, проходимом режущим инструментом.

Для исследования сопротивляемости углей разрушению в условиях забоя ВУГИ разработал прибор ДКС-2 [96]. Общий вид прибора и его установка в забое показаны на рис. 41.

Режущий зубок 1 имеет угол резания 50° , задний угол 10° и ширину режущей кромки 20 мм; его можно выдвинуть и зафиксировать в любом промежуточном положении в пределах 210 мм.

Для возможности исследования на любой высоте по мощности пласта предусмотрены перемещение и фиксации державки на распорном домкрате 2.

Тяговая лебедка 3 обеспечивает возможность получения усилия до 5 т, измеряемого динамометром 4. В качестве привода лебедки ис-

¹ Проф. М. М. Протодяконов [119] все же считает, что в настоящее время для характеристики сопротивляемости разрушению достаточно одного коэффициента f , получаемого из опыта определения крепости по методике ИГД АН СССР.

пользуется ручное электросверло ЭБР-19. Величина усилий при разрушении регистрируется прибором 5. Предварительно забой вручную зачищается на глубину 250—300 мм и затем забой дополнительно зачищается режущим зубком прибора для образования цилиндрической поверхности с центром в O по всей мощности пласта (рис. 42).

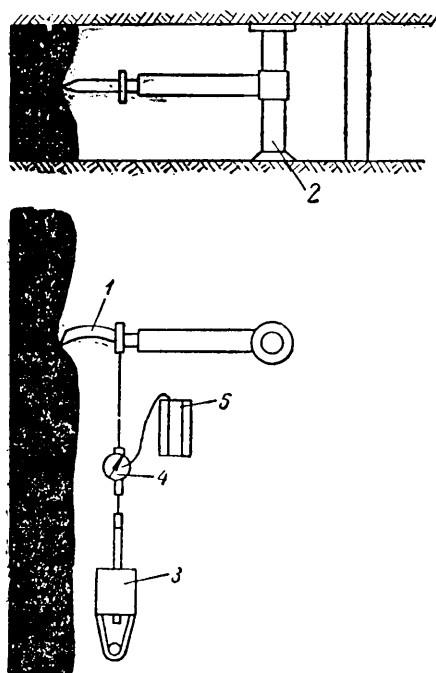


Рис. 41. Схема установки прибора ДКС-2 в забой

Для получения непрерывно изменяющейся глубины реза опора домкрата после подготовки забоя смещается в O_1 .

При проведении опыта фиксируются: глубина реза, средняя сила резания и средняя ширина бокового развала.

На основании зафиксированных данных определяется удельная энергия разрушения в квт-ч/м^3 .

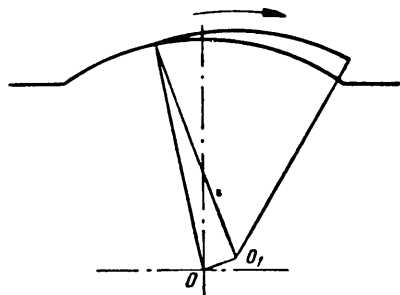


Рис. 42. Схемы отделения стружки прибором ДКС-2

На рис. 43 приведена запись прибором ДКС-2 усилия резания при непрерывном изменении глубины реза.

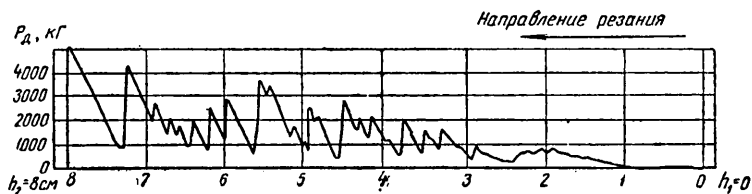


Рис. 43. Кривая усилия резания при непрерывном изменении глубины реза

Некоторые результаты исследований приведены в табл. 7 и 8.

На основе этих данных можно сделать вывод, что энергоёмкость, как правило (исключением является, например, работа с глубиной реза 2,5 см на шахте «Ново-Дружеская»), падает с увеличением глубины реза до определенной ее величины. Так, например, по шахтам «Карбонит» и «Никанор» при повышении глубины реза до 15 и 15,5 см энергоёмкость возросла.

Зависимость усилия резания от глубины реза для каждого пласта примерно постоянна.

Таблица 7

Результаты исследований прибором ДКС-2

Шахта, пласт	Марка угля	Глубина реза t , см	Сила резания, кг	Удельная энергия, ктсч/м ³	Ширина бокового развала, см
Шахта № 6 «Центросоюз», пласт h_8	А	2,5	413	0,892	4,3
		3,5	603	1,032	3,7
		5,0	710	0,519	6,9
		7,5	1406	0,422	9,5
Шахта № 4—6 «Карбонит», пласт l_2	Г	2,5	253	0,710	7,0
		5,0	205	0,123	9,5
		10	594	0,098	12,6
		15	1485	0,182	15,0
Шахта «Ново-Дружевская», пласт l_5	Д	2,5	296	0,310	7,0
		5,0	700	0,47	9,5
		7,5	1022	0,462	19,5
Шахта «Никанор», пласт l_4	Т	2,5	282	0,465	6,5
		5,0	430	0,26	11,0
		10,0	645	0,135	22,1
		15,5	1120	0,151	27,6

Таблица 8

Усилия резания (P_z , кг) в зависимости от глубины реза (t , мм)

Шахта	Пласт	Марка угля	$P_z = f(t)$
№ 6 «Центросоюз»	h_8	А	168 т
«Центральная-Боковская»	h_8	А	165,7 т
«Никанор»	l_4	Т	73 т
№ 25	h_8	ПС	98,5 т
№ 4—6 «Карбонит»	l_2	Г	83,5 т
«Ново-Дружевская»	l_5	Д	137 т

§ 30. Некоторые зависимости, определяющие средние нагрузки при работе резцовых исполнительных органов

При проектировании выемочных машин для выбора двигателя, определения исходных данных для расчета исполнительного органа, трансмиссии к нему и способа перемещения машины необходимо, в первую очередь, знать усилия, приложенные к резцу. Эти данные являются основой для определения средних нагрузок, подлежащих учету при определении расчетной нагрузки. На основе закономерностей, определяющих усилия на зубке, должны выбираться оптимальные режимы работы машины (скорость резания и подачи), схема набора зубков при цепном исполнительном органе и т. д.

В настоящее время еще нет общепризнанной методики определения усилий, приложенных к резцу, но все же работа, проведенная ИГД АН СССР, ВУГИ, Гипроуглемашем и рядом других институтов, дает возможность рекомендовать некоторые зависимости для определения в первом приближении средних нагрузок на резец.

Некоторые закономерности процесса разрушения углей [77]

а) **Образование ядра.** При разрушении угля, вследствие ограниченности контактной прочности его, между резцом и углем образуется уплотненный раздробленный материал в виде ядра, объем которого возрастает при увеличении нагрузки. Так как разрушение угля связано с перемещением резца, то на дробление угля затрачивается работа.

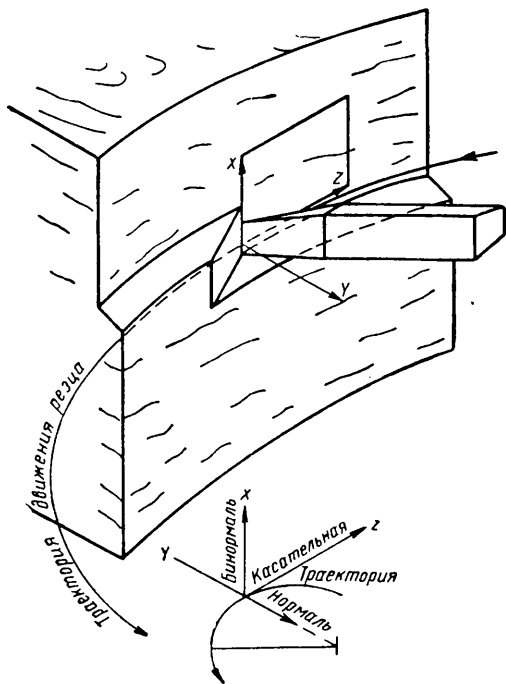


Рис. 44. Составляющие усилия резания

Одновременно с образованием ядра в угле возникает поле упругих деформаций, напряженность которого увеличивается с ростом нагрузки. Этот процесс также обуславливает затрату работы.

При достижении определенной напряженности уголь раскалывается. Поскольку дробление угля с образованием мелких фракций нецелесообразно с точки зрения затраты энергии, то всегда следует выбирать такой инструмент и режимы резания, чтобы дробление угля на контактных поверхностях резец — уголь было бы минимальным, а раскалывание угля происходило крупными кусками.

При этом также необходимо иметь в виду, что мелкие фракции угля имеют низкую ценность.

б) **Составляющие усилия резания.** От угля на режущий инструмент действуют силы (рис. 44): усилие резания Z , направленное по касательной к траектории конца резца, усилие подачи Y , действующее по нормали к указанной траектории, и усилие подачи X , действующее по бинормали к траектории.

Суммарное усилие при резании $Z + \mu Y + \mu X$, где μ — коэффициент трения инструмента об уголь.

в) **Периодичность, основные закономерности и параметры, характеризующие процесс разрушения углей.** Силы X , Y и Z в процессе разрушения угля не остаются постоянными. Это обусловлено периодичностью отделения элементов стружки. Усилие Z в функции пути s изображено на рис. 45 пикообразной кривой. Периодичность отделения стружки наблюдается даже при резании однородных тел; при этом элементы стружки отделяются в виде раковин. Толщина раковин в результате вырыва частиц впереди резца может превышать глубину реза, тогда резец выходит из контакта с материалом; при этом снижается усилие Z . При дальнейшем движении резец вновь давит передней гранью на разрушаемый материал. Максимальные контактные напряжения возникают на максимальной глубине реза. В зоне сжатия материал дробится или, приходя в пластичное состояние, течет в области меньших сопротивлений.

В большинстве случаев образующиеся при резании бороздки не соответствуют форме режущего инструмента. Сечение бороздки больше площади передней грани режущего инструмента, соприкасающейся с углем, т. е. при отделении угля образуется «развал». При разрушении угля резы не имеют постоянной формы, и, следовательно, количественные значения одного цикла (соприкосновение, образование ядра,

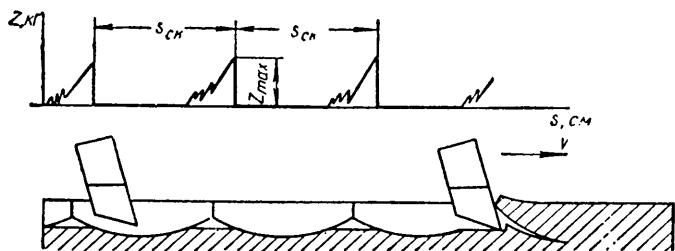


Рис. 45. Зависимость усилия резания от перемещения реза

раскалывание) являются случайными. Поэтому более достоверными являются средние величины.

Для решения многих инженерных задач, относящихся к рассмотрению работы машин в течение длительного отрезка времени, в первую очередь необходимо знать:

1. Среднее значение усилия резания

$$\bar{Z} = \frac{A}{s},$$

где A — работа резания на пути s .

2. Коэффициент периодической перегрузки, равный отношению средних пиковых усилий $\bar{Z}_{\max}$ к среднему значению усилия $\bar{Z}$,

$$k = \frac{\bar{Z}_{\max}}{\bar{Z}}$$

(следует заметить, что величина k не всегда бывает постоянной).

3. Средний шаг «скола» $s_{\text{сн}}$, отражающий частоту отделения крупных элементов стружки.

Для характеристики свойств угля можно ввести понятие об условном напряжении $\sigma_{\text{ус}}$, которое представляет отношение усилия $\bar{Z}$ к сечению реза $\bar{F}$:

$$\sigma_{\text{ус}} = \frac{\bar{Z}}{\bar{F}}, \text{ кг/см}^2.$$

Среднее сечение реза можно определить по формуле

$$\bar{F} = \frac{G}{\gamma s},$$

где G — вес угля, отделенного резцом на пути s ;

γ — удельный вес угля в целике.

Если отнести энергию, расходуемую на резание угля, к 1 см^3 отделенного угля и назвать ее удельной энергией резания, то эта величина в $\text{кг} \cdot \text{см/см}^3$ численно равна условному напряжению в кг/см^2 .

Часто для сравнения является более удобным выразить удельную энергию резания.

$$\epsilon = \frac{\bar{Z}L \cdot 102^3}{\bar{F}L}, \text{ кгм/м}^3;$$

$$\varepsilon = \sigma_{\text{ус}} \frac{100^2}{102 \cdot 3600} = 0,0272 \sigma_{\text{ус}}, \text{ квт-ч/м}^3.$$

Для выяснения зависимостей, определяющих указанные величины, рассмотрим работу одиночного резца и одновременную работу нескольких резцов.

Работа одиночного резца [77]

а) Виды резов. При одном и том же сечении реза, в зависимости от величины и конфигурации поверхностей, связывающих отделяемый материал с массивом, усилия и величины работы резания будут разными.

Можно принять четыре основных вида резов.

1. **Блокированный рез** (рис. 46, а) — резание в глубине щели. При этом виде реза развала бороздки не происходит. Этот рез определяет наиболее тяжелые условия работы резца, максимальные усилия резания и наибольшую энергоемкость. При такой схеме разрушения гребешки между соседними резами должны разрушаться специальными клиньями (проходческий комбайн типа ШБМ).

2. **Полублокированный рез** (рис. 46, б) — резание в углу. При этом виде реза образуется односторонний развал бороздки. Этот вид реза также характерен высокой энергоемкостью. Однако в ряде

случаев полублокированные резы используются в качестве врубовых, тогда этот недостаток компенсируется пониженной энергоемкостью отделения подрубленного массива.

3. **Рез с плоской поверхности** (рис. 46, в), от которой и производится отсчет глубины реза. При этом виде реза образуется двусторонний развал бороздки.

4. **Ступенчатый рез с шагом s** (рис. 46, г); резание производится также с плоской поверхности, но вблизи ранее образованного реза. В этом случае наблюдается снижение усилий на резце по сравнению с усилиями при резании по плоской поверхности, а также увеличивается развал в сторону обнаженной поверхности.

Для ступенчатого реза имеется оптимальное расстояние между соседними резами. Если принятое расстояние больше оптимального, то целичок между соседними резами не скалывается и ступенчатое резание постепенно, с увеличением расстояния между соседними резами, превращается в резание с плоской поверхности.

Оптимальное расстояние между резами определяется по зависимости

$$\frac{s}{b} \approx \frac{50 t + 30 b}{t + 30 b}, \quad (41)$$

где b — ширина реза.

В первом приближении, если принять усилия резания при резе с

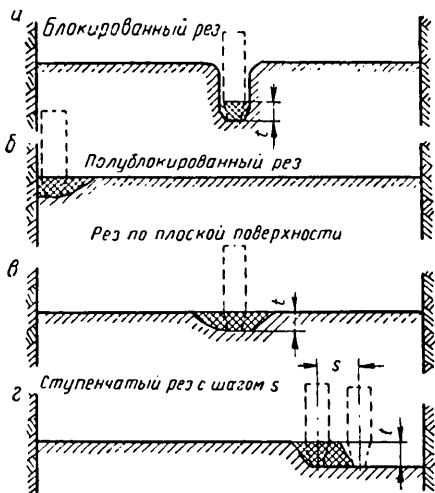


Рис. 46. Виды резов

плоской поверхности за единицу, то усилия при других видах реза можно подсчитать с введением коэффициента $K_{ф. п.}$, приведенного в табл. 9.

Таблица 9

Соотношение усилий при резании в зависимости от видов реза

Коэффициент	Виды резов							
	с плоской поверхности	блокированный	полублокированный	Ступенчатый с отношением $\frac{s}{t}$				
				0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
$K_{ф. п.}$	1,0	$\geq 1,4$	1,2	0,3	0,45	0,6	0,8	0,95

Необходимо отметить, что из-за различных величин развалов с изменением формы реза меняется и его сечение, при одном и том же значении глубины реза t . Поэтому отношения значений удельных энергоемкостей при различных видах резов отличаются от отношений усилий.

Таким же образом, приняв удельную энергоемкость при резе с плоской поверхности за единицу, можно получить удельную энергоемкость при других видах реза, введя коэффициенты, приведенные в табл. 10 [77] и [23].

Таблица 10

Соотношение удельных энергоемкостей в зависимости от видов резов

Виды резов						
С плоской поверхности	Блокированный	Ступенчатый с отношением :				
		$s:t$				
		0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
1,0	$\geq 3,0$	2,0	0,61	0,62	0,78	0,90

б) Зависимость усилий резания от абсолютных размеров реза. Приведенные ниже зависимости относятся к случаю реза с плоской поверхности. При иных видах реза должны быть учтены ранее приведенные коэффициенты.

Зависимость усилия резания от глубины реза, на основе результатов проведенных экспериментов, может быть принята линейной, т. е.

$$\bar{Z} = at,$$

где a — коэффициент, кГ/см ;

t — глубина реза, см .

Значения коэффициента a вследствие изменяющихся условий могут колебаться для одного и того же пласта в широких пределах, и поэтому усилия резания, полученные по формуле $\bar{Z} = at$, должны рассматриваться только как средние значения. Пиковые же усилия могут значительно отличаться от средних.

Учет возможных границ изменения усилий резания в одних и тех же условиях производится введением множителя к коэффициенту a , и тогда среднее усилие резания

$$\bar{Z} = a (1 \pm 2 \psi) t. \quad (42)$$

Здесь ψ — величина, характеризующая разброс значений среднего усилия, является опытной величиной, определяемой из формулы

$$\psi = \frac{\bar{Z}_{\max} - \bar{Z}_{\min}}{2 (\bar{Z}_{\max} + \bar{Z}_{\min})},$$

где $\bar{Z}_{\max}$ и $\bar{Z}_{\min}$ — максимальное и минимальное значения усилий, полученные при постоянном значении t ;
 v — для данного угла является величиной постоянной;
 ψ — величина переменная. Ее значения находятся в интервале $0 \leq \psi \leq 1$.

Введение этой величины дает возможность представить все точки сектора (рис. 47).

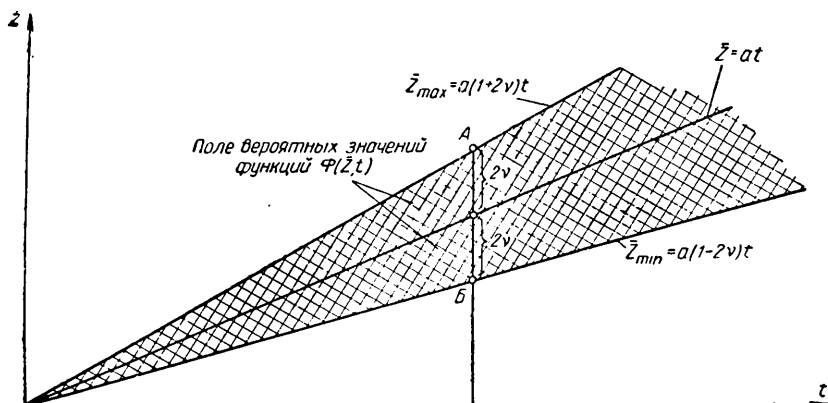


Рис. 47. Зависимость силы резания от глубины реза

Прямая $\bar{Z} = at$ представляет среднюю линию сектора. Коэффициент a равен тангенсу угла наклона прямой к оси абсцисс и характеризует угольный массив в процессе резания.

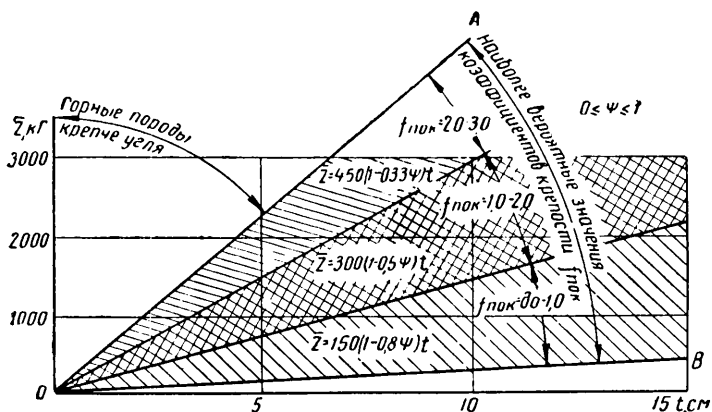


Рис. 48. Классификация углей

Учитывая, что любая машина должна быть рассчитана на применение в условиях группы пластов, Гипроуглемаш рекомендует все изученные по сопротивлению разрушению пласты разбить на три зоны (рис. 48).

Верхняя зона представляет наиболее крепкие угли и антрациты, средняя — угли и антрациты средней крепости и нижняя — слабые угли. Принцип разбивки на секторы принят из соотношения максимальных значений усилий 3:2:1. При такой разбивке верхняя граница зоны наиболее крепких углей характеризуется уравнением

$$\bar{Z} = 450 t, \text{ т. е. } a = 450;$$

то же, для средних — $\bar{Z} = 300 t$;

» для мягких — $\bar{Z} = 150 t$.

Для любой точки зоны уравниения принимают вид:

Крепкие угли — $\bar{Z} = 450 (1 - 0,33 \psi) t$;

Средние » — $\bar{Z} = 300 (1 - 0,5 \psi) t$;

Слабые » — $\bar{Z} = 150 (1 - 0,8 \psi) t$.

Для наиболее крепких углей данной зоны ψ принимается равным нулю, для наиболее мягких ψ — равным единице.

На рис. 48 для каждой зоны приводятся наиболее вероятные значения крепости ($f_{\text{пок}}$), полученной методом толчения.

В табл. 11 приведены величины a для некоторых пластов, а также коэффициенты перегрузки k и k_{max} , полученные при определении усилий резания.

Таблица 11

Значения коэффициентов a , характеризующих угольный массив в процессе резания

Наименование шахты и пласта	Марка угля	$f_{\text{пок}}, \text{кг/мм}^2$	$a, \text{кг/см}$	k_{max}	k
Шахта им. Кирова, пласт Несветаевский	A	1,6	334	—	1,4÷1,64
Шахта им. Октябрьской революции, пласт Нижнегрушевый	A	1,6	212	—	1,22÷1,77
Шахта № 6 «Центросоюз», пласт Майдановский	A	1,5	168	—	—
Шахта им. Кирова, пласт Несветаевский	A	1,6	165	—	1,57÷2,00
Шахта «Центральная-Боковская», пласт Боковский	A	1,6	165,7	—	1,68÷1,96
«Шахта Ново-Дружеская», пласт Лисичанский	D	1,0	137	—	—
Шахта им. В. И. Ленина, пласт Несветаевский	A	1,3÷2,5	105	3,5÷8,6	2,6÷4,1
Шахта № 25, пласт III Каменский	ПС	0,4	98,5	—	1,48÷1,77
Шахта № 5, пласт Коминтерновский	A	1,5	91	—	1,59÷1,79
Шахта № 4—6 «Карбонит», пласт Анастасиевский	Г	1,2	88,5	—	—
Шахта «Никанор», пласт Никанор	T	0,6	73	—	—
Шахта № 19/20, пласт k_1	A	1,5÷2,3	56	—	2,2÷4,0
Шахта № 30, пласт Стекланный	A	1,3÷1,8	30	3,7÷6,7	2,9÷4,5

Как видно из табл. 11, крепость по $f_{\text{пок}}$, т. е. крепость, полученная по способу толчения, не всегда характеризует сопротивление угля резанию резцом.

Отношение среднего значения составляющей $\bar{Y}$ к среднему значению усилия резания ($\bar{Y} : \bar{Z}$) можно принимать [77] в зависимости от затупления зубка и крепости угля при глубине реза $t = 0,5 \text{ см}$ от 0,5 до 4,0; при $t = 1,0 \text{ см}$ от 1,0 до 2,5 и при $t = 1,5 \text{ см}$ от 0,5 до 1,5.

В первом приближении при глубине реза t свыше 1,5 см $\bar{Y} : \bar{Z}$ и $\bar{X} : \bar{Z}$ можно принимать:

Острый инструмент		Тупой инструмент	
$\bar{Y} : \bar{Z}$	$\bar{X} : \bar{Z}$	$\bar{Y} : \bar{Z}$	$\bar{X} : \bar{Z}$
0,3÷0,5	0,2÷0,5	0,5÷1,0	0,5÷1,0

в) Удельная энергоемкость процесса разрушения. Если допустить, что сечения реза с увеличением его глубины остаются примерно подобными, то площади сечений пропорциональны квадрату глубины реза, т. е.

$$\bar{F} = ct^2,$$

где c — величина постоянная.

Удельная энергия, как было выше указано, равна

$$\epsilon = \frac{\bar{Z}}{F} 0,0272, \text{ а так как } \bar{Z} = at, \text{ то } \epsilon = \frac{at}{ct^2} 0,0272,$$

или

$$\epsilon = \frac{M}{t},$$

где

$$M = 0,0272 \frac{a}{c}.$$

Следовательно, энергоемкость обратно пропорциональна глубине реза.

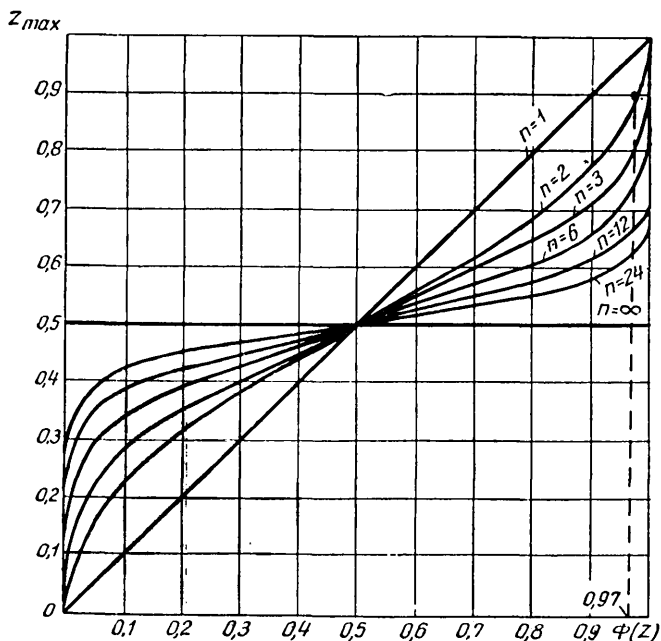


Рис. 49. Функции распределения для усилий резания при различном числе резцов, приведенные к единичному усилию

Отсюда следует, что увеличение глубины реза в определенных пределах приводит к резкому снижению энергоемкости процесса разрушения, при последующем увеличении глубины выигрыш в энергоемкости уменьшается и в дальнейшем практически не приводит к уменьшению энергоемкости процесса разрушения.

Одновременная работа нескольких резцов [77]

При резании угля одним резцом изменение тангенциального усилия носит периодический характер. Как видно из рис. 45, изменение тангенциального усилия может быть принято в первом приближении в виде пилообразной кривой с прямолинейным профилем зуба.

Так как при работе двух и более резцов максимумы и минимумы, как правило, во времени не совпадают, то наиболее достоверные результаты о суммарном усилии могут быть получены из основных положений теории вероятности.

На рис. 49 по оси ординат отложены усилия на резце. Максимальное усилие принято равным единице. По оси абсцисс отложены значения функции распределения, дающие возможность выяснить вероятность появления нагрузки меньше заданной величины.

Из рисунка следует, что в случае работы одного резца вероятность появления нагрузки в пределах, например, $0,9 \div 1$ максимального усилия составляет 0,1. В случае одновременной работы двух резцов вероятность появления той же нагрузки одновременно на обоих резцах составляет только $1,0 - 0,097 = 0,03$, для трех одновременно работающих резцов эта вероятность составляет менее 0,01, а для большего числа одновременно работающих резцов практически равна нулю.

Таким образом, при увеличении количества одновременно работающих резцов суммарная нагрузка должна определяться суммой средних значений нагрузки на каждый резец, что теоретически точно будет при числе резцов, равном бесконечности.

Численные значения, полученные по приведенной методике, могут быть использованы для определения энергоемкости процесса разрушения, для определения средней мощности и других данных в машинах с высоким коэффициентом полезного действия исполнительного органа. Для цепных исполнительных органов, имеющих высокие потери из-за трения в направляющих цепи, также и подверженных заштыбовке, более целесообразно пользоваться зависимостями, основанными на экспериментальных данных, учитывающих как к. п. д. исполнительного органа, так и влияние процесса выноса штыба.

§ 31. Суммарные усилия резания и подачи при работе цепных и других исполнительных органов

а) По ВУГИ [22] и [25]. Усилие резания цепного исполнительного органа рассматривается как сумма трех составляющих: первая — обусловливается сопротивлением резанию передней гранью; вторая — сопротивлением резанию в связи с затуплением зубков и третья — отражает сопротивление, связанное с выносом штыба¹.

Суммарное усилие резания

$$P_Z = [22,1 H_{w_0} s_{ш} + 0,42 f_{п.в} C_r^{1,7} (1,32 + 0,29 h)] z_{з.р} + 1800 AC_r Lf' (Q_m - Q_0), \text{ кг}, \quad (43)$$

где H_{w_0} — удельный расход энергии на разрушение угля передней гранью зубка (определяется по рис. 50), квт-ч/м^3 ;

$s_{ш}$ — средняя величина площади реза, снимаемого одиночным резцом, см^2 . Эту величину можно принимать с достаточной для практики точностью равной произведению средней глубины реза на среднее расстояние между соседними линиями резания;

$f_{п.в}$ — коэффициент сопротивления резанию при работе среднезатупленным зубком во врубовой щели, зависящий от C_r ;

C_r — коэффициент крепости угля по ВУГИ.

C_r	10	15	20	25
$f_{п.в}$	0,44	0,41	0,39	0,38

h — среднее значение глубины реза;

$z_{з.р}$ — среднее число зубков, одновременно участвующих в резании;

A — коэффициент, характеризующий конструктивные особенности цепного бара в отношении заштыбовки

$$A = \frac{(\lambda - 1) + \frac{T}{H}}{60(a + 0,8b)},$$

¹ По данным [77] расчетные формулы, которые отражаются третьим членом, базирующиеся на работе [58], не проверены практикой.

- λ — коэффициент разрыхления штыба (равен примерно 1,8);
 T — толщина бара, м;
 H — высота врубовой щели, м;
 a — вылет режущего зубка над кулачком, м;
 b — высота головки кулачка цепи, выступающая над направляющей бара, мм;

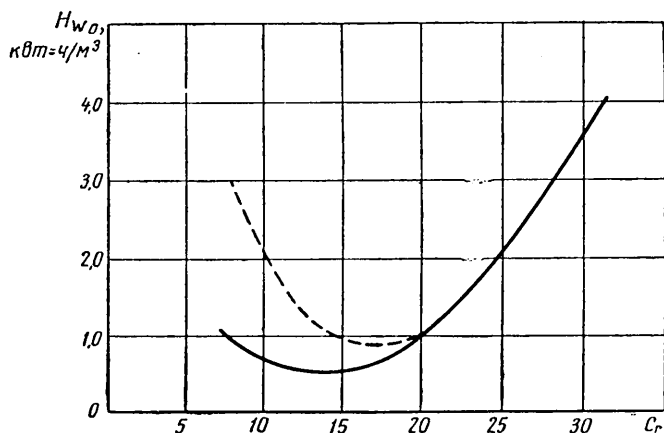


Рис. 50. Зависимость удельных энергозатрат при работе острого зубка от коэффициента крепости угля C_r . Сплошная линия — хрупкие и крепкие угли; пунктирная — вязкие угли

- L — полезная глубина вруба (для кольцевых баров принимается равной длине части цепи, участвующей в резании), м;
 f' — коэффициент сопротивления движению цепи в штыбе во врубовой щели (для антрацита и каменного угля $f' \approx 0,3$; для вязких смолистых и зольных углей $f' = 0,35-0,4$);
 Q_m — производительность машины, $\text{м}^3/\text{мин}$ врубовой щели;
 Q_0 — критическая производительность машины, $\text{м}^3/\text{мин}$ врубовой щели.

При производительности $> Q_0$ начинает существенно сказываться заштыбовка режущих цепей:

$$Q_0 = \frac{v_p H}{k A},$$

где v_p — скорость резания, м/сек;

k — коэффициент, указывающий, во сколько раз средняя скорость выноса штыба из врубовой щели меньше скорости резания.

Если $Q_0 > Q_m$, то третий член уравнения принимается равным нулю.

Коэффициент k при работе врубовой машины на пологих пластах без расштыбовки принимается равным $k \approx 15$. При полной расштыбовке (работа с рамы конвейера, крутое падение и т. п.) $k \approx 4,2$.

При вычислении мощности на валу привода к исполнительному органу к. п. д. для врубовых машин с плоскими барами при нагрузке 30—60 кВт рекомендуется принимать 0,5—0,55; к. п. д. бара — 0,65—0,7; общий к. п. д. привода и исполнительного органа комбайна типа «Донбасс-1» — 0,6—0,65.

Общее усилие подачи на забой P_k также рассматривается как сумма трех сопротивлений.

Первое сопротивление отображает усилие, действующее от угля на площадки затупления зубков, второе — учитывает влияние штыба и третье — сопротивление перемещению машины:

$$P_k = 0,42 C_r^{1,7} (1,32 + 0,29 h) z_{з.р} + 1800 A C_r L (Q_m - Q_o) + G (\pm \sin \alpha + \mu \cos \alpha), \text{ кг}, \quad (44)$$

где G — вес машины, кг ;

α — угол падения пласта, град ;

μ — коэффициент трения машины о почву пласта.

При работе с рабочими скоростями $\mu = 0,35$ на холостом ходу, когда скорость подачи находится в пределах 8,6—12 м/мин , принимается $\mu \approx 0,25$.

По данным ВУГИ [22] рекомендуется выбирать число линий резания в зависимости от глубины реза при зубках сечением $12 \times 25 \text{ мм}$ по табл. 12.

Таблица 12
Рекомендуемое число линий резания в зависимости от глубины реза

Рациональное число линий резания	Средняя глубина реза, мм	
	при высоте врубной щели, мм	
	150	135
5	Более 10	Более 8,5
7	5,7—10	4,6—8,5
9	3,3—5,7	Менее 4,6
11	Менее 3,3	

б) Зависимость мощности от скорости подачи. Во многих литературных источниках приводится эмпирическая зависимость мощности на валу двигателя в функции средней скорости подачи машины $P = A + Bv_n$.

Для исполнительного органа комбайна «Донбасс-1» с баром длиной 1,6 м и высотой 1,1 м значения A и B приведены в табл. 13.

Таблица 13
Энергетическая характеристика углей

Коэффициент крепости по шкале проф. М. М. Протодяконова		Класс крепости	Энергетическая характеристика $P, \text{квт}$
пределы измерения	средняя величина		
<0,4	0,3	I	10+20 v_n
0,4—0,6	0,5	II	17,5+27,5 v_n
0,6—1,0	0,8	III	25+35 v_n
1,0—1,5	1,2	IV	32,5+42,5 v_n
1,5—2,3	1,8	V	40+50 v_n
2,3—3,5	2,8	VI	50+60 v_n
>3,5	4,3	VII	60+70 v_n

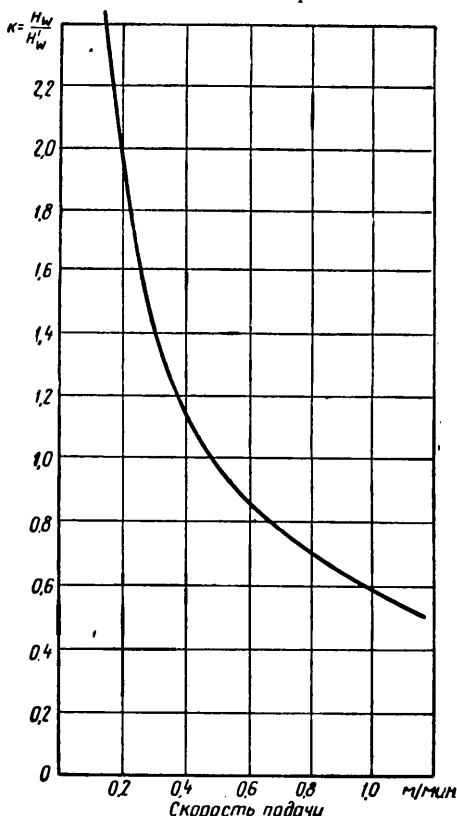
Для врубных машин устанавливаются [55] три класса:

Весьма крепкие угли — $P = 25 + 35 v_n$;

Крепкие угли — $P = 20 + 25 v_n$;

Угли средней крепости — $P = 15 + 20 v_n$.

в) Зависимость энергоемкости от крепости угля. На основе анализа многочисленных экспериментальных данных рекомендуется [51] определять удельную энергоемкость как



функцию крепости угля f , установленную по методике ИГД АН СССР.

Поскольку энергоемкость зависит от глубины реза или от скорости подачи (при постоянной скорости резания), энергоемкость устанавливается для «эталонной» скорости подачи, равной 0,5 м/мин.

В этом случае энергоемкость вычисляется по формуле $H'_w = af$ и равна:

при разрушении угля цепным исполнительным органом $H'_w = 1,5f$, квт-ч/м³;

при разрушении угля шнековым исполнительным органом $H'_w = 0,5f$, квт-ч/м³;

при разрушении угля резанием с поверхности забоя $H'_w = 0,3f$, квт-ч/м³

Подсчитанные по этим формулам величины энергоемкости приведены в табл. 14.

На рис. 51 приведена кривая, по которой в зависимости от принятой скорости подачи можно найти отношение энергоемкости при данной скорости подачи к энергоемкости при эталонной скорости:

$$k = \frac{H_w}{H'_w}.$$

Рис. 51. Отношение удельных энергозатрат в зависимости от скорости подачи

Здесь H_w — удельные энергозатраты при скорости подачи 0—1,2 м/мин;
 H'_w — удельные энергозатраты при скорости подачи 0,5 м/мин.

Таблица 14

Удельные энергетические затраты при различных исполнительных органах

Класс	Коэффициент крепости f	Удельные энергетические затраты, квт-ч/м ³		
		при резании с поверхности забоя	при шнековом исполнительном органе	при цепном исполнительном органе
I	<0,4	0,12	0,2	0,6
II	0,4—0,6	0,12—0,18	0,2—0,3	0,6—0,9
III	0,6—1,0	0,18—0,30	0,3—0,5	0,9—1,5
IV	1,0—1,5	0,30—0,45	0,5—0,75	1,5—2,25
V	1,5—2,3	0,45—0,69	0,75—1,15	2,25—3,45
VI	2,3—3,5	0,69—1,5	1,15—1,75	3,45—5,25
VII	>3,5	1,5	1,75	5,25

Приведенные материалы достаточны для определения в первом приближении средних расчетных данных при работе различных видов исполнительных органов¹.

¹ См. также [75, 104, 131].

Глава V

ДВИГАТЕЛИ ВРУБОВЫХ МАШИН И КОМБАЙНОВ

§ 32. Условия работы электродвигателей и предъявляемые к ним требования

В настоящее время в качестве двигателей врубовых машин и комбайнов преимущественное распространение получили электрические двигатели. Пневматические двигатели применяются только в шахтах, весьма опасных по газу или пыли. Недостатком их являются сложные условия канализации пневматической энергии, особенно при значительных мощностях двигателей, поэтому ведутся работы, которые разрешат еще более расширить область применения электродвигателей.

Специфические условия работы машин для выемки предъявляют к их электрическим двигателям особые требования.

К этим требованиям относятся: взрывобезопасность двигателя, а также сопряженных с ним узлов; искробезопасность схем цепей управления; надежная защита работающих от поражения током; высокая прочность оболочек, обеспечивающих неповреждаемость двигателя даже при завалах кровли; малая высота; надежная защита от попадания масла из редукторов в двигатель, высокое значение максимального вращающего момента в условиях шахтной сети.

Для выемочных машин применяются исключительно асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели напряжением 380, реже 660 в с синхронной скоростью вращения 1500 об/мин. Электродвигатели с 1500 об/мин оказались наиболее выгодными, так как в этом случае удается получить при ограниченной высоте двигателя наибольшую его мощность.

Переход на напряжение 660 в взамен 380 в объясняется ростом мощностей и токов двигателей, что при неизменной мощности трансформатора и ограниченного по условиям эксплуатации сечения гибкого кабеля 35 мм² (в крайнем случае 50 мм²) приводит к значительному снижению напряжения на зажимах двигателя и еще большему снижению пускового и максимального моментов.

Потери напряжения в трансформаторе и в кабелях в процессе пуска и опрокидывания двигателя могут быть велики, и это оказывает весьма существенное влияние на действительные величины максимального и пускового моментов, поэтому необходимо различать стендовые механические характеристики двигателя (при номинальном напряжении) и реальные характеристики в конкретных условиях питания двигателя.

§ 33. Режим работы электродвигателя

Выбор мощности и механических характеристик двигателя врубойной машины или главного двигателя комбайна является весьма важным вопросом при проектировании машины, так как мощность двигателя,

его максимальный и пусковой моменты, скольжение, маховой момент ротора обуславливают возможную скорость подачи машины, способность преодолевать экстренные нагрузки, возможность пуска машины под нагрузкой и в конечном итоге возможную производительность машины.

При выборе двигателя необходимо иметь в виду следующие основные режимы его работы:

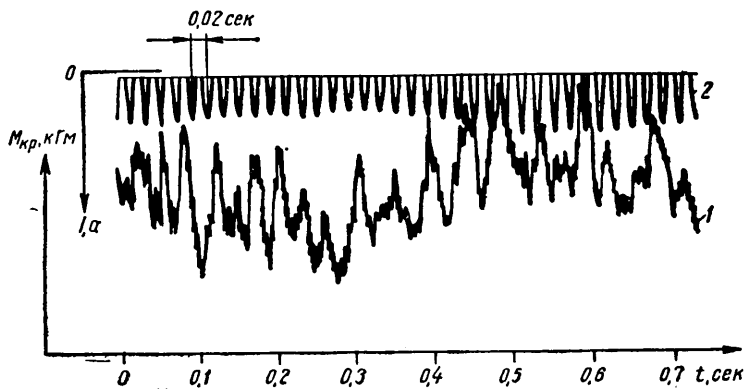


Рис. 52. Осциллограммы работы комбайна «Донбасс-2»

- а) пуск двигателя при отсутствии контакта между инструментом (зубками) и углем;
- б) нормальная работа по зарубке и отбойке;
- в) пуск двигателя после его очередной остановки в процессе нормальной работы;
- г) пуск двигателя в процессе смены износившегося инструмента;
- д) работа двигателя при встрече инструмента со значительным сопротивлением;
- е) работа двигателя при значительной перегрузке, ведущей к его остановке;
- ж) пуск двигателя после его остановки из-за перегрузки.

На осциллограммах (рис. 52) приведены изменения момента сил сопротивления и тока при нормальной работе комбайна «Донбасс-2». Осциллограммы записаны при постоянном значении средней скорости подачи. Как видно из осциллограммы 1, при нормальной работе машины момент сил сопротивления изменяется с большей частотой, причем за короткий отрезок времени значительно изменяется и среднее значение сопротивления. В данном случае средняя нагрузка за 0,35 сек в правой части осциллограммы превышает среднюю нагрузку также за 0,35 сек в левой части осциллограммы примерно в 1,3 раза; аналогично меняется также величина тока (осциллограмма 2).

На рис. 53 приведены осциллограммы момента сил сопротивления 1, тока 2 и скорости 3 при нормальной работе комбайна «Горняк-1». Частота изменения нагрузки примерно равна 15 гц. Отношение амплитуды переменной нагрузки к средней составляет 0,45—0,65.

На рис. 54 приведен многоугольник распределения мощности, подводимой к двигателю, из которого видно, что даже при записи мощности таким сравнительно несовершенным прибором, как регистрирующий ваттметр, не отражающим, как известно, действительных пик нагрузки, максимальные значения потребляемой мощности при исключении нагрузок с малой частотой. превышают средние в 1,3÷1,5 раза.

Из осциллограммы моментов сил сопротивления и записи потребляемой мощности видно, что значительные неравномерности нагрузки на валу двигателя имеют место даже при нормальной работе и постоянной в процессе измерения скорости подачи.

При этом, как видно из осциллограмм (см. рис. 52), изменения тока и, следовательно, мощности двигателя не следуют за кратковременными изменениями момента сил сопротивления. Это объясняется некоторым выравниванием развиваемого двигателем момента по сравнению с моментом сил сопротивления из-за изменения кинетической энергии системы, а также из-за того, что при большой частоте изменения момента сил сопротивления ток и вращающий момент двигателя [112] не успевают принимать значения, соответствующие мгновенным значениям скорости ротора.

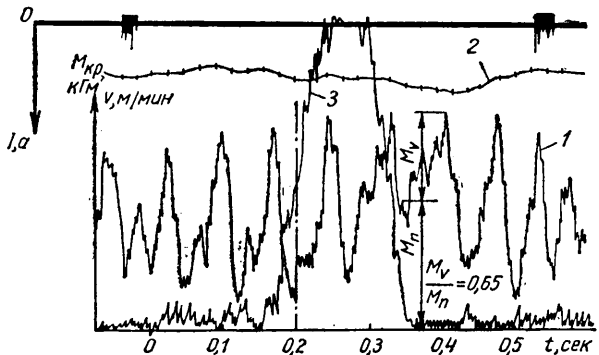


Рис. 53. Осциллограммы работы комбайна «Горняк-1»

Отсюда следует сделать вывод, что двигатель при нормальной работе во многих случаях может работать при периодически изменяющемся моменте сил сопротивления, не опрокидываясь и в том случае, когда амплитудное значение момента сил сопротивления несколько превышает реальный максимальный вращающий момент двигателя.

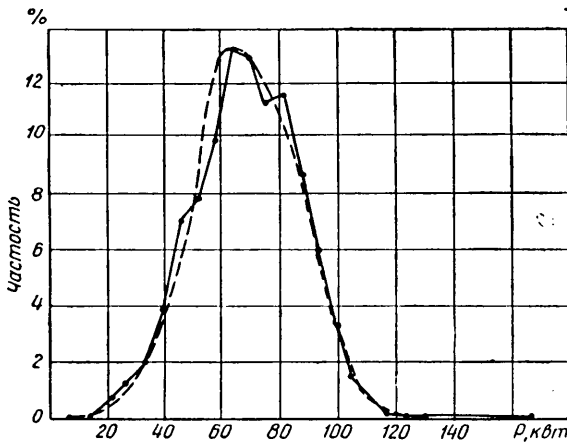


Рис. 54. Многоугольник распределения мощности, подводимой к главному двигателю комбайна «Донбасс-2»

Как правило, режущая цепь перед остановкой некоторое время работает с остановленным механизмом подачи при глубине реза, близкой к нулю. Исследованиями установлено, что при глубине реза, равной нулю, но прижатых к забою зубках усилие на них не равно нулю. Поэтому при пуске двигатель должен преодолевать момент сил сопротивлений при глубине реза, равной нулю, и, кроме того, сообщать системе ускорение.

Если, как это в большинстве случаев практикуется, смена зубков производится при баре, находящемся во врубной щели, то начальный пусковой момент, который должен развить двигатель, примерно равен моменту для случая запуска двигателя после очередной остановки. Число пусков для смены и проверки состояния зубков значительно, поэтому во время смены зубков двигатель нагревается, чему способствует ухудшенное его охлаждение из-за пониженной скорости вращения вентилятора.

На осциллограмме (рис. 55) показано изменение крутящего момента в передаче при встрече инструмента со значительным сопротивлением. Как видно из осциллограммы, до точки *A* силы сопротивления изменялись в пределах, соответствующих нормальной работе, затем произошел интенсивный рост сил сопротивлений, которые за короткий

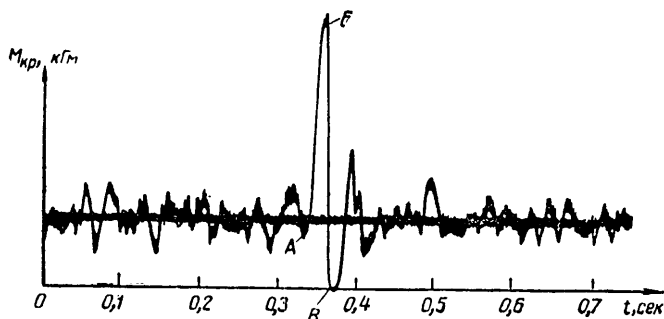


Рис. 55. Осциллограмма пиковой кратковременной нагрузки в цепи привода к исполнительному органу комбайна «Донбасс-2»

промежуток времени (примерно 0,01 сек) возросли (точка *B*, соответствует приведенному к валу электродвигателя моменту 340 кгм). После того как сопротивление было преодолено, вращающий момент резко упал (точка *B*), но затем возрос и стал равным моменту, который был до встречи с сопротивлением.

Как видно из осциллограммы, время от начала нарастания нагрузки до момента преодоления сопротивления и снижения нагрузки мало, а поэтому, несмотря на большое сопротивление, работа, затрачиваемая на преодоление его, невелика. Это сопротивление преодолевается за счет изменения кинетической энергии системы, причем вращающий момент, развиваемый двигателем, увеличивается незначительно.

Работа двигателя оказывается совершенно иной при длительном действии повышенной нагрузки (рис. 56).

До точки *A* двигатель работал при средней нагрузке 39—40 кгм нормально, не опрокидываясь, несмотря на то, что отдельные пики момента сил сопротивления достигали 78 кгм, превышая максимальный вращающий момент (63 кгм), в условиях номинального напряжения. Начиная от точки *A* момент сил сопротивления возрастает до средней величины 59 кгм, что превышает максимальный момент двигателя при питании от шахтной сети, скорость его вращения снижается в точке *B* до 900 об/мин, затем момент сил сопротивления возрастает до 71 кгм (средняя величина на участке *BB*) и в точке *B* скорость вращения снижается до 500 об/мин.

Дальнейшее снижение скорости вращения вызывает значительное ухудшение выноса сглыбы режущей цепью, что, в свою очередь, обуславливает резкое нарастание момента сопротивления (кривая моментов сил сопротивления вышла даже за пределы пленки осциллографа).

Далее, после того как запас кинетической энергии исчерпан, нагрузка трансмиссии ограничивается пусковым моментом двигателя.

При пуске двигателя после остановки, происшедшей из-за перегруз-



Рис. 56. Осциллограмма остановки двигателя комбайна «Горняк-1»: 1 — крутящий момент; 2 — ток; 3 — скорость перемещения машины

ки, двигатель должен преодолеть сопротивление, обусловленное заштыбовкой цепи в процессе остановки, и, кроме того, сообщить системе ускорение.

Таким образом, из рассмотренных режимов работы двигателя приходим к следующим выводам:

1. Для того чтобы предотвратить опрокидывание двигателя, его максимальный вращающий момент в условиях питания от шахтной сети должен превышать среднее значение момента сил сопротивления, определяемое свойствами угля по зарубаемости и принятой скоростью подачи (среднее значение сил сопротивления можно определить по зависимостям, приведенным в главе IV).

Необходимость превышения реального опрокидывающего момента над расчетным вызывается значительной неравномерностью действительной нагрузки на валу двигателя по сравнению со средней ее величиной.

2. Наиболее тяжелым режимом для пуска является пуск двигателя после его остановки, вследствие перегрузки и заштыбовки цепи. По данным исследований в некоторых наиболее тяжелых случаях число включений до того, когда цепь удастся сдвинуть с места, доходит до 200. Это вызывает значительный нагрев двигателя и снижение производительности.

3. Менее тяжелым режимом является пуск двигателя после остановки в процессе нормальной его работы. Но и в этом случае, даже если сначала была прекращена подача, а затем через некоторый промежуток времени остановлена режущая цепь, силы сопротивления не снижаются до того значения, которое они имеют во время пуска двигателя при выведенном из-под угля баре.

§ 34. Характеристики двигателей врубковых машин и комбайнов

Двигатели для этих машин, применявшиеся в довоенные годы, характеризовались низкой мощностью (номинальная мощность колебалась от 22 до 28 кВт), в сравнении с высоким максимальным вращающим моментом (50—67 кгм), и в большинстве случаев низким начальным пусковым моментом (32÷38 кгм).

Характеристики двигателей, спроектированных в военные годы и в первые послевоенные годы, приведены в табл. 15.

Электродвигатели, широко применяемых в довоенные годы машин, выбирались с завы-

Электродвигатели врубных машин и комбайнов

Таблица 15

Показатели двигателя	Типы машин					
	ГТК-3м	КМП-1	КМП-2	ГТК-35	МВ-60, комбайн «Донбасс-1» и др.	Комбайн «Донбасс-2»
Тип	МА-191/32	МА-191/8	МА-191/10	МА-191/35	МАД-191/11	ЭДК-120
Мощность, <i>квт</i> :						
длительная	—	21	15	15	28,5	50
часовая	28	47	47	35	65	130
Напряжение, <i>в</i>	380/Δ	380/Δ	380/Δ	380/Δ	380/Δ	660/Δ
Скорость вращения, <i>об/мин</i>	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Высота двигателя, <i>мм</i>	305	350	350	310	400	500
Маховой момент, <i>кгм²</i>	2,06	3,52	2,1	2,5	4,25	15,5
Ток, <i>а</i> :						
номинальный	63	96	96	76	131	142
пусковой	300	480	510	320	540	660
Момент на валу при номинальном напряжении, <i>кгм</i> :						
пусковой	55	72	74	58	96	180
максимальный	46	60	66	53	63	150

шенными вращающимися моментами, чтобы в первую очередь обеспечить минимально допустимую устойчивость их работы.

Дальнейшее усовершенствование конструкций двигателей шло по линии увеличения мощности, а также повышения начального пускового момента при сравнительно небольшом повышении максимального вращающего момента. Это обеспечивало увеличение длительности работы двигателей в течение времени, отведенного на работу по выемке угля, хотя и не позволило заметно увеличить скорость подачи машин.

В последние годы достигнуты большие успехи по улучшению механических характеристик двигателей и повышению их мощности ¹.

Данные по мощности и механическим характеристикам двигателей до и после их модернизации приведены в табл. 16. Из приведенных

Таблица 16

Характеристики двигателей до и после их модернизации

Показатели	Высота, мм									
	500		400				350		310	
	ЭДК-120	ЭДК5-3	МАД-191/11К ($z_p=34$)	ЭДК4-1	ЭДК4-4	ЭДК4-6	МА-191/10	ЭДК-3,5-3	МАД-191/35	ЭДК3-2
Мощность, <i>квт</i> :										
часовая	130	140	65	88	112	95÷105	47	60÷65	34	42
длительная	50	55	28,5	38	45	40÷45	15	25	11	14
Номинальное напряжение, <i>в</i>	660	660	380	380	380	380	380	380	380	380
А. Условия жесткой сети										
Пусковой ток, <i>а</i>	660	427	540	650	865	750÷790	510	650	320	475
Момент, <i>кгм</i> :										
пусковой	180	175	96	150	123	125÷130	74	105	61	85
максимальный	150	215	63	92	153	120÷125	66	100	58	82

¹ Работа по модернизации двигателей проведена Донгипроуглемашем совместно с заводом им. Карла Маркса.

Продолжение табл. 16

Показатели	Высота, мм									
	500		400				350		310	
	ЭДК-120	ЭДК5-3	МАД-191/11К ($z_p=34$)	ЭДК4-1	ЭДК4-4	ЭДК4-6	МА-191/10	ЭДК-3,5-3	МАД-191/35	ЭДК3-2
Б. Условия шахтной сети										
Сеть по I										
Момент, кгм:										
начальный пусковой	133	125	52/76	67/99	49/79	54/89	40/60	49/78	38/51	15/64
максимальный	128	177	44/57	57/77	81/112	72/101	45/59	66/85	13/52	57/72
Сеть по II										
Момент, кгм:										
начальный пусковой	122	114	44/71	53/91	41/71	44/81	34/56	41/72	34/49	40/58
максимальный	123	166	40/55	52/72	66/103	62/96	40/57	55/81	39/51	50/66
В. Маховой момент, кгм ²	15,5	≈10	≈4,2	≈4,7	≈4,7	≈4,7	≈2,1	≈2,6	≈2,5	≈3,3

Сеть I. Трансформатор 180 *кВА*, бронированный кабель, $S = 3 \times 70 \text{ мм}^2$, $L = 200 \text{ м}$, гибкий кабель $S = 3 \times 35 \text{ мм}^2$, $L = 150 \text{ м}$, нагрузка в месте соединения бронированного и гибкого кабеля $\approx 40 \text{ кВт}$.

Сеть II. То же, что и сеть I, за исключением длины бронированного кабеля, который принят $L = 400 \text{ м}$.

В пункте Б — числитель при номинальном напряжении 380 *В*, знаменатель при номинальном напряжении 660 *В* [по данным ДонУГИ].

данных видно, что у модернизированных двигателей повысилась длительная и часовая мощности, что обеспечивает работу машин с повышенными скоростями и увеличивает их производительность. Повышены также пусковые и особенно максимальные моменты. Следует отметить, что значительное повышение моментов при номинальном напряжении не приводит к пропорциональному повышению их значений в условиях шахтной сети, особенно это относится к пусковому моменту, который, например, в двигателе ЭДК4-1 повысился в полтора раза в сравнении с двигателем МА-191/11 при номинальном напряжении и только на 24% в условиях шахтной сети.

§ 35. Выбор максимальных и пусковых моментов двигателей

Нормальная работа

1. Выбор статического опрокидного момента

а) Среднее значение мощности на валу двигателя

$$P_{\text{ср}} = A + Bv_{\text{п}}, \text{ кВт.}^* \quad (45)$$

Потребляемая двигателем средняя мощность при к. п. д. двигателя $\eta_{\text{дв}}$

$$P_{1 \text{ ср}} = \frac{P_{\text{ср}}}{\eta_{\text{дв}}}. \quad (46)$$

б) Максимальная мощность на валу двигателя при нормальной работе

* $P_{\text{ср}}$ может быть определено и по другим зависимостям, рекомендуемым теориями резания углей.

$$P_{\max} = k_m P_{1\text{ср}},$$

где $k_m \approx 1,3 \div 1,5^1$.

в) Среднее значение развиваемого двигателем момента соответственно мощности $P_{\max}$ равно

$$M_{\text{д. ср}} = 975 \frac{k_m P_{1\text{ср}}}{n_c (1 - s)}, \quad (47)$$

где n_c — синхронная скорость ротора;

s — скольжение.

г) Запись осциллографом крутящего момента от сил сопротивления показывает, что этот момент состоит из постоянной и переменной составляющих. Величина постоянной составляющей равна среднему значению момента. Амплитудное значение переменной составляющей можно в первом приближении принимать пропорциональным величине постоянной слагающей, т. е. среднему значению:

$$M_{\sigma} = k_{\text{кр}} M_{\text{п}}, \quad (48)$$

где $M_{\text{п}} = M_{\text{д. ср}}$.

На основе анализа осциллограмм можно принимать $k_{\text{кр}} = 0,5 \div 0,6$.

д) Максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем, отличается от одновременно действующего максимального момента сил сопротивления, поэтому двигатель, работая в устойчивой части характеристики, может преодолевать момент от сил сопротивления, превышающий статический опрокидной момент.

Обозначим k_b — коэффициент выравнивания нагрузки, равный отношению амплитудного значения переменной слагающей крутящего момента, развиваемого двигателем, к амплитудному значению переменной составляющей крутящего момента сил сопротивления. Необходимый максимальный момент, который должен развивать выбираемый или проектируемый двигатель в условиях шахтной сети, работая в пределах устойчивой части его характеристики [8],

$$M_{\text{д. max}} = 975 \frac{k_m P_{1\text{ср}} (1 + k_{\text{кр}} k_b)}{n_c (1 - s)}. \quad (49)$$

2. Определение коэффициента выравнивания нагрузки

Ранее уже отмечалось, что нагрузка при нормальной работе цепных исполнительных органов изменяется с большой частотой. При скоростях резания 2 м/сек частота изменения может быть принята 12 ÷ 25 гц и в первом приближении изменение момента сил сопротивления можно считать гармоническим.

При других исполнительных органах, например скалывающем органе в комбайне К-14 [130], предполагается частота изменения нагрузки не менее ≈ 2 гц.

Момент, развиваемый двигателем, будет отличаться от момента сил сопротивления. Вследствие значительной частоты изменения нагрузки и жесткой характеристики двигателя на его момент будет оказывать влияние электромагнитный переходный процесс. При этом ток и враща-

¹ Приведенный порядок определения $M_{\text{д. max}}$ целесообразно принимать до внедрения в практику исследований машин приборов, которые разрешат суммировать число случаев передачи трансмиссией величин крутящих моментов в пределах заранее установленных градаций. При наличии этих данных коэффициент k_m можно определить более точно, не прибегая к анализу записей инерционным прибором подводимой мощности.

ющий момент двигателя [112] не будут соответствовать при нормальной работе мгновенной скорости ротора.

Электромагнитный переходный процесс следует учитывать в случае синусоидальной нагрузки, если ее частота $f_n > 20s_k$. Здесь s_k — абсолютная величина скольжения, соответствующая максимальному вращающему моменту M_k , при статическом режиме.

Отношение амплитудного значения переменной части момента двигателя к амплитудному значению сил сопротивления, т. е. коэффициент выравнивания¹ равен [112]:

$$k_b = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_n}{f_o}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{f_n}{f_o}\right)^2 \frac{T_m}{T}}}, \quad (50)$$

где $f_o = \frac{1}{2\pi\sqrt{T_m T_m}}$ — частота собственных незатухающих колебаний;

$$T = \frac{1}{\omega s_k}, \text{ сек};$$

f_n — частота нагрузки;

$$T_m = \frac{\omega s_k J}{2p M_k} \approx \frac{GD^2 n_c s_k}{375 2M_k};$$

M_k — реальный максимальный момент в статическом режиме, кгм;

s_k — коэффициент затухания переходной составляющей токов, равный критическому скольжению;

$\omega_c = 2\pi f_c$ — угловая частота сети;

J — момент инерции системы, приведенный к валу двигателя, кгм · сек²;

p — число пар полюсов двигателя;

n_c — синхронная скорость вращения, об/мин.

Частоту нагрузки f_p , при которой коэффициент k_b будет максимальным, получим, если $\frac{dk_b}{df_n}$ приравняем нулю. Тогда

$$f_p = f_o \sqrt{1 - \frac{T_m}{2T}}. \quad (51)$$

Подставив значение f_p вместо f_n в уравнение (50), получим максимальное значение коэффициента выравнивания:

$$k_b = \frac{1}{\sqrt{\frac{T_m}{T} - \left(\frac{T_m}{2T}\right)^2}}. \quad (52)$$

Графики зависимости коэффициента выравнивания нагрузки в функции частоты для некоторых двигателей приведены на рис. 57. Кривые построены по величинам M_k и s_k при номинальном напряжении и маховом моменте только ротора (без учета масс редуктора и исполнительных органов).

Для получения численного значения k_b при подстановке в формулу (49) можно воспользоваться результатами определения k_b по формуле (50) или кривыми (см. рис. 57), используя кривые двигателя, наиболее близкого по характеристике применяемому в данном конкретном случае.

Приведенные кривые $k_b f(f_n)$ (см. рис. 57) можно подразделить на две группы. Первая группа — двигатели ЭДК-120 и МА-191/35 — харак-

¹ По [32] — коэффициент смягчения графика.

теризуется полным или почти полным отсутствием участка кривой, когда $k_b > 1$. Вторая группа кривых указывает на то, что для преодоления момента сил сопротивлений двигатель должен развить в некоторых случаях не меньший момент, а больший, т. е. выравнивания нагрузки в этих случаях совершенно не будет.

Это относится к двигателям МА-191/10, МА-191/11, ЭДК4-1 и другим при пониженной частоте нагрузки. При высокой частоте нагрузки коэффициент выравнивания во всех случаях меньше единицы.

Отсюда следует, что двигатель, устойчиво работающий при исполнительном органе, обуславливающем высокую частоту нагрузки, в ряде случаев будет недостаточно устойчиво

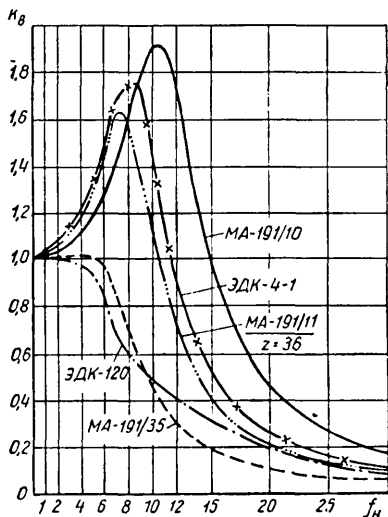


Рис. 57. Коэффициент выравнивания нагрузки k_b в функции частоты нагрузки при номинальном напряжении

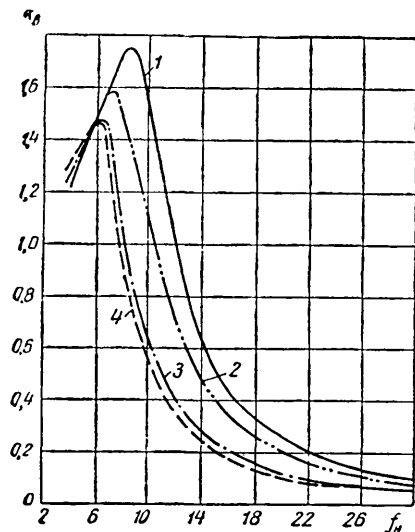


Рис. 58. Коэффициент выравнивания нагрузки k_b в функции частоты нагрузки при работе двигателя ЭДК4-1 при различных условиях его питания и разных маховых моментах:

1 — жесткая сеть, ротор нормальный; 2 — длина бронированного кабеля сечением 70 мм² — 200 м, ротор нормальный; 3 — длина бронированного кабеля сечением 70 мм² — 200 м, маховой момент ротора увеличен на 20%; 4 — длина бронированного кабеля 400 м, ротор нормальный

работать при исполнительном органе и скорости резания, обуславливающих пониженную частоту нагрузки.

Необходимо в каждом конкретном случае при применении электродвигателя производить проверку коэффициента k .

По кривым (см. рис. 57) и формуле (50) видно, что выравнивание ухудшается с повышением максимального вращающего момента и улучшается с повышением критического скольжения и увеличением махового момента. Увеличение максимального момента влечет за собой повышение частоты, при которой коэффициент выравнивания достигает наибольшего значения, что, в свою очередь, способствует ухудшению выравнивания при частотах нагрузки, наблюдаемых в подавляющем большинстве современных машин.

Питание двигателя от шахтной сети, обуславливающее, как правило, пониженное напряжение на его зажимах, особенно при нагрузке, близкой к максимальному моменту двигателя, приводит к снижению фактического максимального момента M_k и улучшению выравнивания.

Кривые $k_b = f(f_n)$ при различных условиях питания и разных маховых моментах системы приведены на рис. 58.

Увеличение маховых масс и снижение максимального момента при

Таблица 17
Основные технические данные для разработки нового ряда электродвигателей с синхронной скоростью вращения 1500 об./мин для комбайнов и врубовых машин [117]

Параметры	Высота и исполнение корпуса									
	H = 310 мм			H = 350 мм			H = 400 мм		H = 450 мм	
	внутренняя циркуляция	обдуваемые	охлаждение водой	внутренняя циркуляция	обдуваемые	охлаждение водой	внутренняя циркуляция	обдуваемые	внутренняя циркуляция	обдуваемые
Напряжение, в	380/660	380/660	380/660	380/660	380/660	660	660	660	660	660
Длительная мощность, кет	20 — 25	40 — 45	70 — 75	30 — 40	50 — 60	80 — 85	50 — 55	100 — 110	60 — 70	110 — 120
Часовая мощность, кет	50 — 60	50 — 60	—	75 — 85	75 — 85	—	120 — 130	—	150 — 170	150 — 170
Максимальный момент, кГм	110 — 120	110 — 120	150 — 160	115 — 125	115 — 125	170 — 180	180 — 190	200 — 210	220 — 230	220 — 230
Пусковой момент, кГм	110 — 120	110 — 120	120 — 130	120 — 130	120 — 130	150 — 160	130 — 140	150 — 160	170 — 180	170 — 180
Пусковой ток, а	До 750 при 380 в	До 750 при 380 в	До 850 при 380 в	До 750 при 380 в	До 750 при 380 в	До 650	До 700	До 800	До 850	До 850

питании от шахтной сети приводит к значительному улучшению выравнивания, особенно при низких частотах нагрузки. При частотах порядка 20—25 гц коэффициент выравнивания меняется незначительно.

Таким образом, об устойчивости двигателя можно судить только при комплексном рассмотрении величин:

а) максимального вращающего момента (статического) в конкретных условиях питания;

б) критического скольжения в этих же условиях;

в) момента инерции системы и

г) частоты нагрузки.

При частотах нагрузки $f_n < 20$ с коэффициент выравнивания, входящий в формулу (49), можно определить из зависимости

$$k_b = \frac{1}{\sqrt{1 + (\omega T_n)^2}}, \quad (53)$$

где $\omega = 2\pi f_n$,

и

$$T_n = \frac{n_c G D^2}{375} \cdot \frac{s_n}{M_n},$$

M_n — номинальный момент двигателя, кГм;

s_n — скольжение, соответствующее номинальному моменту.

Сумма максимального вращающего и начального пускового моментов для данного типа двигателей является величиной примерно постоянной, и так как увеличение максимального вращающего момента разрешает повысить скорость подачи машины, т. е. повысить возможную ее производительность, то целесообразно начальный пусковой момент принимать минимально допустимым по условиям работы машины и использовать из суммы $M_{\max} + M_n$ возможно большую часть для максимального вращающего момента.

Это направление нашло свое отражение в техническом

задании на проектирование нового ряда двигателей выемочных машин (табл. 17).

3. Выбор минимально допустимого пускового момента

Наиболее тяжелым режимом при нормальной работе является пуск машины после очередной остановки.

В этом случае величина пускового момента определяется сопротивлением перемещению режущей цепи при глубине реза, близкой к нулю, и вращающим моментом, необходимым для разгона системы до номинальной скорости в течение заданного времени.

Момент сил сопротивления, приведенный к валу двигателя для машин с цепным кольцевым исполнительным органом, при глубине реза, близкой к нулю, может быть принят равным до 35 кгм^1 .

Слагающая, связанная с ускорением системы, зависит при данном времени разгона от махового момента системы. Для системы с маховым моментом $5\text{—}6 \text{ кгм}^2$ длительность разгона равна $\approx 2 \text{ сек}$; при этом слагающая момента, обеспечивающая ускорение системы, равна $\approx 10 \text{ кгм}$ и суммарный пусковой момент на валу двигателя должен быть принят порядка $45\div 50 \text{ кгм}$.

Пуск двигателя после перегрузки, вызвавшей его остановку

В § 33 было указано, что наибольший момент сил сопротивления возникает в трансмиссии в процессе перегрузки и остановки двигателя непосредственно перед его остановкой (осциллограмма рис. 59, а).

На рис. 59, б представлен упрощенный график, отображающий осциллограмму рис. 59, а в течение времени от начала резкого нарастания нагрузки до момента остановки двигателя.

Работа движущих сил за время от начала резкого нарастания нагрузки до остановки двигателя равна работе двигателя за то же время и запасу кинетической энергии в момент начала резкого нарастания нагрузки:

$$A_{д.с} = \frac{M_1 + M_n}{2} \cdot \frac{\pi n_{ш}}{60} t_{ш} + \frac{GD^2 \pi^2 n_{ш}^2}{7200 g}. \quad (54)$$

Работа сил сопротивления за то же время

$$A_{с.с} = \frac{M_{\max} + M_{ш}}{2} \cdot \frac{\pi n_{ш}}{60} t_{ш}, \quad (55)$$

где $M_{\max}$ — наибольший момент, приведенный к валу двигателя сил сопротивления в момент остановки, кгм ;

$M_{ш}$ — момент сил, приведенный к валу двигателя сопротивления в момент начала резкого нарастания нагрузки, кгм ;

M_1 — вращающий момент двигателя в момент начала резкого нарастания нагрузки, кгм ;

$n_{ш}$ — скорость вращения двигателя в момент начала резкого нарастания нагрузки, об/мин ;

$t_{ш}$ — длительность работы двигателя от момента резкого нарастания нагрузки до остановки;

¹ Численные значения относятся к машинам с цепным исполнительным органом при скорости резания $\approx 2 \text{ м/сек}$. Методика определения минимально допустимого момента при других скоростях резания и исполнительных органах аналогична приведенной.

M_n — начальный пусковой момент двигателя, $\kappa\Gamma\text{м}$;
 GD^2 — маховый момент системы, приведенный к валу двигателя, $\kappa\Gamma\text{м}^2$.

Приравнявая работы движущих сил и сил сопротивления, получим

$$M_{\max} = \frac{GD^2 \pi n_{\text{ш}}}{60 g t_{\text{ш}}} + M_1 + M_n - M_{\text{ш}}. \quad (56)$$

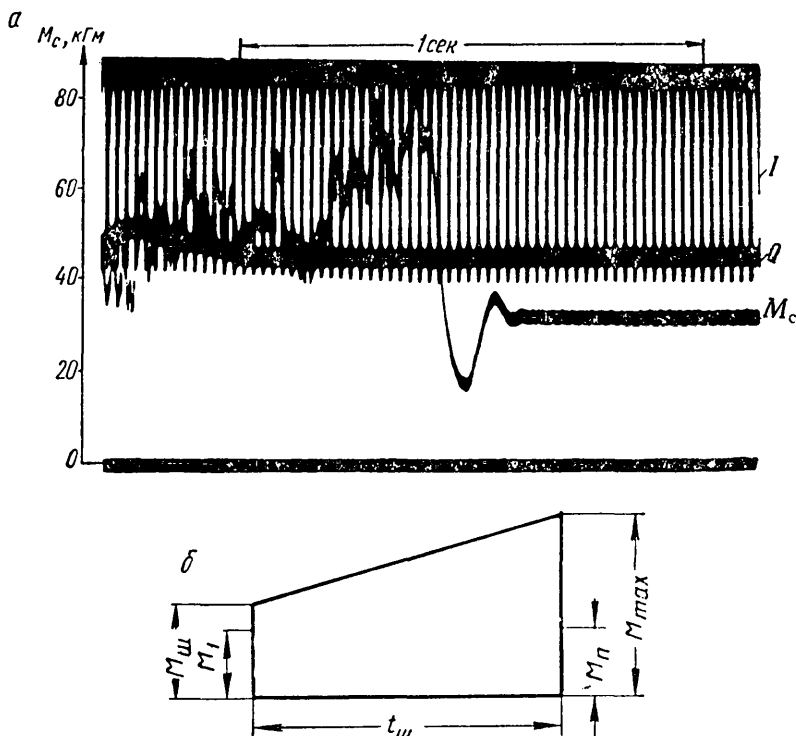


Рис. 59. Вращающие моменты в трансмиссии к исполнительным органам комбайна «Донбасс-1» с двигателем ЭДК4-4:

M_c — вращающий момент; I — ток; Q — натяжение каната

Пример. Двигатель ЭДК4-4. Начальный пусковой момент $M_n = 49 \kappa\Gamma\text{м}$; момент $M_1 \approx M_n$; $M_{\text{ш}}$ принимается равным максимальному моменту сил сопротивления, при котором двигатель устойчиво работает. В данном случае $M_{\text{ш}} \approx 55 \kappa\Gamma\text{м}$ (при $M_{\max} = 81 \kappa\Gamma\text{м}$); $n_{\text{ш}} \approx 500 \text{ об/мин}$; $t_{\text{ш}} = 0,25 \text{ сек}$; $GD^2 = 5,5 \kappa\Gamma\text{м}^2$.

$$M_{\max} = \frac{5,5 \pi 500}{60 \cdot 9,81 \cdot 0,25} + 49 + 49 - 55 \approx 102 \kappa\Gamma\text{м}.$$

Из приведенного примера видно, что наибольший момент сил сопротивления превышает начальный пусковой момент, и, следовательно, пуск двигателя после его остановки из-за перегрузки и заштыбовки не может быть осуществлен при однократном включении двигателя. Значительное превышение наибольшего момента над начальным пусковым и приводит к необходимости многократных реверсивных включений двигателя.

Повышение начального пускового момента хотя и облегчает пуск двигателя, но не обеспечивает возможности его пуска после остановки, вызванной заштыбовкой, так как с повышением начального пускового момента, как это следует из формулы (56), увеличивается также наибольший момент сил сопротивления.

Для снижения числа включений двигателя при запуске после остановки двигателя рационально предусматривать в кинематической цепи двигатель — ведущая звезда конструктивные элементы, например временно включаемую на период пуска понижающую скорость резания передачу, которая обеспечивает увеличение усилия, приложенного к цепи при том же пусковом моменте двигателя.

Этой же цели может служить, например, центробежная муфта¹, соединяющая двигатель с трансмиссией привода исполнительного органа после того, как двигатель разовьет значительную скорость вращения, что позволит использовать кинетическую энергию системы.

Дополнительное передаточное число $i_{\text{раз}}$ в цепи двигателей — ведущая звездочка может быть получено из следующих соотношений.

Обозначив вращающий момент, который двигатель развивает для сообщения системе ускорения $M_{\text{раз}}$ и передаточное число от двигателя к ведущей звездочке при нормальной работе — i , получим

$$(M_n - M_{\text{раз}}) i_{\text{раз}} \geq M_{\text{max}},$$

тогда

$$i_{\text{раз}} \geq \frac{\frac{GD^2}{60g} \frac{n_{\text{ш}}}{i_{\text{ш}}} + M_1 + M_n - M_{\text{ш}}}{M_n - M_{\text{раз}}} . \quad (57)$$

Влияние повышения скорости резания

С целью повышения производительности машин в настоящее время при проектировании стремятся к повышению скорости подачи и резания. Энергоемкость процесса разрушения при одновременном повышении скорости резания и подачи снижается за счет улучшения выноса штыба при применении цепных исполнительных органов, а также за счет увеличения глубины реза при значительном увеличении скорости подачи.

Повышение скорости резания при одном и том же максимальном вращающем моменте на валу двигателя приводит к пропорциональному снижению максимального момента на валу ведущей звездочки. Следовательно, если в машинах с повышенными скоростями резания сохранить двигатели с прежними максимальными вращающими моментами, т. е. такими, какими они были приняты для машин с низкими скоростями резания, то эксплуатационные качества машины снизятся, так как в процессе зарубки машина не сможет преодолевать повышенные нагрузки, которые она при пониженных скоростях резания легко преодолевала.

Для обеспечения нормальной работы машины при повышении скорости резания и подачи необходимо повысить максимальный вращающий момент. Коэффициент выравнивания с повышением максимального момента в данном случае не ухудшится, так как с повышением скорости резания возрастает частота нагрузок.

Необходимо также повысить начальный пусковой момент исходя из предъявляемых к нему требований при режиме нормальной работы, так как момент сил сопротивлений на ведущей звездочке, приведенный к валу двигателя, примерно пропорционален скорости резания.

С ростом скорости резания изменяется минимальное передаточное число дополнительных зубчатых передач, подлежащих включению в период разворота трансмиссии после остановки двигателя в результате заштыбовки.

¹ Предложенная Гипронисэлектрошахтом.

Если выразить скорость вращения двигателя в момент резкого нарастания нагрузки уравнением

$$n_{ш} = \frac{v_{р.ш} n_{дв}}{v_{рез}},$$

где $v_{р.ш}$ — скорость резания, соответствующая началу резкого нарастания нагрузки, *м/сек*;

$v_{рез}$ — скорость резания при нормальной работе, *м/сек*;

$n_{дв}$ — скорость вращения двигателя при нормальной работе, *об/мин*,
то формула (57) примет вид:

$$i_{раз} = \frac{\frac{GD^2}{60g} \frac{\pi v_{р.ш} n_{дв}}{v_{рез} l_{ш}} + M_1 + M_{п} - M_{ш}}{M_{п} - M_{раз}}. \quad (58)$$

Из формулы видно, что с ростом скорости резания дополнительное передаточное число несколько снижается. Это объясняется снижением наибольшего момента сил сопротивления на ведущей звездочке в случае повышения скорости резания. Последнее же связано с тем, что с ростом скорости резания снижается запас кинетической энергии системы к началу резкого нарастания нагрузки.

§ 36. Выбор мощности двигателя

Мощность двигателя определяет возможность его работы в течение определенного времени, не перегреваясь выше допустимой температуры при принятом классе изоляции.

Согласно Правилам безопасности [116], обмотки электродвигателей забойных машин должны быть теплостойкими, класса С, причем температура изоляции при номинальной нагрузке не должна превышать допустимую для изоляции на один класс ниже. Допустимый перегрев принимается равным $100 \div 105^\circ$.

Мощность двигателя при одной и той же активной его части, обуславливающей механические характеристики двигателя, зависит от принятого метода охлаждения железа и обмоток.

В настоящее время двигатели выполняются с внутренней циркуляцией воздуха (необдуваемый), с наружным обдувом и с охлаждением водой, используемой также и для орошения.

Мощность двигателя (табл. 18) в зависимости от исполнения корпуса и принятого метода охлаждения при одной и той же активной части изменяется в широких пределах.

Таблица 18

Мощность двигателей с обдуваемым и необдуваемым исполнением корпуса

Показатели	Тип и исполнение					
	необдува- емый ЭДК4-1	обдуваемый ЭДКО4-1с	необдувае- мый ЭДК4-4	обдуваемый ЭДКО4-4с	необдувае- мый ЭДК4-6	обдуваемый ЭДКО4-6с
Мощность, <i>квт</i> :						
длительная .	38	62	45	80	40 — 45	65 — 75
часовая . .	88	82	112	110	95 — 105	95 — 105

Из приведенных данных видно, что при исполнении двигателя с внешним обдувом значительно повышается длительная мощность, кратковременная (часовая) остается почти без изменений.

Отсюда следует, что обдуваемые двигатели особенно выгодно применять при хорошем использовании машины во времени, например

в комбайнах, работающих по челноковой схеме, и т. п. При недостаточном использовании эффективность применения двигателей с обдувом снижается.

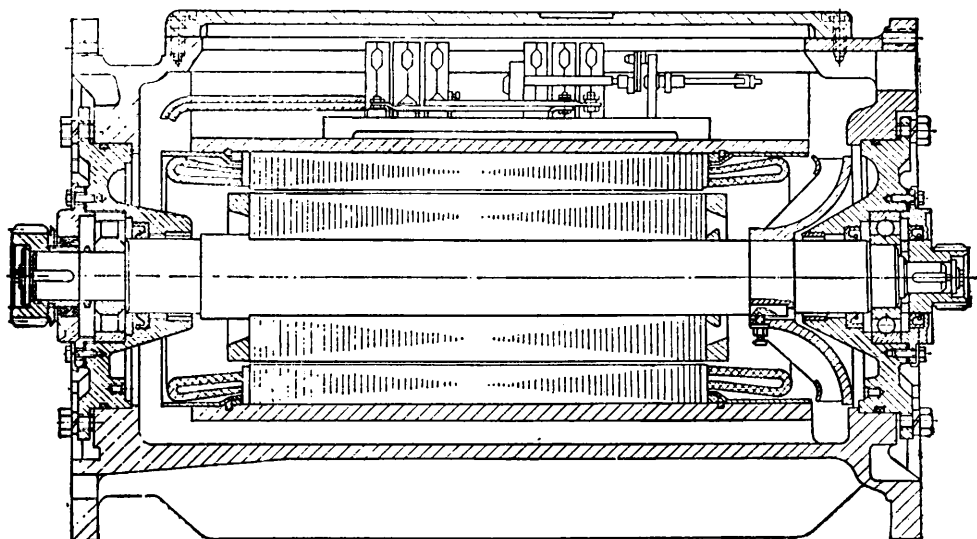


Рис. 60. Двигатель типа ЭДК4-1

На рис. 60 и 61 показаны двигатели ЭДК4-1 и ЭДКО4-1С. Активная часть двигателей ЭДК4-1 и ЭДКО4-1С — ротор, статор и его обмотка — принята одинаковой. Двигатели отличаются только конструкцией

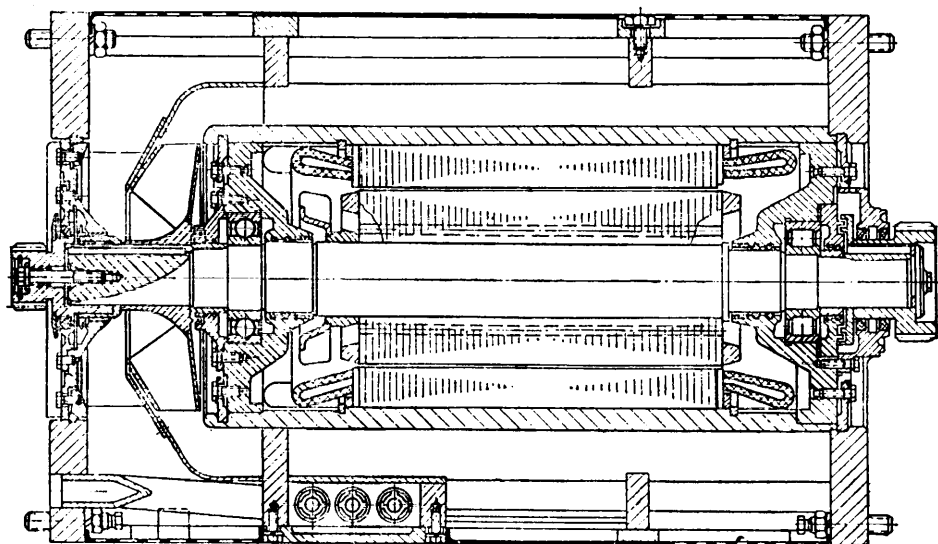


Рис. 61. Двигатель типа ЭДКО4-1С

корпусов. В ЭДК4-1 вентилятор обеспечивает циркуляцию воздуха внутри двигателя, в ЭДКО4-1С предусмотрен вентилятор, обеспечивающий внешний обдув.

При охлаждении двигателя водой его длительная мощность повышается примерно в 1,7 раза (по данным Гипронисэлектрошахта). При этом расход воды составляет для двигателей высотой до 350 мм до $1,4 \text{ м}^3/\text{ч}$, высотой 400 мм — до $2 \text{ м}^3/\text{ч}$ и высотой 500 мм — до $2,4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Необходимая средняя мощность двигателя (см. главу IV) определяется: а) условиями зарубки пластов, для которых предназначается проектируемая машина, б) скоростью подачи машины, выбираемой с учетом использования машины при производительной работе, и в) энергоемкостью процесса разрушения при принятом исполнительном органе.

Выбор мощности двигателя производится по средней мощности на его валу с учетом ПВ (продолжительности включения), величина которой обуславливается использованием машины во времени.

На рис. 62 приведены кривые мощности на валу двигателей в функции от ПВ для двигателей в необдуманном исполнении при длительности цикла, равной 10 и 30 мин¹.

Определив мощность P на валу двигателя по зависимостям, приведенным в главе IV, а также зная по хронометражным данным продолжительность включения двигателя ПВ, можно по приведенным кривым подобрать двигатель, удовлетворяющий требованиям по мощности, или проверить мощность ранее выбранного двигателя по механическим характеристикам².

Для челноковых выемочных машин, при которых простои должны быть значительно снижены, двигатели следует выбирать по длительной мощности, так как продолжительность включения здесь приближается к единице.

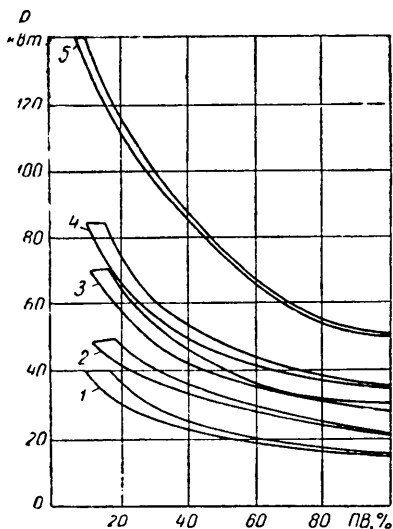


Рис. 62. Кривые мощностей двигателей в функции ПВ (верхние кромки поля при цикле 10 мин, нижние — при цикле 30 мин):
1 — МА-191/35; 2 — МА-191/10; 3 — МА-191/11;
4 — ЭДК4-1; 5 — ЭДК-120

§ 37. Взрывобезопасность

Под термином «взрывобезопасность» следует понимать свойства электрооборудования, позволяющие его эксплуатировать в среде взрывчатой концентрации метана или угольной пыли без опасения.

Машины для выемки угля должны иметь электрооборудование только в рудничном взрывобезопасном исполнении.

Взрывобезопасность обеспечивается взрывобезопасной оболочкой [61] электродвигателей и сопряженных с ним камер. Рассматривая взрывобезопасную оболочку, необходимо иметь в виду: а) соответствующую высокую прочность оболочки, б) правильное сопряжение деталей и в) блокировочные устройства.

¹ Кривые разработаны ДонУГИ.

² В данном случае не учитывается нагрев, связанный с многократными пусками двигателя при осмотре и смене зубков, который может значительно повысить температуру двигателя [106]. Новые редукторы исполнительных органов позволяют производить смену зубков при однократном пуске двигателя [117].

а) Прочность оболочки. Оболочка должна выдерживать давление от взрыва газа внутри ее.

Давление взрыва зависит от формы оболочки и наличия зазоров, причем зазоры оказывают тем большее влияние, чем меньше объем оболочки.

Максимальное, теоретически подсчитанное давление, без учета некоторых снижающих его факторов, равно $8,4 \text{ кг/см}^2$. В действительности давление оказывается несколько ниже из-за наличия зазоров, которые всегда имеются в местах постановки крышек, прохода валов, валиков управлений и т. д.

Повышение давления при взрыве зафиксировано в оболочках, образующих сообщающиеся камеры. Например, при соотношении объема камер $10:1$, когда воспламенение производилось в камере с большим объемом, в меньшей — зарегистрированы давления, превышающие 15 кг/см^2 .

Правила и нормы изготовления рудничного электрооборудования для угольных и сланцевых шахт предусматривают определенные требования к каналам, соединяющим отдельные камеры.

Повышенные требования к рудничному электрооборудованию, и в частности к оболочкам двигателей врубковых машин и комбайнов, обусловили изготовление этих оболочек только из стали (стального литья или сварные из стали), так как в хрупких материалах, например сером чугуне, могут в процессе эксплуатации, при обвале породы, ударах при транспортировании и т. д. появиться незаметные трещины, нарушающие взрывобезопасность. Прочность оболочки проверяется гидравлическим давлением.

б) Сопряжение деталей оболочки. Оболочка двигателя не может быть выполнена полностью закрытой, так как в ней необходимо предусмотреть возможность запрессовки железа статора, прохода через щиты двигателя его вала, подвода через отверстие в торце корпуса проводов, прохода валиков управления и т. д.; то же относится и к другим камерам и оболочкам. Для того чтобы любой взрыв газа внутри оболочки не мог вызвать взрыва в окружающей среде, необходимо предусматривать определенную конструкцию соединений всех деталей оболочки, называемую «фланцевой защитой».

Фланцевая защита предусматривает между сопряженными деталями верхние пределы величин зазоров и нижние пределы их длин. В зависимости от конструкции зазоры могут быть образованы либо сопряжением плоскостей, либо разностью в диаметрах сопряженных деталей. При определении зазора необходимо учитывать не только номинальные размеры, но и допуски на их изготовление. Регламентируются также классы чистоты обработки сопряженных поверхностей деталей.

в) Блокировочные устройства. Целью блокировочных устройств является предупреждение ошибок при эксплуатации машин, которые могут привести к размыканию или замыканию электрических цепей с образованием искр при раскрытой оболочке или при нарушении взрывобезопасных зазоров в часто разбираемых узлах.

Для этой цели блокируется рукоятка управления переключателя со штепсельной муфтой — при включенном двигателе штепсельную муфту нельзя вынуть и т. д.

Электрооборудование может считаться безопасным и допускается к эксплуатации в условиях шахт, опасных по пыли или газу, только после испытания образца в одном из научно-исследовательских институтов по безопасности работ в горной промышленности (МакНИИ или

ВостНИИ) и получения соответствующего свидетельства, выданного директивными по безопасности органами.

Подробные правила и численные значения норм (давления, зазоры, их длины и т. д.), которые должны обязательно учитываться при проектировании, приведены в Правилах и нормах изготовления рудничного электрооборудования для угольных и сланцевых шахт (приложение № 17 Правил безопасности в угольных и сланцевых шахтах).

§ 38. Особенности выбора пневматических двигателей

В СССР выемочные машины на пологих и наклонных пластах в настоящее время снабжаются исключительно электродвигателями. Пневматические двигатели находят применение только для машин, предназначенных для работы в условиях крутого падения.

Целесообразнее всего применять для выемочных машин пневмодвигатели шестеренчатые с шевронным зубом [27], хотя находят применение и пневмодвигатели с косым зубом. Последние менее экономичны, так как потребляют больше воздуха на единицу мощности, чем шевронные (табл. 19).

Т а б л и ц а 19

Расход воздуха на единицу мощности

Расход	Двигатели					
	с косым зубом				с шевронным зубом	
	ПШ-7	ПШР-10	ПШР-16м	ПШБ-30	ПШШБ-16	ПШШБ-25
Полный	1,11	0,92	1,11	0,94	0,88	0,89
На утечки	0,41	0,25	0,47	0,37	0,19	0,215
Полезный	0,70	0,67	0,64	0,57	0,69	0,675

Для работы машин важно, что отношение пускового момента к номинальному у двигателей с шевронным зубом значительно выгоднее, чем у косозубых, и составляет $1,6 \div 1,7$ (у косозубых $1,15 \div 1,20$).

Таким образом, если выбор мощности двигателя определяется пусковым моментом, то двигатель с шевронным зубом может быть принят меньшей номинальной мощности, чем косозубый.

Глава VI

ТРАНСМИССИИ К ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНАМ

А. НАЗНАЧЕНИЕ ТРАНСМИССИИ И СХЕМЫ ИХ КОНСТРУКЦИИ

§ 39. Общие положения

Трансмиссии предназначаются для передачи движения и мощности от двигателя к исполнительному органу. Корпус редуктора используется для крепления направляющих исполнительного органа. В трансмиссиях врубовых машин и некоторых типов комбайнов встроены механизмы для образования первоначального вруба (заводки бара). Кроме того, трансмиссии баровых исполнительных органов должны содержать как составную часть общей трансмиссии передачи к расштыбовщику.

Целесообразно также, чтобы редуктор исполнительных органов обеспечивал возможность производства смены зубков без многократных пусков двигателя [117], а также содержал приспособления в виде специальных муфт или понижающих скорость резания передач для облегчения разгона двигателя при тяжелых режимах запуска.

Распространение получают двухскоростные редукторы, дающие возможность выбрать наиболее целесообразный режим разрушения угля. Ведутся работы по созданию трансмиссии, обеспечивающей автоматический выбор режима работы с бесступенчатым изменением скорости резания.

Передача к исполнительным органам сравнительно больших мощностей обуславливает применение в редукторах кинематических пар только с высоким к. п. д.

В трансмиссии предусматриваются элементы, позволяющие отключить исполнительные органы от двигателя во время маневрирования машины.

§ 40. Трансмиссии к исполнительным органам врубовых машин

Современные врубовые машины с плоскими и комбинированными барами должны производить вруб не оставляя земника. Это предопределяет консольное расположение звездочки ведущей цепи и соответствующее конструктивное решение узла вертикального вала, как в части расположения его опор так и подвески седла бара.

Примером такого расположения узлов, принимаемого для ряда машин, является трансмиссия машины КМП-3 (рис. 63). В КМП-3 опоры вертикального вала посажены в массивный стакан 1, который своим фланцем центрируется относительно корпуса редуктора 2. Такая конструкция обеспечивает соосность опор и минимально возможные отклонения расположения зубчатого колеса 3 относительно расточки в корпусе.

Седло бара 4 подвешено в расточке корпуса, а положение седла в осевом направлении определяется бортом корпуса 5 и секторным креплением 6.

Осевые усилия от конического колеса воспринимаются радиальным подшипником качения 7.

Зубчатое колесо 3 на выходном валу, являющееся наиболее нагруженным, следует при проектировании принимать максимально возможного диаметра при данной ширине машины.

Наименьшую высоту машины можно получить, если колесо 3 на тихоходном вертикальном валу 9 принять коническим. При этом удастся избежать вертикального расположения оси шестерни, при котором верхнюю опору приходится помещать в крышке редуктора или в специальном кронштейне (рис. 64). В первом случае зубчатая пара работает неудовлетворительно из-за возможной несоосности расточек, расположенных в сопряженных деталях (корпусе и крышке) и трудности контроля качества сборки; во втором случае усложняется изготовление редуктора.

В схеме с коническим колесом на выходном валу все промежуточные валы располагаются в горизонтальных параллельных расточках корпуса в виде подузлов, чем обеспечивается технологичность конструкции.

Устройство для размыкания кинематической цепи от двигателя к ведущей звездочке обычно служит и для переключения скорости резания. Оно может быть выполнено в виде (см. рис. 63) зубчатой муфты 12, закрепленной на валу, двух полумуфт 10 и 11, изготовленных за одно целое с зубчатыми колесами и переключающей полумуфты 8.

Перемещение полумуфты осуществляется при помощи тяг, рычага и сухарей, входящих в проточку на обойме.

Рационально также конструктивное оформление переключающего устройства в виде шестерни [94] или блок-шестерен, перемещаемых по шлицам.

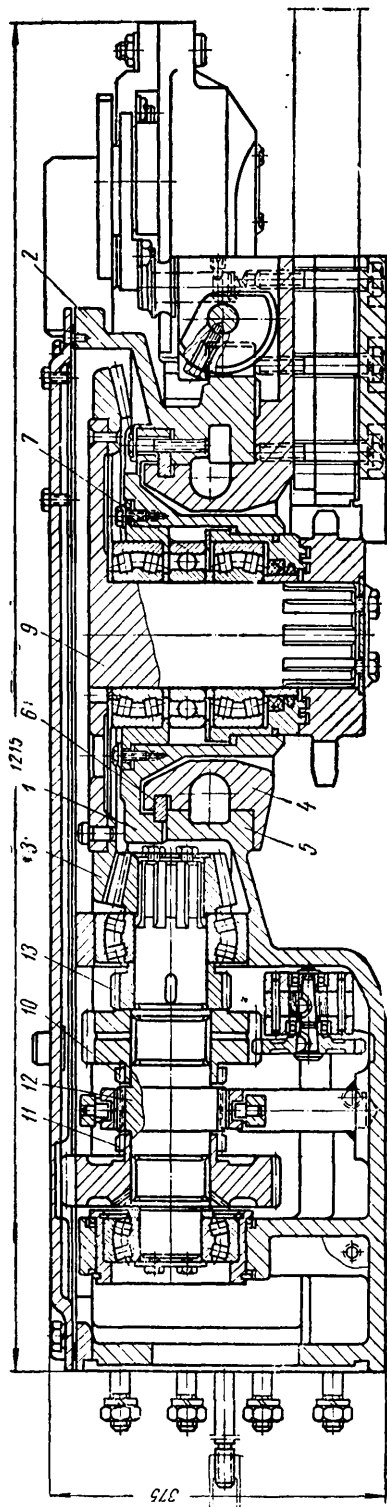
Отбор мощности для расштыбовщика производится от цилиндрической шестерни 13 в схеме рис. 63 или от конического колеса (см. рис. 129).

Последний способ имеет некоторые преимущества, так как исключает необходимость производства двух технологически трудных расточек корпуса (см. рис. 63), из которых одна используется для установки вала, а другая — нужна только при переходе в забой противоположного направления, когда необходимо переносить трансмиссию к расштыбовщику на другую сторону корпуса.

Недостатком конструкции трансмиссии является непосредственное зацепление шестерни, посаженной на вал ротора с зубчатым колесом, опоры вала которого расположены в корпусе редуктора. Такая конструкция вследствие суммирования допусков на изготовление деталей двигателя и корпуса вызывает перекос оси ротора относительно расточки в корпусе после присоединения двигателя к редуктору, что приводит к концентрации нагрузки по длине зуба, величину которой учесть практически не представляется возможным.

Седла в положении для работы и маневров в большинстве конструкций закрепляются запорными валиками. В машине КМП-2 закрепление седел производится по рис. 65, а, а в машине ПМГ-3 — по рис. 65, б. В машине КМП-3 (рис. 65, в) применен способ закрепления седла кулачком 4, обеспечивающим большую прочность закрепления и устраняется заштыбовка гнезд валиков зарубной мелочью.

В современных врубовых машинах вместо ранее применявшейся



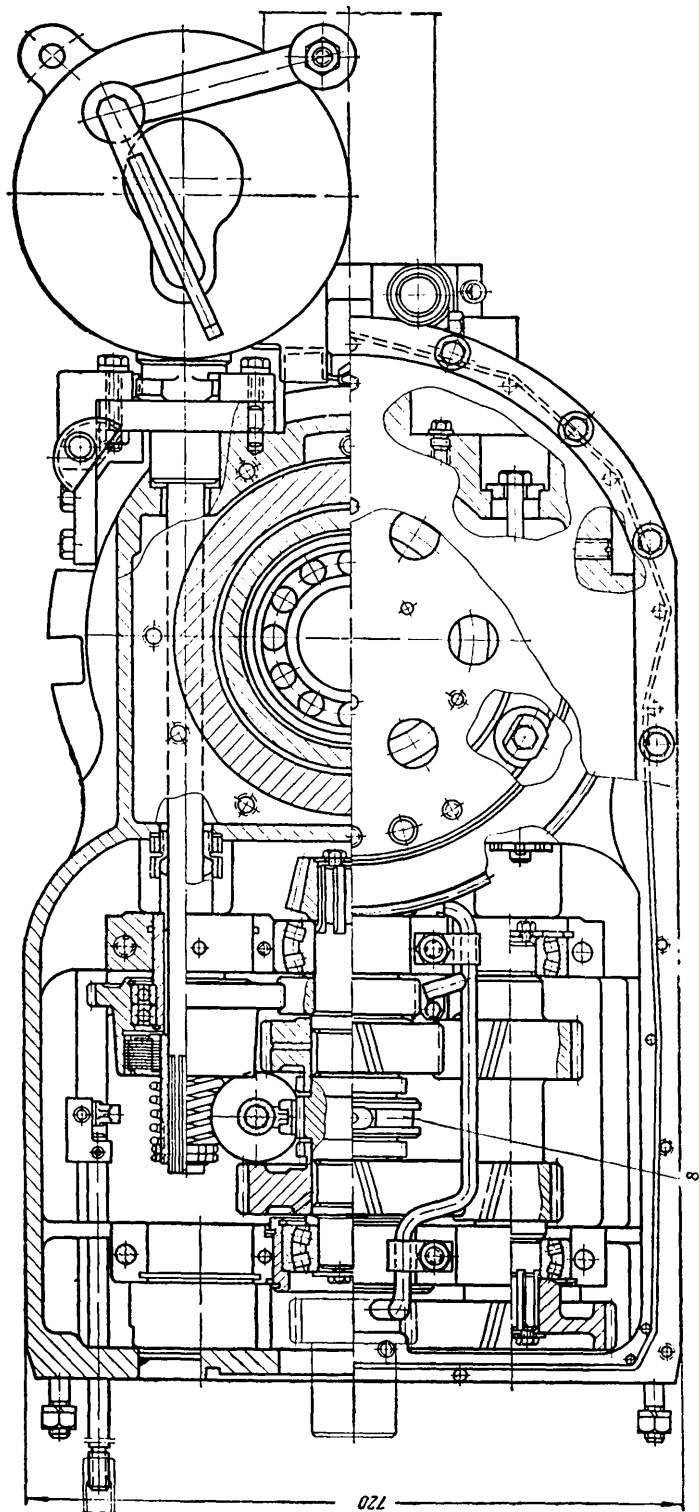
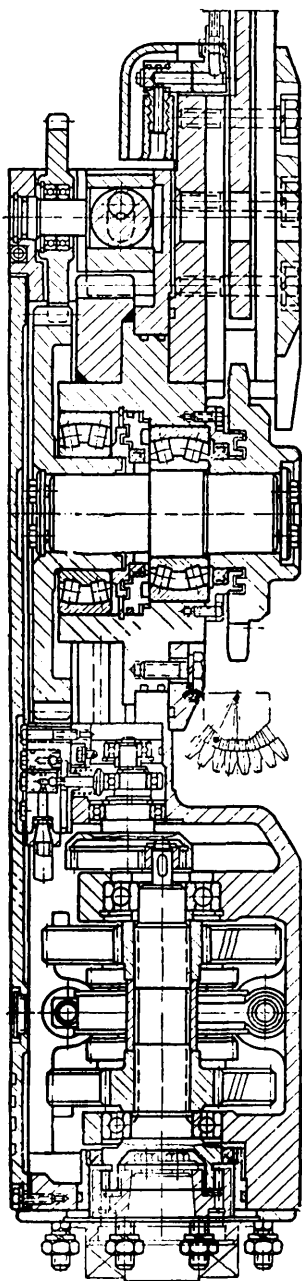
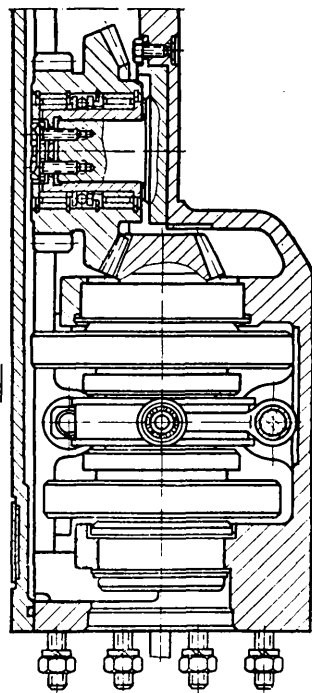


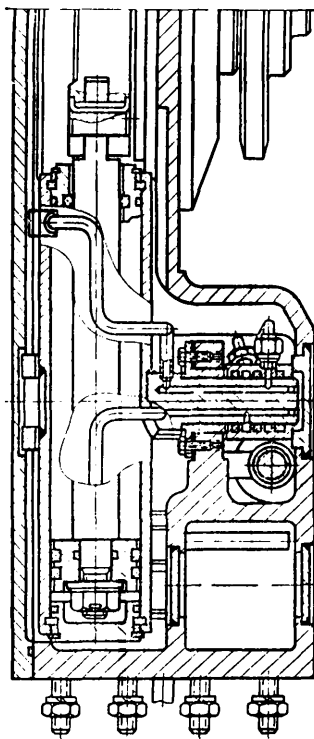
Рис. 63. Трансмиссия к исполнительному органу врубовой машины КМП-3



Б Б



А-А



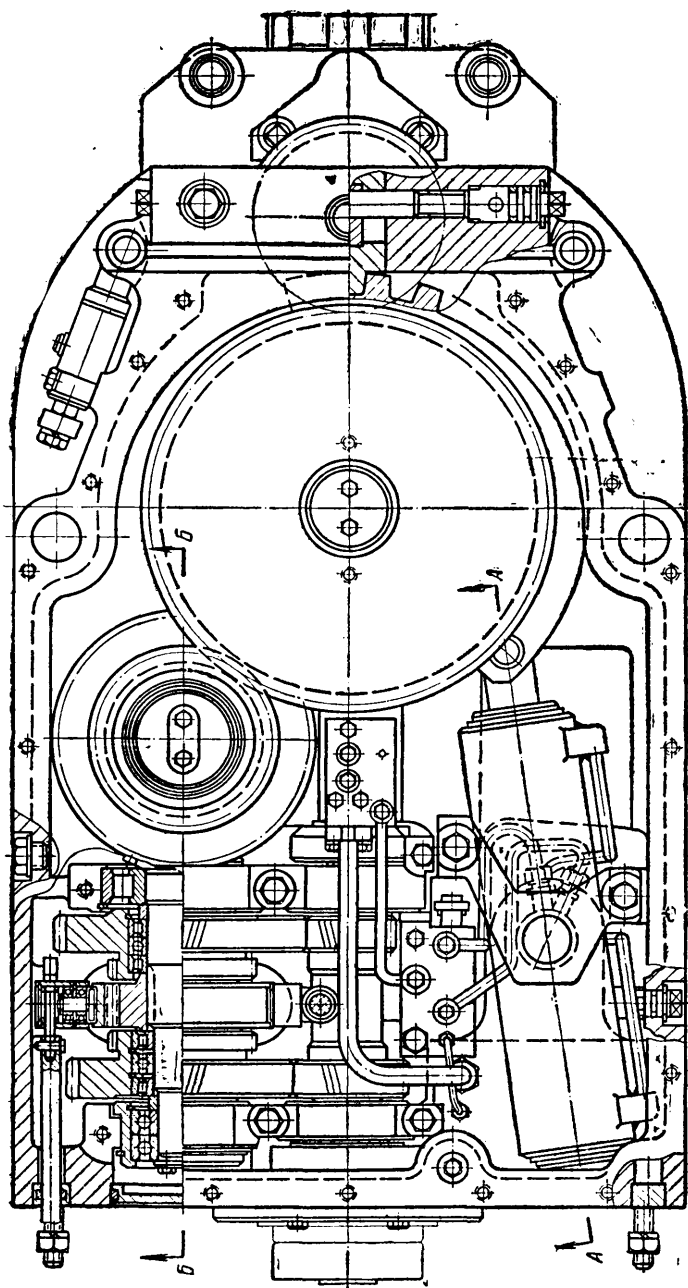


Рис. 64. Трансмиссия к исполнительному органу врубной машины В-32

заводки бара канатом в трансмиссии исполнительного органа предусматривается механизм поворота седла бара.

Механизм поворота бара с использованием объемного гидropriвода показан на рис. 64. При этой конструкции масло от плунжерного насоса 1 (рис. 66, а), обычно используемого при нормальной работе для смазки деталей, через кран 2 направляется к цилиндру 3, поршень

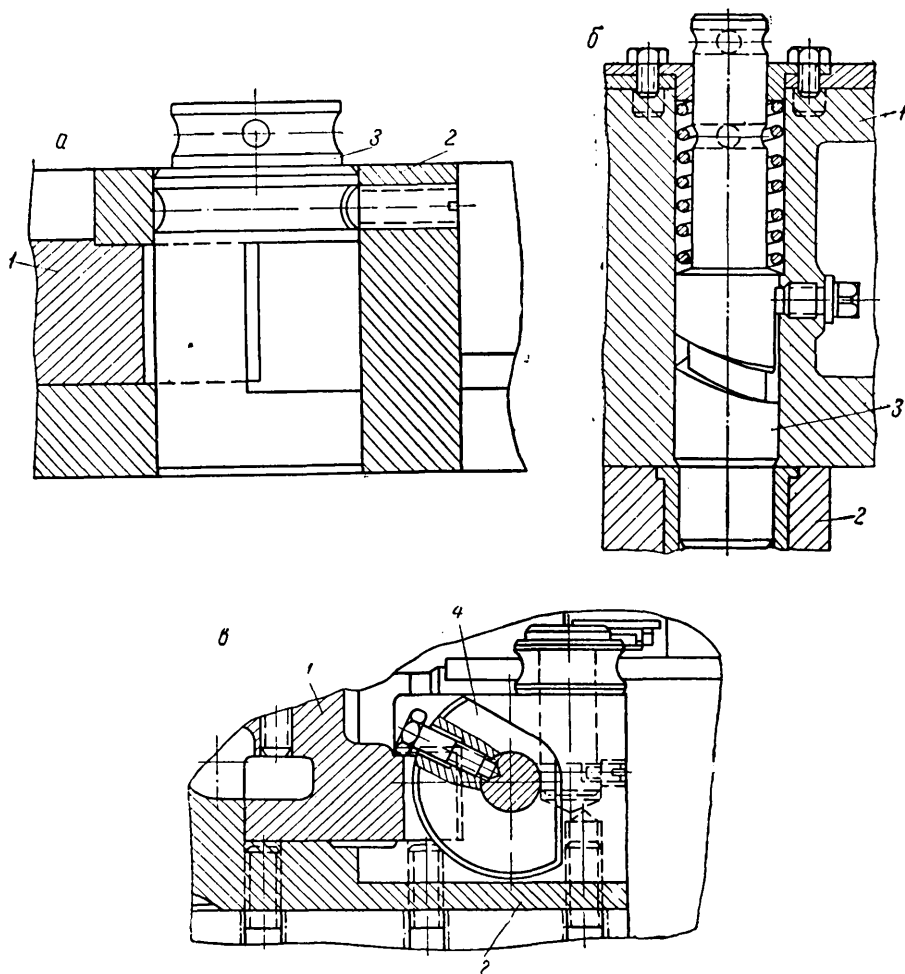


Рис. 65. Запорные устройства сидел баров врубных машин:
а — КМП-2; б — ПМГ-3; в — КПМ-3; 1 — корпус; 2 — седло; 3 — валик; 4 — кулачок

которого связан с седлом бара. Краном 2, управляемым рукояткой, выведенной к подающей части машины, регулируют подачу масла в правую или левую часть цилиндра, и, следовательно, поворот седла осуществляется в ту или иную сторону.

Управление краном осуществляется той же рукояткой, которая служит для перемещения муфты включения. При включении муфты используется осевое перемещение рукоятки, а при управлении краном — угловое.

На рис. 66, б приведена схема зубчатого механизма поворота бара. При этой схеме от гидродвигателя через передачи 1, 2, 3, 4 и 5

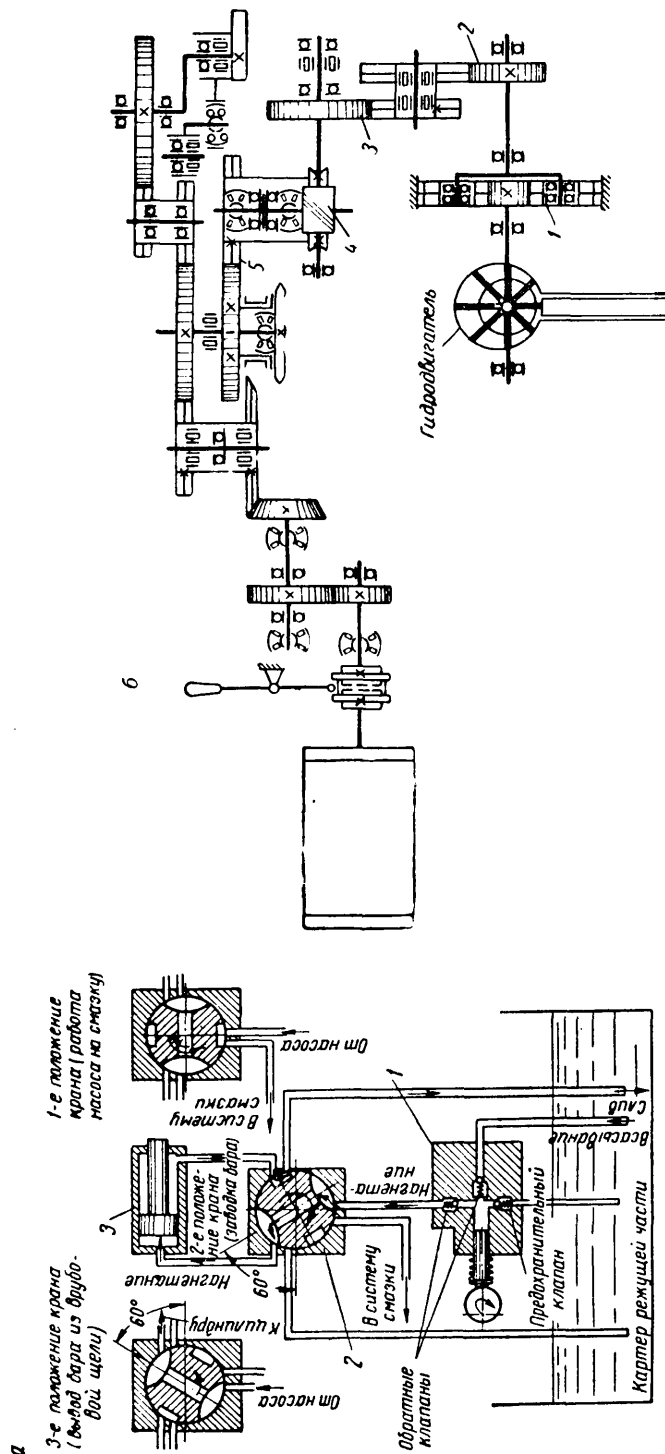


Рис. 66. Схема устройства для поворота седла бара:
а — гидродвигателем; б — зубчатым редуктором

щение передается колесу, связанному с седлом бара. Так как момент сил сопротивления на колесе седла бара достигает значительной величины (6 тм и более), а скорость поворота седла бара во избежание опрокидывания двигателя должна быть мала (1—2 рад/мин), то зубчатый механизм поворота седла, как это видно из рис. 66, б, оказывается громоздким и значительно более сложным, чем поршневой (рис. 66, а).

В современных машинах предусматривается комбинированный метод смазки редукторов — погружение шестерен в масло и подача смазки от поршневого или зубчатого насоса к местам, расположенным выше уровня масляной ванны.

В табл. 20 приведены основные данные по трансмиссиям исполнительных органов серийно выпускаемых машин и некоторым опытным образцам врубовых машин.

Таблица 20

Основные данные по трансмиссиям исполнительных органов

Тип машины	Скорости резания, м/сек	Высота по двигателю, мм	Тип расштыбовщика	Тип электродвигателя
КМП-3	1,07 и 2,14	350	Лопастной	МА-191/10 БК; ЭДКЗ,5
ПМГ-3	1,86	310	Шнековый	МА-191/35; ЭДКЗ-2
В-32	2,6	310	Лопастной	ЭДКЗ-2
«Урал-33»	1,47 и 2,07; 2,64; 3,09; 3,92	400	»	ЭДК4-1

§ 41. Трансмиссии к цепным исполнительным органам комбайнов

а) Трансмиссии к нерегулируемым по мощности пласта исполнительным органам. К этому типу относятся трансмиссии комбайнов с кольцевыми барами: «Донбасс-1», «Донбасс-2», «Горняк-1», «Кировец», ЛГД и др.

На рис. 67 приведены схема и чертеж трансмиссии к исполнительным органам комбайна «Донбасс-1» (ЛГД), имеющего цепной исполнительный орган, образующий кольцевую шель, и дополнительный отбойный орган в виде отбойной штанги с дисками. На рис. 68 показана трансмиссия к исполнительному органу комбайна «Кировец», предназначенного для работы в тонких пластах и поэтому снабженного только кольцевым баром.

Трансмиссии кольцевых исполнительных органов имеют поворотные головки, на которых закрепляются бар и ведущая звездочка.

Конструктивно выгодно поместить часть передач от двигателя к исполнительному органу в поворотной головке, так как при этом упрощается основной редуктор и снижается крутящий момент на зубчатых муфтах. Поворотная головка фиксируется в турели (см. рис. 67, б) запорным валиком 1 и разрезным кольцом 2, закрепленным на турели и входящем в кольцевую проточку на поворотной головке. Если высоту турели из-за стесненности габаритов невозможно увеличить, то целесообразно вместо запорного валика, применяемого при среднем расположении турели, предусматривать тягу, связывающую поворотную головку с корпусом машины и удерживающую ее от поворота и опрокидывания относительно турели (см. рис. 68).

Для устойчивости положения поворотной головки тягу следует располагать как можно выше.

Кольцевые цепные исполнительные органы, а также и другие органы с вертикальным участком цепи должны быть ориентированы строго

перпендикулярно относительно продольной оси машины, так как в противном случае возможно заклинивание бара в вертикальной щели. Поэтому допуски на элементы конструкции, определяющие положение поворотной головки, должны выбираться достаточно жесткими, что необходимо также для обеспечения соосности валов основного редуктора и поворотной головки, соединенных зубчатой муфтой.

При наличии тяги, удерживающей поворотную головку в определенном положении, целесообразно предусматривать регулирование длины тяги или ее положение; для этой цели в комбайне «Кировец» предусмотрен эксцентричный палец, закрепляющий тягу в корпусе [29]; при повороте пальца изменяется положение головки.

Для ступенчатого изменения высоты бара (в комбайне «Донбасс-1» высота баров $H = 0,71; 0,83; 1,0 \text{ м}$) предусматриваются сменные вставки, закрепляемые в верхней части 3 корпуса на продольном разрезе (рис. 67, в).

Ось ведущей звездочки в ряде комбайнов («Донбасс-1», «Горняк-1») располагается в вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения 11 поворотной головки (см. рис. 67, б).

В некоторых конструкциях ось звездочки с целью улучшения расштыбовки смещается в сторону выработанного пространства; в этих случаях можно не применять специального расштыбовщика (комбайны «Шахтер», «Кировец»).

При наличии отбойной штанги, снабженной дисками, ее опоры и трансмиссия к ней также должны быть расположены в поворотной головке.

Возможны два варианта конструктивного выполнения отбойной штанги — двухопорный и консольный. При двухопорной штанге одна опора располагается в поворотной головке, а вторая — на вертикальной части кольцевого бара. Эта конструкция обладает рядом преимуществ, как-то: диаметр штанги при прочих равных условиях получается меньше, имеется возможность поместить на конце штанги вертикальный отрезной бар, отделяющий верхнюю пачку угля от массива; закрепляя отрезной бар под различными углами, можно его приспособить к работе в различных по мощности пластах.

Консольное расположение штанги определяет более простую конструкцию опор (комбайны КДМ, УБК) [136], но исключает применение отрезного бара на штанге и вызывает увеличение ее диаметра у опор.

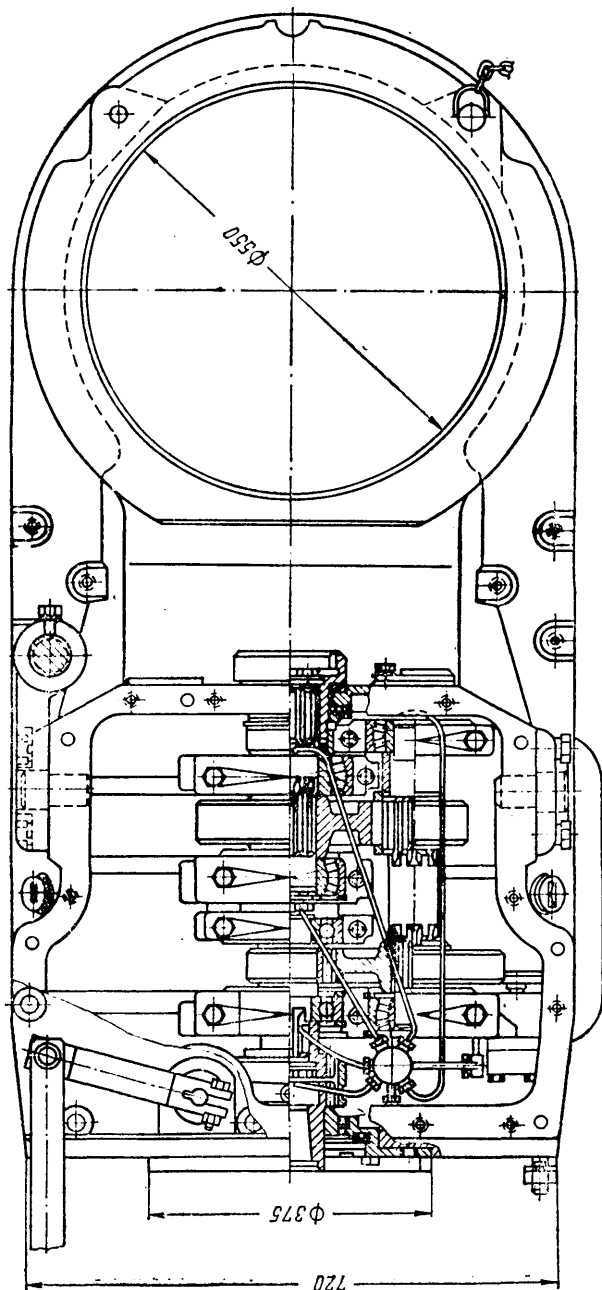
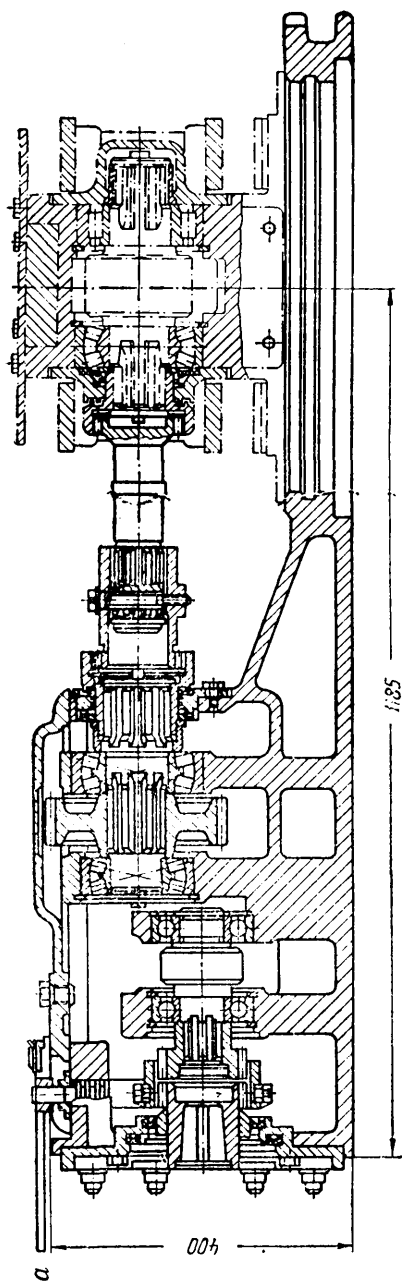
При кольцевых исполнительных органах в большинстве случаев применяют двухопорные штанги.

Для уменьшения размеров по ширине при спуске комбайнов в исходное положение для работы необходимо принимать расстояние между осью вращения штанги и осью поворотной головки возможно меньшим, а отбойные диски на штанге применять со срезанными сегментами.

Приближение оси штанги к оси поворотной головки вызывает, в свою очередь, необходимость принимать диаметр зубчатого колеса 2 (рис. 69) на валу редуктора штанги небольшим, в результате чего этот узел в серийно выпускаемых комбайнах («Донбасс-1», «Донбасс-2») оказывается наиболее напряженным по сравнению со всеми другими узлами.

Конструкция этого узла должна обеспечить возможность тщательного регулирования конического зацепления. Шестерня и колесо должны находиться в одном корпусе («Донбасс-1»), чтобы избежать суммирования большего числа допусков, обуславливающих работу конической передачи.

Более целесообразной является конструкция, принятая в комбайне типа «Донбасс-2» (рис. 69). При этой конструкции ремонт штанги



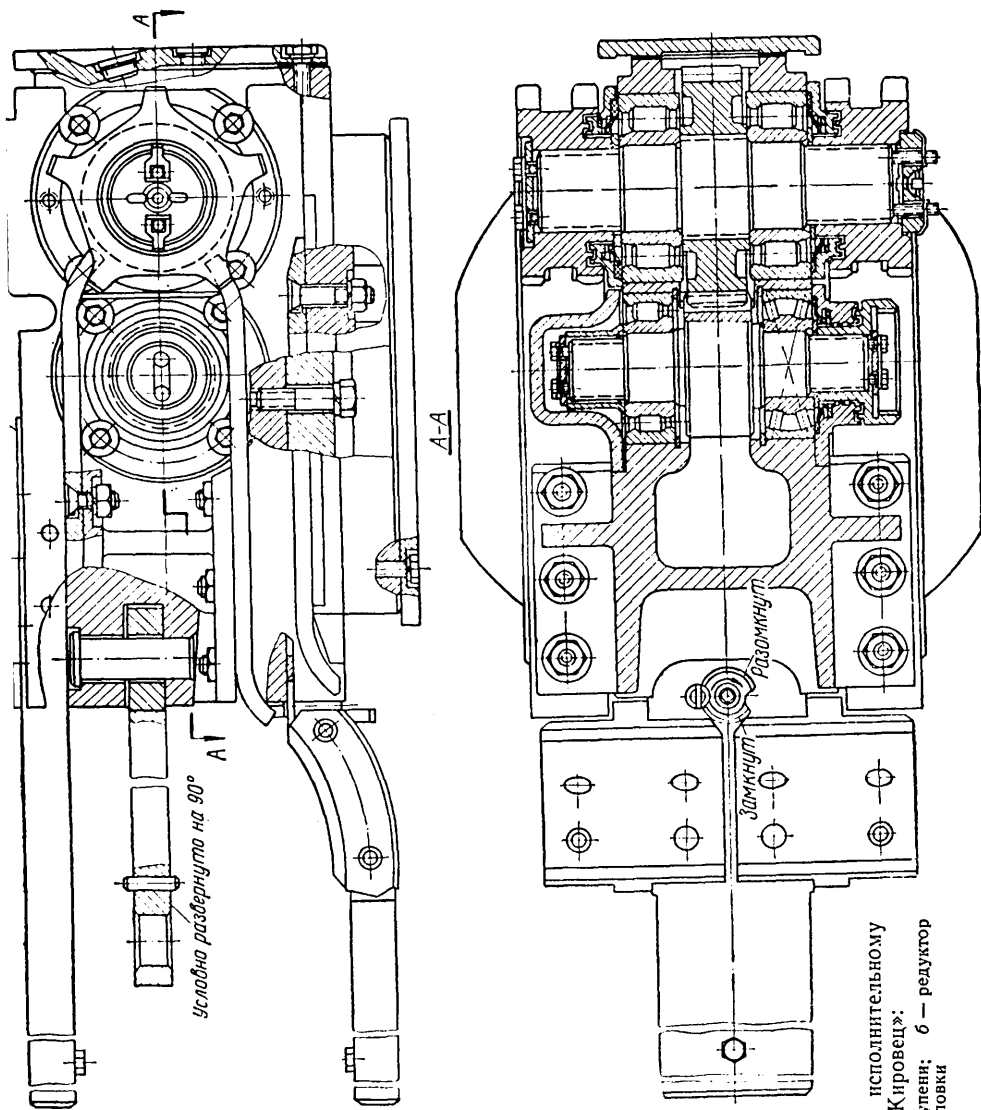
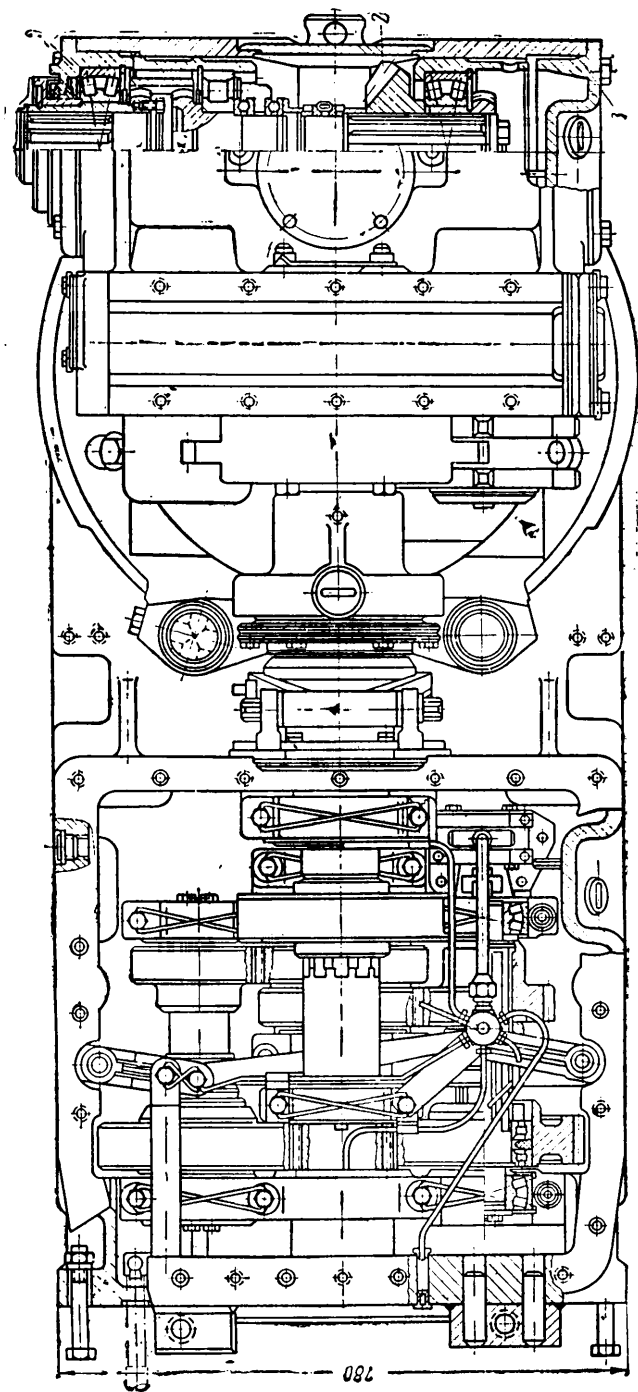
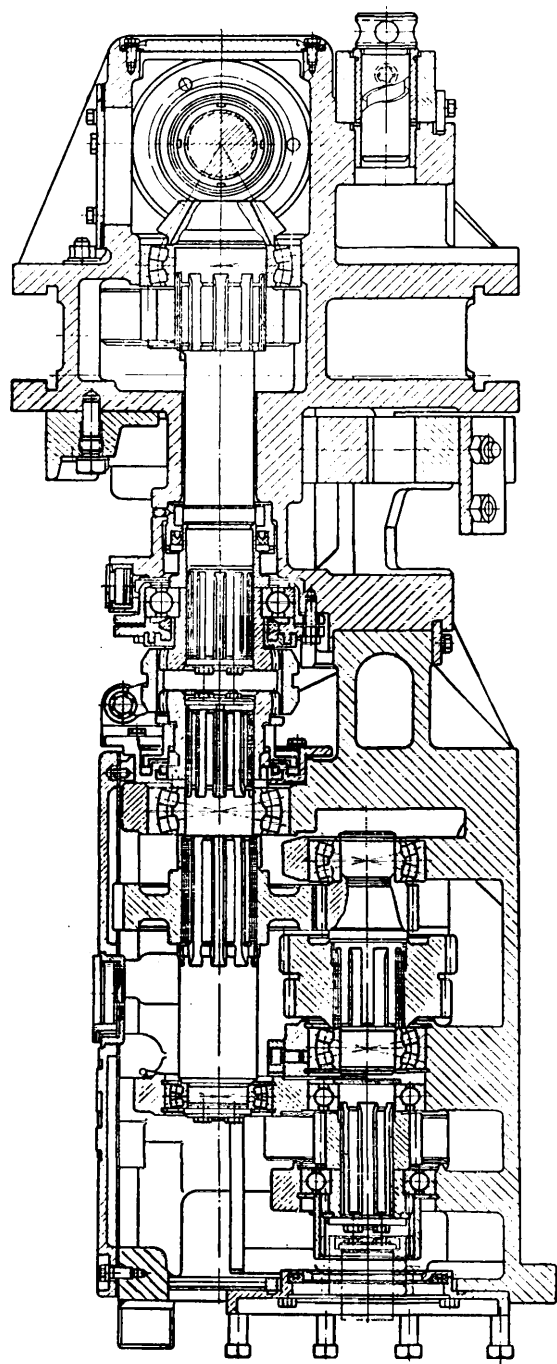
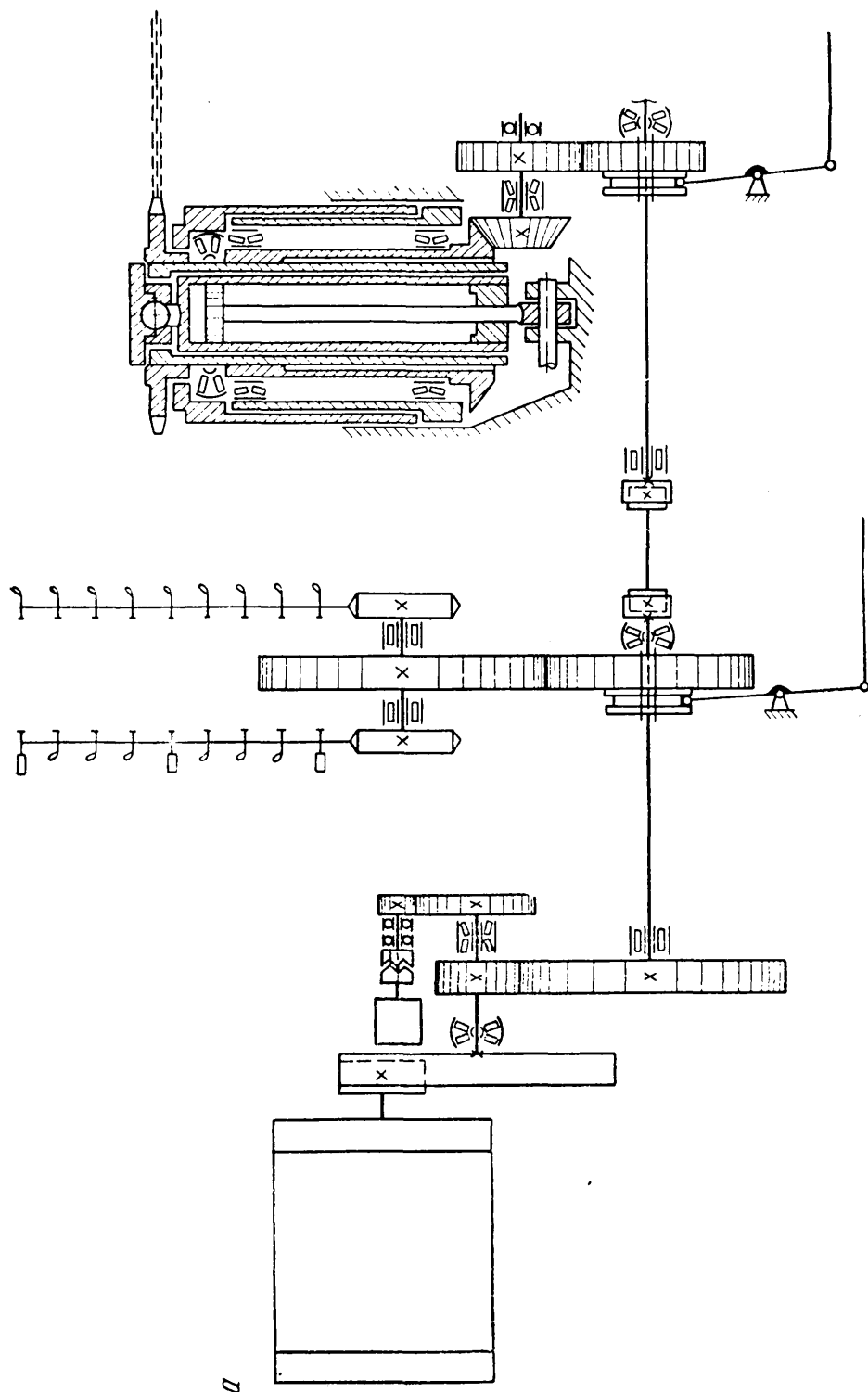


Рис. 68. Трансмиссия к исполнительному органу комбайна «Кировец»:
 а — редуктор первой ступени; б — редуктор поворотной головки





Трансмиссия к исполнительному органу комбайна «Донбасс-2к»



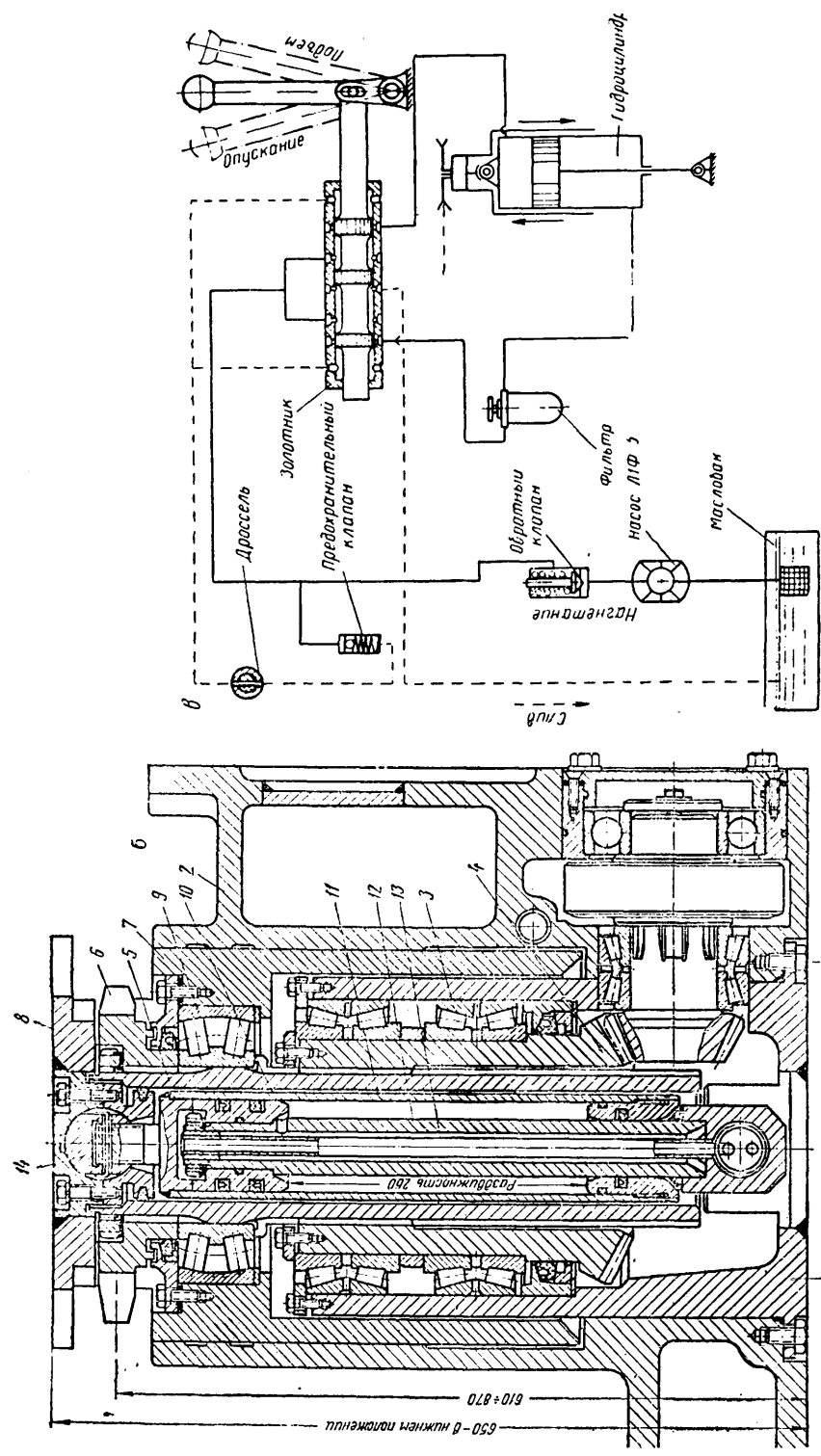


Рис. 70. Трансмиссия к исполнительному органу комбайна КРД:
а — кинематическая схема; б — телескопическая колонка верхнего бара; в — гидравлическая схема

для работы в забое другого направления осуществляется перестановкой стаканов 1 и 3.

б) **Трансмиссии к регулируемым по мощности пласта исполнительным органам.** Все вновь проектируемые комбайны имеют исполнительные органы, конструкции редукторов которых позволяют изменять высоту расположения исполнительного органа во время работы машины.

Такие исполнительные органы обычно состоят из двух систем: основного нерегулируемого органа, предназначенного для отделения нижней части пласта, и верхнего, регулируемого, предназначенного для подрезки верхней части пласта. Верхним органом обычно являются бар или штанга.

Для изменения положения бара применяется телескопическая колонка с механическим (комбайн КДМ) или гидравлическим (комбайн КРД, УМК) приводом, а при применении штанги изменение ее положения по мощности пласта достигается поворотом кронштейна, на котором укреплены опоры штанги (комбайн КР и др.).

На рис. 70, а приведена схема трансмиссии комбайна КРД. Этот комбайн предназначен для работы по челноковой схеме, и поэтому исполнительные органы жестко закреплены относительно корпуса комбайна. Отделение нижней части пласта производится кольцевым баром, а верхней — плоским баром, на конце которого могут быть смонтированы диски, образующие в наборе вертикальную штангу, направленную вверх или вниз.

Минимальная мощность пласта при принятых параметрах в комбайне КРД составляет 0,68 м, максимальная, достигаемая изменением положения бара, — 0,94 м.

Погрузка производится кольцевой цепью со скребками. Обе цепи — режущая и погрузочная — расположены в ручьях, имеющих с обеих сторон бара. Звездочки цепей сдвинуты от оси машины в сторону выработанного пространства. Трансмиссия к режущей цепи кольцевого бара и погрузочной цепи упрощена вследствие отсутствия турели для поворота исполнительных органов.

На рис. 70, б приведена конструкция гидравлической телескопической колонки горизонтального плоского бара и на рис. 70, в — гидравлическая схема.

Телескопическая колонка (рис. 70, б) состоит из неподвижного стакана 1, закрепленного в корпусе машины 2; в расточку стакана посажены подшипники 3 конического колеса 4. Ступица конического колеса имеет внутренние шлицы, приводящие во вращение втулку 5, на верхней части которой закреплена ведущая звездочка 6.

Значительная длина шлиц разрешает передавать вращение втулке от конического колеса при ее вертикальном перемещении на 260 мм.

В корпусе машины помещен также стакан 7, который может перемещаться относительно корпуса. Со стаканом 7 скреплено седло бара 8, а также при помощи подшипника 9 шлицевая втулка 5. Таким образом, в вертикальном направлении одновременно перемещаются: седло бара, стакан 7, подшипник 9 и шлицевая втулка с закрепленной на ней звездочкой.

Изменение положения подвижной системы достигается подачей масла по одну или другую сторону поршня 10, который скользит по внутренней поверхности центрального стакана 11. Подача масла в полость центрального стакана осуществляется насосом через золотник при опускании системы через центральную втулку 12 и при подъеме — через трубку 13. Центральный стакан связан с седлом бара шаровой пятой 14.

Как видно из рис. 70, б, конструкция телескопической колонки с гидравлическим приводом достаточно сложна. Подъем бара может производиться при работе машины только в процессе ее перемещения.

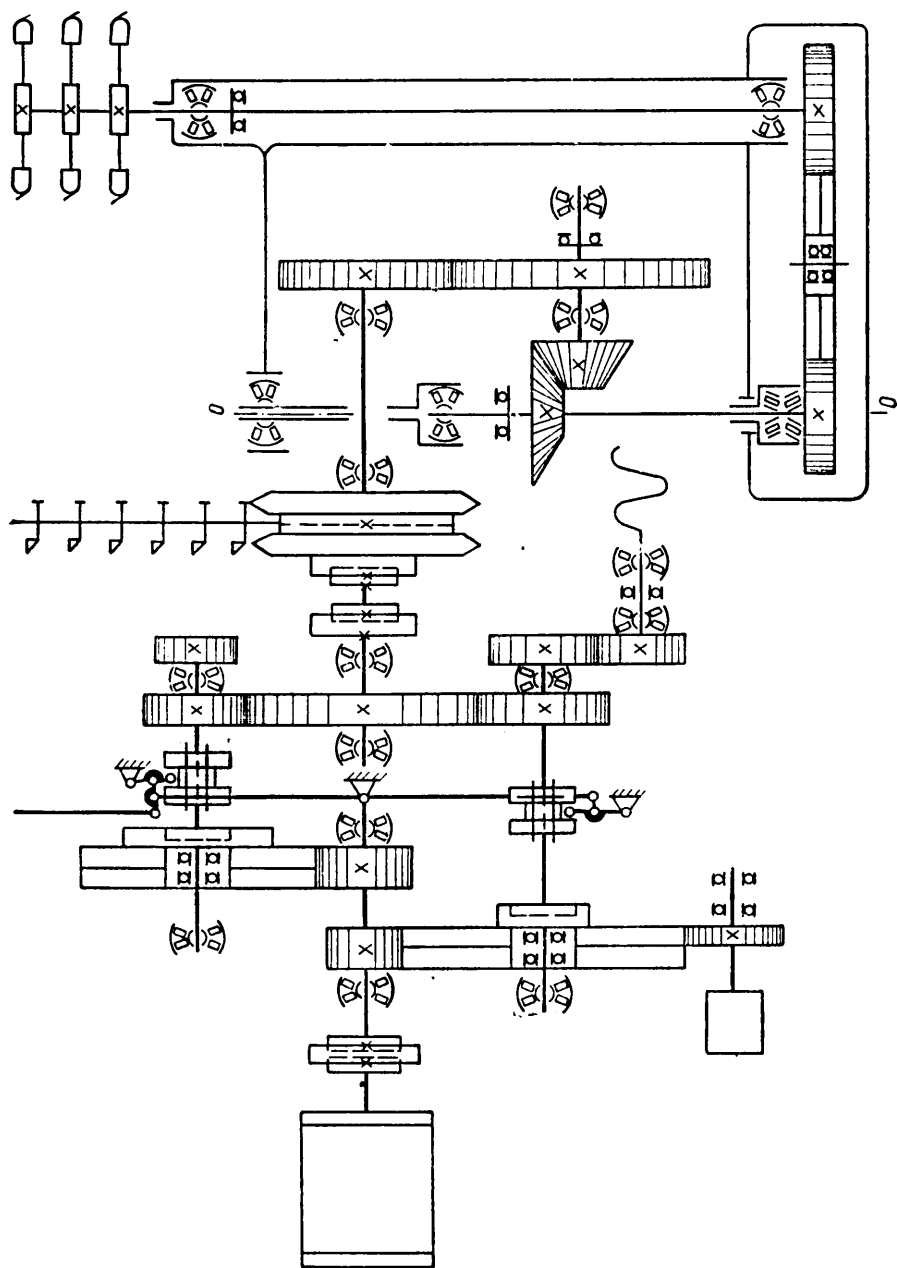


Рис. 71. Схема трансмиссии к исполнительным органам комбайна КР-2

Исполнительный орган комбайна КР-2 (рис. 71) состоит из низкого кольцевого бара (Н-420 мм) и верхней штанги с набором дисков. Кронштейны опор штанги могут поворачиваться вокруг оси OO , поэтому штангу можно регулировать по высоте от 0,95 до 1,5 м. Поворот кронштейнов штанги осуществляется гидравлическим домкратом.

Гидравлическая схема подачи рабочей жидкости в домкрат предусматривает возможность работы при ручном управлении штангой или при автоматическом циклическом изменении положения штанги в нужных пределах по мощности пласта, причем имеется возможность удерживания штанги в одном из крайних положений — в верхнем или нижнем — в течение времени до 1 мин или при выдержке неограниченной длительности в одном из крайних положений.

а) **Ручное управление штангой.** В этом случае положение отбойной штанги устанавливается машинистом и контролируется по шкале 1 (рис. 72), укрепленной на панели.

Подача рабочей жидкости в цилиндр домкрата 2, шток 3 которого связан с кронштейном 4 опор штанги, происходит следующим образом. От шестеренчатого насоса НШ-16 (производительность 16 л/мин) рабочая жидкость подается через реле скорости 5, дросселем 6 которого можно изменять скорость подъема и опускания штанги, к распределительному золотниковому устройству. В зависимости от положения золотника 7 и рукоятки управления 8 жидкость подается по одному из маслопроводов к цилиндру домкрата. По второму маслопроводу рабочая жидкость из цилиндра через золотниковое устройство попадает на слив. При движении штанги вниз на пути рабочей жидкости из цилиндра на слив установлен дроссель 12.

При положении рукоятки управления «Нейтральное», когда канал, к которому подведена рабочая жидкость от насоса, перекрыт золотником, жидкость через предохранительный клапан попадает на слив.

В золотниковом устройстве имеется пружина 9, стремящаяся поставить золотник в нейтральное положение. Следовательно, после подъема или опускания штанги на нужную высоту достаточно отпустить рукоятку управления, тогда золотник станет в нейтральное положение, что обеспечит фиксирование штанги в том положении, в каком она была в момент, когда машинист отпустил рукоятку.

б) **Циклическое изменение положения штанги.** В тех случаях, когда при фиксированном положении штанги уголь между нижними зубками дисков и верхними зубками бара остается неразрушенным целесообразно сообщить штанге качательное движение и принудительно разрушить всю надбаровую пачку угля.

Так как разрушение угля должно быть обеспечено в пластах различной мощности, при различных скоростях подачи комбайна, то качание штанги может производиться на различные углы. Можно также работать некоторое время при стабилизированном верхнем или нижнем положении штанги, что имеет особенное значение в тех случаях, когда необходимо для поддержания кровли оставлять пачку угля. Так как в зависимости от условий работы требования к длительности фиксированного положения штанги могут быть разными, то предусматривается возможность различной установки дросселя 10 реле времени 11.

Качание штанги обеспечивается чередующейся подачей рабочей жидкости по обе стороны поршня гидроцилиндра, для чего установлены датчики, обеспечивающие переключение золотника распределительного устройства.

Для перехода на циклическое изменение положения штанги служит

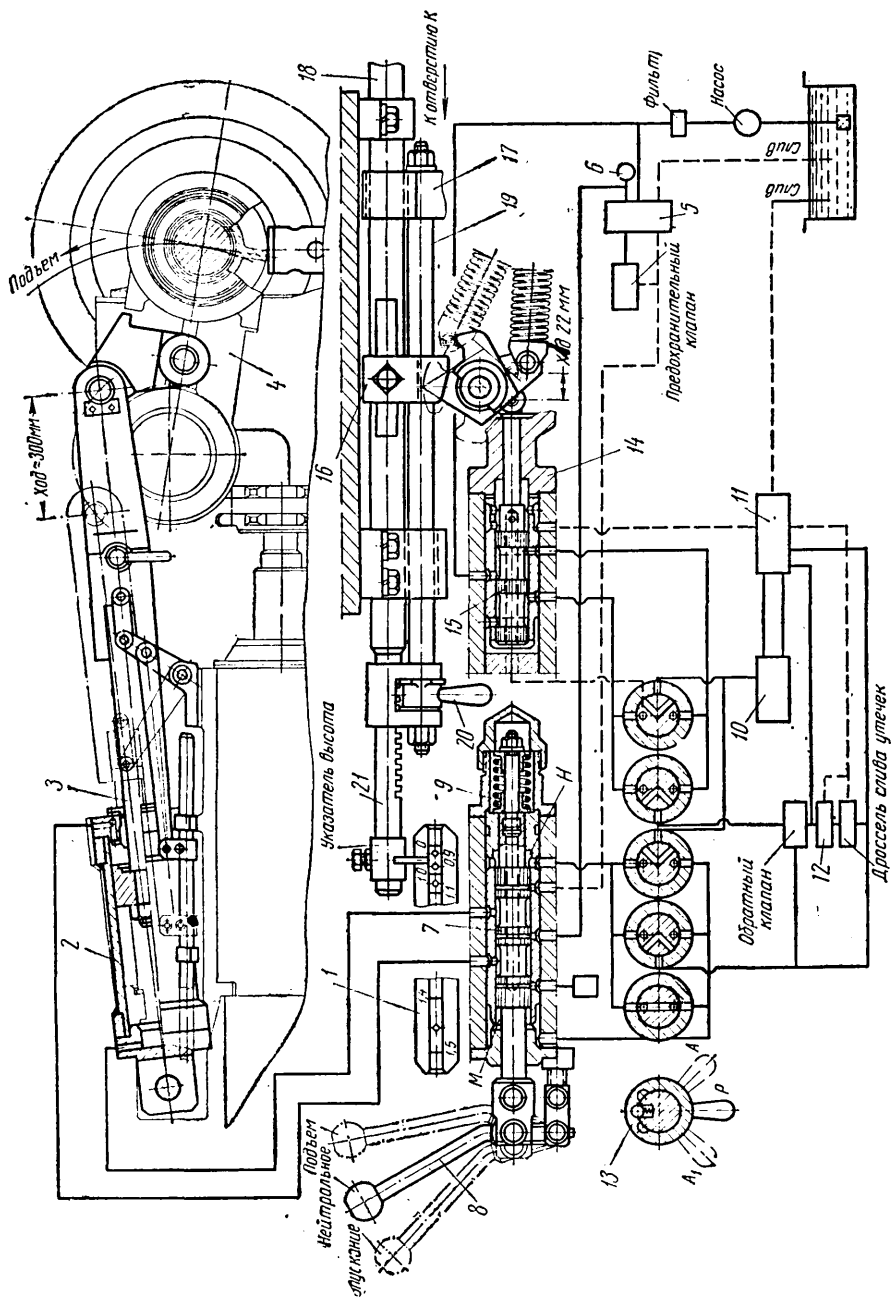


Рис. 72. Гидросхема поворота кронштейна отбойной штанги комбайна КР-2.

трехпозиционный кран 13. Первое положение А соответствует работе штанги с заданной длительностью в верхнем положении, второе положение Р — переходу на ручное управление распределительным золотником, третье положение А₁ — работе штанги с заданной длительностью в нижнем положении.

При постановке крана в одно из положений, соответствующих циклической работе с выдержкой, золотник 7 перебрасывается рабочей жидкостью общей системы, подаваемой попеременно в полости М и Н. Подача жидкости производится через золотниковое устройство качания штанги 14, золотник 15 которого перемещается упорами механизма качания. Угол поворота штанги определяется установкой упоров, которые перебрасывают золотник.

Упоры 16 и 17 устанавливаются на тяге 18, соединенной рычагами со штоком цилиндра и перемещающейся с ним. Упор 16, определяющий нижнее положение штанги, закрепляется жестко на тяге. Упор 17, который определяет верхнее положение штанги, может скользить по тяге, будучи закреплен на стержне 19. Стержень скрепляется с тягой рукояткой 20, зуб на которой входит в один из прорезов 21 на тяге 18. При работе машины стержень перемещается вместе с тягой. Таким образом, машинист, установив стержень с упором в положение, соответствующее нужному в данных условиях верхнему положению штанги, фиксирует это положение поворотом рукоятки 20.

Положение А₁ или А крана 13 определяет направление подвода жидкости от золотника качания штанги к распределительному устройству (к полости М или Н), при котором рабочая жидкость проходит через реле времени, что и определяет выдержку времени при верхнем или нижнем положении штанги.

в) Циклическое изменение положения штанги с неограниченной выдержкой времени в верхнем или нижнем положении. Так как во многих условиях эксплуатации необходимо периодически разрушать пачку угля между баром и нижними зубками дисков штанги, причем определить длительность периодов между очередными качаниями затруднительно, то целесообразно работать при постоянном положении штанги, но иметь возможность в любой момент времени осуществить ее однократное качание. Если этого недостаточно, то необходимо иметь возможность повторить качание.

Для перехода на указанный режим рукояткой, выведенной на пульт управления, отключается реле времени 5, а рукоятка управления 13 ставится в верхнее или нижнее положение, при котором должна работать штанга. Включение механизма подъема или опускания производится кнопкой, причем цикл опускания и подъема осуществляется только один раз. Для повторного качания необходимо каждый раз (для одного качания) нажимать кнопку.

Система работает при расчетном давлении рабочей жидкости 75 кг/см². Усилие, которое может быть развито при подъеме штанги, составляет 12 200 кг, при опускании — 14 400 кг.

Сравнивая варианты регулируемых по высоте пласта органов — барового, перемещающегося по вертикали, и поворачивающегося штангового, можно сделать вывод, что более универсальным, разрушающим в случае надобности весь уголь над баром, является штанговый орган; но следует отметить, что его применение, как правило, обуславливает большее дробление угля и больший выход мелких фракций, чем применение барового органа. Следует также отметить сложность гидросхемы управления, принятой в комбайне КР-2.

§ 42. Трансмиссии к исполнительным органам барабанного типа, скалывающим уголь с поверхности забоя

1. Исполнительные органы барабанного типа, скалывающие уголь с поверхности забоя

Трансмиссии комбайнов К-26 [136], К-14 [130], ККП-1 [20], ККП-2 [21] осуществляют от главного двигателя только вращение коронок. Перемещение коронок К-26 осуществляется в результате качательного

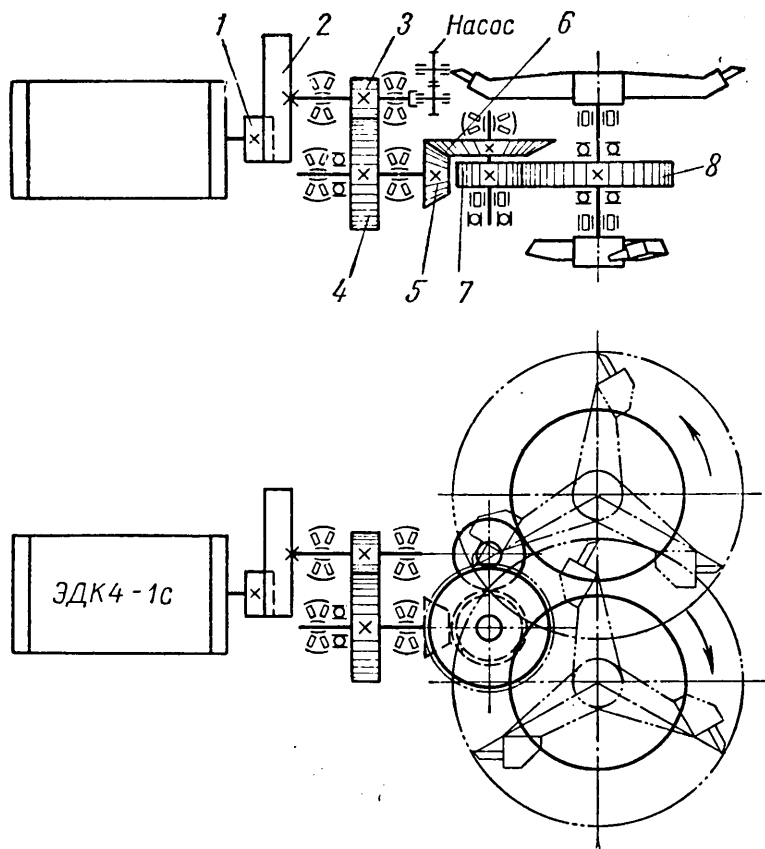
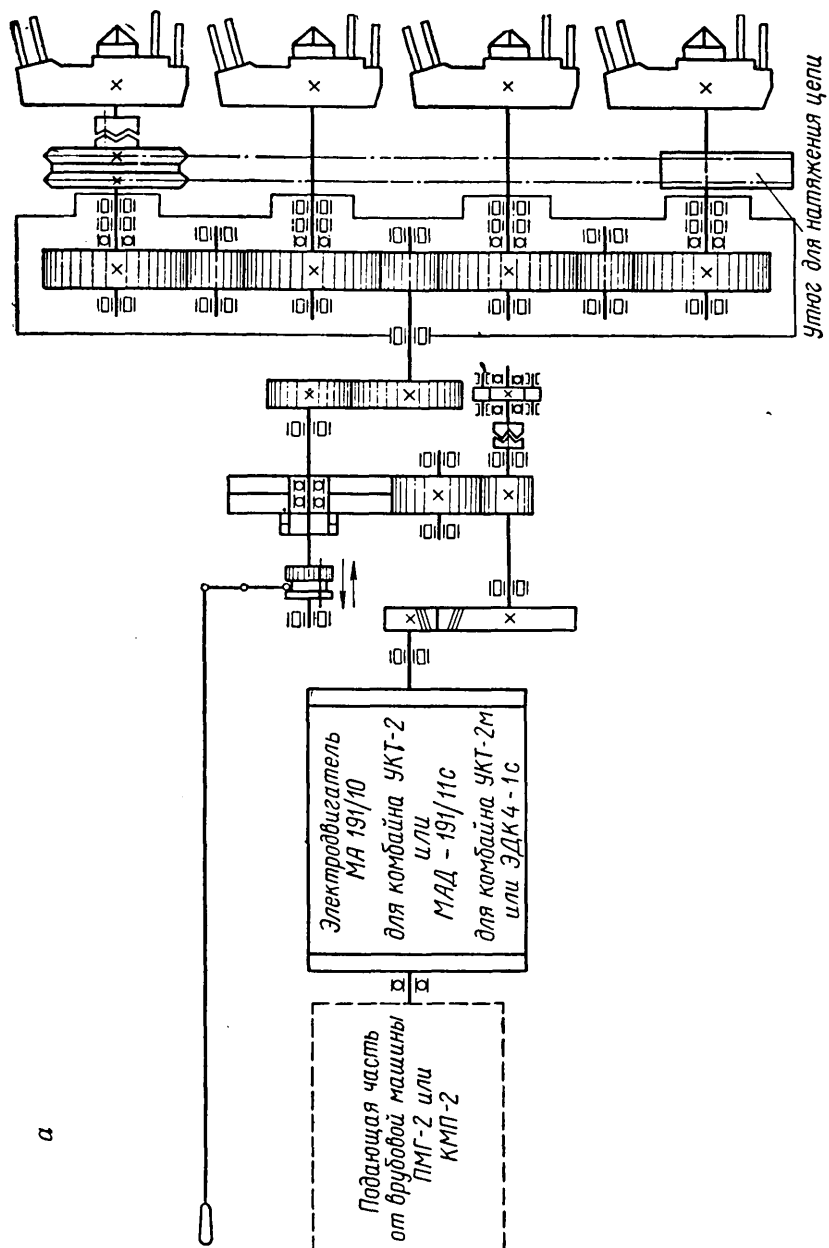


Рис. 73. Схема трансмиссии к исполнительному органу комбайна К-26м

движения в вертикальной плоскости исполнительного органа вместе с трансмиссией и двигателем, а в комбайнах типа ККП — поступательным движением исполнительного органа вместе с трансмиссией и двигателем вдоль рамы.

Схема трансмиссии к исполнительным органам комбайна К-26м приведена на рис. 73. Как видно из рисунка, передача к коронкам, несущим резцы, осуществляется через детали 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и 8 и не содержит каких-либо выключающих устройств и ее назначение сводится только к редуцированию скорости и момента двигателя.



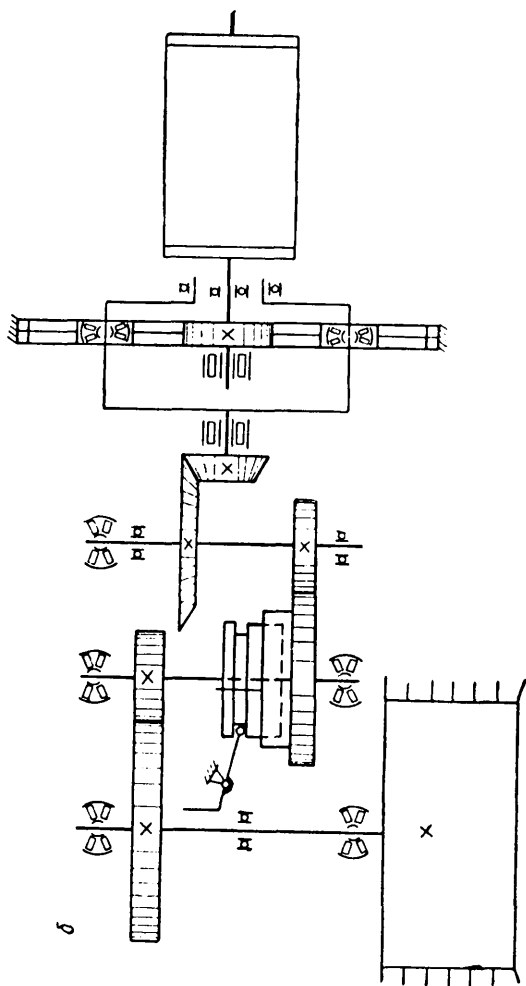


Рис. 74. Схема трансмиссии комбайнов:
 а — УКТ-3м; б — К-52

2. Исполнительные органы буроскалывающего и барабанных типов

Трансмиссии комбайнов показаны на рис. 74, а — УКТ-2м и на рис. 74, б — К-52.

Работа комбайнов типа УКТ [71] в лоб заходки и комбайна К-52 [164] по челноковой схеме исключили в этих комбайнах необходимость в поворотных головках и седлах. Исполнительные органы — коронки и узкозахватный барабан — закрепляются непосредственно на тихоходных валах редуктора. Трансмиссии комбайнов буроскалывающего и барабанного типов значительно проще трансмиссий комбайнов с цепными исполнительными органами.

Б. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРАНСМИССИИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

§ 43. Общие положения

К трансмиссиям исполнительных органов машин для выемки угля, как и к другим машинам, предъявляются требования высокой прочности и долговечности. Выполнение этих требований усложняется ограниченными размерами машин, зависящими от горногеологических условий, в которых они должны работать.

В настоящее время конструктор располагает достаточно точными методами расчета деталей машин, которые при знании действительных нагрузок дают возможность выполнить поставленные требования.

Однако, если величины нагрузок, определяющиеся условиями зарубаемости, применяемым исполнительным органом и типом его трансмиссий не будут выявлены с достаточной для практики точностью, то использование даже наиболее точных методов расчета не дает уверенности в том, что детали трансмиссии не окажутся аварийными и маловыносливыми.

Трудность выявления нагрузок заключается в том, что условия зарубаемости не являются постоянными даже в одной лаве, вследствие чего нагрузки резко изменяются на протяжении весьма короткого отрезка времени (см. рис. 52 и 53).

Быстрое и значительное изменение нагрузок при работе не разрешает использовать для расчета деталей результаты определения нагрузок только по зависимостям, рекомендуемым в теориях разрушения угля, дающим возможность определить лишь средние величины нагрузок.

Необходимо в случае проведения расчета на выносливость учитывать не только средние, но и действительно возникающие в процессе работы переменные нагрузки, а при расчете на прочность — располагать данными о максимальных нагрузках.

При расчете на выносливость в угольном машиностроении используется закон суммирования повреждений, и исходной следует принимать зависимость

$$\sum \sigma_i^m n_i = \text{const}, \quad (59)$$

где σ_i — значения переменных напряжений при действительных нагрузках M_i ;

n_i — число циклов нагружений при напряжениях σ_i ;

m — показатель степени уравнений кривых усталости в координатах (напряжения — число циклов нагружений).

Если исходить из закона суммирования повреждений, получение исходных данных сведется к подсчету эквивалентной расчетной нагрузки, определяемой произведением принимаемой в расчет основной нагрузки на коэффициент долговечности. При расчете машин для выемки угля целесообразно принять в качестве основной среднюю нагрузку M .

Коэффициент долговечности является функцией коэффициента K_u , характеризующего задаваемый срок службы детали, и коэффициента K_n , характеризующего переменность нагрузки.

Коэффициент

$$K_u = \left(\frac{N_u}{N_o} \right)^{\frac{1}{m}},$$

где N_u и N_o — суммарные рабочее и базовое числа циклов действия нагрузки.

Так как N_o — число циклов нагружений в минуту, которое соответствует излому кривой усталости, то коэффициент K_u можно определить применительно к расчету конкретной детали, и поэтому при определении исходных данных для расчета всей трансмиссии к исполнительному органу этот коэффициент не учитывается.

Коэффициент

$$K_n = \sqrt[m]{\frac{\sum \left(\frac{M_i}{M} \right)^m n_i}{\sum n_i}},$$

т. е. определяется отношением действительной нагрузки M_i к средней нагрузке M , показателем степени уравнений кривых усталости m (для расчета на усталость от изгиба $m = 9$ и для расчета на выносливость контактных поверхностей $m = 3$) и числом циклов действия нагрузки n_i .

Отношения $\frac{M_i}{M}$ и n_i определяются из экспериментальных данных, полученных при исследовании машин в забое.

Таким образом, исходная величина для расчета трансмиссии на выносливость

$$M_{\text{расч}} = MK_n = \bar{M}_{\text{общ}} = \left(\frac{\sum M_i^m n_i}{\sum n_i} \right)^{\frac{1}{m}}. \quad (60)$$

§ 44. Определение исходных данных для расчета на выносливость трансмиссий цепных исполнительных органов

В практике работы конструкторских организаций для расчета трансмиссий на выносливость часто принимается четырехступенчатый график нагрузки, типа изображенного на рис. 75. По этому графику наибольшая нагрузка принимается соответствующей часовой мощности двигателя. Нагрузки следующих ступеней, а также соотношение времени их действия определяются наблюдением за работой машин, аналогичной вновь проектируемой, и опытом конструктора.

По этому графику определяется приведенная нагрузка для расчета деталей трансмиссий на усталость от изгиба и на выносливость контактных поверхностей.

В настоящее время, в связи с накопленным материалом по действительно возникающим нагрузкам при работе машин в забое, от метода

определения приведенных нагрузок по недостаточно обоснованному графику следует отказаться.

На рис. 76 показана осциллограмма записи крутящих моментов на одном из валов трансмиссии исполнительного органа в течение 0,7 сек. По осциллограмме определены степенные средние нагрузки $\bar{M}$, которые дают возможность выявить отношение нагрузки для расчета на усталость от изгиба $K_{и.м}$ и выносливость контактных поверхностей $K_{к.м}$

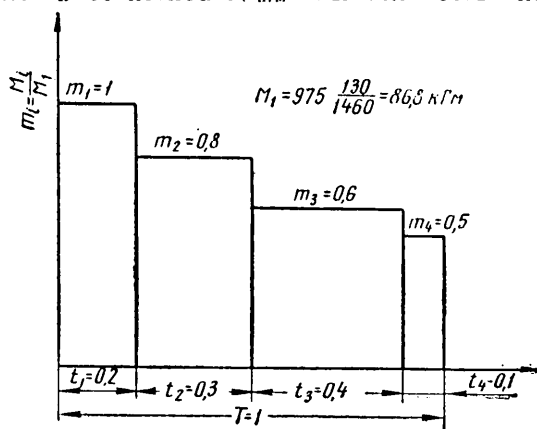


Рис. 75. Расчетный график трансмиссии комбайна «Донбасс-2»

$K_{и.м}$ или $K_{к.м}$, выявленные в результате обработки осциллограммы изменения крутящих моментов на протяжении короткого отрезка времени, т. е. приравняв их к коэффициенту K_n , можно было бы получить

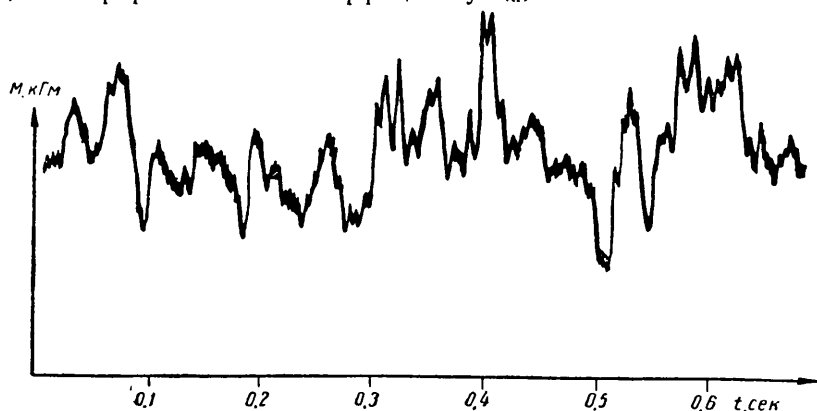


Рис. 76. Осциллограмма моментов сил сопротивления в трансмиссии к исполнительным органам комбайна «Донбасс-2» (шахта № 24 треста Гуковуголь)

расчетную нагрузку для проверки деталей соответственно на усталость от изгиба или выносливость контактных поверхностей.

Фактически же средняя нагрузка изменяется в течение весьма малых промежутков времени, и поэтому для получения исходной расчетной нагрузки нельзя руководствоваться изменениями крутящих моментов, зафиксированных в течение небольшого отрезка времени, и, следовательно, коэффициенты K_n к средней нагрузке за длительный отрезок времени должны определяться по осциллограммам крутящих моментов,

зафиксированных при работе машины на всей длине лавы на протяжении нескольких циклов.

Но так как запись и обработка осциллограмм, относящихся к длительной работе машин, представляют большие трудности и практически в настоящее время трудноосуществимы, то для исчисления приведенной нагрузки приходится использовать кроме осциллограмм крутящих моментов за сравнительно короткие отрезки времени также записи регистрирующими ваттметрами мощности, подводимой к двигателю.

Как известно, момент, развиваемый двигателем, отличается от момента сил сопротивления на валу двигателя; средние же величины этих моментов равны. Таким образом, момент двигателя, соответствующий (с учетом к. п. д.) мощности, записанной безынерционным прибором, например вибратором мощности, как правило¹, будет меньше отклоняться от средней нагрузки, чем момент сил сопротивления.

Запись мощности регистрирующим ваттметром даст еще более сглаженную кривую, так как этот прибор является инерционным и не может записать быстрых изменений нагрузки. Его запись отражает только изменения нагрузки за более длительные промежутки времени. Преимуществом использования регистрирующего ваттметра является возможность записи подводимой к двигателю мощности на протяжении длительного промежутка времени, и обработка этой записи для выявления средней нагрузки и коэффициентов, характеризующих зарегистрированные нагрузки по отношению к средней, не представляет особых трудностей.

Поэтому целесообразно при расчете на усталость от изгиба и выносливость контактных поверхностей использовать результаты записи регистрирующим ваттметром для выявления расчетных приведенных исходных нагрузок и для получения величин средней нагрузки за длительное время, а затем полученные величины приведенных средних нагрузок (они окажутся разными для расчета на усталость от изгиба и выносливость контактных поверхностей) скорректировать, учтя переменную слагающую крутящих моментов, которая, как уже указывалось (см. главу V), может быть приближенно принята синусоидальной.

На рис. 77 кривые 1 изображают моменты сил сопротивления в трансмиссии цепного исполнительного органа, действующие на протяжении длительного времени, расклассифицированные по величине. На рис. 77 приведены случаи нагрузок только двух классов — I и II. Суммарная длительность нагрузки каждого класса обозначена t_1, t_2, t_3 , ломаная линия 2 представляет собой среднюю нагрузку каждого из классов. Эта нагрузка может быть вычислена по показаниям ваттметра с учетом к. п. д. двигателя, соответствующим нагрузке рассматриваемого класса. Прямая 3 изображает приведенную нагрузку $M_{пр}$ за все время работы машины, вычисленную по величинам средних нагрузок $M_{п1}, M_{п2}, M_{п3}$ и времени их действия t_1, t_2, t_3 . Кривая 4 изображает изменение нагрузки по отношению к ее средней величине за короткие промежутки времени. Эти нагрузки откладываются так, чтобы их средняя величина совпала с линией приведенной нагрузки за длительный промежуток времени.

Действительной нагрузкой является нагрузка, изображенная кривыми 1. Вычислим по этим нагрузкам приведенную нагрузку для расчета на усталость от изгиба и выносливость контактных поверхностей и сравним результаты вычисления с результатами определения приведенной нагрузки, полученными при использовании записи ваттметра

¹ См. главу V.

и выявленного при кратковременных записях характера изменения момента сил сопротивления. В последнем случае расчетная нагрузка

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{ср}} K_v K_m, \quad (61)$$

где $M_{\text{ср}}$ — средняя величина нагрузки за длительный отрезок времени (определяется по зависимостям, рекомендуемым теориями резания угля);

K_v — отношение приведенной нагрузки к средней по данным записи ваттметра;

K_m — отношение приведенного момента сил сопротивления к среднему его значению по данным записи вибратором осциллографа.

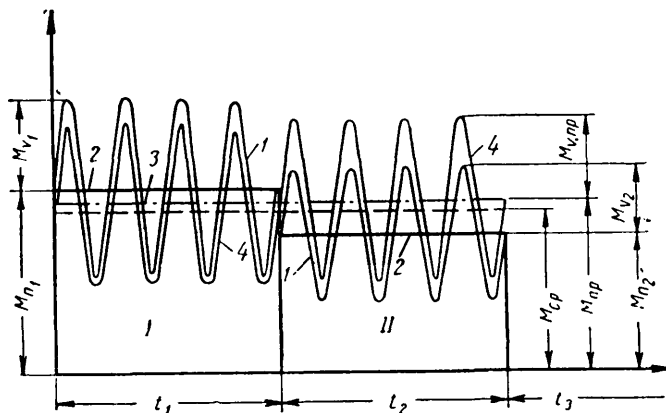


Рис. 77. Графики моментов сил сопротивления:

1 — расклассифицированные моменты сил сопротивления, соответствующие записи в течение длительного промежутка времени; 2 — расклассифицированные записи ваттметром; 3 — приведенная нагрузка по записям ваттметра; 4 — переменная слагающая моментов сил сопротивления

Частоту изменения нагрузки можно считать величиной постоянной. Тогда, если за время t_1 , в течение которого средний момент был M_{n1} , произошло n_1 полных периодов изменений нагрузки, а за время t_2 , в течение которого средний момент был M_{n2} , произошло n_2 полных периодов изменения нагрузки и т. д., то

$$n_1 : n_2 : n_3 \dots = t_1 : t_2 : t_3 \dots \quad (62)$$

Отношение амплитудного значения переменной слагающей к величине постоянной слагающей $k = \frac{M_v}{M_n}$ также можно считать постоянным. Тогда в случае изменения момента по кривой 1 (см. рис. 77) расчетный момент

$$M_{\text{пр. м}} = \left[\frac{\frac{n_1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (M_{n1} + kM_{n1} \sin \varphi)^m d\varphi + \frac{n_2}{2\pi} \int_0^{2\pi} (M_{n2} + kM_{n2} \sin \varphi)^m d\varphi + \dots}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots} + \frac{\frac{n_3}{2\pi} \int_0^{2\pi} (M_{n3} + kM_{n3} \sin \varphi)^m d\varphi + \dots}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots} \right]^{\frac{1}{m}},$$

$$M_{\text{пр. м}} = \left[\frac{\sum \frac{M_{n_i}^m n_i}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + k \sin \varphi)^m d\varphi}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{m}}$$

или

$$M_{\text{пр. м}} = \left(\frac{\sum M_{n_i}^m n_i}{\sum n_i} \right)^{\frac{1}{m}} \left[\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + k \sin \varphi)^m d\varphi \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (63)$$

Так как ваттметр записывает лишь постоянные составляющие быстрой изменяющейся нагрузки, то при вычислении приведенного момента по ваттметру получается

$$\begin{aligned} M_{\text{пр. в}} &= \left[\frac{M_{n_1}^m 2\pi n_1 + M_{n_2}^m 2\pi n_2 + M_{n_3}^m 2\pi n_3 + \dots}{2\pi n_1 + 2\pi n_2 + 2\pi n_3 + \dots} \right]^{\frac{1}{m}} = \\ &= \left[\frac{\sum M_{n_i}^m n_i}{\sum n_i} \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (64) \\ K_{\text{м}} &= \frac{M_{\text{пр. м}}}{M_{\text{пр. в}}}. \end{aligned}$$

$$K_{\text{м}} = \left[\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + k \sin \varphi)^m d\varphi \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (65)$$

При расчете на выносливость контактных поверхностей $m = 3$, а потому, подставив в уравнение (65) $m = 3$, получим коэффициент

$$K_{\text{к. м}} = (1 + 1,5 k^2)^{\frac{1}{3}}. \quad (66)$$

При расчете на усталость от изгиба $m = 9$ соответственно из уравнения (65) получим корректирующий коэффициент

$$K_{\text{и. м}} = \left[1 + 9 k^2 \left(2 + \frac{21}{4} k^2 + \frac{35}{12} k^4 + \frac{35}{128} k^6 \right) \right]^{\frac{1}{9}}. \quad (67)$$

Так как момент, соответствующий средней нагрузке, можно определить по записям ваттметра из уравнения

$$M_{\text{ср}} = \frac{M_{n_1} 2\pi n_1 + M_{n_2} 2\pi n_2 + M_{n_3} 2\pi n_3 + \dots}{2\pi n_1 + 2\pi n_2 + 2\pi n_3 + \dots} = \frac{\sum M_{n_i} n_i}{\sum n_i}, \quad (68)$$

то отношение приведенной нагрузки, определенной по записям ваттметра, к средней из уравнений (64) и (68)

$$K_{\text{в}} = \frac{(\sum M_{n_i}^m n_i)^{\frac{1}{m}}}{\sum M_{n_i} n_i} (\sum n_i)^{1 - \frac{1}{m}}. \quad (69)$$

Учитывая, что для расчета на выносливость контактных поверхностей $m = 3$, а для расчета на усталость от изгиба $m = 9$, из уравнений (66), (67) и (69) получим корректирующие коэффициенты к среднему моменту и, следовательно, к нагрузке, определяемой из теории резания.

Формулы для корректирующих коэффициентов следующие.
При расчете на выносливость

$$K_{к. в} = \frac{(M_{n_1}^3 n_1 + M_{n_2}^3 n_2 + M_{n_3}^3 n_3 \dots)^{\frac{1}{3}}}{M_{n_1} n_1 + M_{n_2} n_2 + M_{n_3} n_3 + \dots} (n_1 + n_2 + n_3 + \dots)^{\frac{2}{3}},$$

$$K_{к. т} = \left[1 + \frac{3}{2} k^2 \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Здесь

$$k = \frac{M_v}{M_n}.$$

При расчете на усталость от изгиба

$$K_{и. в} = \frac{(M_{n_1}^9 n_1 + M_{n_2}^9 n_2 + M_{n_3}^9 n_3 + \dots)^{\frac{1}{9}}}{M_{n_1} n_1 + M_{n_2} n_2 + M_{n_3} n_3} (n_1 + n_2 + n_3 + \dots)^{\frac{8}{9}}$$

$$K_{и. м} = \left[1 + 9k^2 \left(2 + \frac{21}{4} k^2 + \frac{35}{12} k^4 + \frac{35}{128} k^6 \right) \right]^{\frac{1}{9}}$$

Величины моментов могут быть заменены величинами мощностей.

Соответственно уравнению (60) получим расчетные нагрузки:
при расчете на усталость от изгиба

$$P_{и} = \bar{P}_2 K_{и. в} K_{и. м}; \quad (70)$$

при расчете на выносливость контактных поверхностей

$$P_{к} = \bar{P}_2 K_{к. в} K_{к. м}, \quad (71)$$

где $\bar{P}_2$ — средняя арифметическая нагрузка.

Численные значения корректирующих коэффициентов $K_{к. м}$ и $K_{и. м}$

в зависимости от отношения $k = \frac{M_v}{M_n}$ приведены в табл. 21.

Таблица 21

Значение корректирующих коэффициентов

$\frac{M_v}{M_n}$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
$K_{к. м}$	1,15	1,11	1,07	1,04	1,02
$K_{и. м}$	1,35	1,29	1,20	1,13	1,06

Отношение $\frac{M_v}{M_n}$ определяется из осциллограмм крутящих моментов и может быть принято для цепных исполнительных органов $0,45 \div 0,6$.

Коэффициенты $K_{к. в}$ и $K_{и. в}$ определяются по результатам обработки лент регистрирующих ваттметров. Можно рекомендовать принимать в среднем $K_{к. в} = 1,05$ и $K_{и. в} = 1,15$.

§ 45. Исходные данные для расчета деталей трансмиссий к отбойно-режущим штангам с дисками

Нагрузка в трансмиссии к штанге характерна еще большей неравномерностью, чем в трансмиссии к звездочке. На рис. 78 показана осциллограмма момента сил сопротивления в трансмиссии к штанге при нормальной работе. Отличительной особенностью нагрузки является наличие отдельных резко выраженных пик значительной амплитуды со снижением нагрузки между пиками почти до нуля.

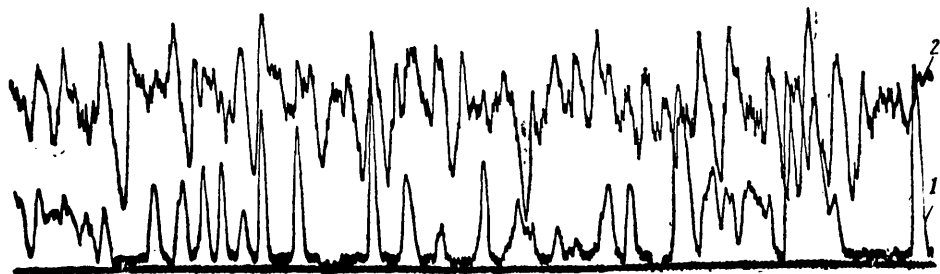


Рис. 78. Осциллограмма моментов сил сопротивления в трансмиссиях комбайна «Донбасс-2»:

1 — к штанге (нижняя кривая); 2 — к звездочке (верхняя кривая).

Такой характер нагрузки определяется работой зубков на дисках. Зубки на штанге воспринимают значительно меньшую нагрузку, что находит отражение на осциллограмме в виде пониженных участков кривой моментов сил сопротивления. К тому же расположение зубков штанги на меньшем радиусе по сравнению с зубками дисков также определяет пониженные значения моментов сил.

Резко выраженный пиковый характер нагрузки обуславливает высокие значения корректирующих коэффициентов к средней нагрузке при определении исходных данных для расчета на усталость от изгиба и выносливость контактных поверхностей.

При выявлении исходных данных для расчета деталей трансмиссии к штанге, так же как и в случае выявления исходных данных для расчета деталей трансмиссии в кинематической цепи к звездочке, необходимо использовать зависимости теории резания для получения средних нагрузок и ввести корректирующие коэффициенты к средней нагрузке, учитывающие характер нагрузки и изменения ее по длине лавы. Таким образом,

$$P_{ш.т} = \bar{P}_{ш.т} K_{в.ш} K_{м.ш}. \quad (72)$$

Корректирующий коэффициент, учитывающий изменяющиеся условия зарубки по длине лавы, может быть принят таким же, каким он принят для привода к ведущей звездочке, т. е. при расчете на выносливость контактных поверхностей $K_{к. в. ш} = 1,05$ и при расчете на усталость от изгиба $K_{и. в. ш} = 1,15$.

Корректирующие коэффициенты, учитывающие характер изменения момента сил сопротивления, на основании результатов обработки осциллограмм должны приниматься для тяжелых по зарубаемости условий: для расчета на выносливость контактных поверхностей $K_{к. м. ш} = 1,7$ и для расчета на усталость от изгиба $K_{и. м. ш.} = 2,5$.

Высокие значения корректирующих коэффициентов, учитывающих характер изменения моментов сил сопротивления в трансмиссии к штан-

ге, приводят к тому, что при сравнительно небольшой средней нагрузке расчетная нагрузка должна приниматься значительной. При расчете на усталость от изгиба расчетная нагрузка почти в три раза превышает среднюю.

В. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРАНСМИССИИ ЦЕПНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ НА ПРОЧНОСТЬ [7]

§ 46. Общие положения

Расчет на выносливость контактных поверхностей или на усталость от изгиба в специфичных условиях работы трансмиссии исполнительных органов машин для выемки угля недостаточен для оценки прочности их деталей, так как высокие, относительно редко повторяющиеся

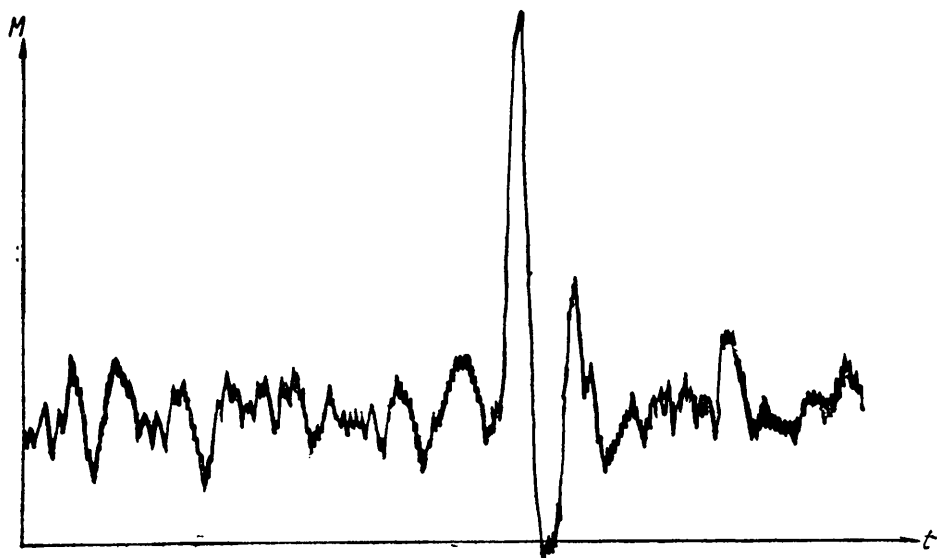


Рис. 79. Осциллограмма пиковых нагрузок в трансмиссии к звездочке при работе комбайна «Донбасс-2»

пиковые нагрузки могут мало сказаться на величине приведенной нагрузки при расчете на выносливость и вместе с тем привести к поломке деталей. Поэтому детали трансмиссии к исполнительному органу и детали самого исполнительного органа необходимо рассчитывать по наибольшему, хотя и кратковременному нагрузкам, на действие которых проверяется их статическая прочность¹. При этом, если скорость нарастания нагрузки весьма велика, можно принимать допускаемые напряжения в деталях близкими или даже превышающими пределы текучести [118] и [125].

На осциллограмме рис. 79 показана пиковая нагрузка в трансмиссии к звездочке при работе комбайна «Донбасс-2». Максимальная на-

¹ В работе конструкторских организаций исходной величиной при расчете на статическую прочность деталей основных кинематических цепей принимается величина максимального момента двигателя с коэффициентом динамичности, большим единицы. Коэффициент динамичности принимается для машин с двигателями, у которых маховой момент ротора $\approx 4,5 \text{ кгм}^2$ равным 1,5 и для двигателей с маховым моментом ротора $\approx 15 \text{ кгм}^2$ — 1,8.

Данные исследований машин в забое показывают, что действительные максимальные нагрузки превышают полученные расчетом по изложенному методу.

грузка соответствует крутящему моменту на валу двигателя — 340 кгм. Таким образом, экспериментально зафиксированные нагрузки более чем вдвое превышают максимальный вращающий момент двигателя при номинальном напряжении, и, следовательно, высокие пиковые нагрузки преодолеваются не только за счет статического момента, развиваемого двигателем, но и также за счет изменения запаса кинетической энергии системы.

Момент сил сопротивления, который может быть преодолен исполнительным органом (эта же величина является нагрузкой, на которую должны быть рассчитаны детали трансмиссии), равен

$$M_c = M_{дв} - \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt}. \quad (73)$$

В формуле (73) $\frac{dn}{dt}$ — величина алгебраическая, и поэтому при замедлении правая часть формулы является арифметической суммой.

Расчетная нагрузка зависит от момента, развиваемого двигателем $M_{дв}$, махового момента системы GD^2 и ее замедления.

Последнее зависит при прочих равных условиях от упругости трансмиссии к исполнительному органу и самого исполнительного органа, а также упругости сопротивления, вызвавшего повышенную нагрузку. Под упругостью сопротивления следует понимать приведенную упругость, т. е. упругость твердого включения в угле.

Чем больше момент, развиваемый двигателем, чем больше его маховой момент, чем жестче трансмиссия к исполнительному органу и сам исполнительный орган, чем жестче внешнее сопротивление, тем больше максимально возможная нагрузка.

Из указанных величин, которые обуславливают возможную нагрузку, характеристика двигателя применительно к условиям конкретной шахтной сети может быть определена расчетом [45 и др.], жесткость привода и исполнительного органа должна быть определена в лабораторных условиях; что же касается жесткости внешнего сопротивления, то оно может быть определено только на основании результатов шахтных исследований.

§ 47. Методика выявления коэффициента жесткости внешнего сопротивления

Сущность методики заключается в том, что по осциллограммам работы машины в тяжелых по зарубаемости условиях измеряют величину пиковой нагрузки и скорость ее нарастания. Полученные величины подставляются в уравнение движения, из которых определяется значение жесткости внешнего сопротивления.

Осциллограммы пиковых значений крутящих моментов и токов в цепи главного двигателя свидетельствуют о том, что начало процесса резкого нарастания нагрузки соответствует работе асинхронного двигателя в устойчивой части его характеристики. Поэтому для выявления коэффициента жесткости внешнего сопротивления ограничимся рассмотрением действия системы только при работе двигателя в этой части его характеристики.

Приведем к валу ротора жесткость системы, введя понятия:

K_c — коэффициент жесткости трансмиссии, т. е. момент, который нужно приложить к ротору, чтобы он повернулся на один радиан, если зубок, к которому приложено сопротивление, неподвижен, кгм/рад ;

K_y — коэффициент жесткости внешнего сопротивления, т. е. при-

веденный к ротору момент, вызывающий упругую деформацию сопротивления, соответствующую повороту ротора на один радиан, $\kappa\Gamma\text{м}/\text{рад}$.

Приведем также к ротору двигателя все силы, все массы и перемещения (деформации).

За начальный момент времени примем момент перед резким нарастанием нагрузки.

Введем также обозначения:

$M_{\text{дв}}$ — развиваемый двигателем момент, $\kappa\Gamma\text{м}$;

$M_{\text{с}}$ — момент сил сопротивления, $\kappa\Gamma\text{м}$;

$M_{\text{н}}$ — момент сил сопротивления в начальный момент времени, $\kappa\Gamma\text{м}$;

GD^2 — маховой момент системы, $\kappa\Gamma\text{м}^2$;

n — скорость ротора, $\text{об}/\text{мин}$;

$n_{\text{с}}$ — синхронная скорость ротора, $\text{об}/\text{мин}$;

$n_{\text{н}}$ — скорость ротора в начальный момент, $\text{об}/\text{мин}$;

s — скольжение двигателя;

$s_{\text{н}}$ — скольжение двигателя в начальный момент времени;

$\varphi_{\text{н}}$ — деформация трансмиссии (приведенная к ротору) в начальный момент времени, рад ;

φ — дополнительная деформация трансмиссии (сверх $\varphi_{\text{н}}$), рад ;

ψ — перемещение ротора, соответствующее упругой деформации разрушаемого материала, рад .

Для неустановившегося движения из формулы (73)

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{с}} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt}.$$

В процессе резкого нарастания нагрузки суммарный угол поворота ротора ωdt определится деформацией системы и разрушаемого материала, т. е.

$$d\varphi + d\psi = \omega dt = 0,1047ndt. \quad (74)$$

Момент сил сопротивления больше начального момента на величину, соответствующую деформации системы $\varphi K_{\text{с}}$, или, что одно и то же, на величину, соответствующую деформации разрушаемого материала $\psi K_{\text{у}}$:

$$M_{\text{с}} = M_{\text{н}} + \varphi K_{\text{с}} = M_{\text{н}} + \psi K_{\text{у}}. \quad (75)$$

Из уравнения (75) имеем

$$\psi = \varphi \frac{K_{\text{с}}}{K_{\text{у}}} \quad (76)$$

и из уравнений (74) и (76)

$$\frac{d\varphi}{dt} \left(\frac{K_{\text{с}}}{K_{\text{у}}} + 1 \right) = 0,1047n, \quad (77)$$

или

$$n = \frac{d\varphi}{dt} \left(\frac{K_{\text{с}}}{K_{\text{у}}} + 1 \right) \frac{1}{0,1047}. \quad (78)$$

Так как

$$n = n_{\text{с}} (1 - s) \quad (79)$$

и

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{н}}}{s_{\text{н}}} s, \quad (80)$$

го из уравнений (78) и (79) получим

$$n = n_c - n_c s = \frac{d\varphi}{dt} \left(1 + \frac{K_c}{K_y} \right) \frac{1}{0,1047} \quad (81)$$

и из уравнений (73), (75) и (81)

$$\frac{M_H}{s_H} \cdot \frac{ds}{dt} - K_c \frac{d\varphi}{dt} = \frac{GD^2}{375} \frac{d^2 n}{dt^2} \quad (82)$$

и далее из уравнений (81) и (82)

$$\frac{GD^2}{375} n_c \frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{M_H}{s_H} \cdot \frac{ds}{dt} + \frac{0,1047 K_c n_c s}{\frac{K_c}{K_y} + 1} = \frac{0,1047 K_c n_c}{\frac{K_c}{K_y} + 1}. \quad (83)$$

Обозначив

$$K = \frac{K_c}{\frac{K_c}{K_y} + 1} \quad (84)$$

и приняв подстановку $s = e^{\gamma t}$,
получим характеристическое уравнение

$$\frac{GD^2}{375} n_c \gamma^2 + \frac{M_H}{s_H} \gamma + 0,1047 K n_c = 0. \quad (85)$$

Отсюда

$$\gamma = \frac{-\frac{M_H}{s_H} \pm \sqrt{\left(\frac{M_H}{s_H}\right)^2 - 4 \cdot 0,1047 K n_c^2 \frac{GD^2}{375}}}{2 n_c \frac{GD^2}{375}}. \quad (86)$$

Уравнение для s зависит от знака подкоренного выражения. Чем жестче двигатель и чем меньше маховой момент системы, тем более вероятно, что подкоренное выражение будет положительным. Так как величина K еще не известна, то в первом приближении для выяснения знака подкоренного выражения можно принять $K = K_c$, что заведомо увеличивает второй член выражения.

Данные по величинам, входящим в формулу (86), приведены в табл. 22.

Таблица 22

Некоторые параметры двигателей врубовых машин и комбайнов

Тип двигателя	$\frac{M_H}{s_H}$	Маховой момент, $\kappa\Gamma \cdot \text{м}^2$	Синхронная скорость вращения, об/мин
ЭДК-120 . . .	4300	15	1500
ЭДК-4-1 . . .	3000	4,65	1500
ЭДКЗ-2 . . .	900	3,0	1500
ЭДК5-1 . . .	5000	10,3	1500

Дополнительно к маховым массам роторов двигателей необходимо учитывать также маховые массы трансмиссии. В среднем следует принимать для трансмиссий врубовых машин и комбайнов высотой 400 мм $GD^2 \approx 0,3 \div 0,6 \kappa\Gamma \cdot \text{м}^2$.

Для трансмиссий цепных исполнительных органов, включая и

исполнительный орган, коэффициент жесткости K_c колеблется в пределах 100—300 кгм/рад¹.

Так как в большинстве случаев подкоренное выражение уравнения (86) положительно, то выражение для s представим в виде

$$s = C_1 e^{\gamma_1 t} + C_2 e^{\gamma_2 t} + 1. \quad (87)$$

Значения произвольных постоянных C_1 и C_2 в выражении (87) получим из начальных условий: при $t = 0$ $s = s_n$ и $\frac{ds}{dt} = 0$, так как по (75) M_c приобретает новое значение только тогда, когда получит приращение $d\varphi$. Последнее же, как видно из уравнения (74), при $t = 0$ так же равно нулю.

Следовательно,

$$C_1 = -\frac{\gamma_2 (1 - s_n)}{\gamma_2 - \gamma_1} \quad (88)$$

и

$$C_2 = \frac{\gamma_1 (1 - s_n)}{\gamma_2 - \gamma_1}. \quad (89)$$

Из уравнений (87), (88) и (89) имеем

$$s = \frac{1 - s_n}{\gamma_2 - \gamma_1} (-\gamma_2 e^{\gamma_1 t} + \gamma_1 e^{\gamma_2 t}) + 1. \quad (90)$$

Тогда из уравнений (80) и (90) момент, развиваемый двигателем

$$M_{дв} = \frac{M_n}{s_n} \left[\frac{s_n - 1}{\gamma_2 - \gamma_1} (\gamma_2 e^{\gamma_1 t} - \gamma_1 e^{\gamma_2 t}) + 1 \right]. \quad (91)$$

Определим крутящий момент в системе.

Из уравнений (81) и (90)

$$d\varphi = \frac{1 - s_n}{\gamma_2 - \gamma_1} \cdot \frac{K}{K_c} 0,1047 n_c (\gamma_2 e^{\gamma_1 t} - \gamma_1 e^{\gamma_2 t}) dt$$

и

$$\varphi = \frac{1 - s_n}{\gamma_2 - \gamma_1} \cdot \frac{K}{K_c} 0,1047 n_c \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} e^{\gamma_1 t} - \frac{\gamma_1}{\gamma_2} e^{\gamma_2 t} \right) + C. \quad (92)$$

Так как при $t = 0$ и $\varphi = 0$, то постоянная интегрирования

$$C = 0,1047 \frac{K}{K_c} n_c \frac{s_n - 1}{\gamma_1 \gamma_2} (\gamma_2 + \gamma_1),$$

тогда

$$\varphi = \frac{0,1047 \frac{K}{K_c} n_c (1 - s_n) [\gamma_2^2 (e^{\gamma_1 t} - 1) - \gamma_1^2 (e^{\gamma_2 t} - 1)]}{\gamma_1 \gamma_2 (\gamma_2 - \gamma_1)}. \quad (93)$$

Так как

$$M_c = M_n + \varphi K_c, \quad (94)$$

то

$$M_c = M_n + \frac{0,1047 K n_c (1 - s_n) [\gamma_2^2 (e^{\gamma_1 t} - 1) - \gamma_1^2 (e^{\gamma_2 t} - 1)]}{\gamma_1 \gamma_2 (\gamma_2 - \gamma_1)}. \quad (95)$$

¹ Данные по дополнительным маховым массам и коэффициентам жесткости трансмиссии относятся к скоростям резания порядка 2 м/сек.

Разложив в уравнении (95) e^{it} в ряд и подставив значения $\gamma_1\gamma_2$ и $(\gamma_1 + \gamma_2)$ из уравнения (86), получим

$$\frac{0,1047t^2}{\frac{GD^2}{375}} \left(\frac{t}{24} \cdot \frac{\frac{M_H}{s_H}}{n_c \frac{GD^2}{375}} - \frac{1}{6} \right) K^2 + K - \frac{M_c - M_H}{n_c (1 - s_H) 0,1047t} = 0. \quad (96)$$

При параметрах машин для выемки первым членом уравнения можно пренебречь, и поэтому

$$K \approx \frac{M_c - M_H}{t} \frac{1}{n_c (1 - s_H) 0,1047}. \quad (97)$$

С небольшой погрешностью формула (97) может быть заменена

$$K \approx \frac{M_c - M_H}{t} \cdot \frac{10}{n_c}. \quad (98)$$

Таким образом, нахождение приведенной жесткости K сводится к определению скорости нарастания момента сил сопротивления в системе при пиковой нагрузке.

Осциллограмма нарастания пиковой нагрузки в трансмиссии к штанге при работе комбайна «Донбасс-2» приведена на рис. 80. По этой осциллограмме $\frac{M_c - M_H}{t} = 3450 \text{ кгМ/сек}$ (момент приведен к валу ротора).

Следовательно, $K = 23 \text{ кгМ/рад}$, и из формулы (84) при $K_c = 160 \text{ кгМ/рад}$ искомая величина коэффициента жесткости внешнего сопротивления $K_y = 27 \text{ кгМ/рад}$.

Коэффициент жесткости внешнего сопротивления, приведенный к исполнительному органу, может быть получен, если выявленную величину K_y помножить на квадрат передаточного числа от двигателя к исполнительному органу и разделить на квадрат радиуса приложения нагрузки. Тогда коэффициент жесткости внешнего сопротивления имеет размерность кгМ/м .

Численное значение коэффициента жесткости внешнего сопротивления, приведенное к исполнительному органу, соответствующее $K_y = 27 \text{ кгМ/рад}$; в рассматриваемом случае оно равно $\approx 51 \cdot 10^3 \text{ кгМ/м}$.

Жесткость системы при выявленной жесткости внешнего сопротивления не оказывает существенного значения на величину приведенной жесткости. Так, отклонение жесткости системы на $\pm 25\%$ от установленной при лабораторных исследованиях (160 кгМ/рад) приводит к изменению приведенной жесткости всего на $\approx 4\%$.

§ 48. Определение расчетной нагрузки для проверки на статическую прочность

Определив коэффициент жесткости внешнего сопротивления и жесткость трансмиссии и используя данные по двигателю, принимаемому для проектируемой машины, можно подсчитать максимально возмож-

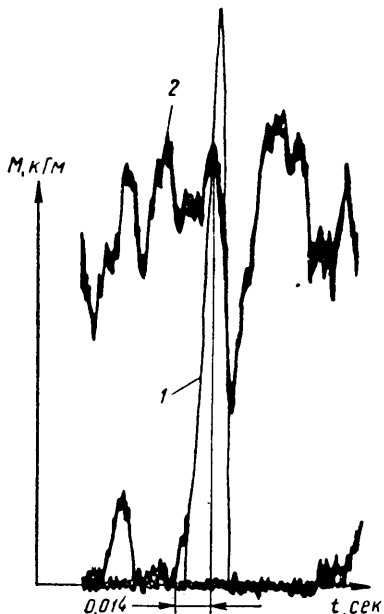


Рис. 80. Осциллограмма нагрузок при работе комбайна «Донбасс-2»: 1 — пиковая нагрузка в трансмиссии к штанге; 2 — нормальная нагрузка в трансмиссии к звездочке

ные нагрузки в трансмиссии, если встреченное препятствие не будет разрушено, а коэффициент жесткости внешнего сопротивления будет стабильным.

Определение возможных нагрузок производится при изменении числа оборотов двигателя начиная от момента резкого нарастания нагрузки до его остановки.

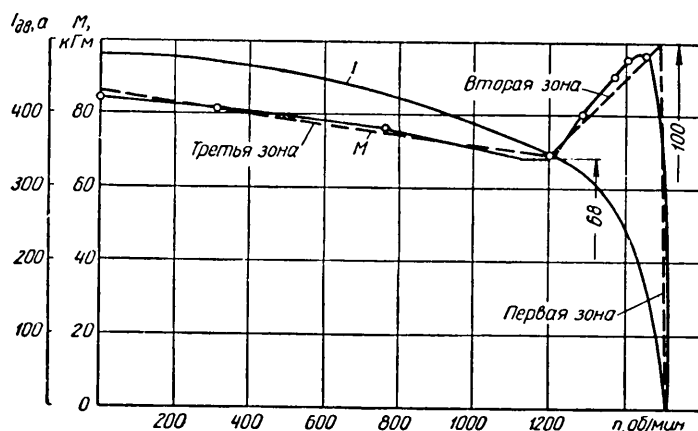


Рис. 81. Расчетная характеристика двигателя ЭДК-120 в условиях питания от шахтной сети:

M — момент двигателя (пунктиром показаны линеанизированные участки характеристики); I — ток

Изменение момента двигателя в функции его числа оборотов для современных асинхронных двигателей врубковых машин и комбайнов при их питании от шахтной сети изображается типичной кривой (рис. 81), которая приближенно может быть представлена в виде ломаной линии, состоящей из трех зон.

Первая — зона устойчивой работы двигателя, вторая — зона, характеризующаяся, как правило, снижением момента, развиваемого двигателем, и третья — зона сравнительно незначительного изменения момента двигателя.

Введем следующие обозначения:

$M_{\max}$ — максимально возможный крутящий момент в системе (приведенный к валу ротора), кГм;

$M_{\text{опр}}$ — максимальный вращающий момент двигателя в условиях шахтной сети, кГм;

$M_{\text{пуск}}$ — начальный пусковой момент двигателя в условиях шахтной сети, кГм;

$n_{\text{опр}} = n_{1,2}$ — угловая скорость двигателя при развиваемом моменте $M_{\text{опр}}$, об/мин;

$\varphi_{\max}$ — деформация трансмиссии, соответствующая $M_{\max}$ (приведенная к ротору), рад.

Индексы 1, 2 и 3 у величин указывают рассматриваемую зону. Граничные величины обозначают индексами соседних зон. Отсчет углов φ_2 и φ_3 , а также ψ_2 и ψ_3 принят от границ соответствующих зон.

Первая зона. Момент двигателя в пределах первой зоны, момент двигателя при опрокидывании, а также крутящий момент в системе могут быть представлены в следующем виде (см. § 47):

$$M_{дв1} = \frac{M_{H1}}{s_{H1}} \left[\frac{s_{H1} - 1}{\gamma_2 - \gamma_1} (\gamma_2 e^{\gamma_1 t} - \gamma_1 e^{\gamma_2 t}) + 1 \right]; \quad (99)$$

$$M_{опр} = \frac{M_{H1}}{s_{H1}} \left[\frac{s_{H1} - 1}{\gamma_2 - \gamma_1} (\gamma_2 e^{\gamma_1 t_0} - \gamma_1 e^{\gamma_2 t_0}) + 1 \right], \quad (100)$$

где t_0 — время опрокидывания (отсчет от начала нарастания нагрузки);

$$M_{c1} = M_{H1} + \frac{0,1047 K n_c (1 - s_{H1}) [\gamma_2^2 (e^{\gamma_1 t} - 1) - \gamma_1^2 (e^{\gamma_2 t} - 1)]}{\gamma_1 \gamma_2 (\gamma_2 - \gamma_1)}. \quad (101)$$

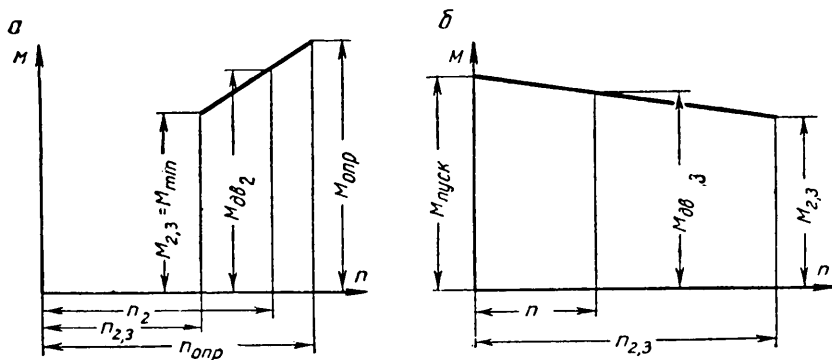


Рис. 82. Характеристика двигателя типа ЭДК-120 в условиях питания от шахтной сети:

а — вторая зона; б — третья зона

Значения γ_1 и γ_2 должны быть получены из уравнения (86).

При отрицательных γ_1 и γ_2 , как это видно из уравнения (86), $|\gamma_2| \gg |\gamma_1|$, и, следовательно, $|\gamma_2 e^{\gamma_1 t}| \gg |\gamma_1 e^{\gamma_2 t}|$. При этом условием вторым членом выражения в скобках уравнения (100) можно пренебречь и величину t_0 определить по следующей упрощенной зависимости:

$$e^{\gamma_1 t_0} = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{(s_{H1} - 1)\gamma_2} \left(\frac{M_{опр}}{\frac{M_{H1}}{s_{H1}}} - 1 \right). \quad (102)$$

Затем, подставив в уравнение (101) значение t_0 , полученное из уравнения, определим момент сил сопротивления в системе, когда двигатель будет развивать максимальный вращающий момент, т. е. на границе первой и второй зон.

Вторая зона. Для этой зоны, если обозначить

$$s_2 = \frac{n_{опр} - n_2}{n_{опр}}, \quad (103)$$

будут справедливы следующие уравнения, которые аналогичны соответствующим уравнениям, приведенным ранее:

$$M_{дв2} - M_{c2} = \frac{GD^2}{375} \frac{dn_2}{dt}; \quad (104)$$

$$M_{c2} = M_{c1,2} + \varphi_2 K_c = M_{c1,2} + \psi_2 K_y; \quad (105)$$

$$M_{дв2} = M_{опр} - m_2 s_2, \quad (106)$$

где по рис. 82, а

$$m_2 = \frac{n_{\text{онп}} (M_{\text{онп}} - M_{2,3})}{n_{\text{онп}} - n_{2,3}}; \quad (107)$$

и

$$n_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} \left(1 + \frac{K_c}{K_y} \right) \frac{1}{0,1047} = n_{\text{онп}} (1 - s_2) \quad (108)$$

$$\frac{GD^2}{375} n_{\text{онп}} \frac{d^2 s_2}{dt^2} - m_2 \frac{ds_2}{dt} + \frac{s_2 n_{\text{онп}} \cdot 0,1047 K_c}{1 + \frac{K_c}{K_y}} = \frac{0,1047 K_c n_{\text{онп}}}{1 + \frac{K_c}{K_y}}. \quad (109)$$

В результате решения характеристического уравнения получим

$$\gamma = \frac{m_2 \pm \sqrt{m_2^2 - 4 \cdot 0,1047 K n_{\text{онп}}^2 \frac{GD^2}{375}}}{2 n_{\text{онп}} \frac{GD^2}{375}}. \quad (110)$$

Во второй зоне зависимость момента, развиваемого двигателем, в функции числа его оборотов изображается кривой, значительно более пологой, чем в первой зоне, и поэтому подкоренное выражение в уравнении (110) отрицательно.

Отсюда следует, что выражение для s_2 с учетом правой части уравнения (109) должно быть представлено в виде

$$s_2 = e^{\alpha_1 t} (C_1 \cos \omega_2 t + C_2 \sin \omega_2 t) + 1. \quad (111)$$

Произвольные постоянные определяются из начальных условий при $t=0$ и $s_2=0$, а угловое ускорение равно угловому ускорению конца первого периода, так как при переходе из одной зоны в другую нет скачкообразного изменения момента, т. е.

$$\frac{ds_{1,2}}{dt} = -\frac{1}{n_{\text{онп}}} \cdot \frac{dn_{1,2}}{dt} = A, \quad (112)$$

где

$$\frac{dn_{1,2}}{dt} = -\frac{M_{\text{онп}} - M_{c1,2}}{GD^2} 375.$$

Поэтому произвольные постоянные $C_1 = -1$ и

$$C_2 = \frac{A + \alpha_2}{\omega_2},$$

$$s_2 = e^{\alpha_1 t} \left(\frac{A + \alpha_2}{\omega_2} \sin \omega_2 t - \cos \omega_2 t \right) + 1, \quad (113)$$

где

$$\alpha_2 = \frac{m_2}{2 n_{\text{онп}} \frac{GD^2}{375}} \text{ и } \omega_2 = \frac{\sqrt{4 \cdot 0,1047 K n_{\text{онп}}^2 \frac{GD^2}{375} - m_2^2}}{2 n_{\text{онп}} \frac{GD^2}{375}}.$$

Тогда момент, развиваемый двигателем,

$$M_{\text{дв.}} = M_{\text{онп}} - m_2 \left[e^{\alpha_1 t} \left(\frac{\alpha_2 + A}{\omega_2} \sin \omega_2 t - \cos \omega_2 t \right) + 1 \right]. \quad (114)$$

Определим крутящий момент в системе.

Из уравнений (108) и (113)

$$d\varphi_2 = n_{\text{онп}} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \left[e^{\alpha_1 t} \left(\cos \omega_2 t - \frac{\alpha_2 + A}{\omega_2} \sin \omega_2 t \right) \right] dt$$

и

$$\varphi_2 = n_{\text{онр}} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \left\{ \frac{e^{\alpha_2 t} (\omega_2 \sin \omega_2 t + \alpha_2 \cos \omega_2 t)}{\alpha_2^2 + \omega_2^2} - \frac{e^{\alpha_2 t} (\alpha_2 + A) (\alpha_2 \sin \omega_2 t - \omega_2 \cos \omega_2 t)}{\omega_2 (\alpha_2^2 + \omega_2^2)} \right\} + C. \quad (115)$$

Произвольную постоянную C получим из условия: при $t = 0$ и $\varphi_2 = 0$. Следовательно,

$$C = -n_{\text{онр}} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \cdot \frac{2\alpha_2 + A}{\alpha_2^2 + \omega_2^2},$$

и тогда

$$\varphi_2 = -n_{\text{онр}} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \cdot \frac{1}{\alpha_2^2 + \omega_2^2} \times \\ \times \left\{ \frac{e^{\alpha_2 t} [\sin \omega_2 t (A\alpha_2 + \alpha_2^2 - \omega_2^2) - \cos \omega_2 t (2\alpha_2 + A) \omega_2]}{\omega_2} + 2\alpha_2 + A \right\}, \quad (116)$$

а крутящий момент в системе

$$M_{c_2} = M_{c_{1,2}} - n_{\text{онр}} \cdot 0,1047 K \frac{1}{\alpha_2^2 + \omega_2^2} \times \\ \times \left\{ \frac{e^{\alpha_2 t} [\sin \omega_2 t (A\alpha_2 + \alpha_2^2 - \omega_2^2) - \cos \omega_2 t (2\alpha_2 + A) \omega_2]}{\omega_2} + 2\alpha_2 + A \right\}. \quad (117)$$

Для определения максимально возможного момента сил сопротивления в системе в конце второй зоны необходимо в формулу (117) вместо t подставить t_2 — длительность работы двигателя во второй зоне.

Длительность работы во второй зоне t_2 получим, если в уравнении (114) $M_{\text{дв}}$ приравнять моменту двигателя в конце второй зоны, т. е. $M_{2,3}$. Тогда

$$M_{2,3} = M_{\text{онр}} - m_2 \left[e^{\alpha_2 t_2} \left(\frac{\alpha_2 + A}{\omega_2} \sin \omega_2 t_2 - \cos \omega_2 t_2 \right) + 1 \right], \quad (118)$$

или

$$\frac{M_{\text{онр}} - M_{2,3}}{m_2} - 1 = e^{\alpha_2 t_2} \left(\frac{\alpha_2 + A}{\omega_2} \sin \omega_2 t_2 - \cos \omega_2 t_2 \right).$$

Разложив $e^{\alpha_2 t_2}$, $\sin \omega_2 t_2$ и $\cos \omega_2 t_2$ в ряд и пренебрегая членами, содержащими t в степени выше второй, получим

$$\left(\frac{\omega_2^2 + \alpha_2^2}{2} + \alpha_2 A \right) t_2^2 + A t_2 - \frac{M_{\text{онр}} - M_{2,3}}{m_2} = 0. \quad (119)$$

Определив t_2 и подставив его значение в (117), получим максимально возможное значение момента сил сопротивления в конце второй зоны.

Третья зона. Для третьей зоны, если обозначить

$$s_3 = \frac{n_{2,3} - n_3}{n_{2,3}} \quad (120)$$

будут справедливы следующие уравнения, которые аналогичны уравнениям для первой и второй зон:

$$M_{дв.} - M_{с.} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn_3}{dt}, \quad (121)$$

$$M_{с.} = M_{с.2.} + \varphi_3 K_c = M_{с.2.} + \psi_3 K_y; \quad (122)$$

$$M_{дв.} = M_{2.3} + m_3 s_3, \quad (123)$$

где по рис. 82, б

$$m_3 = M_{пуск} - M_{2.3};$$

$$\frac{d\varphi_3}{dt} \left(1 + \frac{K_c}{K_y} \right) \frac{1}{0,1047} = n_{2.3} (1 - s_3) \quad (124)$$

и

$$\frac{GD^2}{375} n_{2.3} \frac{d^2 s_3}{dt^2} + m_3 \frac{ds_3}{dt} + \frac{s_3 n_{2.3} \cdot 0,1047 K_c}{1 + \frac{K_c}{K_y}} - \frac{0,1047 K_c n_{2.3}}{1 + \frac{K_c}{K_y}} = 0. \quad (125)$$

В результате решения уравнения (125), аналогично предыдущему, получим

$$s_3 = e^{\alpha_3 t} (C_1 \cos \omega_3 t + C_2 \sin \omega_3 t) + 1. \quad (126)$$

Произвольные постоянные определяются из начальных условий: при $t = 0$ и $s_3 = 0$, а угловое ускорение равно угловому ускорению конца второго периода, т. е.

$$\frac{ds_{2.3}}{dt} = - \frac{1}{n_{2.3}} \cdot \frac{dn_{2.3}}{dt},$$

которое обозначим B
где

$$\frac{dn_{2.3}}{dt} = \frac{M_{2.3} - M_{с.2.}}{GD^2} 375.$$

Тогда произвольные постоянные

$$C_1 = -1 \text{ и } C_2 = \frac{B + \alpha_3}{\omega_3},$$

а

$$s_3 = e^{\alpha_3 t} \left(\frac{B + \alpha_3}{\omega_3} \sin \omega_3 t - \cos \omega_3 t \right) + 1, \quad (127)$$

где

$$\alpha_3 = - \frac{m_3}{2 n_{2.3} \frac{GD^2}{375}}. \quad (128)$$

и

$$\omega_3 = \frac{\sqrt{4 \cdot 0,1047 K n_{2.3}^2 \frac{GD^2}{375} - m_3^2}}{2 n_{2.3} \frac{GD^2}{375}}. \quad (129)$$

Определим крутящий момент в системе

Из уравнений (124) и (127) получим

$$d\varphi_3 = n_{2.3} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \left[e^{\alpha_3 t} \left(\cos \omega_3 t - \frac{\alpha_3 + B}{\omega_3} \sin \omega_3 t \right) \right] dt. \quad (130)$$

Проинтегрировав это уравнение с учетом, что при $t = 0$ $\varphi_3 = 0$, получим

$$\varphi_3 = n_{2,3} \cdot 0,1047 \frac{K}{K_c} \frac{1}{\alpha_3^2 + \omega_3^2} \times \\ \times \left\{ \frac{e^{\alpha_3 t} [\cos \omega_3 t (2\alpha_3 \omega_3 + B \omega_3) - \sin \omega_3 t (B \alpha_3 + \alpha_3^2 - \omega_3^2)]}{\omega_3} - 2\alpha_3 - B \right\}. \quad (131)$$

Время t_m , когда крутящий момент будет максимальным, можно получить из уравнения (130), если приравнять $\frac{d\varphi_3}{dt}$ нулю, что соответствует моменту остановки двигателя. Тогда

$$\cos \omega_3 t_m - \frac{\alpha_3 + B}{\omega_3} \sin \omega_3 t_m = 0 \quad (132)$$

и

$$t_m = \frac{1}{\omega_3} \arctg \frac{\omega_3}{\alpha_3 + B}. \quad (133)$$

Следовательно, максимально возможный момент сил сопротивления в системе привода

$$M_{c_{\max}} = M_{c_{2,3}} + n_{2,3} \cdot 0,1047 K \frac{1}{\alpha_3^2 + \omega_3^2} \times \\ \times \left\{ \frac{e^{\alpha_3 t} [\omega_3 (2\alpha_3 + B) \cos \omega_3 t_m - \sin \omega_3 t_m (B \alpha_3 + \alpha_3^2 - \omega_3^2)]}{\omega_3} - 2\alpha_3 - B \right\}. \quad (134)$$

§ 49. Влияние параметров машин и жесткости внешнего сопротивления на величину возможных нагрузок

а) **Влияние маховых моментов.** На рис. 83, а приведены кривые возможных нагрузок при различных маховых моментах системы. Величины маховых моментов приняты такими, что они практически охватывают все машины с цепными исполнительными органами, выпускаемые в настоящее время. Кривые построены при жесткости внешнего сопротивления на исполнительном органе $50 \cdot 10^3$ кг/м, жесткости системы, приведенной к валу ротора, 160 кгм/рад, двигателе с механической характеристикой по рис. 81 и скорости резания на зубках диска штанги (радиус $0,27$ м) комбайна «Донбасс-2» $3,6$ м/сек (см. рис. 83, а).

Как видно из кривых, возможные нагрузки в системе могут значительно превышать нагрузки, обусловливаемые моментом, развиваемым двигателем, — кривая M . Пересечение кривой M с осью ординат дает наибольшую нагрузку. Следовательно, как максимальный вращающий момент, так и начальный пусковой момент двигателя не могут служить единственной базой для исчисления исходных данных для проверки деталей трансмиссии на прочность.

Разность между максимально возможным моментом сил сопротивления и начальным пусковым моментом двигателя примерно пропорциональна корню квадратному из отношения величин приведенных масс системы.

б) **Влияние приведенной жесткости.** Как видно из рисунка (83, б), даже при значительном снижении приведенной жесткости (вдвое по

сравнению с принятой для кривых рисунка 83, а) величина максимально возможных нагрузок снижается значительно меньше.

Разность между моментом сил сопротивления и начальным пусковым моментом двигателя при неизменном максимальном вращающем моменте, развиваемом двигателем, примерно пропорциональна корню квадратному из отношения приведенных жесткостей.

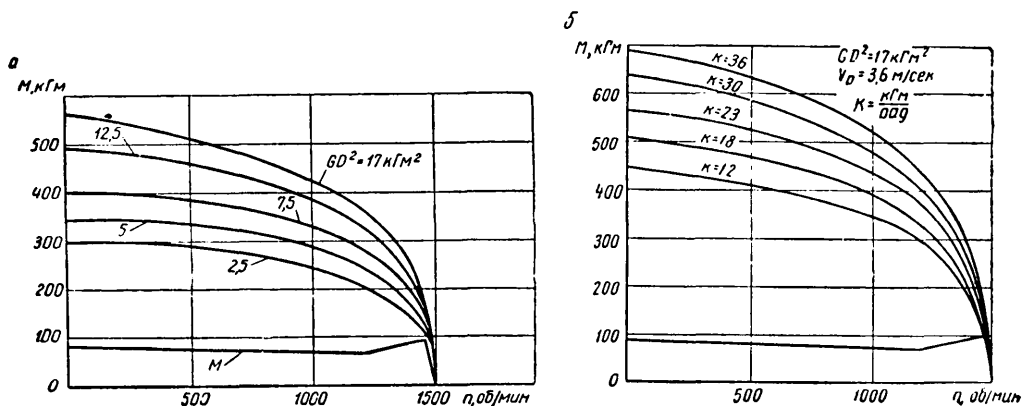


Рис. 83. Максимально возможные нагрузки на валу двигателя в зависимости от скорости его вращения:

а — при различных маховых моментах — 17; 12,5; 7,5; 5 и 2,5 кгм^2 и постоянной величине приведенного коэффициента жесткости $K=23 \text{ кгм/рад}$; б — при различных коэффициентах приведенной жесткости и постоянном маховом моменте системы $GD^2=17 \text{ кгм}^2$

в) Влияние жесткости трансмиссии. Кривая (рис. 84) иллюстрирует влияние жесткости трансмиссии при постоянной жесткости внешнего сопротивления (27 кгм/рад) на превышение максимально возможного

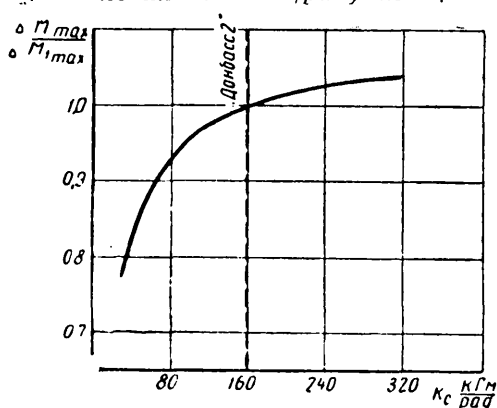


Рис. 84. Влияние жесткости трансмиссии: ΔM_{max} — превышение максимально возможного момента над моментом, развиваемым двигателем, при $K_c = 160 \text{ кгм/рад}$

момента над моментом, развиваемым двигателем. За единицу принято превышение при жесткости трансмиссии, приведенной к валу двигателя, 160 кгм/рад . Увеличение жесткости трансмиссии не приводит к заметному увеличению максимально возможной нагрузки, и поэтому повышение жесткости, связанное с усилением некоторых узлов и деталей, практически не приводит к повышению исходной величины при проверке деталей на статическую прочность.

Снижение жесткости оказывает более значительное влияние на максимально возможную нагрузку в трансмиссии, но даже при ее значительном уменьшении максимально возможная нагрузка при условиях, принятых для расчета, снижается незначительно.

Таким образом, при уменьшении жесткости трансмиссии с целью значительного снижения максимально возможной нагрузки дополнительный конструктивный элемент должен быть весьма эластичным.

г) Влияние скорости резания. При изменении скорости резания ма-

ховой момент системы, приведенный к валу ротора, изменяется сравнительно незначительно, так как основная кинетическая энергия системы сосредоточена в роторе. Что же касается приведенного к валу ротора коэффициента жесткости K , то он при одном и том же коэффициенте жесткости внешнего сопротивления на инструменте с изменением скорости резания изменяется весьма существенно, так как изменяется передаточное отношение от инструмента к валу двигателя.

Пренебрегая изменением приведенного махового момента при изменении скорости резания и считая, что жесткость трансмиссии остается постоянной, можно приближенно определять максимально возможный момент на валу двигателя:

$$M_{\text{мах. в}} = M_{\text{пуск}} + 0,14v_p \sqrt{GD^2 K_{\text{у. ист}}}, \text{ кгм} \quad (135)$$

где $M_{\text{пуск}}$ — начальный пусковой момент двигателя, кгм;

$K_{\text{у. ист}}$ — жесткость внешнего сопротивления на инструменте, кгм;

v_p — скорость резания, м/сек;

GD^2 — маховой момент системы, приведенный к валу ротора, кгм².

Из формулы (135) видно, что с увеличением скорости резания максимально возможный момент сил сопротивления на валу ротора возрастает. Это вызывает необходимость предусматривать муфты предельного момента в трансмиссиях современных машин, которые должны работать при высоких скоростях резания и подачи, в случае применения для них двигателей с высокими маховыми массами роторов.

Г. ПАРАМЕТРЫ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ПРЕДЕЛЬНОГО МОМЕНТА [6]

§ 50. Общие положения и требования к муфтам

В процессе работы машин для выемки иногда возникают нагрузки, которые значительно превышают максимальный вращающий момент двигателя; они могут быть отнесены к единичным.

Нагрузки, незначительно превышающие максимальный вращающий момент двигателя, встречаются значительно чаще.

Для машин, предназначенных для работы в тяжелых по зарубаемости условиях, снабженных двигателями с большим маховым моментом ротора и системы в целом, целесообразно предусматривать муфты предельного момента, которые должны обеспечить возможность передачи такого вращающего момента, который разрешает преодолевать незначительные, часто возникающие перегрузки и наряду с этим не допускать передачи значительных редких перегрузочных моментов, которые могут вызвать поломку деталей.

К муфтам предельного момента, предусматриваемым в трансмиссии к исполнительным органам, необходимо предъявлять дополнительные требования по сравнению с требованиями к муфтам, устанавливаемым в цепи, передающей только небольшую часть мощности, например в подающей части или расштыбовщике, где они должны обеспечить стабильность предельного момента при работе и снижение его после начала срабатывания, причем характер изменения передаваемого момента не имеет большого значения.

Для муфты предельного момента, передающей основную часть мощности, развиваемой двигателем, как, например, в случае установки ее в трансмиссии к основным исполнительным органам, большое значение приобретает процесс изменения момента, передаваемого муфтой при срабатывании.

Ниже рассматривается многодисковая фрикционная предельная муфта. Конструктивные параметры выбирают таким образом, чтобы при статическом коэффициенте трения в дисках муфта передавала момент, превышающий максимальный вращающий момент двигателя и допустимый по прочности деталей трансмиссии при приложении импульсных нагрузок.

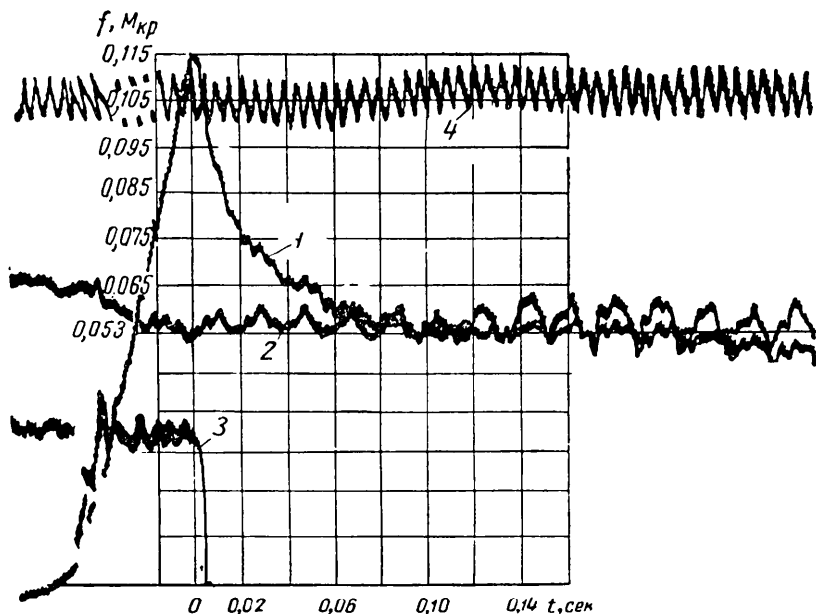


Рис. 85. Осциллограмма работы фрикционной муфты:

1 — крутящий момент на ведомом валу; 2 — осевое усилие, сжимающее диски; 3 — скорость ведомого вала; 4 — время поворота зубчатого колеса в трансмиссии к ведущему валу муфты на угол, соответствующий одному шагу

Так как коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения, то после начала проскальзывания фрикционных пар, при неизменном осевом усилии, сжимающем диски, передаваемый муфтой момент снизится, и если при этом внешнее сопротивление не было преодолено, то возможен повышенный нагрев двигателя и муфты, что недопустимо.

§ 51. Изменение коэффициента трения

Коэффициенты трения в паре сталь-куниаль, нашедшей широкое применение во врубово-комбайностроении, при покое и проскальзывании могут значительно отличаться друг от друга, причем в случае резкого торможения ведомого вала муфты изменение коэффициента трения в многодисковых фрикционных муфтах, работающих в масле, является функцией времени, а не скорости скольжения.

Осциллограмма работы фрикционной муфты приведена на рис. 85. Фрикционная пара: куниаль — закаленная шлифованная сталь. Среднее удельное давление 5 кг/см^2 .

В результате резкого торможения ведомого вала скорость его мгновенно снизилась до нуля — на осциллограмме кривая 3 почти вертикально упала до нуля, при этом осевое усилие оставалось примерно постоянным; что же касается крутящего момента, то он, начал уменьшаться

с момента остановки ведомого вала, т. е. при постоянной скорости скольжения.

Так как осевое усилие сжатия дисков оставалось примерно постоянным, то кривая моментов является также кривой коэффициентов трения. Зависимость коэффициента трения от времени

$$f = a_1 e^{bt} + d_1. \quad (136)$$

При параметрах фрикционной муфты машины КМП-2 (максимальная скорость скольжения дисков $0,4 \text{ м/сек}$) $a_1 = 0,55$, $b = -60,5$ и $d_1 = 0,055 \div 0,06$.

Из зависимости (136) видно, что d_1 является коэффициентом трения при установившемся процессе проскальзывания; $a_1 + d_1$ — коэффициентом трения покоя, исходя из которого необходимо рассчитывать предельное значение момента, передаваемого муфтой.

Так как момент, передаваемый многодисковой фрикционной муфтой, пропорционален коэффициенту трения

$$M_\Phi = cf, \quad (137)$$

то, обозначив $a = a_1 c$ и $d_1 = d_1 c$, получим

$$M_\Phi = a e^{bt} + d, \quad (138)$$

где коэффициент c зависит от величины и числа плоскостей трения и среднего усилия сжатия.

§ 52. Длительность работы муфты с проскальзыванием

Возможны два варианта работы муфты, обусловливаемые ее параметрами и характеристикой двигателя.

При первом варианте (рис. 86, а) вследствие снижения коэффициента трения в процессе срабатывания муфты кривая момента, передаваемого ею, пересечется с кривой момента, развиваемого двигателем, и далее станет равной или даже меньше момента, развиваемого двигателем. При втором варианте (рис. 86, б) кривая момента, даже при снижении коэффициента трения до установившегося значения, располагается выше, чем кривая момента, развиваемого двигателем.

При первом варианте муфта проскальзывает неопределенно долго до момента отключения двигателя. При этом режиме муфта в случае запаздывания отключения может выйти из строя. Сочетание характеристик муфты и двигателя по схеме рис. 86, а является совершенно недопустимым.

При втором варианте длительность работы муфты зависит от того, насколько кривая момента муфты будет расположена выше кривой момента двигателя, и от запаса кинетической энергии системы. Чем больше разница моментов муфты и двигателя и чем меньше запас энергии системы, тем скорее двигатель остановится и тем меньше образуется

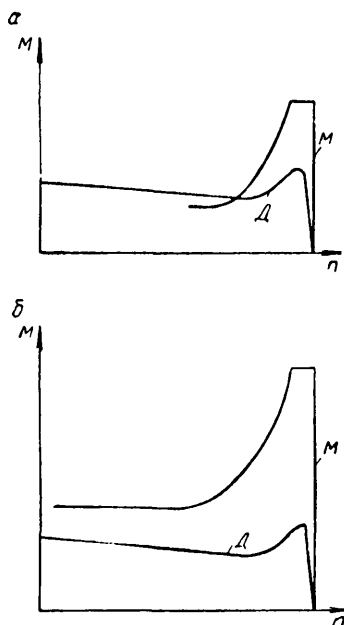


Рис. 86. Схема взаиморасположения кривой момента, передаваемого муфтой M , и кривой момента электродвигателя D

тепла в двигателе и муфте за время от начала проскальзывания муфты до момента остановки двигателя и окончания проскальзывания.

Длительность работы системы при проскальзывании до ее остановки определяется следующими зависимостями.

Из кривых (см. рис. 83) видно, что при работе двигателя в первой зоне (см. рис. 81) моменты сил сопротивления в системе не достигают опасных для трансмиссии величин, и поэтому рассмотрение зависимостей, которые определяют длительность работы при проскальзывании, следует вести при работе двигателя начиная со второй зоны.

Во второй зоне (см. рис. 82) до того времени, пока момент сил сопротивления в системе будет меньше предельного момента, на который рассчитана муфта, проскальзывания не будет и нарастание момента в функции времени может быть определено по формуле (117):

$$M_{c_2} = M_{c_{1,2}} + n_{\text{онр}} \cdot 0,1047K \frac{1}{\alpha_2^2 + \omega_2^2} \times \\ \times \left\{ \frac{e^{\alpha_2 t} [\cos \omega_2 t (2\alpha_2 + A) \omega_2 - \sin \omega_2 t (A\alpha_2 + \alpha_2^2 - \omega_2^2)]}{\omega_2} - 2\alpha_2 - A \right\}.$$

где

$$\alpha_2 = \frac{m_2}{2n_{\text{онр}} \frac{GD^2}{375}}; \quad m_2 = \frac{n_{\text{онр}} (M_{\text{онр}} - M_{2,3})}{n_{\text{онр}} - n_{2,3}};$$

$$\omega_2 = \frac{\sqrt{4 \cdot 0,1047K n_{\text{онр}}^2 \frac{GD^2}{375} - m_2^2}}{2n_{\text{онр}} \frac{GD^2}{375}},$$

где

$M_{c_{1,2}}$ — момент сил сопротивления на границе первой и второй зоны;

$n_{\text{онр}}$ — скорость вращения двигателя, соответствующая опрокидывающему моменту его;

$$K = \frac{K_c}{\frac{K_c}{K_y} + 1};$$

$$A = \frac{ds_{1,2}}{dt}$$

K_c — коэффициент жесткости системы;

K_y — коэффициент жесткости внешнего сопротивления;

$s_{1,2}$ — скольжение двигателя на границе первой и второй зон;

GD^2 — маховой момент системы;

$n_{2,3}$ — скорость вращения двигателя на границе второй и третьей зон, соответствующая моменту двигателя $M_{2,3}$.

В процессе срабатывания муфты во второй зоне будут справедливы следующие уравнения (индекс «ср» относится к процессу срабатывания):

$$M_{дв_2} = M_{дв_н} - m_{ср_2} S_{ср_2} \quad (139)$$

и

$$M_{дв_н} - m_{ср_2} S_{ср_2} - M_{c_2} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn_{ср_2}}{dt}, \quad (140)$$

или

$$M_{двн} - m_{ср_2} s_{ср_2} - (ae^{bt} + d) = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn_{ср_2}}{dt}; \quad (141)$$

$$s_{ср_2} = \frac{n_{пред} - n_{ср_2}}{n_{пред}}, \quad (142)$$

$$m_{ср_2} = \frac{n_{пред} (M_{двн} - M_{2,3})}{n_{пред} - n_{2,3}}. \quad (143)$$

В приведенных уравнениях:

$M_{двн}$ — момент, развиваемый двигателем в начале срабатывания муфты;

$n_{пред}$ — скорость вращения двигателя в начале срабатывания муфты.

Из уравнений (141) и (142)

$$\frac{GD^2}{375} n_{пред} \frac{ds_{ср_2}}{dt} - m_{ср_2} s_{ср_2} = ae^{bt} + d - M_{двн}. \quad (144)$$

Решая однородное уравнение

$$\frac{GD^2}{375} n_{пред} \frac{ds_{ср_2}}{dt} - m_{ср_2} s_{ср_2} = 0, \quad (145)$$

получим

$$\frac{GD^2}{375} n_{пред} \frac{ds_{ср_2}}{s_{ср_2}} - m_{ср_2} dt = 0,$$

или

$$\frac{GD^2}{375} n_{пред} \ln s_{ср_2} = \ln C_1 e^{m_{ср_2} t}$$

и

$$s_{ср_2} = C_2 e^{\gamma_2 t}, \quad (146)$$

где

$$\gamma_2 = \frac{m_{ср_2} 375}{GD^2 n_{пред}}. \quad (147)$$

Далее, используя метод вариации произвольного постоянного, получим

$$\frac{ds_{ср_2}}{dt} = C_2 \gamma_2 e^{\gamma_2 t} + e^{\gamma_2 t} \frac{dC_2}{dt}.$$

Подставив значения $s_{ср_2}$ и $\frac{ds_{ср_2}}{dt}$ в уравнение (144), получим

$$\frac{m_{ср_2}}{\gamma_2} \left[C_2 \gamma_2 e^{\gamma_2 t} + e^{\gamma_2 t} \frac{dC_2}{dt} \right] - m_{ср_2} e^{\gamma_2 t} = ae^{bt} + d - M_{двн},$$

или

$$\frac{dC_2}{dt} = \frac{a\gamma_2}{m_{ср_2}} e^{(b-\gamma_2)t} + \frac{\gamma_2 (d - M_{двн})}{m_{ср_2}} e^{-\gamma_2 t}, \quad (148)$$

отсюда

$$C_2 = \frac{a\gamma_2 e^{(b-\gamma_2)t}}{m_{ср_2} (b - \gamma_2)} - \frac{d - M_{двн}}{m_{ср_2}} e^{-\gamma_2 t} + C_3. \quad (149)$$

Из (146) и (149)

$$s_{cp_2} = \frac{a\gamma_2 e^{bt}}{m_{cp_2}(b - \gamma_2)} - \frac{d - M_{двн}}{m_{cp_2}} + C_3 e^{\gamma_2 t}. \quad (150)$$

Произвольную постоянную C_3 определим из начальных условий при $t = 0$; поскольку отсчет времени принят от момента, когда $M_{дв_2} = M_{двн}$, то, следовательно, при этом $m_{cp_2} s_{cp_2} = 0$ и $s_{cp_2} = 0$. Отсюда

$$C_3 = -\frac{a\gamma_2}{m_{cp_2}(b - \gamma_2)} = \frac{d - M_{двн}}{m_{cp_2}}, \quad (151)$$

и тогда скольжение двигателя в процессе срабатывания во второй части второй зоны может быть выражено формулой

$$s_{cp_2} = \frac{a\gamma_2 (e^{bt} - e^{\gamma_2 t})}{m_{cp_2}(b - \gamma_2)} + \frac{d - M_{двн}}{m_{cp_2}} (e^{\gamma_2 t} - 1). \quad (152)$$

Следовательно, момент, развиваемый двигателем по формулам (139) и (152),

$$M_{дв_2} = M_{двн} - \left[\frac{a\gamma_2 e^{bt} - e^{\gamma_2 t}}{b - \gamma_2} + (d - M_{двн}) (e^{\gamma_2 t} - 1) \right]. \quad (153)$$

Граница между второй и третьей зонами характеризуется тем, что в этот момент времени крутящий момент, развиваемый двигателем, равен минимальному моменту $M_{2,3}$ по рис. 82. Таким образом, длительность проскальзывания во второй зоне $t_{cp_{2,3}}$ можно получить из уравнения (153), если $M_{дв_2}$ принять равным $M_{2,3}$:

$$M_{2,3} = M_{двн} - \left[\frac{a\gamma_2 (e^{bt_{cp_{2,3}}} - e^{\gamma_2 t_{cp_{2,3}}})}{b - \gamma_2} + (d - M_{двн}) (e^{\gamma_2 t_{cp_{2,3}}} - 1) \right]. \quad (154)$$

Зная длительность процесса от начала проскальзывания до конца второй зоны ($t_{cp_{2,3}}$), можно по формуле (138) определить момент сил сопротивления в конце второй зоны:

$$M_{с_{2,3}} = ae^{bt_{cp_{2,3}}} + d. \quad (155)$$

Для третьей зоны, если обозначить

$$s_3 = \frac{n_{2,3} - n_3}{n_{2,3}}.$$

будут справедливы следующие уравнения:

$$M_{дв_3} = M_{2,3} + m_3 s_3,$$

где

$$m_3 = M_{пуск} - M_{2,3};$$

$$M_{2,3} + m_3 s_3 - [ae^{b(t + t_{cp_{2,3}})} + d] = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn_3}{dt}, \quad (156)$$

и, следовательно,

$$\frac{GD^2}{375} n_{2,3} \frac{ds_3}{dt} + m_3 s_3 = ae^{b(t + t_{cp_{2,3}})} + d - M_{2,3}. \quad (157)$$

Решая однородное уравнение

$$\frac{GD^2}{375} n_{2,3} \frac{ds_3}{dt} + m_3 s_3 = 0, \quad (158)$$

получим

$$\text{и} \quad s_3 = C_2 e^{\gamma_3 t} \quad (159)$$

$$\gamma_3 = -\frac{m_3 \cdot 375}{GD^2 n_{2,3}}. \quad (160)$$

Аналогично решению для второй зоны

$$\begin{aligned} \frac{ds_3}{dt} &= C_2 \gamma_3 e^{\gamma_3 t} + e^{\gamma_3 t} \frac{dC_2}{dt} \\ \frac{dC_2}{dt} &= -\frac{ae^{(b-\gamma_3)t} \gamma_3 e^{bt_{н2,3}}}{m_3} + \frac{(M_{2,3} - d) \gamma_3 e^{-\gamma_3 t}}{m_3} \end{aligned} \quad (161)$$

и

$$C_2 = -\frac{(M_{2,3} - d) e^{-\gamma_3 t}}{m_3} - \frac{a \gamma_3 e^{(b-\gamma_3)t} e^{bt_{сп2,3}}}{m_3(b-\gamma_3)} + C_3. \quad (162)$$

Произвольную постоянную C_3 находим из условия $t = 0$ и $s_3 = 0$; отсюда

$$C_3 = \frac{a \gamma_3 e^{bt_{сп2,3}}}{m_3(b-\gamma_3)} + \frac{M_{2,3} - d}{m_3} \quad (163)$$

и тогда

$$\begin{aligned} s_3 &= \frac{d - M_{2,3}}{m_3} - \frac{a \gamma_3 e^{b(t+t_{сп2,3})}}{m_3(b-\gamma_3)} + C_3 e^{\gamma_3 t} = \\ &= \frac{a \gamma_3 e^{bt_{сп2,3}}}{m_3(b-\gamma_3)} [e^{\gamma_3 t} - e^{bt}] + \frac{M_{2,3} - d}{m_3} (e^{\gamma_3 t} - 1). \end{aligned} \quad (164)$$

Следовательно, момент, развиваемый двигателем в третьей зоне,

$$M_{дв3} = M_{2,3} + \frac{a \gamma_3 e^{bt_{сп2,3}}}{b-\gamma_3} [e^{\gamma_3 t} - e^{bt}] + (M_{2,3} - d) (e^{\gamma_3 t} - 1). \quad (165)$$

Длительность работы системы в третьей зоне может быть получена из уравнения (165), если приравнять $M_{дв}$ к моменту в конце третьей зоны $M_{пуск}$:

$$M_{пуск} = M_{2,3} + \frac{a \gamma_3 e^{bt_{сп2,3}}}{b-\gamma_3} [e^{\gamma_3 t_{с.о}} - e^{bt_{с.о}}] + (M_{2,3} - d) (e^{\gamma_3 t_{с.о}} - 1). \quad (166)$$

В табл. 23 приведены данные о длительности работы двигателя ЭДК-120 начиная от момента, когда нагрузка резко повысилась, до момента его остановки и в табл. 24 — изменение скорости вращения двигателя, момента сил сопротивления и тока в процессе срабатывания муфты.

Таблица 23

Длительность работы муфты при скольжении дисков

	Без муфты [7]				$M_{пред} = 300 \text{ кгм}$					$M_{пред} = 200 \text{ кгм}$				
	зоны				зоны					зоны				
	1	2	3	Σt	1	2 (I часть)	2 (II часть)	3	Σt	1	2 (I часть)	2 (II часть)	3	Σt
$t, \text{сек}$	0,024	0,069	0,133	0,226	0,0224	0,046	0,042	0,7	0,788	0,024	0,016	0,4	2,05	2,466

Примечание. 2 (I часть) — длительность работы системы до начала срабатывания; 2 (II часть) — то же, длительность проскальзывания на протяжении работы во второй зоне.

**Угловая скорость двигателя, момент сил сопротивлений
и ток в процессе срабатывания муфты**

	Без муфты			$M_{\text{пред}} = 300 \text{ кгм}$				$M_{\text{пред}} = 200 \text{ кгм}$			
				границные точки							
	1,2	2,3	3,0	1,2	2 н.с	2,3	3,0	1,2	2 н.с	2,3	3,0
$n_{\text{дв}}$	1452	1200	0	1452	1325	1200	0	1452	1425	1200	0
$M_{\text{с}}, \text{ кгм}$. .	145	350	557	145	300	168	156,5	145	200	104,5	104,5
$I, \text{ а}$	175	350	475	175	310	350	475	175	225	350	475

Примечание. 2 н.с — начало срабатывания во второй зоне.

Данные в таблицах приведены для машины с двигателем ЭДК-120 в двух вариантах настройки муфты предельного момента. Первый вариант — муфта начинает проскальзывать при моменте сил сопротивления, равном двукратному максимальному вращающему моменту двигателя ЭДК-120 в условиях реальной шахтной сети; второй вариант — трехкратному.

Как видно из результатов расчета, приведенных в табл. 23 и 24, длительность работы двигателя в режиме, обуславливающем высокое значение подводимого тока, резко возрастает с применением муфт предельного момента.

При применении муфты, отрегулированной так, что она срабатывает при крутящем моменте, в два раза большем реального максимального крутящего момента двигателя, длительность его работы от момента резкого повышения нагрузки до его остановки, по сравнению с аналогичной длительностью в случае отсутствия муфты, возрастает более чем в десять раз.

Если учесть, что ток, подводимый к двигателю при его работе в неустойчивой части характеристики (второй и третьей зонах), значительно возрастает по сравнению с током при работе двигателя в устойчивой зоне, а также если учесть квадратичную зависимость потерь тока на нагрев, то выявляется нецелесообразность, а в некоторых случаях и опасность применения таких параметров муфт и рабочих материалов, которые обуславливают большую длительность работы двигателя в неустойчивой части его характеристики.

Чем больше предельный момент, на который отрегулирована муфта, и чем меньше коэффициент трения движения по сравнению с коэффициентом трения покоя, тем в более благоприятных условиях работает двигатель. Фактором, ограничивающим предельный момент, является прочность трансмиссии.

Аналогичное положение получается при рассмотрении вопросов, относящихся к работе трения в муфтах.

Работа трения зависит от момента в системе и соответствующего углового перемещения ведущей части муфты от начала срабатывания до остановки. Формулы для определения момента в системе приведены выше. Угловое перемещение φ может быть определено из исходных формул о длительности работы муфты в различных зонах. Так, например, для третьей зоны, наиболее опасной с точки зрения теплового режима муфты, так как длительность работы в этой зоне наибольшая, угловое перемещение должно быть определено из зависимости $d\varphi = 0,1047 n_3 dt$; но $n_3 = n_{2,3}(1 - s_3)$, и тогда, используя зависимость (164), получим

$$d\varphi = 0,1047n_{2,3} \left[1 - \frac{a\gamma_3 e^{bt_{cp_{2,3}}}}{m_3(b-\gamma_3)} (e^{\gamma_3 t} - e^{bt}) - \frac{M_{2,3} - d}{m_3} (e^{\gamma_3 t} - 1) \right] dt$$

и

$$\varphi = 0,1047n_{2,3} \left[\left(1 + \frac{M_{2,3} - d}{m_3} \right) t - \frac{e^{\gamma_3 t}}{m_3} \left(\frac{ae^{bt_{cp_{2,3}}}}{b - \gamma_3} + \frac{M_{2,3} - d}{\gamma_3} \right) - \frac{a\gamma_3 e^{b(t_{cp_{2,3}} + t)}}{m_3 b (b - \gamma_3)} \right]_{t_1}^{t_2}. \quad (167)$$

Приняв определенные значения для t_1 и t_2 , можно определить угловое перемещение для всей зоны или для ее части.

Таким образом, используя приведенные уравнения, можно определить работу трения в муфте как в течение определенного отрезка времени, так и за все время работы муфты в данной зоне.

Безусловно, рациональным для улучшения условий работы двигателя и муфты является автоматическое отключение двигателя в начале относительного движения валов муфты. Это отключение конструктивно выполнимо, но его недостаток заключается в усложнении конструкции машины, вызванном необходимостью обеспечения взрывобезопасности при расположении электродатчика в корпусе трансмиссии к исполнительному органу.

Глава VII

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ВРУБОВЫХ МАШИН И КОМБАЙНОВ

А. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

§ 53. Основные схемы перемещения машин

Схема и условия работы машины для выемки угля определяют выбор способа ее перемещения. Врубовые машины и комбайны флангового типа перемещаются при помощи тягового органа: каната или цепи; комбайны, работающие по схеме «в лоб уступа» шагающим напорным механизмом, в большинстве случаев с распором вертикальных стоек в почву и кровлю, при помощи гусеничного хода, а также тяговым органом. В последнем случае предусматриваются приспособления, препятствующие выходу комбайна из забоя. На крутых пластах перемещение комбайна при рабочем режиме в ряде случаев может осуществляться под действием собственного веса машины.

Выемочные машины, перемещающиеся на гусеницах или при помощи шагающего механизма, не получили широкого распространения, чаще для перемещения машин применяют тяговые органы.

Возможны различные варианты применения тяговых органов; на рис. 87, а показана наиболее распространенная в настоящее время схема перемещения машин, работающих в очистных забоях. Канат, закрепленный одним концом за упорную стойку, устанавливаемую на некотором расстоянии от машины, навиваясь на вращающийся барабан машины, подтягивает ее к стойке.

Ограниченные размеры машин для выемки угля в очистных забоях лимитируют размеры и канатоемкость барабана, что обуславливает необходимость перестановки стойки в процессе зарубки и прерывистость всего процесса выемки угля.

Применение калиброванной цепи, закрепленной одним концом за упорную стойку (рис. 87, б) и огибающей приводную цепную звездочку на машине, исключает необходимость применения барабана, разрешает установку упорной стойки в верхней части лавы, устраняя перестановку ее в процессе выемки и прерывистость работы.

Калиброванная звездочка имеет значительно меньший диаметр, чем барабан, что при одном и том же натяжении тягового органа снижает момент сил сопротивления на тихоходном выходном вале подающей части машины. Уменьшать канатный барабан не рекомендуется, так как в целях повышения срока службы каната диаметр барабана принимается, при вертикальном расположении его оси, почти равным ширине машины, а при горизонтальной оси — высоте машины.

Исходя из тяговых усилий, для современных машин применяют канаты диаметром $\approx 16\text{--}19$ мм и тяговые цепи диаметром прутка ≈ 16 мм.

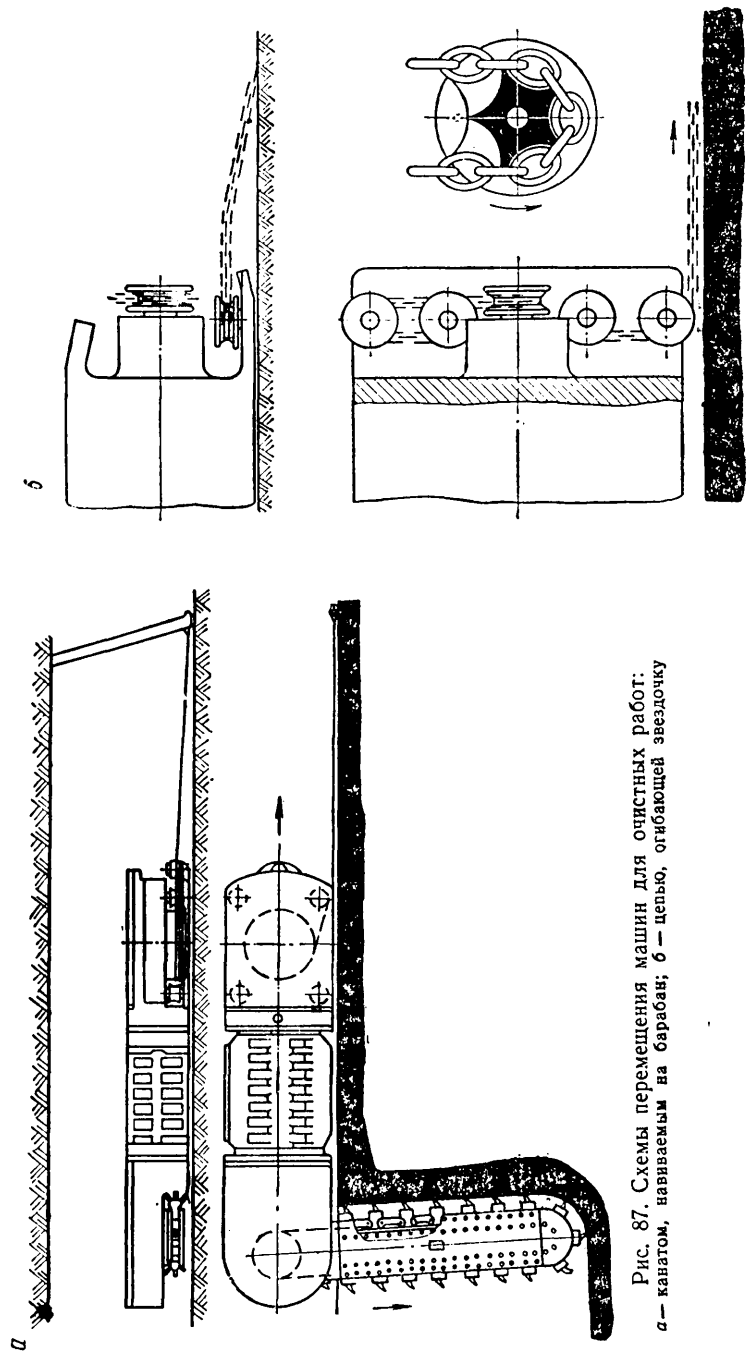


Рис. 87. Схемы перемещения машин для очистных работ:
 а — каватом, навиваемым на барабан; б — цепью, огибающей звездоочку

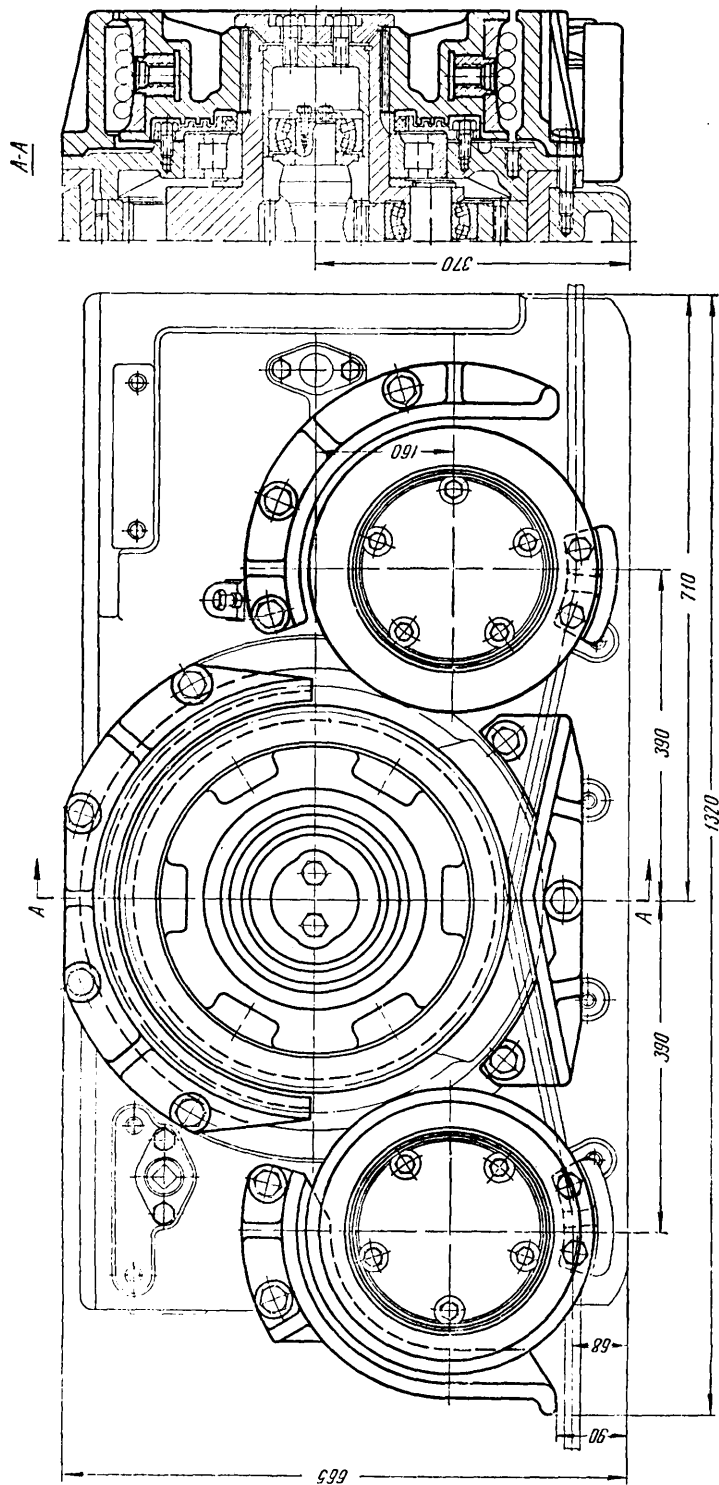


Рис. 88. Схема тягового органа с кабестаном (шпилем) вместо барабана

Для узкозахватных комбайнов, перемещающихся с большой скоростью и при работе которых потери времени недопустимы, распространение получают схемы, при которых исключается необходимость перестановки упорной стойки и разматывания каната.

На рис. 88 приведена схема применения тягового органа, при которой используется кабестан (шпиль), предусматриваемый вместо обычного канатного барабана.

§ 54. Основные требования к подающим частям машин

Средняя скорость подачи машины определяется технологическими схемами выемки. Но так как одна и та же машина используется в различных условиях по зарубаемости, в лавах разной длины, с различными длинами исполнительного органа, то необходимо, чтобы машины могли работать при различных скоростях подачи.

До последних лет для широкозахватных машин предусматривались подающие части с верхним пределом скорости подачи при рабочем режиме 1—1,5 *м/мин*. В настоящее время, в связи с применением узкозахватных комбайнов и повышением мощности двигателей, следует ориентироваться на верхние пределы скорости подачи порядка 3 *м/мин*. Нижний предел скорости подачи для работы машины на отдельных участках, при весьма тяжелых условиях зарубаемости, с включениями колчедана, при зарубке по крепкому прослойку, должен составлять не более 0,3 *м/мин*.

Конструкция механизма подающей части должна обеспечить между максимальной и минимальной скоростью подачи бесступенчатое ее изменение или в крайнем случае ступенчатое со ступенями подачи 0,2—0,25 *м/мин*.

Для машин, работающих по нечелноковой схеме, предусматривается маневровая скорость (не выше 12—14 *м/мин*), которая используется для возврата машины в исходное для работы положение.

При переключении машины с рабочего режима на маневровый желательно, чтобы направление вращения барабана, при неизменном направлении вращения двигателя, менялось на противоположное. В этом случае ошибочное включение маневровой скорости вместо рабочей не приведет к аварии.

Конструкция подающей части должна обеспечить возможность расположения тягового органа как с правой, так и с левой стороны машины, что необходимо для обеспечения устойчивости машины относительно забоя.

В качестве вариаторов скорости для подающих частей нашли применение храповые механизмы, фрикционно-пульсирующие и объемные гидроприводы.

Вариаторы в виде шестереночных коробок скоростей, применяющихся в станкостроении и в ряде транспортных машин, нецелесообразны, так как их переключение связано с остановкой машины. Образцы машин с подобными вариаторами не были приняты к серийному выпуску.

Также не нашли применения различные фрикционные вариаторы (Светозарова и др.) из-за их сравнительной сложности.

В процессе работы машин могут возникнуть повышенные сопротивления, препятствующие их перемещению. Повышенные сопротивления могут быть вызваны нагрузкой исполнительного органа, а также сопротивлениями на пути перемещения машины (выступы на почве, на забое, упор в стойку и др.).

Так как мощность, расходуемая на перемещение машины, составляет небольшую часть мощности, при которой может работать двигатель, то нельзя рассчитывать детали подающей части исходя из максимального вращающего момента двигателя и целесообразно предусматривать предохранительные элементы, которые снижали бы скорость или вовсе прекращали перемещение машины при недопустимых перегрузках.

Корпус подающей части обычно является также пультом управления всей машиной. На нем располагаются рукоятки управления не только подающей частью, но и трансмиссией исполнительного органа, а также кнопки управления пускателем двигателя. Через подающую часть подводится энергия к двигателю. Все это обуславливает сложность конструкции подающей части машины.

Размеры подающей части машины для очистных работ обуславливаются теми же факторами, что и размеры приводов. Лимитируются размеры подающей части главным образом по высоте и ширине. Длина подающей части не оказывает существенного влияния на длину машины.

При выборе высоты машины необходимо учитывать не только мощность пласта, но и опускание кровли после выемки полезного ископаемого, а также высоту верхняка крепи.

В настоящее время приняты следующие высоты подающих частей по двигателю: 310, 350, 400, 450 и 500 мм. Ширина колеблется от 700 до 800 мм.

Длина машины, предназначенной для зарубки по углю в подготовительных выработках, оказывает существенное влияние на поддержание выработки; в этом случае подающая часть объединяется с приводом исполнительного органа. Ширина машин этого типа может приниматься большей, чем машин для очистных работ.

§ 55. Глубина реза при непрерывном и равномерном, а также при периодическом перемещении машины

При равномерном перемещении машины глубина реза обуславливается скоростью подачи v_n , скоростью резания v_p и при цепных исполнительных органах расстоянием между одноименными (одного и того же угла наклона) зубками l , м. В этом случае глубина реза, мм

$$h = \frac{v_n l \cdot 1000}{v_p}; \quad (168)$$

а так как величины, входящие в формулу (168), примерно постоянны, то и глубина реза при равномерном перемещении машины также является величиной постоянной.

При применении для изменения скорости подачи вариаторов, не обеспечивающих равномерного и непрерывного вращения барабана, например храповых вариаторов, машина перемещается неравномерно, в большинстве случаев с периодическими остановками. В этих случаях глубина реза может в процессе работы принимать различные значения в зависимости от соотношения величин, входящих в формулу (168).

Схемы изменения глубины реза при различной периодичности перемещения машины приведены на рис. 89.

С х е м а а. При рассмотрении этой схемы принято, что время пробега зубком расстояния l (рис. 89, а) равно длительности одного оборота эксцентрика храпового механизма t_θ . Перемещение машины происходит на протяжении отрезка времени t_d ; зубки при этом перемещаются по траектории AB . Форма траектории обуславливается скоростью машины и резания.

В момент окончания перемещения машины глубина реза h равняется перемещению машины за время t_d . После прекращения движения машины зубок I продолжает работать с той же глубиной реза, пока не дойдет до точки B . В это время машина вновь начинает перемещаться и зубок I движется по траектории, параллельной $A_1 B_1$.

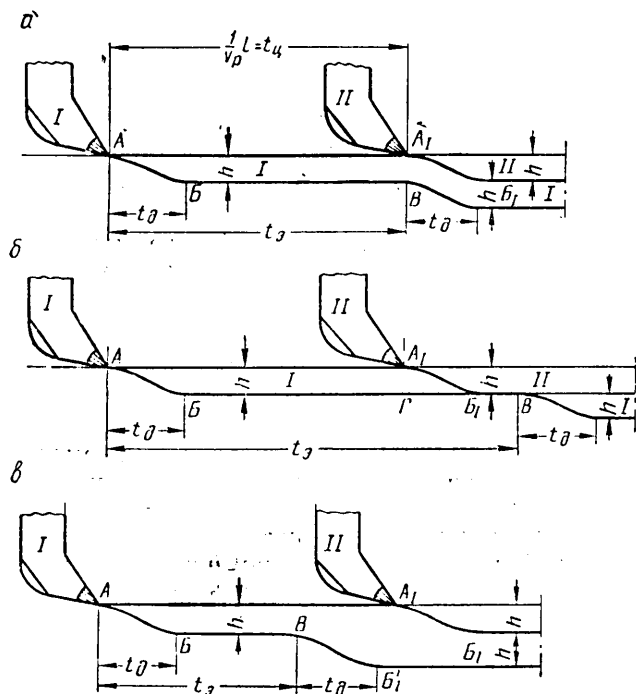


Рис. 89. Схемы изменения глубины реза при прерывистом перемещении машины

Следовательно, при поставленном условии глубина реза h будет постоянной, несмотря на неравномерное и прерывистое движение машины.

Число оборотов эксцентрика в этом случае должно быть

$$n_{\text{экс}} = \frac{60 v_p}{l}, \text{ об./мин.} \quad (169)$$

где v_p — в м/сек; l — в м.

Схема б. В этом случае принято, что время t_d пробега зубком (рис. 89, б) расстояния l меньше длительности одного оборота эксцентрика t_s , т. е.

$$n_{\text{экс}} < \frac{60 v_p}{l}. \quad (170)$$

В момент начала очередного перемещения машины зубок I , достигнув точки B , начнет перемещаться по траектории AB и далее работать с глубиной реза h . Следовательно, на отрезке GB_1 глубина реза будет меньше чем h , причем на этом отрезке глубина реза будет все уменьшаться. При значительной разнице между t_d и t_s зубок некоторое время перемещается при глубине реза, равной нулю (отрезок $B_1 B$).

С х е м а в. Для этого случая (рис. 89, в) принято, что время t_c пробега зубком расстояния l больше длительности одного оборота эксцентрика t_ε , т. е.

$$n_{\text{экс}} > \frac{60 v_p}{l}, \text{ об/мин.} \quad (171)$$

В момент начала очередного перемещения машины зубок I достигает только точки B и будет перемещаться по траектории BB' , в результате на участке BB_1 глубина реза значительно превышает h .

Таким образом, выбор параметров машины — числа оборотов эксцентрика, скорости резания и расстояния между зубками одного положения — определяет либо рез постоянной глубины, либо работу зубка на некотором участке с глубиной реза, равной нулю, либо частичную работу с глубиной реза, значительно превышающей среднюю.

Следовательно, и при периодической подаче можно получить глубину реза, равную глубине реза при непрерывной, равномерной подаче машины.

Б. МЕХАНИЗМЫ С ХРАПОВЫМИ ВАРИАТОРАМИ

§ 56. Храповые вариаторы

Храповые вариаторы скорости до последнего времени [69], [98] находят широкое применение в подающих частях машин для выемки угля. Большое распространение этого типа вариатора объясняется тем, что при его применении возможно конструктивно просто изменять средние скорости вращения барабана в достаточно широких пределах при сравнительно небольших ступенях. Кроме того, при храповых вариаторах в небольших размерах конструкции трансмиссии обеспечивается большое передаточное число, необходимое для получения малых скоростей подачи машины.

При проектировании вариатора с храповым механизмом и при проектировании и расчете деталей трансмиссии, в которой предусматривается этот тип вариатора, необходимо учитывать следующие специфические особенности его:

1. Холостой ход стопорной собачки и связанный с ним поворот колеса в обратную сторону вызывают также остановку и последующий поворот в обратную сторону всех звеньев передачи от храпового колеса к барабану.

Двигатель через передачу сообщает движение коромыслу шарнирного механизма (рис. 90, а и 93). На качающемся коромысле посажена ведущая собачка, которая при движении в одном (рабочем) направлении упирается в зуб храпового колеса и поворачивает его на некоторый угол. Изменение скорости подачи машины осуществляется за счет изменения числа шагов, на которые поворачивается храповое колесо за полный цикл движения коромысла. Продолжительность T этого цикла является периодом (длительностью) пульса.

Чтобы при обратном ходе ведущей собачки вместе с ней под действием упруго растянутого каната колесо не возвращалось в исходное положение, ставится стопорная собачка.

Для обеспечения захвата стопорной собачкой соответствующего зуба храпового колеса ведущая собачка должна повернуть храповое колесо на угол, несколько больший целого числа шагов. Поэтому в начале обратного хода ведущей собачки колесо совместно с ней движется в обратном направлении, пока не упрется зубом в стопорную собачку. Это перемещение колеса условимся называть холостым ходом стопорной

собачки. Оторвавшись от зуба колеса, остановленного стопорной собачкой, ведущая собачка должна пройти несколько больше, чем целое число шагов, чтобы был некоторый зазор относительно рабочей поверхности зуба. Поэтому во время прямого хода ведущая собачка сначала движется вхолостую, пока не упрется в зуб колеса. Эту часть прямого хода назовем холостым ходом ведущей собачки.

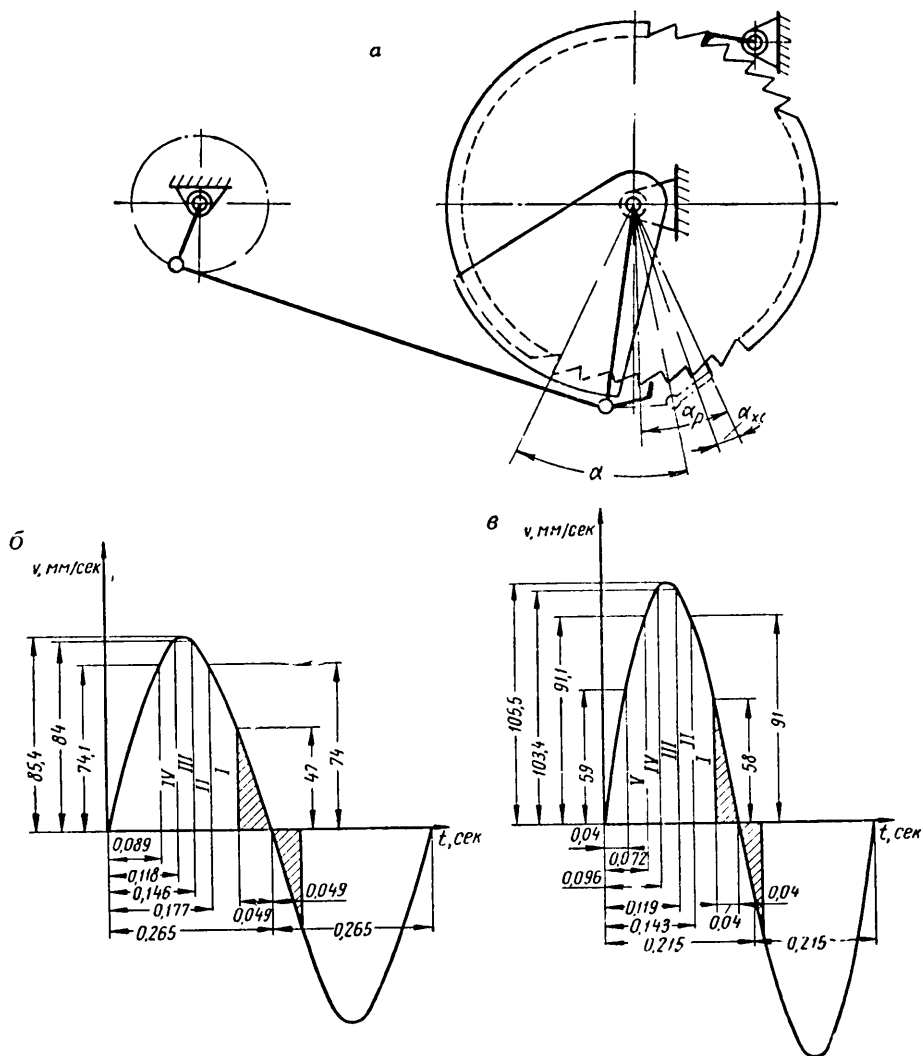
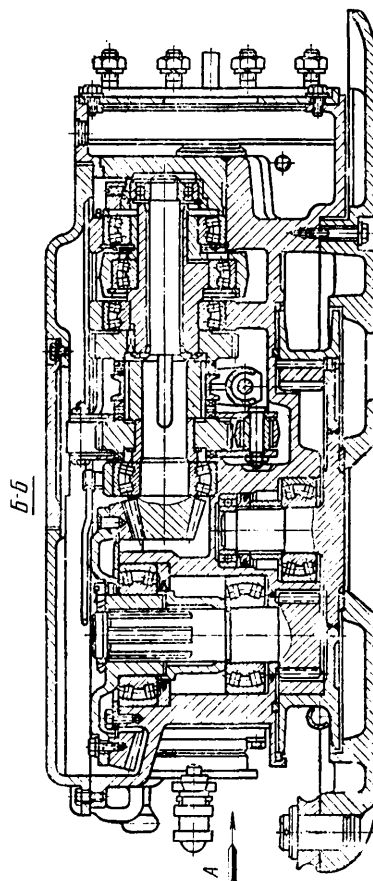
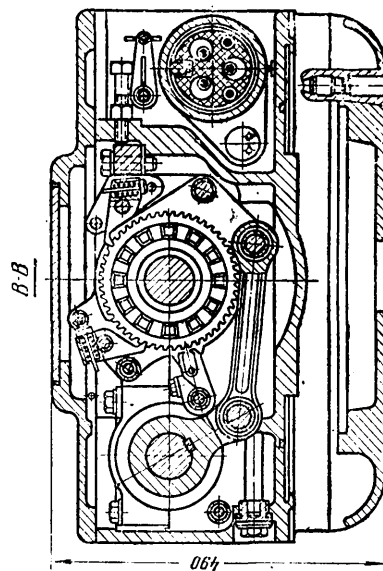


Рис. 90. Схема и диаграммы храпового механизма:

α — схема храпового механизма: α — ход ведущей собачки; α_p — рабочий ход собачки; $\alpha_{хс}$ — холостой ход стопорной собачки; δ — диаграмма скорости храпового механизма комбайна «Донбасс-1»; ν — диаграмма скорости храпового механизма выемочной машины комплекса ДУ-1

2. Храповой механизм сообщает ведомому звену движение периодическое, толчкообразное. Графики скорости ведущей собачки представляют собой примерно синусоидальные кривые, изображенные на рис. 90, б и в. Заштрихованная отрицательная площадь на графике изображает возврат храпового колеса под действием натяжения каната.



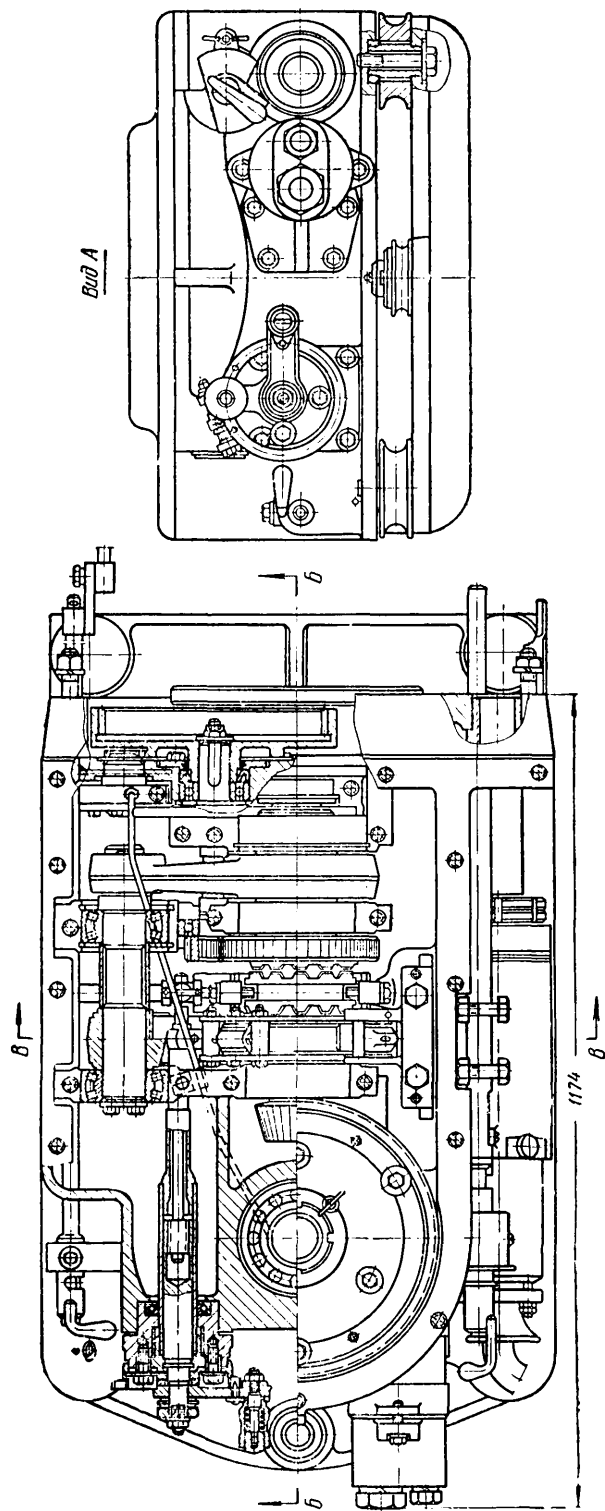


Рис. 91. Подающая часть комбайна «Донбасс-1»

Существенное значение имеет неравномерность вращения храпового колеса, так как из-за этого в трансмиссии возникают «добавки», измеримые с нагрузками, обусловливаемыми работой при равномерном перемещении машины. Поэтому одним из основных критериев оценки конструкции храпового вариатора является отношение максимальной скорости храпового колеса к средней.

3. Нагрузка в трансмиссии от двигателя к храповому механизму достигает максимума во время поворота храпового колеса ведущей собачкой и снижается почти до нуля.

Это определяет неравномерность загрузки трансмиссии, что также необходимо учитывать при проектировании.

Отмеченные особенности конструкции храпового механизма проявляются в большей или меньшей мере в зависимости от его типа.

По способу изменения средней скорости вращения вариаторы с храповым механизмом разделяются на две группы:

а) к первой группе относятся механизмы, у которых величина хода ведущей собачки (полная дуга качания) остается постоянной, а угол поворота колеса изменяется или за счет сдвига положения, в котором ведущая собачка входит в контакт с зубом колеса при прямом ходе, или за счет изменения величины обратного хода колеса;

б) ко второй группе относятся механизмы, у которых изменяется величина хода (дуга качания) ведущей собачки. При увеличении дуги качания собачки увеличивается угол поворота колеса, и наоборот.

Во врубовых машинах и комбайнах нашли применение вариаторы обеих групп. К первой группе относятся храповые вариаторы, использованные в подающей части комбайна «Донбасс-1» (рис. 91), «Горняк-1» и др.; ко второй — вариатор машины ГТК-35. В заграничных машинах нашли широкое применение вариаторы первой группы.

На диаграммах (рис. 90, б и в) ординаты соответствуют величинам скорости, приведенным к радиусу наливки каната. Холостой ход стопорной собачки принят равным половине шага храповичного колеса.

Данные средних и амплитудных окружных скоростей барабана при различных ступенях подачи приведены в табл. 25.

Как видно из рис. 90 и табл. 25, амплитудные скорости вращения барабана во много раз превышают средние скорости и время вращения барабана составляет незначительную часть общего времени работы — от 7 до 25 % при работе комбайна «Донбасс-1».

Таблица 25
Средние и амплитудные скорости барабана при различных ступенях подачи

Тип машины	Окружная скорость на барабане, м/мин	Ступени подачи					Обратный ход
		V	IV	III	II	I	
«Донбасс-1»	Средняя . .	—	1,08	0,81	0,54	0,27	2,82
	Амплитудная	—	5,12	5,12	5,04	4,45	
	При входе в зацепление собачки с колесом . . .	—	4,45	5,04	5,04	4,45	2,82
ДУ-1	Средняя . .	1,65	1,32	0,99	0,66	0,33	3,48
	Амплитудная	6,32	6,32	6,32	6,2	5,46	
	При входе в зацепление собачки с колесом . . .	3,54	5,46	6,2	6,2	5,46	3,48

Продолжение табл. 25

Тип машины	Окружная скорость на барабане, м/мин	Степени подачи					Обратный ход
		V	IV	III	II	I	
«Донбасс-1»	$\frac{v_{\text{амп}}}{v_{\text{ср}}} \dots$	—	4,8	6,4	9,4	16,5	
ДУ-1	$\frac{v_{\text{амп}}}{v_{\text{ср}}} \dots$	3,83	4,8	6,4	9,4	16,5	
«Донбасс-1»	Отношение времени движения к периоду T	—	0,24	0,18	0,13	0,07	
ДУ-1		0,31	0,24	0,18	0,13	0,07	

Бóльшие величины отношения между амплитудой и средней скоростями определяют высокие значения ускорений и как результат высокую «динамическую добавку» натяжения каната, которая вызывается не условиями работы исполнительного органа, а только примененным типом вариатора скорости.

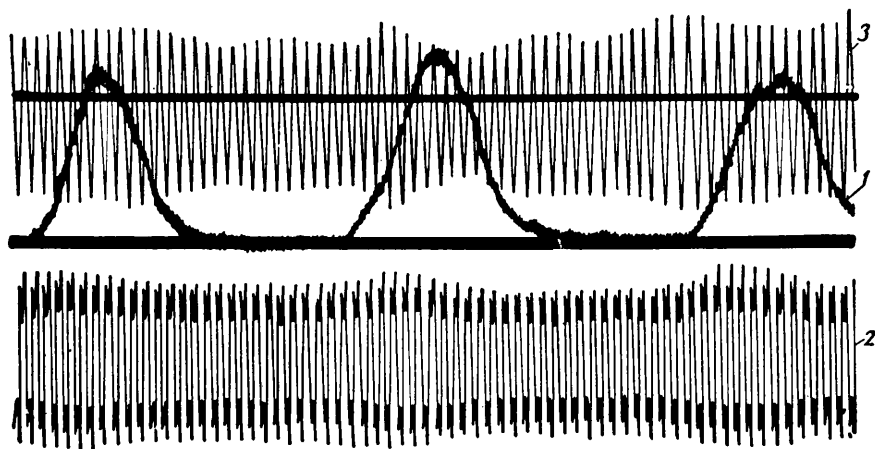


Рис. 92. Осциллограмма работы подающей части комбайна «Донбасс-1»:

1 — скорость машины; 2 — натяжение каната; 3 — ток в цепи статора

Высокие значения амплитудной скорости вызывают значительное кратковременное изменение заднего угла резца, что приводит к повышению усилия, действующего на его заднюю грань.

С увеличением средних скоростей (в комбайне ДУ-1) пропорционально увеличивается амплитудная скорость.

При вариаторе рассматриваемого типа как при низких скоростях вращения барабана, так и при высоких не удастся достигнуть входа в зацепление собачки с храповым колесом при низкой скорости соударения. Это вызывает повышенный выход из строя собачек и колес.

Благодаря упругости как свободной, так и навитой на барабан части тягового органа уменьшается соотношение между амплитудной и средней скоростью движения машины, но это уменьшение незначительно.

На рис. 92 приведена осциллограмма скорости подачи комбайна

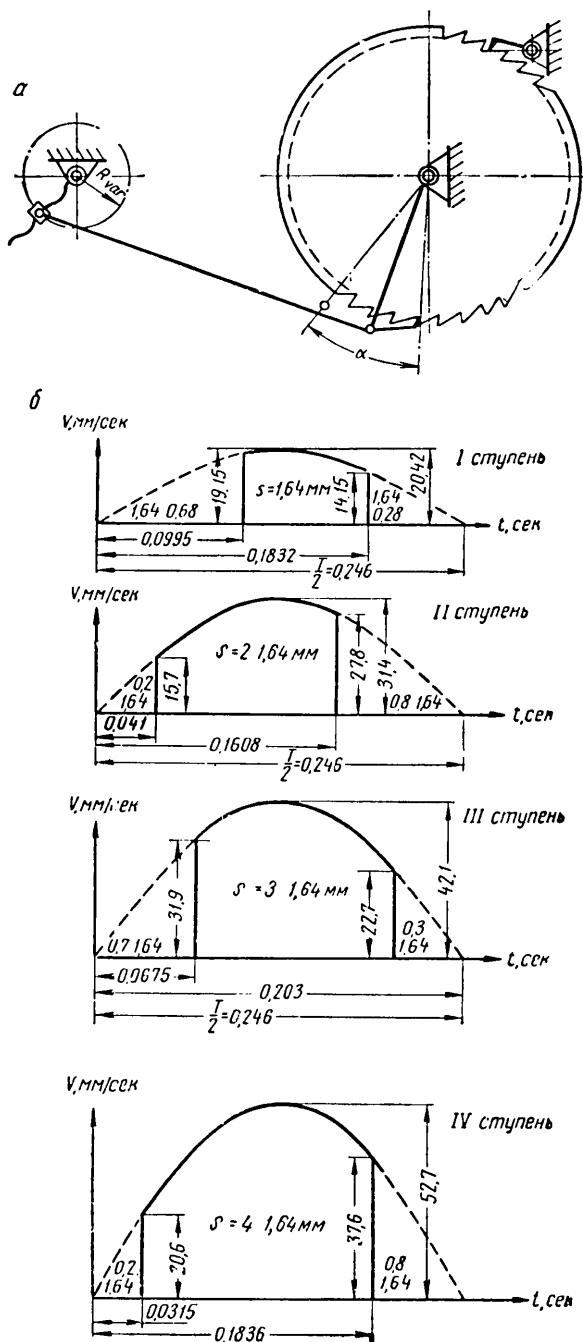
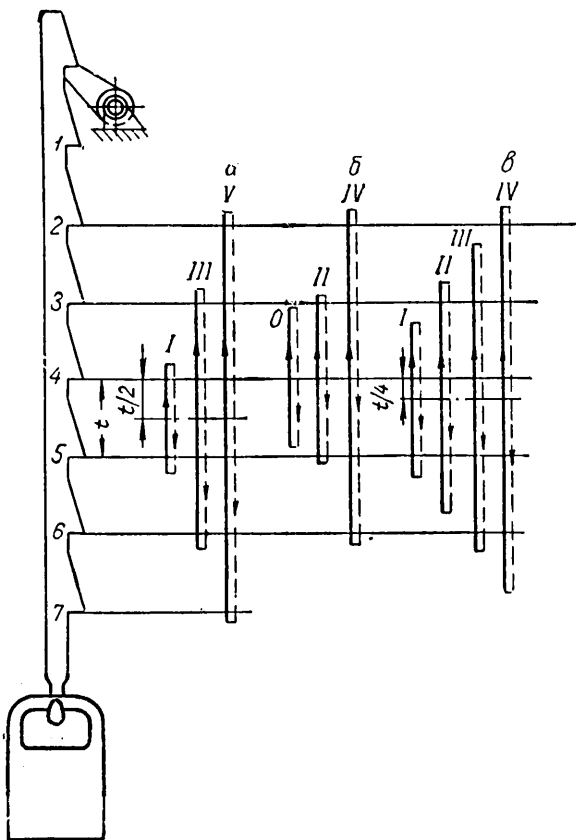


Рис. 93. Храповой механизм машины ГТК-35:

а — схема храпового механизма; б — диаграмма скорости ведущей собачки (отрицательная часть диаграммы не показана); 1,64 мм — перемещение точки на барабане, соответствующее шагу храпового колеса

«Донбасс-1» при IV ступени подачи. Длина каната 10 м. Из рисунка видно, что машина перемещается крайне неравномерно, с периодически-ми остановками, причем каждому периоду перемещения соответствует «всплеск» натяжения каната.

На рис. 93 показаны схема храпового механизма и диаграмма скорости ведущей собачки и храпового колеса машины ГТК-35. Примененный в этой машине способ изменения средней скорости отличается от



рования положения стопорной собачки (храповое колесо показано в развернутом виде).

В случае *а*, когда середина дуги качания собачки совпадает с серединой впадины храпового колеса, можно получить только нечетные ступени скорости подачи.

В случае *б*, когда середина дуги качания совпадает с ребром зуба, активная грань ведущей собачки пересекает лишь нечетное число горизонталей, и, следовательно, будут получены только четные ступени подачи (положение II и IV случая *б*), нечетные ступени выпадают.

Только в том случае, когда середина хода рабочей собачки не совпадает ни со серединой зуба, ни с его ребром (случай *в*), возможно получение всех ступеней подачи. Но при этом величины холостых ходов, как это видно из рисунка (случай *в*), ведущей и стопорной собачек получаются различными для разных ступеней, отличаясь друг от друга в несколько раз. Наивыгоднейшим взаиморасположением между серединой хода качания ведущей собачки и зубом храпового колеса, при котором наиболее вероятно получение всех ступеней подачи, является положение, когда середина хода находится от ребра на четверть или три четверти шага.

Последнее предопределяет невозможность получения безударного входа в зацепление собачки с зубом храпового колеса, а также из-за переменной величины упругих деформаций при различных нагрузках и износе — выпадание ступеней подачи при небольших отклонениях от наиболее выгодного взаиморасположения.

§ 57. Исходные данные для расчета подающих частей с храповыми вариаторами

Экспериментальные данные исследования машин в забое свидетельствуют, что расчет подающих частей нельзя проводить по средним усилиям, рекомендуемым теориями разрушения углей, так как действительное натяжение каната зависит от типа вариатора, принятого для подающей части и его параметров.

а) Факторы, обуславливающие натяжение каната. Натяжения каната можно определить исходя из следующей суммы слагаемых [9]:

- 1) усилия, действующего на прижатые к углям и скользящие по нему зубки, при глубине реза, равной нулю;
- 2) усилия, зависящего от глубины реза;
- 3) усилия, обуславливаемого действительной скоростью подачи машины (уменьшение заднего угла при повышении скорости подачи машины должно вызвать увеличение площадки, на которую распространяется напряженное состояние угля при его разрушении передней гранью [4]).

Так как при постоянной скорости резания изменение заднего угла зависит только от скорости подачи, то изменение усилия, связанное с изменением заднего угла, может быть принято зависящим только от действительной скорости машины;

4) усилия необходимого для перемещения машины вхолостую при равномерной скорости движения. Это усилие зависит от веса машины, угла падения пласта α и коэффициента трения μ . Последний может быть принят равным 0,3;

5) силы трения между корпусом машины и массивом угля, зависящей от усилий действующих от угла на зубки в направлении, перпендикулярном перемещению машины. При нормальной работе врубовой

машины, исходя из среднего натяжения режущей цепи и ориентировочного значения к. п. д. бара, эта сила может быть принята 150—200 кг.

При работе комбайнов с кольцевым баром рассматриваемая величина еще меньше и ею можно пренебречь, так как усилия, приложенные к передним граням, и силы трения, приложенные к задним граням зубков, расположенных в верхней ветви бара, частично уравниваются усилиями, приложенными к зубкам нижней ветви;

б) инерционной слагающей.

Величина инерционной слагающей определяется массой машины и ее ускорением¹.

б) Уравнение натяжения каната в общем виде. Исходя из перечисленных выше факторов, натяжение каната может быть выражено следующим уравнением:

$$Q = G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + Q_{изб} + qh + ax + m\ddot{x} + N\mu, \quad (172)$$

где G — вес машины, кг;

α — угол падения пласта;

m — масса машины, кг · сек²/мм;

h — глубина реза, мм;

x , $\dot{x}$ и $\ddot{x}$ — соответственно путь, мм, скорость, мм/сек, ускорение, мм/сек²;

$Q_{изб}$ — усилие на торцевой площадке при наличии контакта между зубком и углем и глубине реза, равной нулю, кг;

a — сила сопротивления, отнесенная к единице скорости, кг · сек/мм;

q — коэффициент при h , характеризующий зарубаемость и число одновременно работающих зубков, кг/мм;

N — усилие, действующее от груди забоя на машину, кг.

В приведенном уравнении члены $Q_{изб}$, q и a непосредственно зависят от характеристики пласта по зарубаемости и числа зубков z , одновременно находящихся в контакте с углем.

По ВУГИ усилие, действующее на заднюю грань зубков, пропорционально числу зубков и крепости зарубки в единицах ВУГИ в степени 1,7.

Тогда

$$Q = G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + m\ddot{x} + C_r^{1,7} z (Q_{изб1} + q_1 h + a_1 \dot{x}) + N\mu. \quad (173)$$

Величина $Q_{изб1}$ определяется по результатам исследований в забое как превышение натяжения каната при глубине реза, равной нулю, над натяжением, необходимым для перемещения машины вхолостую. Значения коэффициентов q_1 , a_1 определяются сравнением расчетных данных, полученных по уравнению (173), с данными замеров в забое. Значения величин h , x и $\dot{x}$ являются переменными и получаются в результате решения уравнения (173) с учетом параметров вариатора, скорости резания, схемы набора зубков и упругости системы.

в) Перемещение, скорость и натяжение каната машины при синусоидальном изменении скорости барабана. Приняв глубину реза равной перемещению машины, формулу (172) можно представить в виде

$$Q = G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + Q_{изб} + m\ddot{x} + qx + ax + N\mu. \quad (174)$$

Скорость изменения натяжения каната, обозначив упругость систе-

¹ В число слагаемых не введен фактор зависимости натяжения каната от заштыбовки. Поскольку имеющиеся по этому вопросу [58] рекомендации не проверены на практике [77], то они здесь не приводятся. Частично влияние заштыбовки учтено коэффициентом q , так как он определялся по данным исследований, проведенных в забое.

мы k , угол поворота барабана φ и радиус навивки каната на барабан r_0

$$\dot{Q} = k(\dot{\varphi} r_0 - \dot{x}), \quad (175)$$

откуда

$$Q = k\varphi r_0 - kx + C. \quad (176)$$

Путь, проходимый точкой на барабане $\varphi r_0 = s$ за время одного оборота эксцентрика, определяется по рис. 95.

Скорость на храповом колесе или барабане

$$v = v_{\max} \sin \omega t, \quad (177)$$

где $v_{\max}$ — максимальная окружная скорость;

ω — угловая скорость эксцентрика.

Далее из рис. 95

$$ds = v dt = v_{\max} \sin \omega t dt,$$

и, следовательно,

$$s = \frac{v_{\max}}{\omega} \left[-\cos \omega t \right]_{t_1}^{t_2}. \quad (178)$$

Максимально возможный путь точки на барабане за один оборот эксцентрика, равный положительной части диаграммы

$$2A_0 = s_{\max} = \frac{v_{\max}}{\omega} \left[-\cos \omega t \right]_0^{\frac{\pi}{\omega}} = \frac{2v_{\max}}{\omega}, \quad (179)$$

где A_0 — амплитуда.

Тогда

$$s = A_0 \left[-\cos \omega t \right]_{t_1}^{t_2}; \quad (180)$$

обозначив время начала контакта ведущей собачки с храповым колесом t_n , получим

$$s = A_0 (\cos \omega t_n - \cos \omega t). \quad (181)$$

Из уравнений (176) и (181) получим

$$Q = kA_0 (\cos \omega t_n - \cos \omega t) - kx + C, \quad (182)$$

где C — постоянная интегрирования, равная натяжению каната в момент начала движения барабана.

Из уравнений (174) и (182), пренебрегая членом N_n , получим

$$m\ddot{x} + a\dot{x} + (q + k)x = kA_0 (\cos \omega t_n - \cos \omega t). \quad (183)$$

Уравнение (183) без правой части

$$\ddot{x} + \frac{a}{m}\dot{x} + \frac{k+q}{m}x = 0. \quad (184)$$

Характеристическое уравнение

$$r^2 + \frac{a}{m}r + \frac{k+q}{m} = 0;$$

корни

$$r = -\frac{a}{2m} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4m^2} - \frac{k+q}{m}}.$$

Общее решение

$$x_1 = A e^{-\frac{a}{2m}(t-t_n)} \sin [p(t-t_n) + \beta],$$

где

$$p = \sqrt{\frac{k+q}{m} - \frac{a^2}{4m^2}}. \quad (185)$$

Частное решение уравнения

$$m\ddot{x} + a\dot{x} + (k+q)x = -kA_0 \cos \omega t$$

ищем в виде

$$x = B \sin \omega t + D \cos \omega t.$$

Тогда

$$\dot{x} = B \omega \cos \omega t - D \omega \sin \omega t$$

и

$$\ddot{x} = -B \omega^2 \sin \omega t - D \omega^2 \cos \omega t.$$

Подставив значения для x , $\dot{x}$ и $\ddot{x}$ в уравнение (183), получим

$$\begin{aligned} -mB \omega^2 \sin \omega t - mD \omega^2 \cos \omega t + aB \omega \cos \omega t - aD \omega \sin \omega t + \\ + (k+q)B \sin \omega t + (k+q)D \cos \omega t = -kA_0 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (186)$$

Уравнение справедливо, если

$$\left. \begin{aligned} -mB \omega^2 - aD \omega + (k+q)B &= 0 \\ -mD \omega^2 + aB \omega + (k+q)D + kA_0 &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (187)$$

Из уравнений (187) получим

$$D = \frac{-kA_0[-m\omega^2 + (k+q)]}{(a\omega)^2 + [m\omega^2 - (k+q)]^2}$$

и

$$B = \frac{-kA_0 a \omega}{(a\omega)^2 + [m\omega^2 - (k+q)]^2}.$$

Обозначив

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{D}{B} = \frac{k+q-m\omega^2}{a\omega},$$

и

$$E = \sqrt{B^2 + D^2} = \frac{kA_0}{\sqrt{a^2 \omega^2 + (k+q-m\omega^2)^2}},$$

получим

$$B \sin \omega t + D \cos \omega t = E \sin (\omega t + \beta_1).$$

Тогда

$$x = A e^{-\frac{a}{2m}(t-t_n)} \sin [p(t-t_n) + \beta] + E \sin (\omega t + \beta_1) + \frac{kA_0}{k+q} \cos \omega t_n, \quad (188)$$

$$\begin{aligned} \dot{x} = A e^{-\frac{a}{2m}(t-t_n)} \left\{ -\frac{a}{2m} \sin [p(t-t_n) + \beta] + p \cos [p(t-t_n) + \beta] \right\} + \\ + E \omega \cos (\omega t + \beta_1), \end{aligned} \quad (189)$$

где A и β определяются из начальных условий: при $t = t_n$ пройденный машиной путь x и скорость $\dot{x}$ равны нулю.

По уравнениям (188) и (189) можно определить действительные значения скорости машины и ее перемещение с учетом скорости вращения барабана, обусловливаемой типом и параметрами храпового вариатора, упругости системы, массы машины, влияния изменения действи-

тельного заднего угла инструмента, ступени подачи, условий зарубаемости и числа зубков, одновременно участвующих в резании.

Подставив значение x , полученное по уравнению (188), в уравнение (176) и учтя, что постоянная интегрирования C равна натяжению каната в момент начала движения барабана $C = G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + Q_{изб}$, получим изменение натяжения каната в функции времени.

При определении натяжения каната следует принимать:

$Q_{изб} = 0,55$; $q_1 = 0,12$; $a_1 = 0,045$. Коэффициент k определяется по формуле

$$k = \frac{E_k F}{L + 4500}, \text{ кг/мм}, \quad (190)$$

где E_k — модуль упругости каната, кг/мм^2 ;

F — сечение каната, мм^2 ;

L — длина каната, мм (слагаемая 4500 мм отражает эквивалентную упругость системы).

Приближенно отношение максимального превышения натяжения каната при синусоидальном законе изменения скорости вращения барабана $Q_{прев}$ к натяжению каната в случае снятия стружки при постоянной скорости движения машины $Q_{стр}$ может быть определено по формуле [9]

$$\frac{Q_{прев}}{Q_{стр}} = 10^{a'} \left(\frac{v_{ср. дв}}{v_{ср}} \right)^b \left(\frac{t_{вх}}{T} \right)^c \left(\frac{t_{вых}}{T} \right)^d, \quad (191)$$

где $v_{ср. дв}$ — средняя скорость навивки каната на барабан за время его вращения;

$v_{ср}$ — средняя скорость движения машины;

T — время одного оборота эксцентрика храпового механизма;

$t_{вх}$ — время холостого хода ведущей собачки при данной ступени подачи;

$t_{вых}$ — длительность обратного хода храпового колеса.

Показатели степеней a' , b , c , d в зависимости от коэффициента упругости k при различных коэффициентах крепости по ВУГИ (C_r) определяются по кривым рис. 96.

Для приближенного подсчета натяжения каната следует принимать следующий порядок:

а) устанавливаются для заданных режимов работы по принятым конструктивным параметрам вариатора скорости и привода к барабану отношения

$$\frac{v_{ср. дв}}{v_{ср}}; \quad \frac{t_{вх}}{T}; \quad \frac{t_{вых}}{T};$$

б) по кривым рис. 96 определяются показатели степеней a' , b , c , d ;

в) определяется отношение $\frac{Q_{прев}}{Q_{стр}}$;

г) определяется величина $Q_{стр} = 0,12 C_r^{1,7} zh$, где h — глубина реза, мм ;

д) суммарное натяжение каната

$$Q = G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + Q_{изб} + Q_{стр} + Q_{прив}. \quad (192)$$

Для учета изменения натяжения каната, связанного с изменениями зарубаемости на протяжении цикла очистной выемки, следует полученные расчетные данные принимать для расчета деталей на усталость от

изгиба и на контактную прочность с коэффициентами, принимаемыми для расчета приводов исполнительных органов (см. главу VI).

Для расчета на усталость от изгиба принимается $K_{и.в} = 1,15$ и для расчета на выносливость контактных поверхностей — $K_{к.в} = 1,05$.

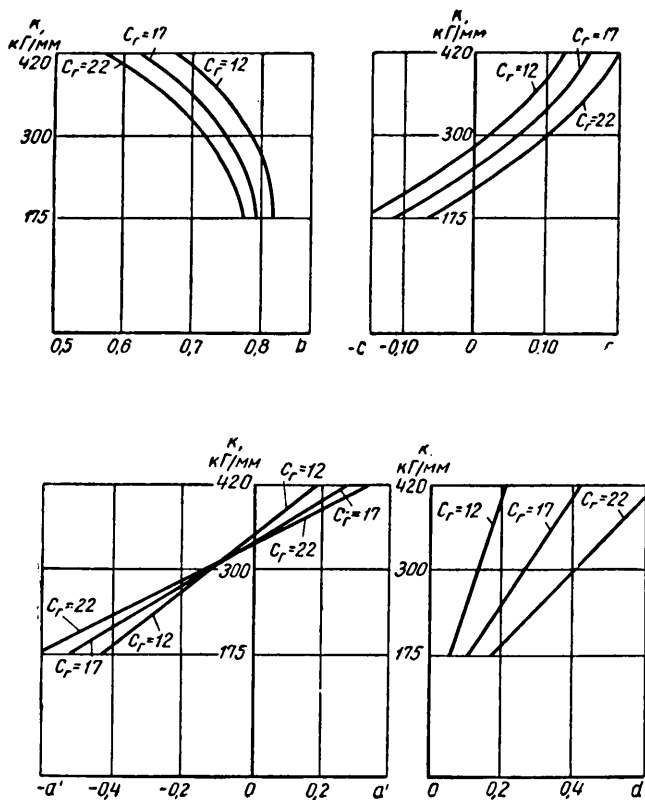


Рис. 96. Кривые для определения показателей степени в формуле (191)

§ 58. Особенности расчета редукторов подающих частей машины при храповых вариаторах [11]

а) Участок трансмиссии от двигателя до ведущей собачки. Нагрузка в цепи от двигателя к ведущей собачке определяется моментом на храповом колесе и скоростью его вращения, причем этот момент действует только в течение принудительного движения храпового колеса вперед и возвратного его движения до посадки на стопорную собачку.

Во время поворота колеса в направлении, обратном рабочему, из-за сил упругости оно является ведущим, а ведущая собачка и связанная с ней цепь (двигатель — ведущая собачка) становится ведомой.

Зубчатое колесо на оси эксцентрика или кривошипа работает только теми зубьями, которые зацепляются при наличии контакта между ведущей собачкой и храповым колесом; их нагрузка определяется как факторами, отмеченными в § 57, так и взаиморасположением звеньев кривошипно-шатунного механизма. Часть зубьев работает только при определенных ступенях подачи, часть — при любой ступени подачи.

На рис. 97 приведены кривые, которые характеризуют неравномерность нагрузки отдельных зубьев колеса при вариаторе с ограничением рабочего хода ведущей собачки: натяжения каната 1 при третьей ступени подачи, скорости барабана 2 при синусоидальном графике скорости ведущей собачки и мощности 3 на валу эксцентрика; последняя также изображает окружное усилие на зубьях колеса (к. п. д. при построении кривой 3 не учитывался).

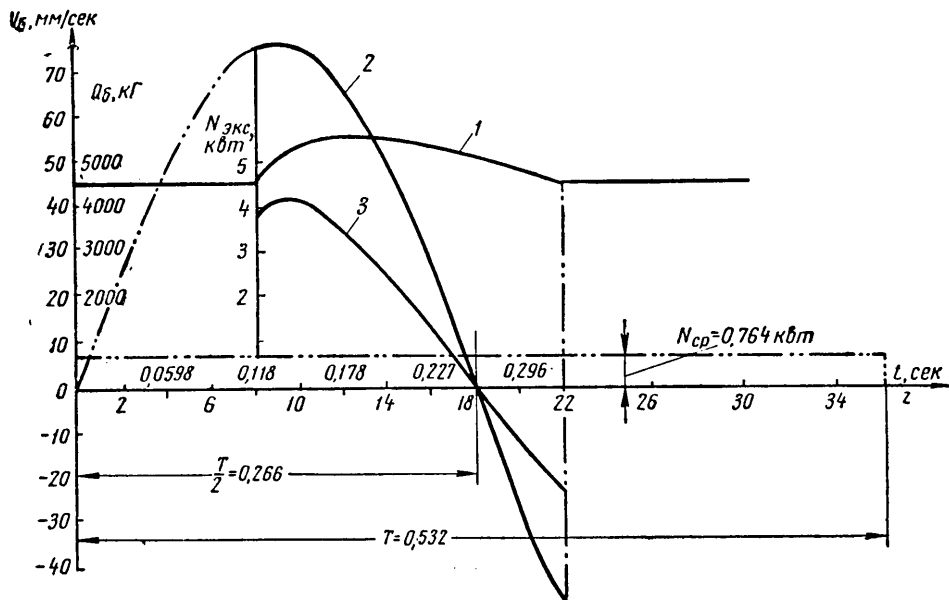


Рис. 97. Графики натяжения каната, скорости движения храпового колеса и мощности на валу эксцентрика:

v_6 — скорость навивки каната на барабан, мм/сек; $N_{\text{экс}}$ — мощность на валу эксцентрика, кВт; $N_{\text{ср}}$ — средняя мощность на валу эксцентрика, кВт; z — порядковые номера зубьев колеса, сидящего на валу эксцентрика

Из кривой 3 видно, что мощность на валу эксцентрика колеблется за один оборот эксцентрика от +4,2 до —2,1 кВт. Если же исходить из средней скорости подачи, то, даже приняв за расчетное натяжение его пиковое значение, приведенное на диаграмме (свыше 5000 кг), расходуемая мощность была бы только 0,764 кВт.

Следовательно, из-за неравномерного вращения барабана, обусловленного типом примененного вариатора, усилие на зубе колеса, приводящего в движение храповой механизм, достигает более чем 5-кратного значения усилия, необходимого при непрерывном и равномерном вращении барабана и моменте сил сопротивления, определяемом пиковым значением натяжения каната.

Поскольку и при второй ступени подачи наибольшую нагрузку будут передавать зубья, которые при третьей ступени также передают нагрузку, близкую к наибольшей, то с некоторым запасом следует принимать при расчете зубьев колеса на выносливость наибольшую нагрузку, полученную при построении кривой 3, исходя из конкретных условий зарубаемости и параметров примененного вариатора.

По оси абсцисс (рис. 97) даны порядковые номера зубьев z колеса, сидящего на валу эксцентрика. Как видно из рисунка, даже при третьей ступени подачи работают только как силовые зубья с 8-го по 22-й, т. е. работают 14 зубьев из 36.

Отсюда следует, что зубчатое колесо в целом не используется, так

как выбор прочных размеров обуславливается необходимой прочностью весьма ограниченного числа зубьев. Для того чтобы избежать недоиспользования прочных звеньев в передаче от двигателя к эксцентрику или кривошипу, следует принимать числа зубьев колеса и шестерни, не содержащие общих множителей и безусловно некратные. Для лучшего использования колеса эксцентрика следует предусматривать возможность закрепления его при капитальном ремонте повернутым на полоборота.

б) Участок трансмиссии от храпового колеса к барабану. Особенности работы зубчатых колес в цепи от храпового колеса к барабану определяются неизбежностью обратного хода системы: храповое колесо — барабан в течение каждого оборота эксцентрика. Этот обратный ход связан с дополнительным ходом вперед храпового колеса для обеспечения «западания» стопорной собачки во впадину его зуба.

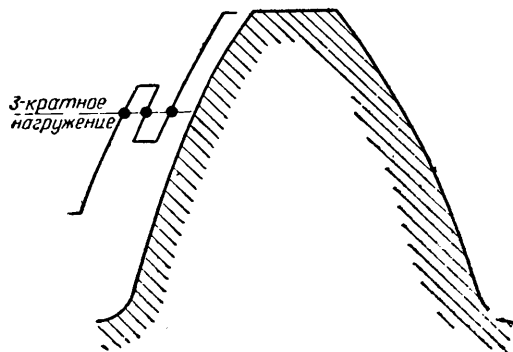


Рис. 98. Перемещение контакта по профилю зуба в цепи от храпового колеса к барабану

В отличие от обычной работы зубчатых колес, когда контактная площадка перемещается по профилю зуба только в одном направлении, например на ведущем зубе от ножки к головке, в этом случае контактная площадка перемещается по профилю зуба при прямом ходе храпового колеса в одном направлении и в противоположном направлении при его обратном ходе. Это вызывает трехкратное нагружение одного и того же участка профиля зуба.

На рис. 98 показано перемещение площадки контакта при первой ступени подачи и обратном ходе, равном 0,5 шага зубьев храпового колеса.

Следовательно, в отличие от обычных условий работы, когда каждому обороту шестерни соответствует один полный цикл напряжений на каждом участке рабочего профиля ее зубьев, в рассматриваемом случае каждому обороту шестерни соответствуют три цикла напряжений на некоторых участках профиля, причем протяженность этих участков увеличивается с ростом отношения величины обратного хода к прямому.

В зависимости от числа зубьев храпового колеса, ступени скорости и числа зубьев шестерни, сидящей на одном валу с храповым колесом, участки с трехкратными циклами напряжений могут совпадать или не совпадать при последующих оборотах. Так, например, если принять храповое колесо с числом зубьев 60, то при любой неизменной ступени подачи — от первой до шестой — участки с трехкратными циклами напряжений будут одними и теми же при последующих оборотах.

Следует принимать числа зубьев храпового колеса простыми (53, 59). В этом случае при работе на второй ступени подачи один и тот же участок нагружается на каждый оборот храпового колеса, а через один оборот при третьей ступени — через два оборота, при четвертой — через три оборота.

Чтобы получить более равномерную нагрузку рабочей части профиля, следует с учетом этого фактора подойти к выбору числа зубьев муфты, предназначенной для переключения рабочего хода на маневровый и для отключения барабана (см. рис. 91).

Следует принимать числа зубьев муфты (зубчатой или кулачной) и зубьев вала-шестерни, вращающейся при рабочем режиме синхронно с храповым колесом, взаимно простыми. Тогда при очередном переключении муфты изменится взаиморасположение зубьев шестерни и храпового колеса, что приведет к смещению по профилю зуба зубчатого колеса участков с трехкратными циклами напряжений.

Из этих же соображений следует принимать числа зубьев передач в кинематической цепи от храпового колеса к барабану взаимно простыми.

При соблюдении всех условий, которые приведут к примерно равномерному распределению трехкратно нагруженных площадок по профилю зуба, все же число циклов напряжений за один оборот шестерни при работе храпового механизма будет всегда большим, чем при обычном зацеплении.

Обозначив угол поворота шестерни, соответствующий повороту храпового колеса вперед, φ_1 и угол, соответствующий обратному ходу храпового колеса назад, φ_2 , то полезный ход вперед за каждый оборот эксцентрика будет $\varphi_1 - \varphi_2$.

Точка контакта при этом (рис. 98) пройдет путь по профилю колеса, соответствующий углу поворота $\varphi_1 + \varphi_2$.

Таким образом, отношение действительного пути к полезному

$$\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_1 - \varphi_2} \quad (193)$$

Следовательно, при первой ступени подачи и обратном ходе, равном $1/2$ шага зубьев храпового колеса, коэффициент, учитывающий повышенное число циклов напряжений,

$$\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_1 - \varphi_2} = \frac{1,5 + 0,5}{1,5 - 0,5} = 2.$$

Аналогично при второй ступени и тех же условиях $\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_1 - \varphi_2} = 1,5$, при третьей — $4/3$ и при четвертой — $5/4$.

Рассмотренное явление приведет также к повышенному числу циклов напряжений и в подшипниках качения, а также к ухудшению условий смазки [10].

Выбор допускаемых контактных напряжений сдвига при расчете зубчатых колес должен производиться с учетом периодических их остановок, ухудшающих условия смазки.

Приведенная величина поверхностных напряжений зубьев, численно равная усталостной прочности соприкасающихся поверхностей,

$$\sigma_{\text{пр. пов}} = p_{\text{max}} (0,2 + 2,28f - 1,5f^2), \quad (194)$$

где p_{max} — максимальное удельное давление в центре площадки соприкасания;

f — коэффициент трения.

При коэффициенте трения, наиболее часто встречающегося при нормальной работе передач, $f = 0,05$, исходя из зависимости (194), $\sigma_{\text{пр. пов}} = 0,31 p_{\text{max}}$, а при повышенных коэффициентах трения, которые имеют место при ухудшенных условиях смазки, связанных с периодическими остановками, при $f = 0,1$ $\sigma_{\text{пр. пов}} = 0,41 p_{\text{max}}$; при $f = 0,2$ $\sigma_{\text{пр. пов}} = 0,6 p_{\text{max}}$.

Таким образом, при повышении коэффициента трения вследствие остановок допускаемые контактные напряжения должны при расчете снижаться примерно на 30%.

В. МЕХАНИЗМЫ С ФРИКЦИОННО-ПУЛЬСИРУЮЩИМИ ВАРИАТОРАМИ

§ 59. Принцип действия фрикционно-пульсирующего вариатора и особенности его устройства и работы

Для наилучшего использования врубовые машины и комбайны должны содержать устройство с бесступенчато изменяющейся скоростью подачи. Для этой цели во многих машинах (КМП, ПМГ, «Донбасс-2») используют фрикционно-пульсирующие вариаторы скорости.

Рассмотрим устройство такого вариатора в подающей части комбайна «Донбасс-2» (рис. 99 и 100).

От двигателя через зубчатую муфту (рис. 100) и передачи $z = 15$, $z = 36$, $z = 11$, $z = 40$, $z = 22$ движение получает колесо $z = 80$. Толковой поверхностью это колесо-кулачок через толкатель 1 (рис. 99 и 100), пружину 2 и стержень 3 действует на рычаг второго рода 4, который своим роликом нажимает на выступ 5 шестерни $z = 26$, перемещая ее и соединенную с ней тягу 6, проходящую внутри червяка $z = 1$ и колеса $z = 40$. Тяга заканчивается шестерней-полумуфтой 7, которая через шайбу сжимает диски пластинчатой фрикционной муфты.

Внешние диски этой муфты своими шипами входят в шлицы колеса-обоймы $z = 40$, а потому и вращаются вместе с этим колесом. Внутренние диски своими шипами входят в шлицы вала червяка и при несжатой муфте не получают движения от внешних дисков. При сжатии муфты передается крутящий момент от колеса $z = 40$ червяку и всей последующей цепи: червячному колесу и через планетарную передачу водилу-барабану.

При равномерно вращающемся роторе двигателя барабану передается движение не непрерывно, а в течение части оборота шестерни-кулачка. Длительность одного оборота кулачка является периодом T и называется продолжительностью пульса.

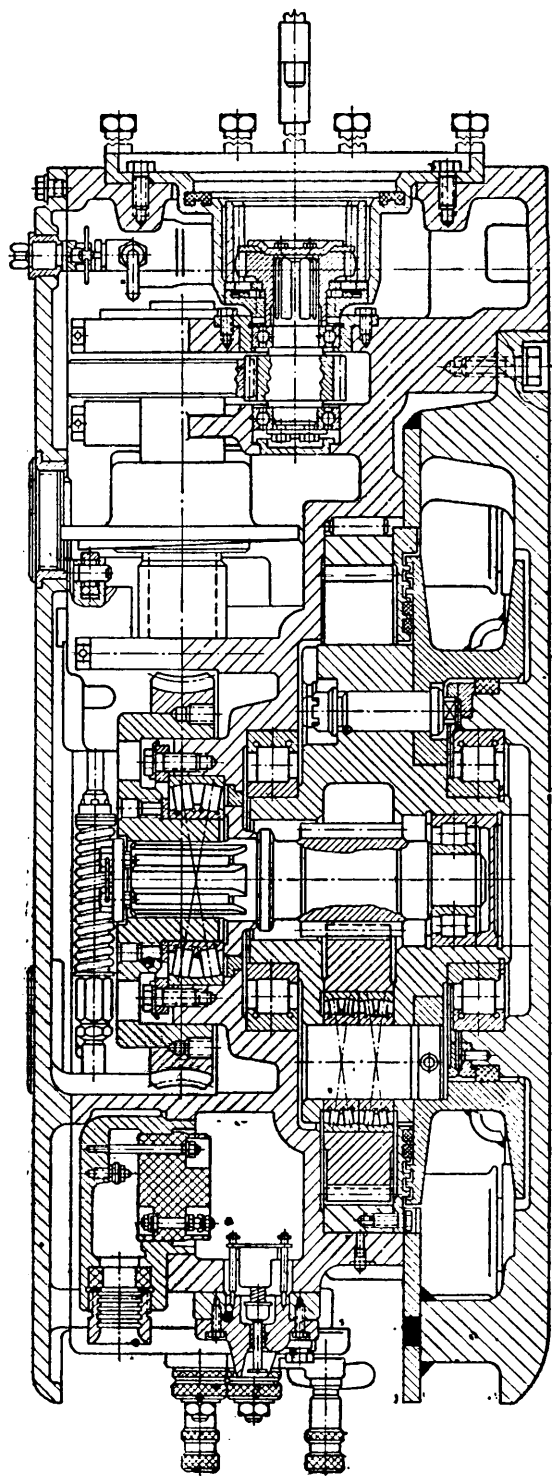
Отношение той части оборота, в течение которой кулачок действует на толкатель, к целому обороту назовем коэффициентом включения кулачка и обозначим K_k .

Изменяя коэффициент включения кулачка, получают различную скорость подачи. Для изменения K_k рукояткой управления поворачивается колесо $z = 42$, сцепляющееся с колесом $z = 26$. При этом под ролик рычага подводится другое место выступа, благодаря чему изменяется расстояние от ролика рычага до полумуфты 7 (если при этом не изменяется положение полумуфты 7, то рычаг вместе с толкателем смещается вправо или влево). В результате кулачок воздействует на толкатель в течение большего или меньшего угла поворота, чем раньше.

Для предотвращения поворота барабана в противоположную сторону, в интервалы, когда не передается от двигателя движущийся момент, в конструкции трансмиссии должна быть предусмотрена самотормозящая червячная пара.

Перемещение толкателя зависит от угла поворота кулачка, на котором должен быть сжат фрикцион. Перемещение дисков фрикциона невелико и практически одинаково при любом K_k . Усилие от кулачка передается через предварительно напряженную пружину 2, которая дополнительно сжимается, когда усилие превосходит определенную величину.

Чтобы не допустить значительного колебания натяжений каната, муфта должна частовключаться и выключаться. Следовательно, продолжительность пульса мала, а переходные режимы, в течение которых сжатые диски, скользя друг по другу, нагреваются и истираются,



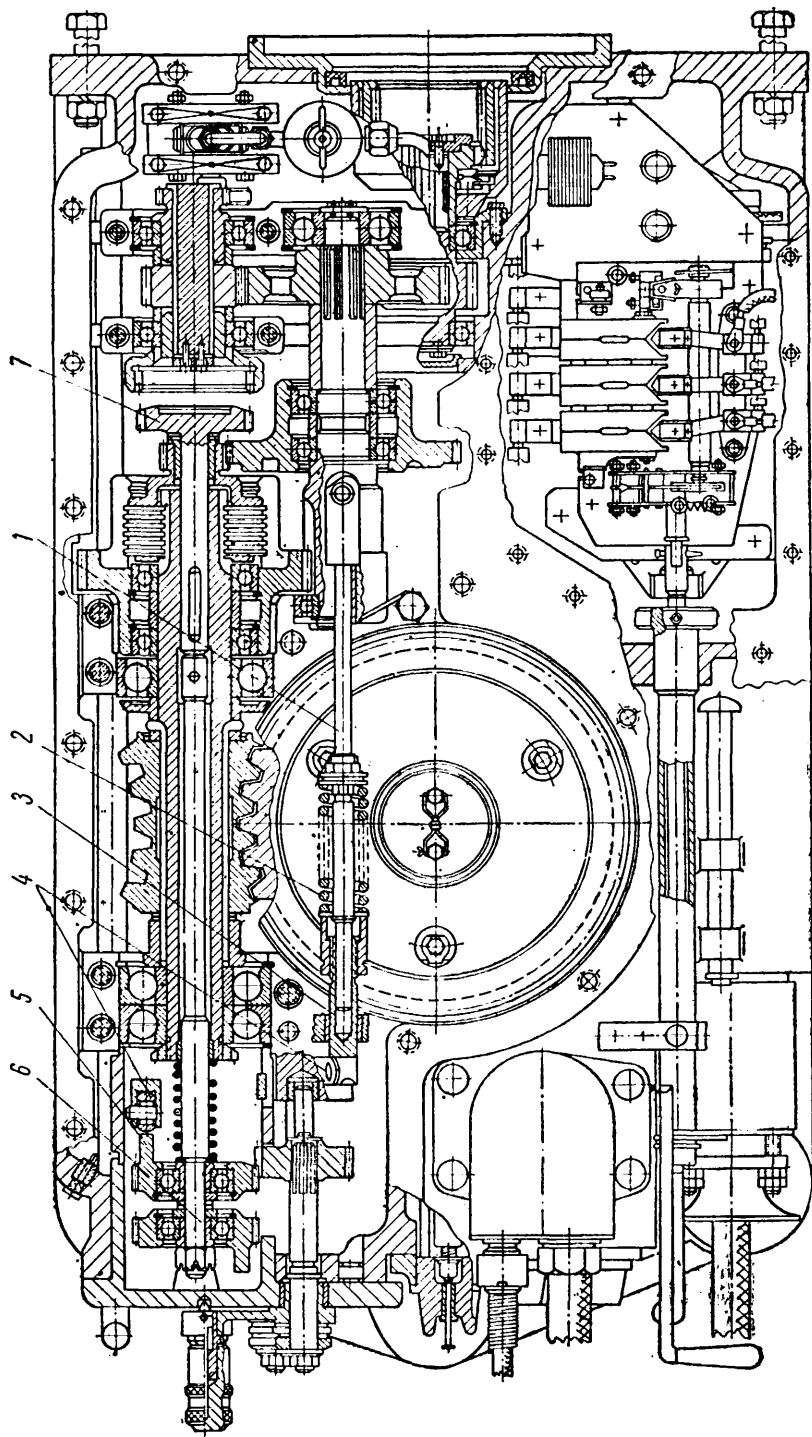


Рис. 99. Подающая часть комбайна «Донбасс-2»

имеют относительно большую длительность, чем в муфтах, применяющихся в других отраслях машиностроения. В связи с этим муфты не ставятся на быстроходных валах и применяются масляные ванны для охлаждения, уменьшения износа, предотвращения заедания и т. п.

Однако из-за ограниченности размеров каждого диска, а также сравнительно небольшого допускаемого удельного давления и малого

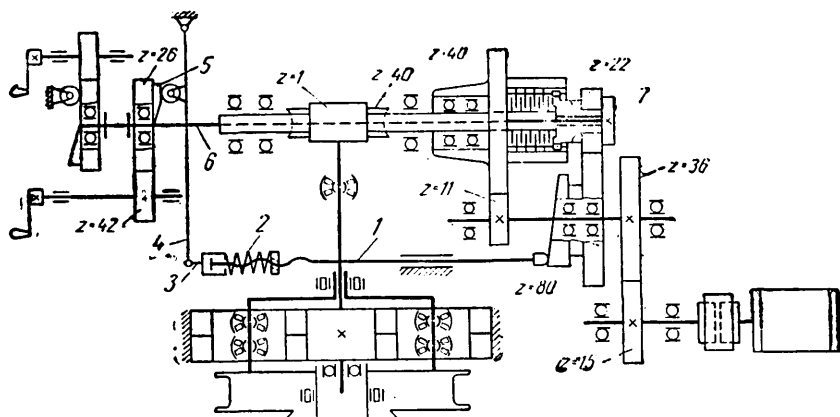


Рис. 100. Кинематическая схема механизма с фрикционно-пульсирующим вариатором комбайна «Донбасс-2»

коэффициента трения применяют муфты с большим числом дисков. Большое число дисков увеличивает трение в шлицах, а масляная пленка между дисками увеличивает длительность переходных режимов.

§ 60. Основы теории работы механизма

Вначале работу фрикционно-пульсирующего редуктора представим упрощенно: при включении муфта мгновенно сжимается и также мгновенно возрастают до максимума сжимающая сила P , крутящий момент M и угловая скорость ω ведомой полумуфты (101). При включении муфты те же величины одновременно и мгновенно снижаются до нуля.

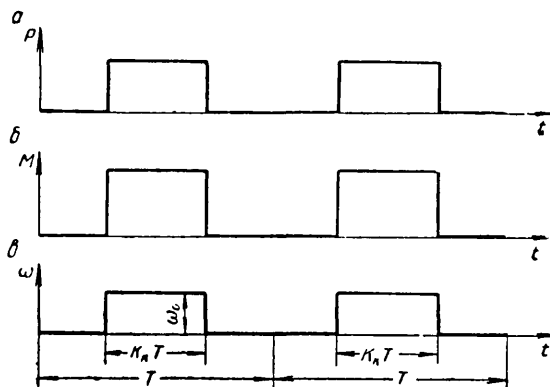


Рис. 101. Упрощенные диаграммы работы фрикционно-пульсирующей муфты:
а — сжимающей силы P ; б — крутящего момента M ;
в — скорости ω ведомой полумуфты

Для краткости среднюю угловую скорость ведомой полумуфты будем называть просто скоростью и обозначать ω_n . Согласно изложенным упрощениям:

1) скорость ведомой полумуфты пропорциональна коэффициенту включения кулачка

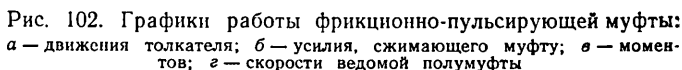
1) скорость ведомой полумуфты пропорциональна коэффициенту включения кулачка

$$\omega_n = K_k \omega_0,$$

где ω_0 — угловая скорость ведущей полумуфты;

2) можно получить любую величину ω_n от 0 до ω_0 .

На графике движения (рис. 102, а) в момент t_1 кулачок начинает перемещать толкатель. Вследствие упругости системы, передающей осевое усилие муфте, пакета дисков и наличия масляного слоя между



дисками осевое усилие, передаваемое от кулачка муфте, растет не мгновенно. Для упрощения это усилие изображается прямой abv , (рис. 102, б). В момент t_2 (точка v) осевое усилие соответствует усилию предварительного сжатия пружины. При дальнейшем перемещении толкателя сжимается пружина, жесткость системы оказывается меньше и усилие, сжимающее диски, растет медленнее (линия vg). В момент t_3 толкатель находится в крайнем положении и усилие будет максимальным. Затем под действием сил упругости толкатель движется в обратном направлении и осевое усилие снижается, сначала до t_4 медленно, в момент t_4 оно соответствует усилию предварительного сжатия пружины, затем быстрее.

С момента t_5 толкатель не будет передавать усилия. Однако это не означает, что сила, сжимающая диски, отсутствует. Ранее диски были сжаты толкателем и передавали крутящий момент давлением шипов на стенки шлицевых канавок. Чтобы диски не передавали друг на друга усилие, они должны сместиться вдоль оси на расстояние, пропорциональное количеству дисков. Но при этом должны быть преодолены силы трения в шипах [113]. Поэтому между дисками остается сила, изображенная линией *ежб*. Итак, осевое усилие между дисками изображится ломаной линией *жбвгдеж*.

Принимая постоянным коэффициент трения между дисками при проскальзывании, соответственно диаграмме осевых усилий получаем (рис. 102, в) ломаную *ЖБВГДЕЖ*, изображающую моменты, которые может передавать муфта при проскальзывании дисков. Полагая постоянным коэффициент трения покоя, получим ломаную *Ж₁Б₁В₁Г₁Д₁Е₁Ж₁*, изображающую крутящие моменты, передаваемые муфтой при непроскальзывающих дисках. Причем линия *Е₁Ж₁Б₁* изображает моменты $M_{оп}$, которые может передавать муфта из-за остаточной силы прижатия при нескользжащих дисках. Линия *ЕЖБ* изображает моменты $M_{од}$, которые может передавать муфта из-за остаточной силы прижатия при скользжащих дисках.

Момент сил сопротивлений на ведомой полумуфте при постоянном натяжении каната непостоянен уже потому, что в кинематической цепи после муфты стоит червячная пара, коэффициент трения в зацеплении которой зависит от скорости скольжения, так как во время остановок смазка из зацепления выжимается, в работе — затягивается. Аналогично изменяются силы трения и в остальной части ведомой цепи. Примем, что при движении момент сил сопротивлений $M_{сд}$ (прямая *СС*), а при трогании с места — $M_{сп}$ (прямая *НН*). Тогда процесс можно представить следующим образом.

При $t = 0$ ведомая полумуфта неподвижна, ведущая — вращается, диски скользят друг по другу, будучи сжаты уменьшающимися силами остаточного трения в шлицах. Поэтому муфта передает уменьшающийся момент $M_{од}$. Для приведения ведомой полумуфты в движение, необходимо преодолеть натяжение каната при трении покоя в червячной паре и последующей за ней цепи. Поэтому движение ведомой полумуфты начинается с момента t_1' , когда муфта при скользжащих дисках начнет передавать момент, превосходящий $M_{сп}$. При этом скорость ведомой полумуфты растет (рис. 102, г), скорость скольжения дисков снижается, коэффициент трения между дисками увеличивается и достигает значения коэффициента трения покоя к моменту (t_1'') отсутствия проскальзывания между дисками. К этому моменту передаваемый крутящий момент, преодолевая сопротивление и сообщая ведомой системе ускорение, достигает максимума и в момент t_1'' падает до $M_{сд}$.

После t_6 , когда момент, передаваемый муфтой при нескользжащих дисках, $M_{оп}$ оказывается меньше $M_{сд}$, ведомая полумуфта движется замедленно.

Средняя скорость ведомой полумуфты

$$\omega = \frac{t_6 - t_1'}{T} \omega_0.$$

Так как

$$\frac{t_6 - t_1}{T} \neq K_k,$$

то

$$\omega \neq K_k \omega_0,$$

т. е. скорость ведомой полумуфты не пропорциональна коэффициенту включения.

Передаваемый муфтой момент изображен жирной ломаной линией ЖБЗИКЛЛЖ.

При коэффициенте включения кулачка K_k , изображенном на рис. 103, а, ведомая полумуфта неподвижна, так как максимальный

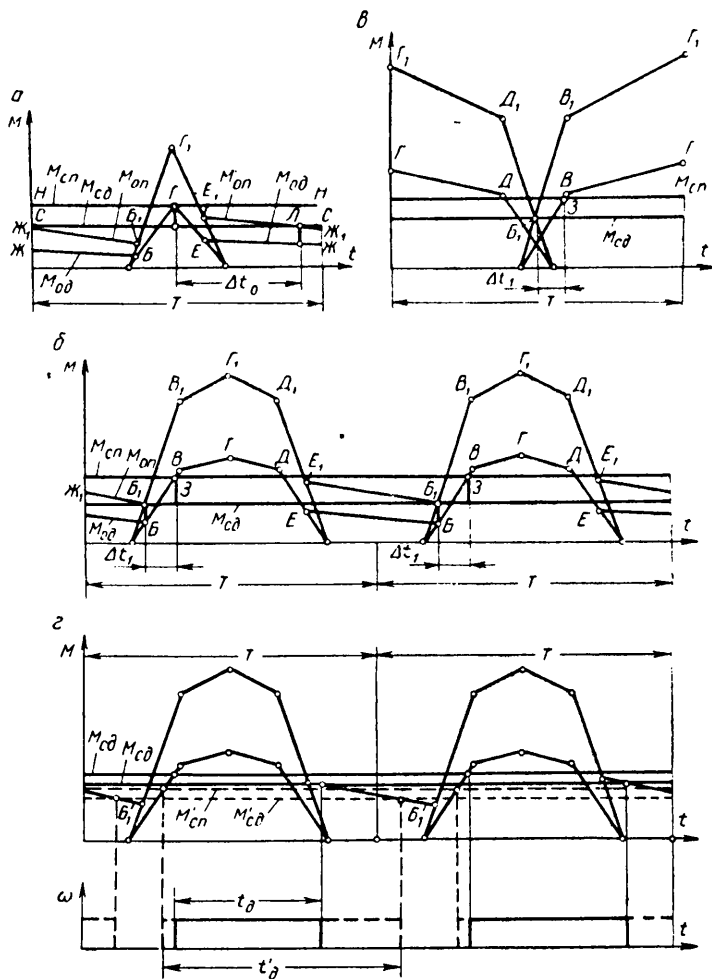


Рис. 103. График работы фрикционно-пульсирующей муфты с различными коэффициентами включения

момент, передаваемый при проскальзывании дисков, не превышает $M_{сп}$. При чуть большем коэффициенте включения ведомая полумуфта будет двигаться, пока не пересекутся линии моментов $M_{сд}$ и M_{ω} (точка Л). Время ее движения несколько больше Δt_0 , и, следовательно, ее скорость будет больше, чем $\omega_{min} = \omega_0 \frac{\Delta t_0}{T}$. Таким образом, нельзя получить скорость в интервале от 0 до ω_{min} .

При коэффициенте включения, изображенном на рис. 103, б и в, ведомая полумуфта вращается непрерывно, так как $M_{сд}$ не превышает момента, развиваемого муфтой при непроскальзывающих дисках. При чуть меньшем коэффициенте включения ведомая полумуфта будет оста-

навливаться не менее, чем на Δt_1 сек (точка B_1 — начало, точка $З$ — конец остановки). Так как на более короткое время, чем Δt_1 , она не может остановиться, то скорости в интервале от $\omega_{\max}$ до ω_0 (где $\omega_{\max} = \frac{T - \Delta t_1}{T} \omega_0$) не могут быть получены.

Так как коэффициент трения растет с увеличением времени прижатия дисков, а трение в шлицах замедляет нарастание и спадание среднего осевого усилия между дисками, то диаграмма моментов, которые могут быть переданы муфтой, несколько искажена по сравнению с приведенными на рисунках, в результате чего интервалы скоростей, которые нельзя получить, оказываются большими.

Кроме того, практически невозможно установить рукоятку управления так, чтобы K_k точно соответствовал $\omega_{\min}$ или $\omega_{\max}$, что также увеличивает интервалы выпадающих скоростей.

Существенным фактором, влияющим на скорость подачи, является нагрузка. На рис. 103, *г* пунктирной линией показаны пониженные, а сплошными — повышенные моменты сил сопротивления и соответствующие диаграммы скоростей ведомой полумуфты, из которых следует, что при одном и том же K_k с понижением нагрузки скорость ведомой полумуфты увеличивается.

На осциллограммах (рис. 104) записана работа вариатора «Дон-басс-2», подтверждающая изложенные положения.

1. На осциллограмме рис. 104, *а* кривая *а* изображает осевое усилие, передаваемое муфте от толкателя (усилие в штоке), а кривая *е* в несколько большем масштабе — усилие, сжимающее последний диск. Из рис. 104, *а* видно, что: 1) при усилии в толкателе, равном нулю, последний диск сжат; 2) уменьшение усилия в нем отстает по фазе от уменьшения усилия в толкателе, чем и объясняется вращение ведомой полумуфты (кривая *г* изображает ее скорость) и передача ей крутящего момента при усилии в толкателе, равном нулю; 3) началу проскальзывания дисков соответствует скачкообразное падение усилия, сжимающего последний диск (уступ *у* на кривой *е*).

2. Из рис. 104, *б* и *в* видно, что: 1) при уменьшении натяжения каната длительность вращения ведомой полумуфты увеличивается, так на рис. 104, *в* она больше, чем на рис. 104, *б*, хотя коэффициент включения кулачка меньше; 2) при усилии в толкателе, равном нулю, ведомый вал вращается и передается крутящий момент (линия *в*).

3. Из рис. 104, *д* следует, что при увеличении длительности включения кулачка на Δt_1 ведомая полумуфта вращается непрерывно, так как $M_{сд}$ не превышает момента, развиваемого муфтой при непроскальзывающих дисках. Следовательно, выпадают скорости, близкие к максимальным.

4. Из осциллограммы рис. 104, *г* видно, что при уменьшении длительности включения на $\Delta t < t_d$ ведомая полумуфта не будет вращаться, и, следовательно, получить среднюю угловую скорость ведомой полумуфты в интервале от 0 до $\frac{t_d - \Delta t}{T} \omega_0$ невозможно.

На рис. 105 сплошными линиями показаны те скорости, которые были получены. Интервал регулируемых скоростей составляет 60% диапазона от 0 до ω_0 . Скорости, близкие к нулю и ω_0 , получить не удается.

5. Из осциллограммы рис. 106, полученной при нескольких измененных параметрах кулачка и пружины видно, что при практически постоянном усилии прижатия дисков крутящий момент, передаваемый муфтой, увеличивается в течение некоторого времени (линия *mn*). Следовательно, коэффициент трения при проскальзывании дисков растет с увеличением продолжительности прижатия.

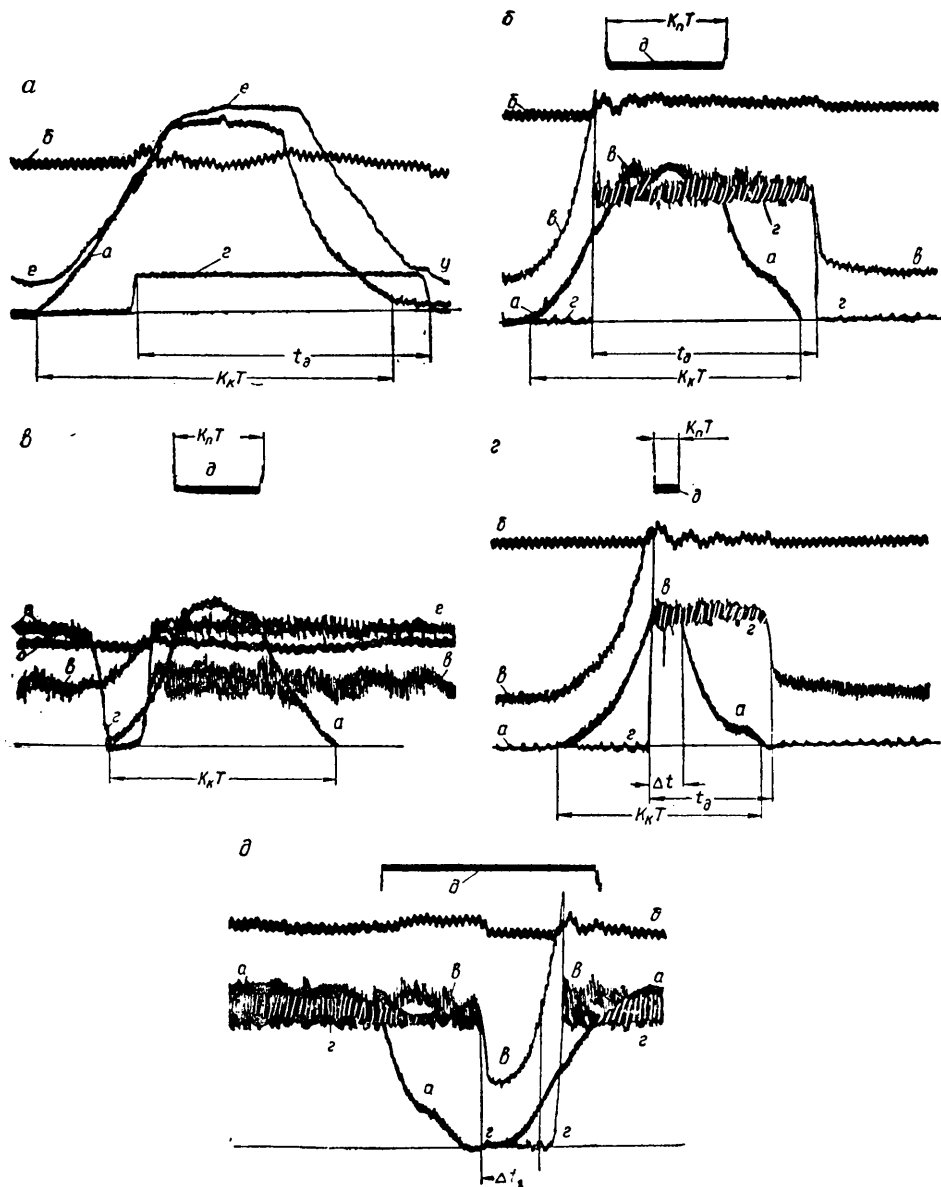


Рис. 104. Осциллограммы работы фрикционно-пульсирующей муфты:

a — усилие, сжимающее первый диск; $б$ — натяжение каната; $в$ — крутящий момент, передаваемый муфтой; $г$ — скорость червяка (ведомой полумуфты); $д$ — отметка дополнительного сжатия пружины; $е$ — усилие, сжимающее последний диск

При работе фрикционно-пульсирующего вариатора машина движется более равномерно, колебания натяжения каната меньше, нагрузка подающей части имеет менее динамический характер по сравнению с применением храпового вариатора.

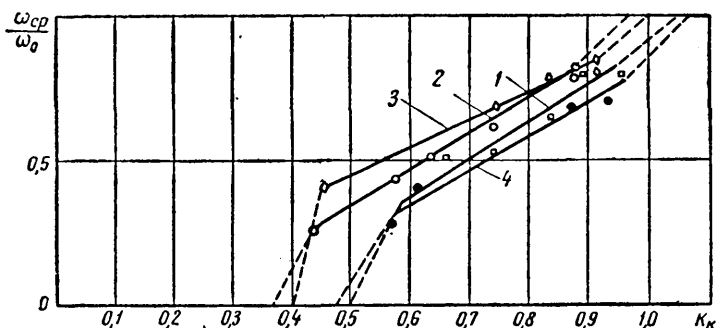


Рис. 105. Интервалы регулируемых скоростей:

1 — диски сталь-куниаль, натяжение каната ≈ 10 т; 2 — диски куняль-сталь, натяжение каната ≈ 8 т; 3 — диски сталь-сталь, натяжение каната ≈ 10 т; 4 — диски сталь-куниаль, стальные диски с пружинящими элементами для отжима, натяжение каната ≈ 10 т

Зубья колеса храповых передач, сидящего на валу эксцентрика или кривошипа, нагружаются неравномерно: нагружены зубья, передающие

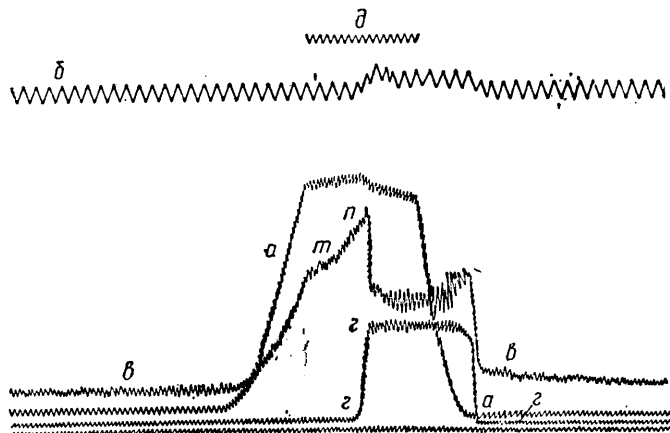


Рис. 106. Осциллограмма работы фрикционно-пульсирующей муфты с измененными параметрами:

а — усилие, сжимающее первый диск; б — натяжение каната; в — крутящий момент, передаваемый муфтой; г — скорость вращения червяка (ведомой полумуфты); д — отметка дополнительного сжатия пружины

усилие ведущей собачке на рабочем ходу, и не нагружены зубья, передающие ей движение на холостом ходу. В случае фрикционно-пульсирующих передач [11] у колеса, сидящего на одном валу с кулачком, больше нагружаются зубья, передающие движение на пути, на котором работает выступающая часть кулачка. Это имеет существенное значение, если, например, в машине типа КМП колесо-кулачок является и фрикционной полумуфтой. Вообще следует избегать кратности зубьев колеса-кулачка и сцепленной с ним шестерни.

§ 61. Влияние параметров вариатора на скорость вращения барабана

а) Частота пульсаций влияет на величину колебания натяжения каната и на диапазон, в котором скорость вращения барабана может бесступенчато регулироваться. При пульсирующем вариаторе барабан вращается с остановками; его скорость изменяется от нуля до максимальной, соответствующей номинальной скорости двигателя.

При заданной скорости ведущей полумуфты ω_0 , средняя скорость

$$\omega = \frac{t_{дв}}{T} \omega_0,$$

где $t_{дв}$ — время движения;

T — продолжительность пульса.

Одну и ту же среднюю скорость можно получить при различном T . Чем меньше T при неизменных ω_0 и $\frac{t_{дв}}{T}$, тем меньше колебания натяжения каната и равномернее движется машина. Можно, однако, полагать, что при прочих равных условиях с изменением T практически не изменится величина минимальных интервалов движения (Δt_0) и минимальных интервалов остановок (Δt_1) ведомой полумуфты в течение каждого пульса. Диапазон регулируемых скоростей имеет пределы ω_0 и $\frac{T - \Delta t_1}{T} \omega_0$. Поэтому величина диапазона

$$\frac{T - \Delta t_1}{T} \omega_0 - \frac{\Delta t_0}{T} \omega_0 = \left(1 - \frac{\Delta t_1 + \Delta t_0}{T}\right) \omega_0. \quad (196)$$

Из уравнения (196) видно, что при неизменных Δt_0 и Δt_1 с увеличением T растет диапазон регулируемых скоростей.

Итак, с уменьшением числа пульсаций увеличивается зона регулируемых скоростей, но увеличиваются и колебания в натяжении каната. Условием, ограничивающим увеличение длительности пульса, является требование (§ 55) соответствия T времени пробега зубком презка пути, равного расстоянию между зубками одного положения.

Длительность пульса T сек и число пульсаций в минуту n в существующих машинах имеют следующие значения: в КМП-2 $T = 0,77$ сек $n = 78$; в ПМГ-2 $T = 0,7$ сек и $n = 86$; в комбайне «Донбасс-2» $T = 1,3$ сек и $n = 46$.

б) Для получения возможно большего диапазона регулируемых скоростей желательно: 1) принимать малое число пульсаций в минуту; 2) диски с возможно близкими коэффициентам трения покоя и движения; 3) в цепи от муфты к барабану применять передачи примерно с постоянным коэффициентом полезного действия в интервале скоростей, которых муфта работает; 4) принимать по возможности небольшое число дисков в пакете для снижения влияния трения в шлицах, особенно сказывающееся в многодисковых пакетах; 5) выбирать диаграмму силового усилия, близкую к прямоугольной, что зависит от скорости перемещения дисков; 6) применять диски с разжимающими пружинящими элементами, если эти элементы развивают усилия, близкие по величине к остаточному усилию сжатия; 7) обеспечить возможность остановки рукоятки управления в любом положении.

в) Диски фрикционной муфты должны отличаться тепло- и износостойчивостью, обладать большим коэффициентом трения, причем коэффициент трения покоя должен примерно быть равным коэффициенту трения движения. Для уменьшения трения в шлицах желательна

тщательная обработка шлицевых канавок и снятие фасок с шипов. Представляется целесообразным выполнять шипы и шлицы по эвольвенте. По [48] допускаемое давление для стальных дисков не более $p = 6 \div 8 \text{ кг/см}^2$. Коэффициент трения при скольжении $0,08 \div 0,05$.

г) Пружина должна отличаться небольшим коэффициентом жесткости, чтобы при ее дополнительном сжатии усилия в системе возрастали незначительно.

В существующих машинах величина предварительного сжатия пружины одна и та же при работе с различными натяжениями каната. Но чем больше усилие предварительного сжатия пружины, тем больше максимальная сила сжатия дисков и тем больше остаточные силы трения в шлицах. Поэтому для более четкой работы пульсирующего механизма и для возможно большей долговечности желательно предусматривать изменение величины предварительного сжатия пружины в зависимости от максимального натяжения каната, при котором машина будет работать.

д) Остаточные сжимающие диски усилия из-за трения в шлицах к моменту, когда усилие в толкателе равно нулю, можно в первом приближении принимать равными $1 \div 1,5\%$ на диск от максимального усилия, сжимавшего его в течение пульса. Это остаточное усилие снижается примерно на 40% в секунду по сравнению с начальным значением. Следует учитывать, что из-за этих остаточных усилий муфта греется все время, в течение которого имеется проскальзывание дисков, а не только в периоды разбега и выбега ведомой полумуфты.

е) Профиль кулачка должен обеспечить быстрое нарастание осевого усилия. Если предположить, что момент, развиваемый муфтой, растет пропорционально времени от нуля ($M = Kt$), то работа, затраченная на трение к моменту, когда крутящий момент станет равным моменту сил сопротивления ($M = Kt_1 = M_{\text{сн}}$), окажется равной

$$A = \int_0^{t_1} Kt \omega_0 dt = \frac{K\omega_0}{2} t_1^2 = \frac{M_{\text{сн}}^2 \omega_0}{2K}. \quad (197)$$

Эта работа, идущая на нагревание, обратно пропорциональна скорости возрастания момента. Кроме того, как было указано, с приближением диаграммы осевых усилий к прямоугольной увеличивается диапазон регулируемых скоростей и уменьшаются остаточные усилия, сжимающие диски.

Однако с увеличением быстроты нарастания осевого усилия до момента начала дополнительного сжатия пружины, поскольку эта быстрота определяется профилем кулачка и отношением плеч рычага, возрастет и быстрота увеличения осевого усилия при дополнительном сжатии пружины, что, как отмечалось, нежелательно. Поэтому следует принимать профиль кулачка, обеспечивающий скорость сближения и соответственно отодвигания дисков, $0,35 \div 0,40 \text{ мм}$ в секунду на один диск.

ж) Величина к. п. д. червячной пары должна приниматься в зависимости от скорости [114].

§ 62. Определение средней скорости вращения барабана

Примем следующие обозначения:

- T — продолжительность пульса, *сек*;
- K_k — коэффициент включения кулачка;
- C — жесткость пакета дисков, кг/мм ;

- C_n — жесткость пружины, кг/мм ;
 P_n — усилие предварительного сжатия пружины, кг ;
 a — плечо рычага, на которое действует толкатель, мм ;
 b — плечо рычага, на которое действует шток, сжимающий муфту, мм ;
 s — ход толкателя, мм ;
 v_T — скорость перемещения толкателя, мм/сек ;
 $v_{ш}$ — скорость перемещения штока, мм/сек ;
 f_o — коэффициент трения между непроскальзывающими дисками;
 f — коэффициент трения между проскальзывающими дисками;
 r — средний радиус дисков, м ;
 n — число дисков, равное числу поверхностей трения на каждой полумуфте;
 Q_k — натяжение каната, кг ;
 i — передаточное отношение от червяка к барабану;
 r_0 — радиус навивки каната, м ;
 η_0 — коэффициент полезного действия передач от червяка к барабану при трогании с места;
 η — коэффициент полезного действия передач от червяка к барабану при максимальной скорости;
 $M_{сп}$ — момент сил сопротивления на ведомой полумуфте при трогании с места, кг/м ;
 $M_{сд}$ — то же, но при максимальной скорости, кг/м ;
 ω_o — угловая скорость ведущей полумуфты, $1/\text{сек}$;
 ω — средняя угловая скорость ведомой полумуфты, $1/\text{сек}$;
 t_d — продолжительность вращения ведомой полумуфты в течение одного цикла, сек ;
 $M_{оп}$ — остаточный момент, передаваемый муфтой при непроскальзывающих дисках из-за трения в шлицах, кг/м ;
 $M'_{оп}$ — остаточный момент, передаваемый муфтой в конце включения кулачка, кг/м ;
 $\dot{b}_1$ — скорость уменьшения величины $M'_{оп}$; $M_{оп} = M'_{оп}(1 - b_1 \Delta t)$.
 k_o — отношение остаточной сжимающей силы из-за трения в шипах одного диска к усилию в штоке в момент начала дополнительного сжатия пружины.

Полагаем, что: а) ведомая полумуфта разгоняется и останавливается мгновенно; б) f , f_o , C , C_n , η , η_o , b_1 , k_o и v_T — величины постоянные.

Моменты сил сопротивлений на ведомой полумуфте:
при трогании с места

$$M_{сп} = \frac{Q_k r_0}{i \eta_o}, \text{ кг/м}; \quad (198)$$

при максимальной скорости

$$M_{сд} = \frac{Q_k r_0}{i \eta}, \text{ кг/м}. \quad (199)$$

Длительность включения кулачка

$$t_b = K_k T, \text{ сек}. \quad (200)$$

Считаем, что профиль кулачка обеспечивает равномерное движение толкателя. При коэффициенте включения, равном единице, ход толкателя s длится полпульса $0,5 T$. Поэтому скорость толкателя

$$v_T = \frac{2s}{T}, \text{ мм/сек}. \quad (201)$$

При включенном кулачке, пока пружина дополнительно не сжата, считаем, что все перемещения происходят за счет податливости пакета, и, таким образом, пренебрегаем деформациями всех остальных частей. Тогда скорость штока, сжимающего пакет дисков, определяется только скоростью толкателя и отношением плеч рычага:

$$v_{\text{ш}} = \frac{b}{a} v_{\text{т}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{2s}{T}, \text{ мм/сек.}$$

Осевое усилие в штоке равно произведению жесткости пакета дисков на деформацию пакета. Скорость изменения усилия в штоке равна произведению жесткости пакета на скорость изменения деформации, т. е. на скорость штока

$$\dot{Q} = C v_{\text{ш}}, \text{ кг/сек.} \quad (202)$$

Когда пружина дополнительно не деформируется,

$$\dot{Q} = C \frac{b}{a} \cdot \frac{2s}{T}, \text{ кг/сек.} \quad (203)$$

Так как жесткость системы значительно больше жесткости пружины, то при ее дополнительном сжатии скорость изменения ее длины равна скорости толкателя и усилие в ней изменяется на $C_{\text{п}} v_{\text{т}}$, кг/сек. Следовательно, скорость изменения усилия в штоке, когда пружина дополнительно сжимается,

$$\dot{Q}_1 = \frac{a}{b} C_{\text{п}} v_{\text{т}}, \text{ кг/сек.} \quad (204)$$

Скорость изменения момента, развиваемого муфтой, при скольжении дисков, если пружина дополнительно не сжата,

$$\dot{M} = frn \dot{Q} = \frac{2fbrnC_s}{aT}, \text{ кгм/сек;} \quad (205)$$

то же, но при дополнительном сжатии пружины

$$\dot{M}_1 = frn \dot{Q}_1 = 2 \frac{a}{b} frnC_{\text{п}} \frac{s}{T}, \text{ кгм/сек.} \quad (206)$$

Скорость изменения момента, который может развивать муфта при нескольких дисках, если пружина дополнительно не сжата,

$$\dot{M}_{\text{п}} = f_{\sigma} r n \dot{Q}; \quad (207)$$

то же, но при дополнительном сжатии пружины

$$\dot{M}_{\text{п1}} = f_{\sigma} r n \dot{Q}_1. \quad (208)$$

Началом отсчета времени примем момент, когда толкатель находится против наиболее тонкого места кулака (в так называемом «ближнем положении»). Толкатель начнет двигаться (см. рис. 102) в момент t_1 :

$$t_1 = 0,5 (1 - K_{\kappa}) T. \quad (209)$$

В момент t_2 начинает сжиматься пружина. При этом усилие в толкателе — $P_{\text{н}}$, а в штоке — $Q(t_2 - t_1)$. Из условия равновесия рычага

$$P_{\text{н}} a = \dot{Q} (t_2 - t_1) b; \quad (210)$$

усилие в штоке

$$\dot{Q} (t_2 - t_1) = \frac{P_{\text{н}} a}{b}; \quad (211)$$

$$t_2 = \frac{P_{\text{н}} a}{\dot{Q} b} + t_1; \quad (212)$$

момент, который может развивать муфта при скользящих дисках,

$$M_m = \frac{a}{b} f r n P_n \quad (213)$$

и при непроскальзывающих дисках

$$M_{мп} = \frac{a}{b} f_0 r n P_n. \quad (214)$$

Пружина более всего деформирована в момент $t_3 = 0,5 T$. К этому моменту пружина дополнительно сжимается $t_3 - t_2$ сек, в результате чего усилие в штоке возрастает на

$$\dot{Q}_1 (t_3 - t_2) = \frac{a}{b} C_n v_T (t_3 - t_2), \quad (215)$$

достигнув, согласно уравнениям (215) и (211), величины

$$Q_{\max} = \frac{a}{b} [P_n + C_n v_T (0,5T - t_2)], \quad (216)$$

а развиваемый муфтой крутящий момент при скользящих дисках станет равным

$$M_{\max} = f r n \frac{a}{b} [P_n + C_n v_T (0,5T - t_2)], \text{ кгм.} \quad (217)$$

Ведомая полумуфта начинает двигаться тогда, когда момент, развиваемый муфтой при скользящих дисках, сравняется с моментом сил сопротивлений при трогании с места. Если $M_{сн} \leq M_m$, то соответствующий момент времени t'_1 найдем из равенства

$$\dot{M} (t'_1 - t_1) = M_{сн},$$

откуда

$$t'_1 = \frac{M_{сн}}{\dot{M}} + t_1. \quad (218)$$

Нежелательно, чтобы $M_{сн}$ было больше M_m , так как при этом ввиду сравнительно медленного возрастания крутящего момента, который может передавать муфта, она будет быстро нагреваться.

Крутящий момент, который может развивать муфта в конце включения кулачка из-за остаточного трения в шлицах,

$$M'_{оп} = M_{мп} K_o n. \quad (219)$$

Если момент сил сопротивлений при номинальной скорости $M_{сд}$ больше $M'_{оп}$, то ведомая полумуфта начнет останавливаться до конца включения кулачка до момента t_5 за

$$\Delta t = \frac{M_{сд}}{\dot{M}_n}, \text{ сек,} \quad (220)$$

и продолжительность ее движения в течение пульса будет

$$t_d = 0,5T + 0,5K_K T - t'_1 - \Delta t = 0,5(1 + K_K) T - (t'_1 + \Delta t).$$

Так как перемещение ведомой полумуфты за один пульс $\varphi = \omega_0 t_d$, то средняя скорость ее

$$\omega = \omega_0 \frac{t_d}{T}. \quad (221)$$

В данном случае

$$\omega = \left[0,5(1 + K_K) - \frac{t'_1 + \Delta t}{T} \right] \omega_0. \quad (222)$$

Если момент сил сопротивлений при установившемся движении $M_{сд}$ меньше момента $M'_{оп}$, который может развивать муфта при непроскаль-

зываются дисках в момент выключения кулачка, то остановка начнется в момент t_6 , когда $M_{оп}$ станет равным $M_{сд}$; а так как

$$M_{оп} = M'_{оп} \{1 - b_1 [t - 0,5T(1 + K_k)]\},$$

то в момент остановки t_6

$$M_{сд} = M'_{оп} \{1 - b_1 [t_6 - 0,5T(1 + K_k)]\}; \quad (223)$$

откуда

$$t_6 = \frac{M'_{оп} - M_{сд}}{M'_{оп} b_1} + 0,5(1 + K_k)T \quad (224)$$

и длительность движения ведомой полумуфты за цикл будет

$$t_d = t_6 - t_1'$$

при условии, что $M_{сд}$ больше минимального значения $M_{оп}$. Соответственно средняя скорость ведомой полумуфты

$$\omega = \frac{t_6 - t_1'}{T} \omega_0. \quad (225)$$

Для случая $M_{сн} \leq M_m$ и $M_{сд} > M'_{оп}$ из уравнений (222), (218), (209), (220), (198), (199), (205), (207), (203) можно получить

$$\omega = \left[K_k - \frac{a}{2brnCs} \left(\frac{M_{сн}}{f} + \frac{M_{сд}}{f_0} \right) \right] \omega_0, \quad (226)$$

или

$$\omega = \left[K_k - \frac{Q_k r_6 a}{2irnCs} \left(\frac{1}{\gamma_0 f} + \frac{1}{\gamma_0'} \right) \right] \omega_0. \quad (227)$$

Для случая $M_{сн} < M_m$ и $M_{сд} < M'_{оп}$ из уравнений (225), (224), (218), (209), (198), (199), (205), (203), (214) можно получить

$$\omega = \left[K_k - \frac{M_{сн} a}{2jrnCs} + \frac{1}{b_1 T} \left(1 - \frac{M_{сд}}{M'_{оп}} \right) \right] \omega_0 \quad (228)$$

или

$$\omega = \left[K_k - \frac{Q_k r_6 a}{2irnCs \gamma_0 f} + \frac{1}{b_1 T} \left(1 - \frac{Q_k r_6 b}{i \gamma K_0 f_0 r n^2 P_{п}} \right) \right] \omega_0, \quad (229)$$

Пр и м е р. Определить среднюю скорость вращения ведомой полумуфты для следующих условий:

продолжительность цикла $T = 1,3$ сек, радиус барабана $r_6 = 0,32$ м, передаточное отношение от червяка к барабану $i = 285$, ход толкателя $s = 9$ мм, наружный радиус дисков трения $r_2 = 66$ мм, внутренний радиус дисков трения $r_1 = 38$ мм, число дисков $n = 27$, коэффициент трения между дисками при скольжении $f = 0,06$, коэффициент трения между непроскальзывающими дисками $f_0 = 0,08$, жесткость пакета дисков $C = 630$ кг/мм.

Коэффициент полезного действия передач от муфты к барабану при максимальной скорости $\eta = 0,57$, при трогании с места $\eta_0 = 0,38$, плечи рычага $a = 230$ мм, $b = 50$ мм, коэффициент $K_0 = 0,011$, коэффициент включения кулачка $K_k = 0,5$.

Рассмотрим два случая натяжения каната: $Q_k = 12\,000$ кг и $Q_k = 8000$ кг.

Средний радиус дисков

$$r = \frac{66 + 38}{2} = 52 \text{ мм} = 0,052 \text{ м}.$$

По уравнению (213) момент, который может передать муфта при скользящих дисках в момент начала дополнительного сжатия пружины

$$M_m = \frac{0,23}{0,05} \cdot 0,06 \cdot 0,052 \cdot 27 \cdot 120 = 46,5 \text{ кгм}.$$

При непроскальзывающих дисках по уравнению (214)

$$M_{мп} = \frac{0,23}{0,05} \cdot 0,08 \cdot 0,052 \cdot 27 \cdot 120 = 62,0 \text{ кгм}.$$

Момент сил трения, который может передаваться муфтой в конце включения кулачка из-за остаточного трения в шлицах (219)

$$M_{оп}' = 62 \cdot 0,011 \cdot 27 = 18,5 \text{ кгм.}$$

Случай 1-й: натяжение каната $Q_k = 12000 \text{ кг}$.

Момент сил сопротивлений при трогании с места по уравнению (198)

$$M_{сп} = \frac{12000 \cdot 0,32}{285 \cdot 0,38} = 35,4 \text{ кгм.}$$

То же, при максимальной скорости по уравнению (199)

$$M_{сд} = \frac{12000 \cdot 0,32}{285 \cdot 0,57} = 23,6 \text{ кгм.}$$

Таким образом, $M_m > M_{сп}$ и $M_{сд} > M_{оп}'$. Поэтому воспользуемся формулой (226),

$$\omega = \left[0,5 - \frac{0,23}{2 \cdot 0,05 \cdot 0,052 \cdot 27 \cdot 630 \cdot 9} \left(\frac{35,4}{-0,06} + \frac{23,6}{-0,08} \right) \right] \omega_0 = 0,25 \omega_0$$

Случай 2-й: $Q_{к1} = 8000 \text{ кг}$.

По уравнению (198) $M_{сп} = 23,6 \text{ кгм}$, по уравнению (199) $M_{сд} = 15,7 \text{ кгм}$.

Таким образом, $M_m > M_{сп}$ и $M_{сд} < M_{оп}'$.

Поэтому воспользуемся уравнением (228) при $b_1 = 0,4 \frac{1}{сек}$:

$$\omega = \left[0,5 - \frac{23,6 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,05 \cdot 0,06 \cdot 0,052 \cdot 27 \cdot 630 \cdot 9} + \frac{1}{0,4 \cdot 1,3} \left(1 - \frac{15,7}{18,5} \right) \right] \omega_0 = 0,7 \omega_0$$

Г. МЕХАНИЗМЫ С ОБЪЕМНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

§ 63. Преимущества объемного гидропривода

Механические вариаторы изменения скорости подачи во врубных машинах и комбайнах имеют ряд существенных недостатков.

Храповые вариаторы дают ступенчатое изменение скорости подачи, соударение некоторых элементов передачи в начале и конце периода вращения барабана, перемещение машины со значительным ускорением, вызывающим повышенное натяжение каната и дополнительную нагрузку подающей части. Фрикционно-пульсирующие вариаторы не обеспечивают регулирования скорости подачи в зонах, примыкающих к максимальной и нулевой скорости.

Недостатки этих вариаторов проявляются особенно резко при повышенных скоростях подачи. В этом случае при применении храповых вариаторов увеличивается разрыв между соседними ступенями подачи, увеличиваются ускорения, скорость соударения элементов храпового механизма. При фрикционно-пульсирующем вариаторе пропорционально максимальной скорости увеличиваются зоны, в которых скорость изменяется скачкообразно, и это исключает возможность получения минимальной скорости, необходимой для преодоления участков с повышенными сопротивлениями.

Эти недостатки обусловили изыскание новых вариаторов и, в частности, вариаторов с объемным гидроприводом.

Гидравлические устройства обладают следующими достоинствами:

1. При сравнительно незначительных размерах и весе механизма могут быть получены большие силы и моменты.
2. Бесступенчатое регулирование скоростей подачи осуществляется просто.
3. Характер движения — плавный.
4. Возможно простое осуществление прямолинейных движений.
5. Устройства, предназначенные для получения частых и быстрых переключений, весьма просты.

6. Гибкая связь (трубопроводы) между отдельными звеньями гидропривода создает возможности снижения размеров и хорошего заполнения редукторов.

7. Защита от длительной перегрузки осуществляется просто.

Вместе с тем гидравлическим устройствам присущи некоторые недостатки:

1. Снижение к. п. д. за счет утечек рабочей жидкости, которые также ухудшают характеристики работы системы.

Значительные утечки при нагрузке вызывают неравномерное движение механизмов, снижают зону регулирования числа оборотов и затрудняют работу при малых расходах жидкости.

2. Наличие деформации трубопроводов может привести к расшатыванию соединений.

3. Возможен значительный нагрев жидкости и всей гидросистемы.

4. Повышенная точность ряда элементов гидросистемы вызывает усложненные методы их обработки [148].

Гидравлический привод объемного типа особенно выгоден в тех случаях, когда нужно получить большие усилия в сочетании с относительно малыми скоростями, что характерно для подающих частей выемочных машин. Работы по применению объемного гидропривода проводятся уже давно, но особенное развитие эти работы получили в последние годы в связи с переходом на повышенные скорости подачи и большим развитием гидропривода объемного типа в смежных отраслях машиностроения и, в частности, в станкостроении.

§ 64. Основные схемы подающих частей с объемным гидроприводом

Серийно выпускаемые подающие части, опытные и проектируемые образцы по признаку примененного двигателя можно отнести к трем основным схемам.

Схема с быстроходным гидродвигателем

Насос с регулируемой производительностью, приводимый во вращение непосредственно от двигателя или через зубчатую передачу, подает рабочую жидкость в гидродвигатель. Последний через зубчатые передачи приводит во вращение барабан тягового органа. В этом случае момент сил сопротивления на валу гидродвигателя невысок, и поэтому давление рабочей жидкости может быть принято сравнительно низким. Это значительно упрощает создание гидронасоса и особенно гидродвигателя, а также всей гидросистемы.

При такой схеме число оборотов на валу гидродвигателя остается высоким, что усложняет трансмиссию подающей части, так как наряду с гидроприводом применяется многоступенчатый шестереночный редуктор.

К машинам, построенным по такой схеме, относятся, например, врубовые машины «Урал-33», комбайн ЛГД и врубовая машина МВГ-2 (последняя имеет подающую часть типа ГПЧ).

Подающая часть «Урал-33». В этой машине гидравлический вариатор помещен в отдельный корпус (гидровставку), расположенный между электродвигателем и подающей частью.

На рис. 107 показана кинематическая схема подающей части и на рис. 108 — общий вид гидровставки, в которой размещен поршневой насос 4, приводимый во вращение от электродвигателя через передачу 6, гидродвигатель 1, маслопровод, связывающий насос с гидродвигателем, а также предохранительные и подпиточные клапаны.

Последние необходимы для замкнутой гидравлической системы, в которой рабочая жидкость от гидродвигателя вновь поступает к насосу без промежуточного слива в ванну, с подпиткой не принудительно при помощи вспомогательного насоса, как, например, это выполнено в машине «Урал-30» [171], а самовсасыванием.

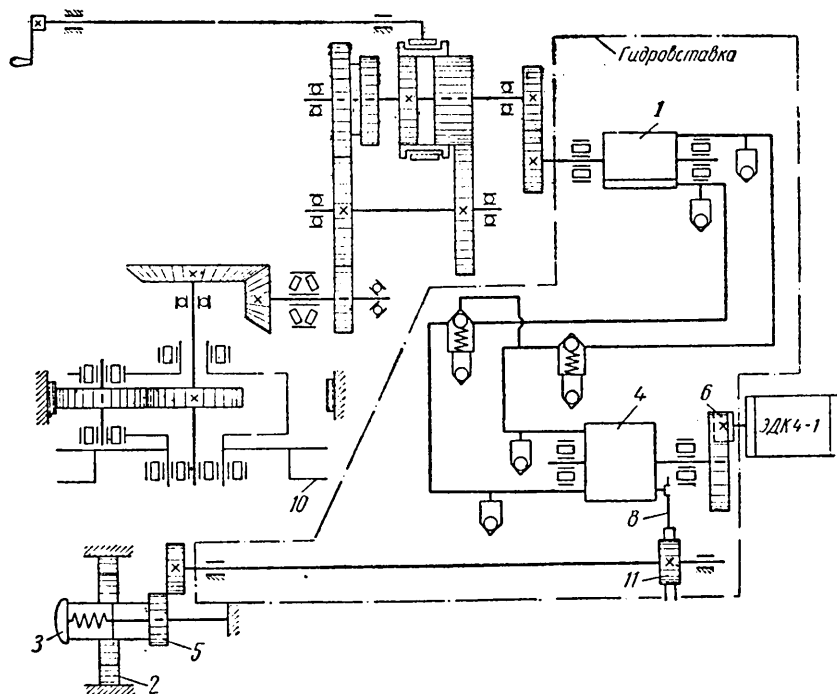


Рис. 107. Схема подающей части «Урал-33»

Так как система должна быть реверсивной, предохранительные и подпиточные клапаны имеются на обоих маслопроводах и в распределительных дисках. Клапаны помещены в коробку 7 (рис. 108¹), расположенную между маслопроводами, соединяющими насос с гидродвигателем.

Корпус гидровставки является ванной для масла. Он выполнен герметизированным, что исключает засорение рабочей жидкости. Для сохранения давления воздуха в корпусе при изменениях объема рабочей жидкости из-за колебаний ее температуры применены гофрированные резиновые компенсаторы 12 (рис. 109 и 110).

Насос (типа УРС-5) с регулируемой производительностью, что дает возможность при помощи механизма 8 (рис. 109, 107), поворачивающего чашку 9 насоса, при неизменной скорости вращения электродвигателя изменять количество рабочей жидкости, подаваемой к гидродвигателю и этим самым регулировать скорость его вращения. Гидродвигатель через ряд передач вращает барабан 10 подающей части (рис. 107 и 111). Таким образом, поворачивая чашку насоса, можно бесступенчато изменять скорость подачи машины.

Поворот чашки возможен в обе стороны от нейтрального положения, при котором производительность насоса равна нулю. При переходе

¹ На рис. 107, 108, 109, 110 и 111 обозначение позиций общее.

через нейтральное положение рабочая жидкость будет подаваться к гидродвигателю по маслопроводу, который ранее (до перехода люльки через нейтраль) служил для подачи жидкости от гидродвигателя к насосу, что при неизменном направлении вращения электродвигателя

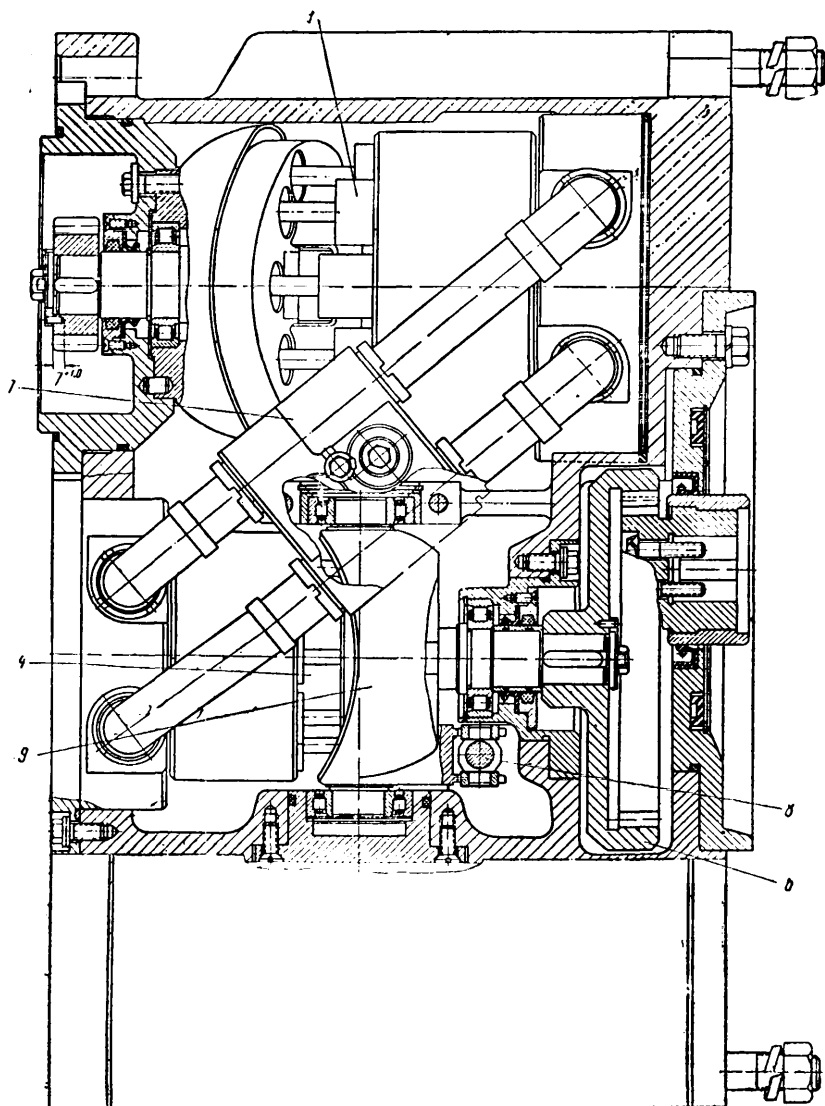


Рис. 108. Общий вид гидровставки подающей части машины «Урал-33» — план

вызывает изменение направления вращения гидродвигателя, связанного с ним барабана и, следовательно, ослабление и разматывание каната.

Механизм, изменяющий производительность насоса, через передачи 11 и 5 связан с рукояткой изменения скорости подачи 3, выведенной на торец подающей части машины. Указанные передачи облегчают управление производительностью насоса, но вместе с тем несколько снижают скорость изменения подачи машины.

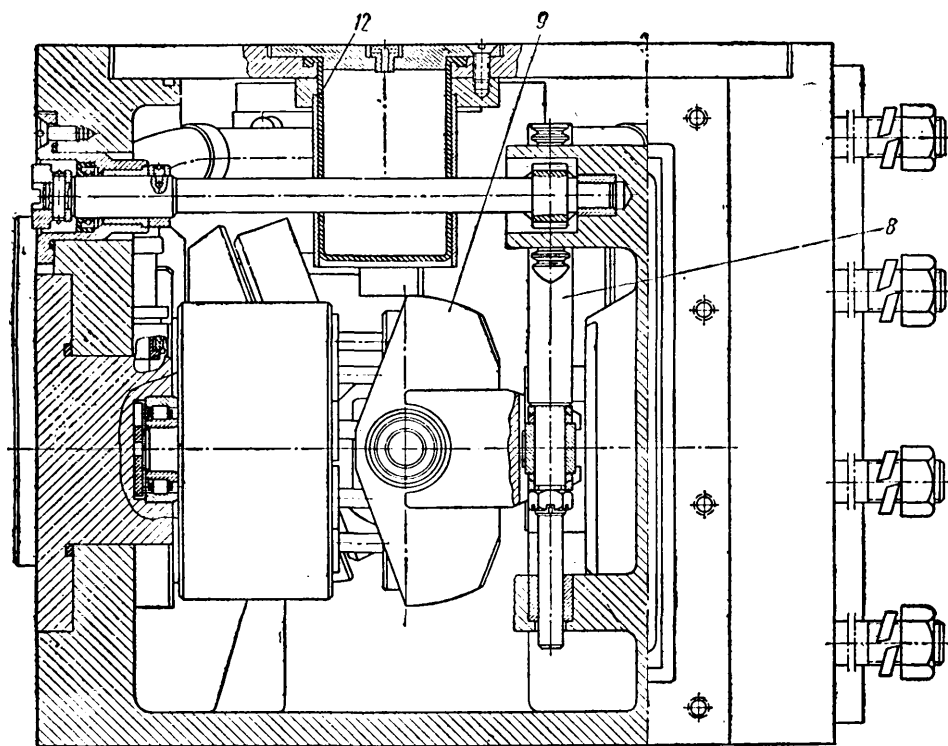


Рис. 109. Механизм управления производительностью насоса врубной машины «Урал-33»

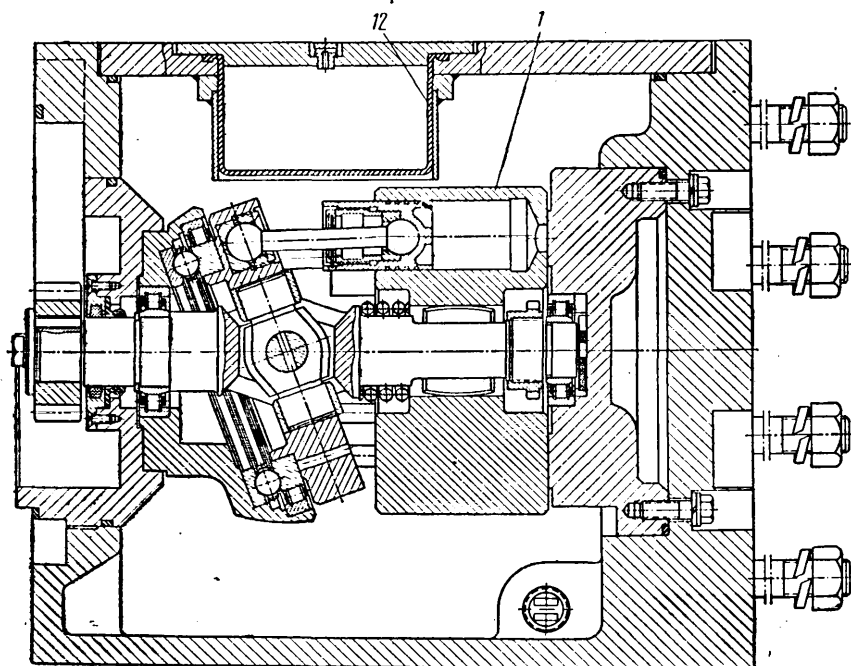
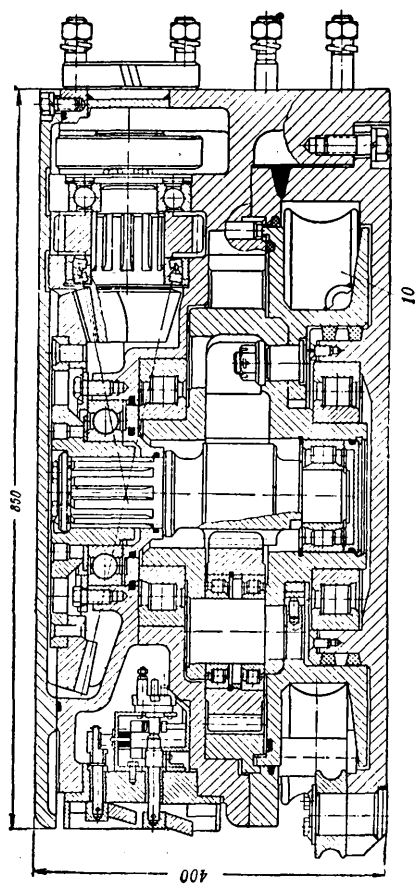
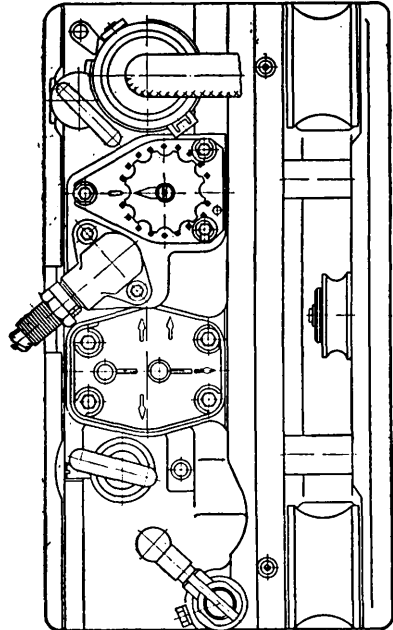


Рис. 110. Гидродвигатель врубной машины «Урал-33»



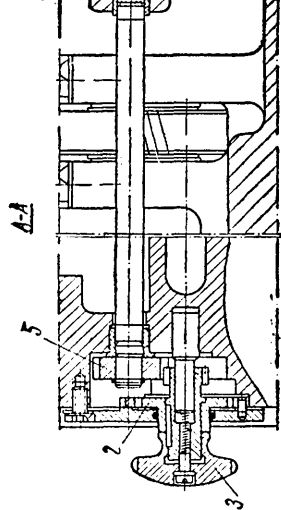
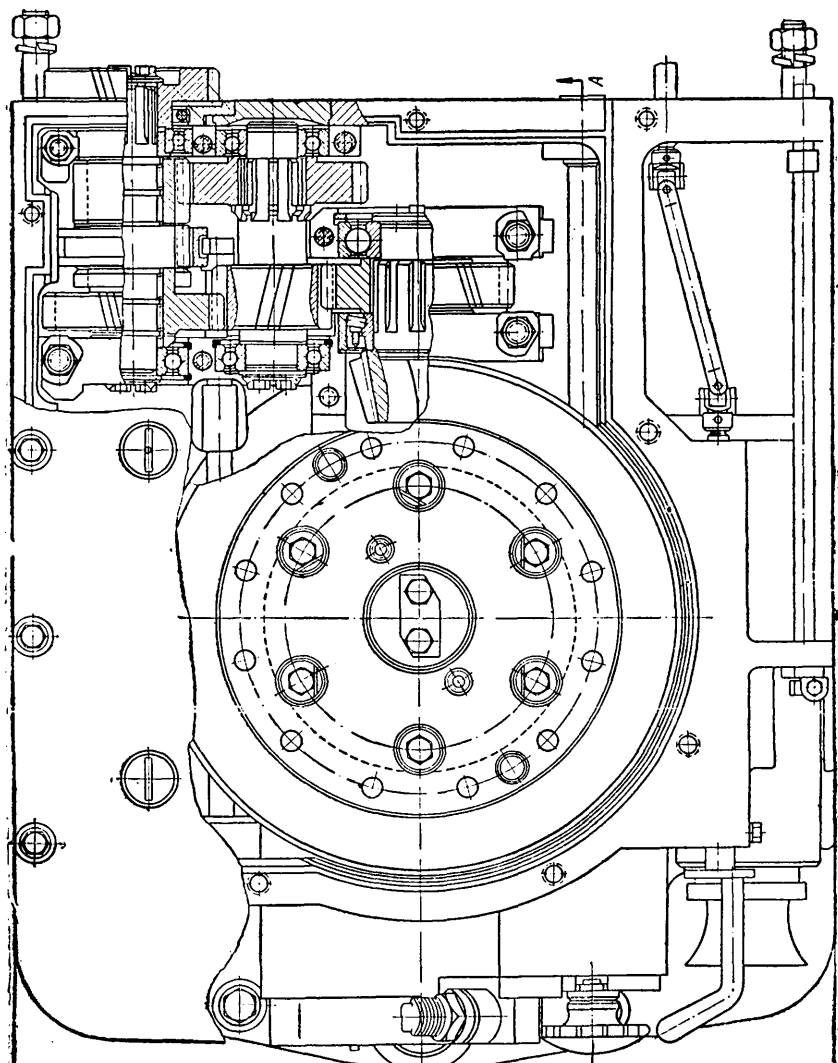


Рис. 111. Подающая часть врубной машины «Урал-33»

Для фиксации рукоятки управления скоростью подачи предусмотрена зубчатая муфта 2 внутреннего зацепления.

Подающая часть рассчитана на работу при натяжении каната до 16 т и скорости подачи (рабочий режим) до 2,8 м/мин. Таким образом, соответствующая этим данным мощность на барабане равна 5,6—7,4 кВт.

Исходя из этой мощности, запроектированного нормального давления в системе 35 атм и ее общего к. п. д. (механического и объемного), принята максимальная производительность насоса 160 л/мин. Параметры поршневой группы насоса УРС-5 при производительности 160 л/мин определили его номинальную скорость вращения 535 об/мин.

Скорость вращения гидродвигателя УРС-10 обуславливается параметрами его поршневой группы и производительностью насоса. При максимальной производительности насоса 160 л/мин скорость вращения гидродвигателя составляет 265 об/мин.

Момент на валу насоса гидродвигателя равен 30 кгм.

Максимальная скорость вращения гидродвигателя и максимальная скорость подачи при навивке каната на средний диаметр барабана $v_{п\max} = 2,8$ м/мин — определили передаточное число редуктора подающей части машины при рабочем режиме $i = 175$.

В подающих частях машин с гидроприводом необходимо предусматривать трансмиссии от гидродвигателя к барабану с максимальным к. п. д.; применение в этих случаях червячных передач нецелесообразно.

Подающая часть врубовой машины «Урал-33» может быть использована также как подающая часть комбайнов для очистных работ, и поэтому расчетное тяговое усилие при маневровом режиме принято несколько повышенным (4,5—5,5 т) по сравнению с тяговым усилием, принимаемым для врубовых машин. Так как мощность на барабане, обуславливаемая принятой гидросистемой, независимо от режима работы остается примерно постоянной, то максимальная мощность гидросистемы определила, при запроектированном тяговом усилии, максимальную скорость маневрового режима. Эта скорость равна 7,3 м/мин.

Скорость барабана при маневровом режиме обусловила снижение передаточного числа к принятому для рабочего режима в цепи от гидродвигателя к барабану ($i_{доп} = 2,9$).

Из приведенных данных можно сделать вывод, что в машине «Урал-33» принятые низкое давление рабочей жидкости и параметры поршневой группы серийно выпускаемого для других отраслей машиностроения гидродвигателя хотя и облегчили проектирование, доводку и изготовление гидравлической части машины, но вместе с тем определили низкое значение развиваемого гидродвигателем момента, высокую скорость вращения его вала при максимальной производительности насоса и низкое минимальное передаточное число гидропривода $i \approx 2$, что повлекло за собой усложнение редуктора подающей части.

Подающая часть ГПЧ. На рис. 112 показана схема подающей части ГПЧ [141]. Подающая часть ГПЧ также относится к машинам с быстроходным гидродвигателем. В отличие от рассмотренной подающей части «Урал-33» в подающей части ГПЧ приняты лопастный насос 1 с регулируемой производительностью и лопастный гидродвигатель 2, связанный редуктором с канатным барабаном.

Лопастные насос и гидродвигатель имеют принудительное выдвижение лопастей.

Изменение производительности насоса достигается смещением корпуса насоса 1 (рис. 113) относительно оси вращения ротора 2, опоры вала 3 которого расположены с одной стороны в стакане, укрепленном

в корпусе, а с другой — в расточке корпуса подающей части. Это смещение производится вращением шестерни 4, укрепленной на винте 10, осевое перемещение которого исключается гайкой 5. При вращении винта 10 в гайке 6 корпус насоса перемещается поступательно относительно клапанной коробки 13 и корпуса подающей части.

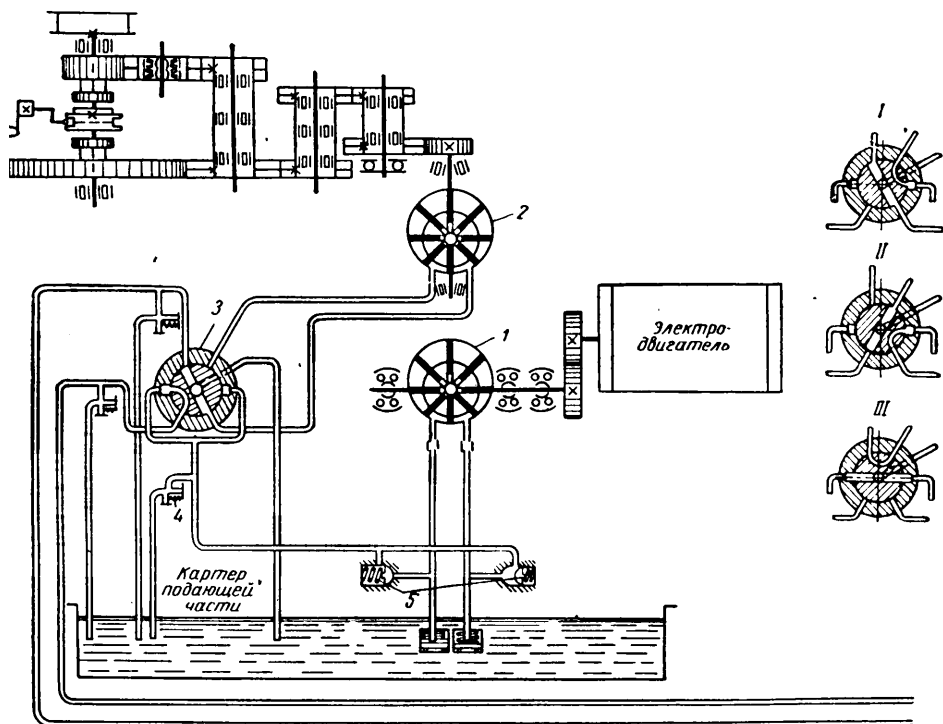


Рис. 112. Схема подающей части типа ГПЧ:

1 — гидродвигатель; 2 — гидронасос; 3 — распределительный кран; 4 — предохранительные клапаны; 5 — обратные клапаны

От насоса к распределительному крану предусмотрен только один маслопровод — нагнетательный. Следовательно, система клапанов 7 и 11 должна обеспечить подачу рабочей жидкости к маслопроводу независимо от направления вращения насоса, которое изменится при реверсировании электродвигателя. Рабочая жидкость засасывается из ванны в зависимости от направления вращения насоса через один из двух предусмотренных конструкцией пластинчатых клапанов (на рис. 113: 7 — клапан, 8 — пружина и 9 — пробка с отверстиями для всасывания жидкости), переносится насосом из всасывающей полости в нагнетательную и затем через один из двух обратных клапанов 14 попадает в стояк 12 и по нагнетательному маслопроводу — к распределительному крану. При противоположном направлении вращения насоса жидкость подается через вторую пару клапанов. Отсюда следует, что при такой системе не имеет смысла предусматривать перемещение корпуса насоса в обе стороны от нейтралы, так как вне зависимости от направления смещения направление жидкости не изменится.

Трехпозиционный кран при его постановке в положение I или II (см. рис. 112) обеспечивает возможность вращения гидродвигателя в одну или другую сторону. При постановке крана в положение III насос включается на слив, а оба маслопровода гидродвигателя

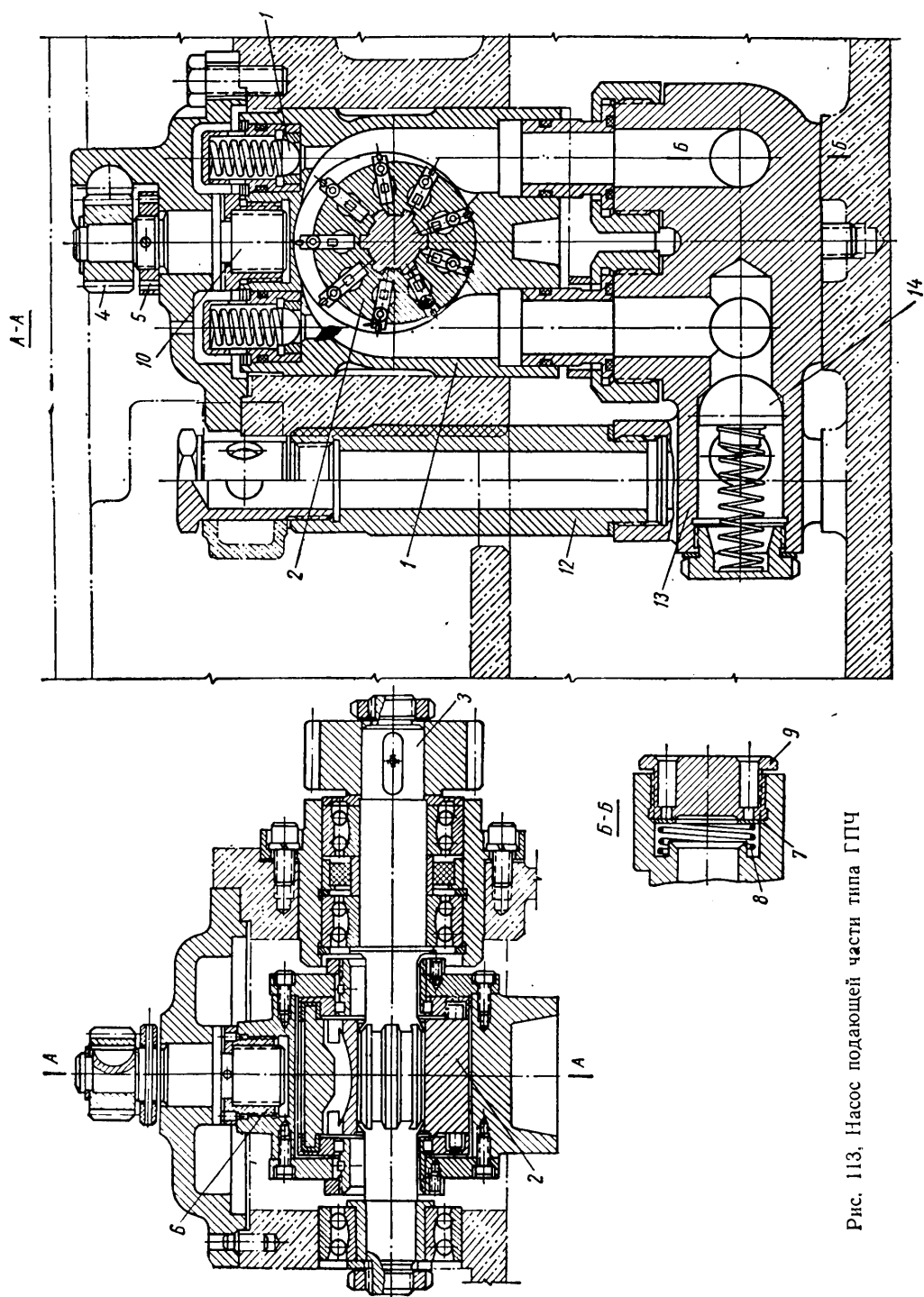


Рис. 113, Насос подающей части ГПЧ

пираются. Запирание обоих маслопроводов (нагнетательного и сливного) создает условия, при которых слагающая собственного веса машины, ремнящаяся развернуть барабан машины, а следовательно, и гидродвигатель в сторону, обратную рабочему, будет компенсироваться сопротивлением вращению гидродвигателя, который в этом случае евращается в насос, работающий при закрытом нагнетательном маслопроводе. Так как момент, который может быть приложен к валу гидродвигателя, в этом случае ограничен слагающей собственного веса машины, то давление, которое возникает в системе, будет, как правило, ньше рабочего.

Трехходовой кран дает возможность после остановки электродвигателя, вызванной перегрузкой, ослабить канат перед очередным пуском игателя (см. главу V). Ослабление каната произойдет под влиянием ругих сил, если распределительный кран переключить из одного рабочих положений в другое, так как при этом нагнетательный трубовод от крана к гидродвигателю соединится со сливом.

Недостатком незамкнутой системы маслопровода, принятой в поющей части ГПЧ, является возможность засорения рабочей жидкости одуктами износа из общей масляной ванны. Следует отметить, что сплуатация подающих частей ГПЧ показала, что для лопастных насосов и гидродвигателя такое конструктивное решение является допустимым. Принятый тип гидропривода обуславливает работу только при высоких давлениях; зазоры между трущимися поверхностями при ом предусматриваются до 0,06 мм.

Гидродвигатель при давлении 28 *ати* обеспечивает крутящий момент 1300 *кГсм*. Исходя из максимальной производительности насоса 0 *л/мин* и объемной постоянной гидродвигателя 0,383 *л* за оборот, ксимальная скорость вращения равна 420 *об/мин*. Таким образом, щность на валу гидродвигателя составляет 5,7 *квт*, которая позволяет ботать при натяжении 10,5 *т* и максимальной скорости подачи *м/мин*. Скорость вращения гидродвигателя и максимальная скорость дачи определили соответственно передаточное число редуктора. едусмотренные конструкцией снижение передаточного числа при еключении на маневровый режим в 3,46 раза обусловило высокую мавровую скорость и низкое натяжение каната (3 *т*) при навивке каната средний диаметр барабана и еще большее его снижение при навивке максимальный диаметр до 2,7 *т*.

Низкое натяжение каната при маневровом режиме вынужет в ряде случаев производить спуск машины с рабочей скоростью дачи.

Для устранения этого недостатка проводится модернизация машины. Допустимое давление рабочей жидкости при маневровом режиме ышается до 35 *кГ/см²* и вводится дополнительный предохранительный клапан. Соединение клапанов, отрегулированных на пониженное повышенное давление, с линией нагнетания производится золотником, торый заблокирован с вилкой зубчатой муфты (см. рис. 112), включающей передачи рабочего или маневрового режима работы. При включении передач рабочего режима золотник присоединяет к нагнетательной линии предохранительный клапан, отрегулированный на пониженное давление; при включении передач маневрового режима подсоединется клапан повышенного давления. Кроме того, предусматривается еличение эксцентриситета гидродвигателя с 5 на 6,5 *мм*. Это повысит ьемную постоянную гидродвигателя и при одной и той же производительности насоса снизит скорость вращения барабана как при рабочем, к и при маневровом режиме. Одновременно повысится возможный

вращающий момент на валу гидродвигателя, а следовательно, и натяжение каната при обоих режимах.

Снижение скорости вращения гидродвигателя повысит минимальное передаточное число гидропривода, принятое в немодернизированной машине $\approx 3,5$.

Следует отметить, что при принятом типе гидропривода скорость подачи зависит не только от эксцентриситета корпуса гидронасоса, устанавливаемого водителем комбайна, но и от натяжения каната. На

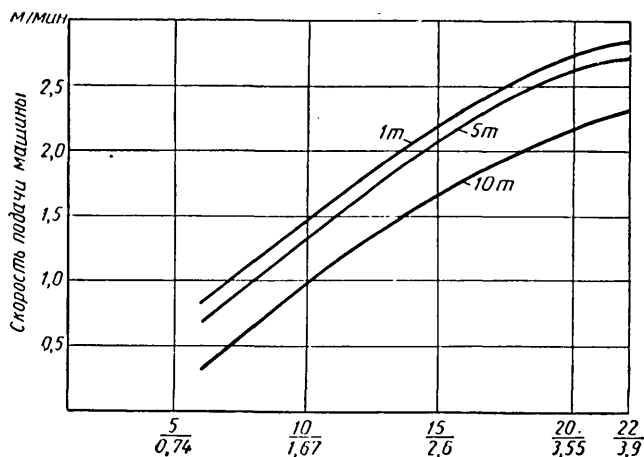


Рис. 114. Изменение скорости подачи в зависимости от положения рукоятки управления при различных натяжениях каната. По оси абсцисс: числитель — положение рукоятки управления, знаменатель — эксцентриситет насоса, мм

рис. 114 приведены кривые, которые характеризуют зависимость скорости подачи от эксцентриситета корпуса насоса, устанавливаемого машинистом. По оси абсцисс в числителе — положение рукоятки управления, в знаменателе — эксцентриситет насоса в миллиметрах. При одном и том же эксцентриситете скорость подачи в зависимости от натяжения каната может колебаться в достаточно широких пределах. Так, например, при натяжении каната в 5 и 10 т в случае эксцентриситета 1,67 мм скорость подачи при меньшем натяжении равна 1,35 м/мин, а при большем — только 1 м/мин.

В машине ГПЧ барабан, в отличие от всех серийно выпускаемых и выпускавшихся машин, расположен сверху подающей части. Такое расположение уменьшает число случаев заштыбовки барабана и зашквливанию каната. Вместе с тем верхнее расположение каната создает трудности при работе на коротком отрезке свободной части каната.

Схемы со средномоментным гидродвигателем

К этой схеме относится серия подающих частей Горловского машиностроительного завода им. С. М. Кирова, в частности подающие части врубной машины В-32 и комбайна «Горловка», а также подающая часть Гипроуглемаша ГПЧА.

Подающие части (рис. 115). В этих подающих частях насос всасывает и нагнетает рабочую жидкость через каналы в неподвижной оси.

Ротор 1 насоса приводится во вращение электродвигателем через зубчатую муфту 7 или через зубчатую муфту и зубчатую пару.

Два ряда плунжеров перемещаются относительно ротора 1 насоса вдоль радиусов.

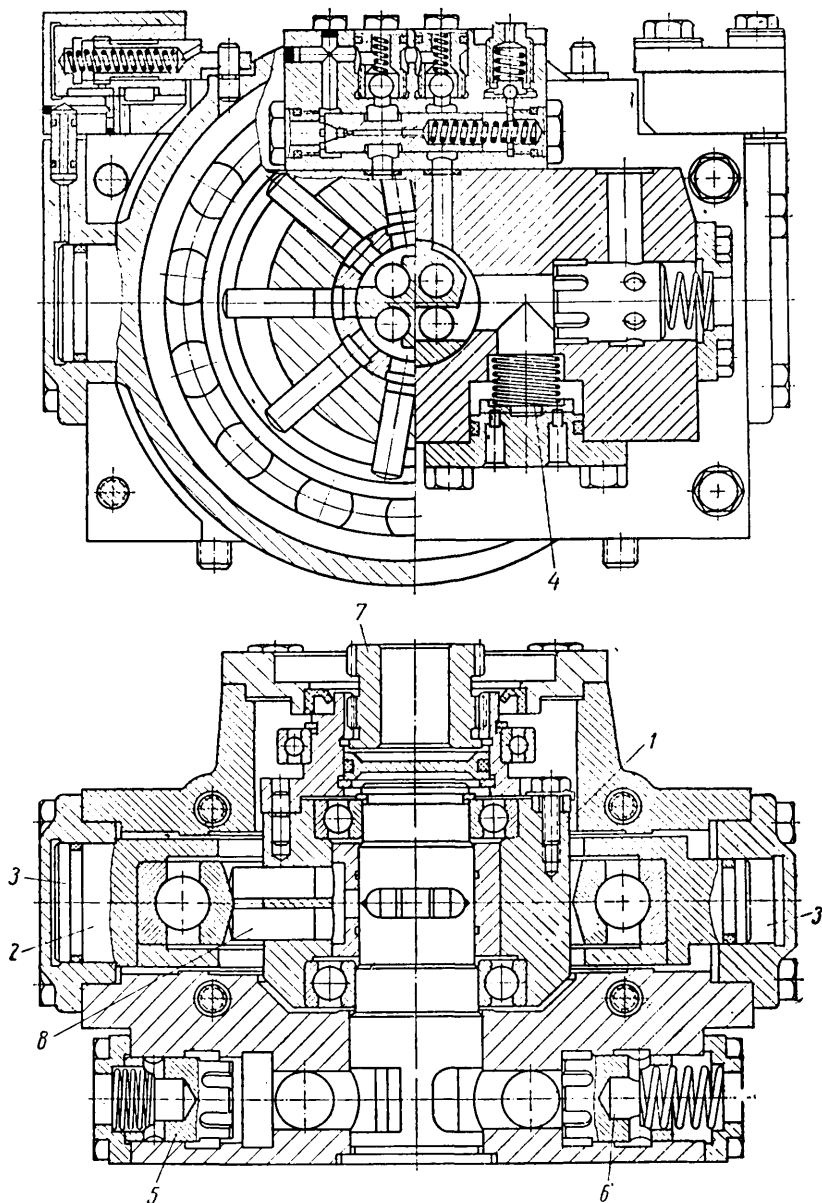


Рис. 115. Гидронасос с регулируемой производительностью подающей части Горловского машиностроительного завода им. С. М. Кирова:

1 — ротор; 2 — скользящий блок; 3 — цилиндры; 4 — обратные клапаны (второй клапан на рисунке не показан); 5 и 6 — золотники; 7 — зубчатая муфта; 8 — плунжер

Производительность насоса регулируется путем изменения величины хода плунжеров 8 (относительно ротора), равного двойному эксцентриситету подвижного блока 2 относительно ротора.

Блок 2 имеет радиальный подшипник, вмонтированный в специальное кольцо, с двумя цилиндрическими выступами-поршнями неодинакового диаметра. Эти поршни входят в цилиндры 3, закрепленные в корпусе насоса. Цилиндр меньшего диаметра предназначен для стабилизации положения кольца; он все время подключен к нагнетательному маслопроводу вспомогательного плунжерного насоса 8 (см. рис. 116) производительностью 2,5 л/мин и давлением 25 кг/см². Количество жидкости, подаваемой из этого маслопровода в цилиндр большего диаметра, может регулироваться, благодаря чему смещается блок 2 (рис. 115) относительно ротора 1 насоса, т. е. изменяется эксцентриситет.

В насосе предусмотрены два обратных пластинчатых клапана 3 и 4 (рис. 116), а также два сливных золотника 5—6. При вращении ротора по часовой стрелке масло засасывается через клапан 3, причем сливной золотник 5 смещается пружиной вправо, открывая выход на слив из маслопровода 1.

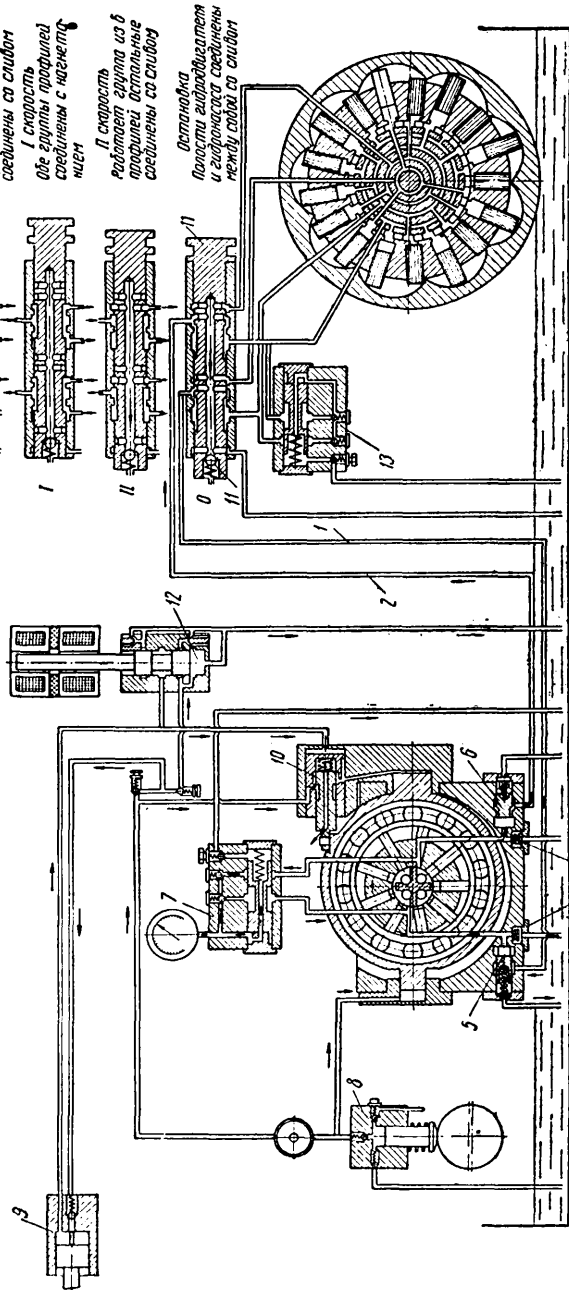
Под давлением нагнетаемого масла всасывающий обратный клапан 4 перекрывается, а золотник 6, сдавливая пружину, перемещается вправо и открывает выход в маслопровод 2, по которому нагнетаемое масло попадает в золотник 11 и от него к гидродвигателю. Отработанное масло через золотник 11, маслопровод 1 и золотник 5 попадает на слив.

При противоположном направлении вращения насоса клапан 3 перекрывается, клапан 4 открыт на всас, золотники 5 и 6 смещены влево, масло через золотник 5 нагнетается в маслопровод 1 и вытекает на слив через золотник 6 из маслопровода 2.

Можно, пользуясь лишь одной рукояткой управления, смещать ось блока 2 (см. рис. 115) влево или вправо от оси ротора, изменяя тем самым не только производительность насоса, но и направление движения нагнетаемой жидкости (по маслопроводу 1 или 2) (см. рис. 116). Таким образом, это устройство вместе с системой клапанов и золотников на насосе позволяет изменять величину и направление скорости гидродвигателя, не изменяя направления вращения электродвигателя и насоса, и независимо от этого направления.

Гидродвигатель (рис. 117), как и насос, принят радиально поршневым с распределением рабочей жидкости через каналы в неподвижной оси; но в отличие от насоса здесь предусмотрен многократный ход поршней 2 за один оборот ротора. Это приводит к уменьшению углов между радиусами и рабочими участками профилей неподвижного кулака (звездочки) 1 и, следовательно, к увеличению момента, развиваемого гидродвигателем. За один оборот ротора поршень 2 совершает 9 ходов. Число поршней 17 — некратно 9 — числу «профилей» кулака 1. Этим обеспечивается наличие вращающего момента при любом положении ротора.

Чтобы при одной и той же производительности насоса можно было при уменьшении сопротивления, например маневрах, увеличивать скорость, не прибегая к дополнительным механическим переключающимся передачам (как в подающих частях ГПЧ и «Урал-33»), предусмотрены три варианта подачи нагнетаемой жидкости к движущим плунжерам: ко всем плунжерам, работающим со всеми 9 профилями; плунжерам, работающим всего с 6 профилями; к плунжерам, работающим только с 3 профилями. Во всех вариантах цилиндры недвижущихся плунжеров соединены на слив. При одном и том же расходе жидкости в случае соединения по первому варианту гидродвигатель вращается с наименьшей скоростью, имея возможность развивать максимальный момент; в случае соединения по второму варианту ротор вращается в 1,5 раза быстрее, а наибольший возможный момент — в 1,5 раза меньше; в случае третьего варианта скорость ротора максимальна (увеличивается в 3



Насос работает на пре-
дварительный клапан
в гидродвигателе одной
группы поршней, соеди-
нен с шток, другая
перекрывает

III скорость
работает группа из 3-х
поршней, остальные
соединены со штоком

I скорость
обе группы поршней
соединены с шток

II скорость
работает группа из 6
поршней, остальные
соединены со штоком

Остановки
после гидродвигателя
и гидронасоса соединены
между собой со штоком

Рис. 116. Гидросхема подающей части Горловского машиностроительного завода им. С. М. Кирова:
1 и 2 — маслопроводы от насоса к золотнику; 3 и 4 — обратные клапаны; 5 и 6 — золотники; 7 — предохранительный клапан на насосе; 8 — вспомогательный плунжерный насос; 9 — ручное управление (гидравлическая объемная связь) следящей системой для перестановки скользящего блока; 10 — следящая система для перестановки скользящего блока; 11 — золотник для управления следящей системой при автоматическом регулировании положением скользящего блока от датчика по току электродвигателя; 12 — предохранительный клапан на гидродвигателе

раза), а максимальный вращающий момент имеет минимальное значение. Последний режим предназначен для перемещения машины при маневрах — наибольшая скорость при наименьшем натяжении каната.

Кроме того, предусмотрено два варианта выпуска жидкости из гидродвигателя, обеспечивающих возможность работы на наклонных пластах и возможность ослабления натяжения каната перед включением электродвигателя при тяжелых условиях пуска (см. главу V).

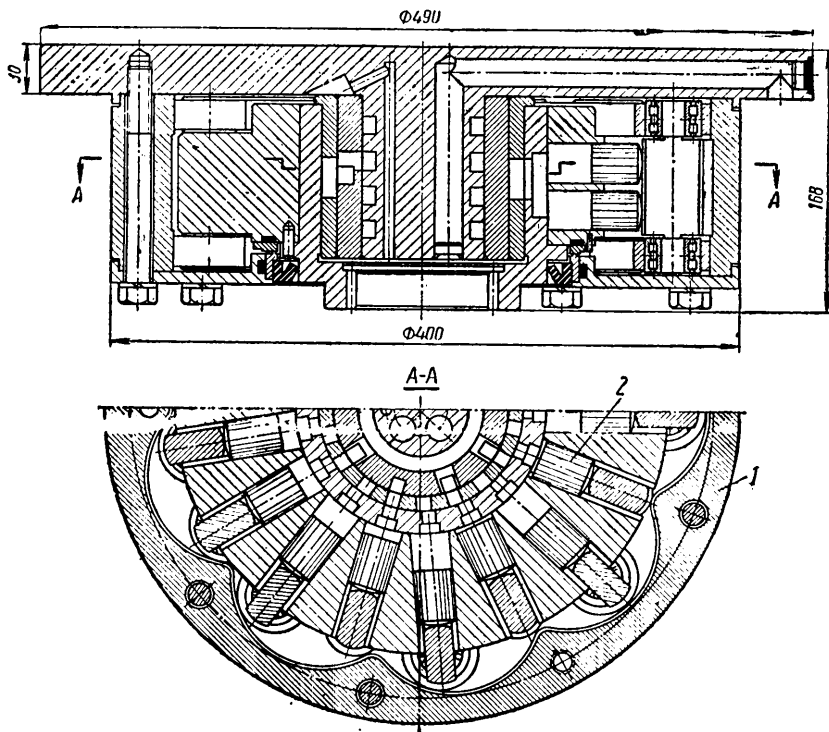


Рис. 117. Гидродвигатель для подающей части

Для предотвращения разматывания каната и сползания машины вниз по падению под влиянием собственного веса при работе на наклонных пластах предусмотрено перекрытие золотником слива с одной группы цилиндров. Для ослабления каната перед включением электродвигателя все полости гидродвигателя соединяются со сливом.

Описанные варианты обеспечиваются соединением окон в распределительной оси гидродвигателя в четыре секции, попарно обслуживающие две группы: из 6 и из 3 профилей. Каналы секций подсоединены к пятипозиционному золотнику 11 (см. рис. 116). При режиме с максимально возможным моментом (пониженной скорости подачи) золотник ставится в положение I, соединяя с нагнетательным и сливным маслопроводом все цилиндры ротора. Положение золотника для остальных режимов также показано на рис. 116.

Предусмотрены также две системы предохранительных клапанов с переливными золотниками. Клапан 7 на насосе регулируется на повышенное давление в случае необходимости повышения тягового усилия на маневровом режиме. Предохранительный клапан на гидродвигателе 13 регулируется на давление, предусмотренное для рабочего режима, и

устанавливается на канале, подводящем рабочую жидкость к группе, объединяющей 6 профилей.

Данные по гидродвигателю приведены в табл. 26.

Таблица 26

Техническая характеристика гидродвигателя подающей части
Горловского завода им. С. М. Кирова

Режим	Максимальный крутящий момент на валу, кгм	Максимальная скорость вращения, об/мин ¹	Расход жидкости на один оборот, л
Рабочий (1-я скорость)	480	19,3	3,375
Промежуточный (2-я скорость)	320	28,9	2,25
Маневровый при давлении 90 <i>ати</i> (3-я скорость) . . .	160	57,8	1,12
Маневровый при давлении 120 <i>ати</i> (3-я скорость) . . .	214	57,8	1,12

¹ Данные по максимальной скорости гидродвигателя относятся к варианту, когда скорость вращения ротора насоса равна 1470 об/мин.

Управление смещением скользящего блока выполнено в двух вариантах: а) ручное, при помощи дистанционной объемной связи 9, или автоматическое, при помощи трехпозиционного золотника 12, соединенного с датчиком по току статора (см. главу X).

Относительно высокий вращающий момент на валу гидродвигателя 450 кгм при давлении рабочей жидкости 85 *ати* позволяет иметь между гидродвигателем и барабаном только одну планетарную передачу с передаточным числом $i = 7,2$.

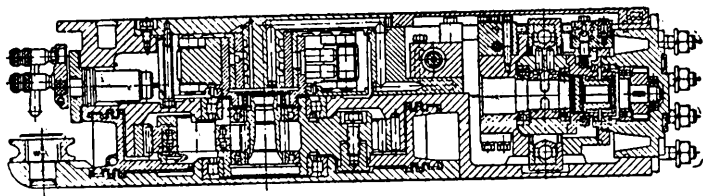
Всю гидромеханическую схему подающей части можно условно разделить на ряд узлов: гидронасос, гидродвигатель и планетарную передачу, соединенную зубчатой муфтой с валом гидродвигателя. Четкое деление на отдельные узлы обеспечивает технологичность сборки и поузлового ремонта.

Горловским машиностроительным заводом разработан ряд подающих частей с одинаковыми узлами гидропривода и планетарной передачи, но с различной высотой по электродвигателю $H = 310, 350, 400, 440$ и 500 мм (рис. 118). В зависимости от высоты машины, взаиморасположения гидродвигателя и канатного барабана (с увеличением высоты диаметр навивки каната на барабан уменьшается) получены следующие показатели подающих частей (табл. 27).

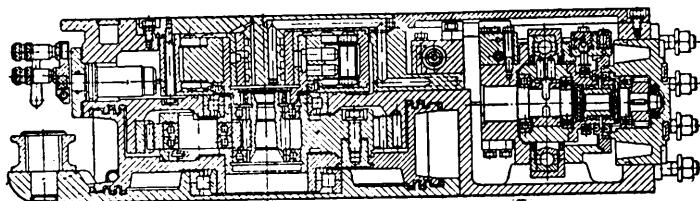
Таблица 27

Техническая характеристика подающих частей с объемным гидравлическим приводом

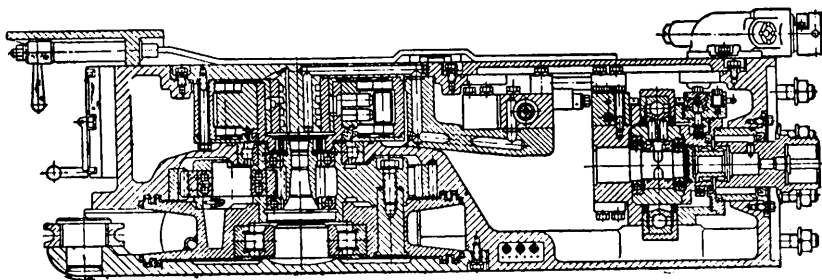
Размеры, мм			Скорость подачи, м/мин			Наибольшее тяго- вое усилие, т			Средний диаметр барабана, мм	Наибольший кру- тящий момент на барабане, кгм	Наибольшее дав- ление в гидро- системе, атм
высота по дви- гателю	ширина	длина	1-я	2-я	3-я	при скорости по- дачи					
						1-й	2-й	3-й			
310	720	1200	0,3 ÷ 3	0,5 ÷ 4,5	0,9 ÷ 9	10	6,7	3,3	600	3000	90
350	720	1200	0,3 ÷ 3	0,5 ÷ 4,5	0,9 ÷ 9	10	6,7	3,3	600	3000	90
400	720	1400	0,3 ÷ 3,7	0,5 ÷ 5,6	0,9 ÷ 11,3	12	8	5,4	500	3000	90/120
440	720	1400	0,2 ÷ 3	0,3 ÷ 4,5	0,6 ÷ 9	15	10	7	400	3000	90/120
500	720	1400	0,2 ÷ 3	0,3 ÷ 4,5	0,6 ÷ 9	15	10	7	400	3000	90/120



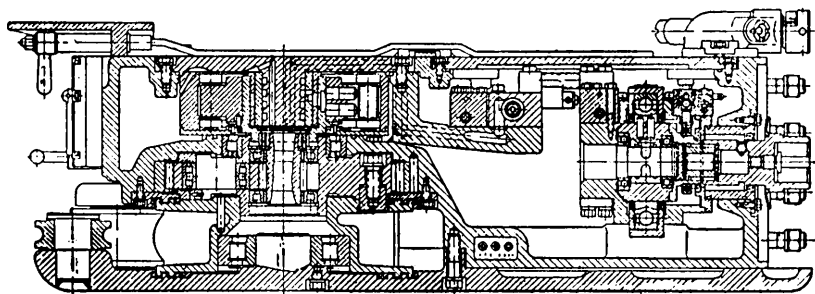
$H=310$



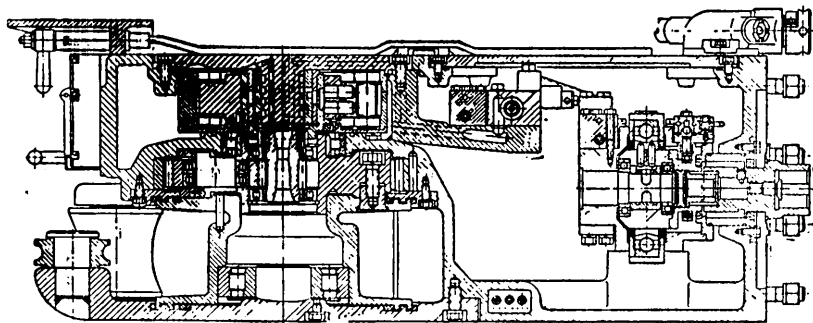
$H=350$



$H=400$



$H=440$



$H=500$

Рис. 118. Ряд гидравлических подающих частей Горловского машино-
строительного завода им. С. М. Кирова

Схема с высокомоментным гидродвигателем

Для такой схемы Горловским машиностроительным заводом им. С. М. Кирова запроектированы экспериментальные образцы насоса (рис. 119) и гидродвигателя.

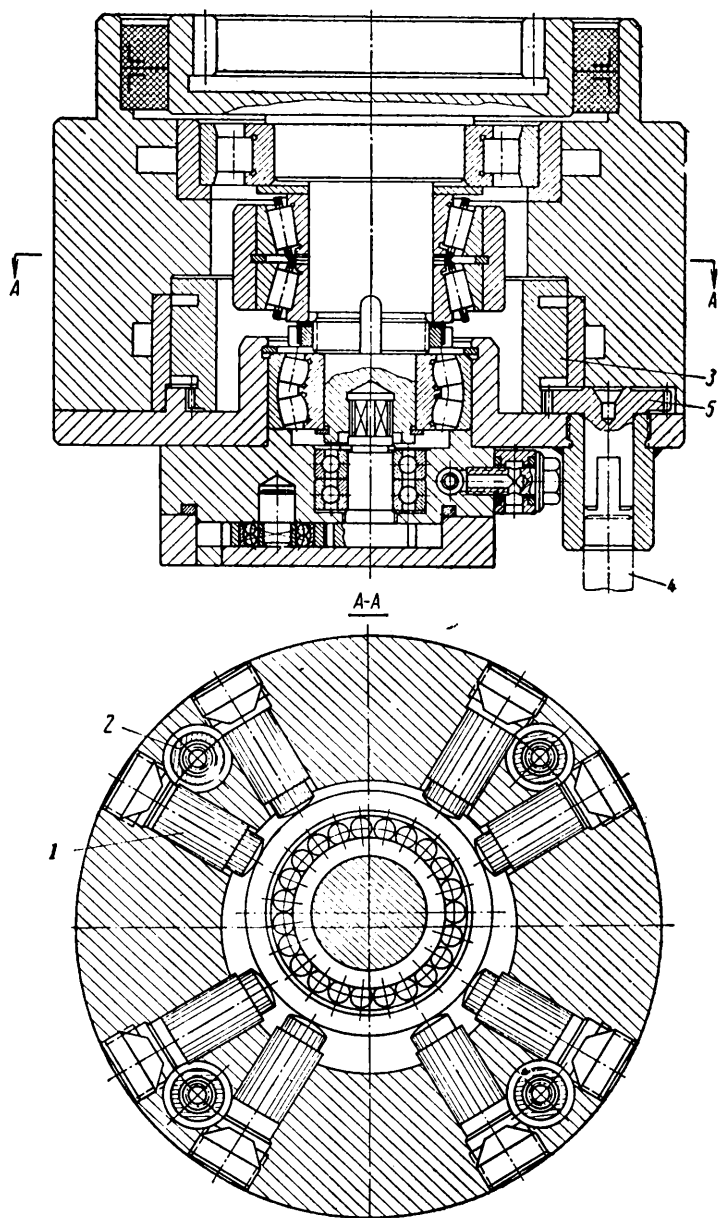


Рис. 119. Насос к высокомоментному гидродвигателю

Насос имеет радиально расположенные плунжеры с максимальным ходом 12 мм. Скорость вращения шестерни с валом-эксцентриком 800 об/мин. Каждая пара плунжеров 1 снабжена общим блоком клапа-

нов 2. Изменение производительности насоса производится ограничением хода плунжеров при помощи поворачивающейся втулки 3. Последняя имеет восемь кулачных выступов (по числу плунжеров), а плунжеры выполнены с уступами, которые входят в контакт с кулачными выступами. Поворот, регулирующий производительность втулки, осуществляется валиком 4, заканчивающимся шестерней 5, входящей в зацепление с зубчатым венцом, нарезанным на втулке 3.

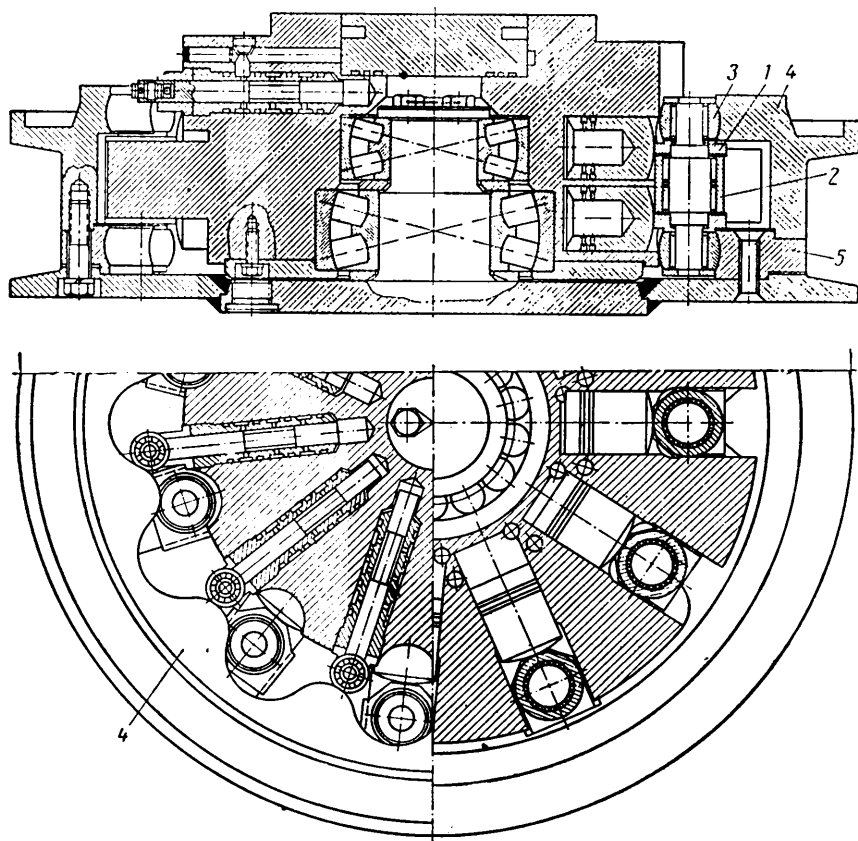


Рис. 120. Высокомоментный гидродвигатель

Максимальная производительность насоса 60 л/мин при рабочем давлении 100 кг/см² и максимальном давлении 150 кг/см².

Рабочая жидкость подается по трубопроводу к гидродвигателю (рис. 120), имеющему двухрядное радиальное расположение плунжеров и многократный их ход за один оборот ротора.

Усилия от плунжеров при их перемещении от центра воспринимаются кольцами 1 узла ролика. При этом средний ролик 2 катится по стенке паза в корпусе ротора, а крайние 3 — по профилю звездочек 4, нарезанных непосредственно на барабане и его нижнем кольце 5.

Для получения рабочей скорости и повышенной скорости при маневровом ходе предусматривается секционирование числа плунжеров, участвующих в работе. При подключении всех плунжеров скорость вращения гидродвигателя, а следовательно, и барабана составляет 0,1—2 об/мин. При маневровом режиме скорость доходит до 4 об/мин, что

при диаметре навивки каната 600 мм соответствует скорости подачи 7,5 м/мин.

Крутящий момент при номинальной скорости и номинальном давлении — 2300 кгм и при маневровой — 1000 кгм.

Работу по созданию высокомоментного двигателя ведут также и другие организации. В частности, на Копейском машиностроительном заводе им. С. М. Кирова построен радиально-поршневой насос на давление 300 кг/см² и высокомоментный гидродвигатель с крутящим моментом 3000 кгм.

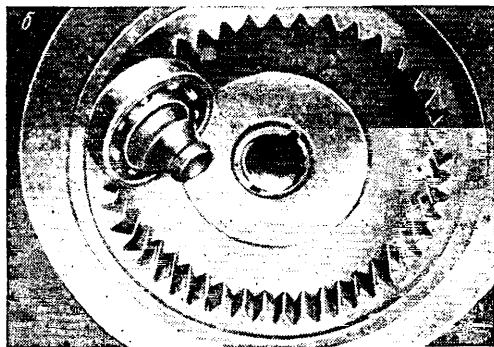
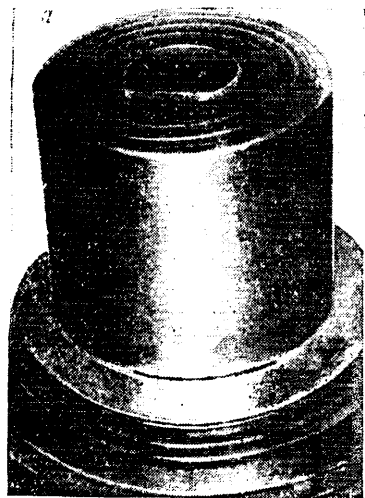


Рис. 121. Барабан подающей части комбайна «Донбасс-1»:

а — хвостовик барабана с усталостной трещиной в месте перехода к диафрагме (глубина трещины 12 мм); б — барабан с отделившимся хвостовиком

Проводимые работы по созданию машин с высокомоментным гидродвигателем обеспечивают возможность создания машин, у которых в подающих частях или совсем будут отсутствовать в силовой цепи зубчатые передачи, или число этих передач будет сведено к одной.

§ 65. Исходные данные для расчета канатных барабанов

Схемы конструкций ряда подающих частей, рассчитанных на натяжение каната не выше 10 000 кг (высота подающих частей не более 400 мм), предусматривают один и тот же способ подвески канатного барабана, который характерен тем, что барабан хвостовиком опирается на подшипники корпуса. Такая подвеска целесообразна, так как почти полностью разгружается нижняя крышка подающей части, а также позволяет расположить между выступом корпуса и ободом барабана зубчатый венец и приводную вал-шестерню с передаточным числом, равным примерно 4.

Использование полости барабана для размещения передачи внутреннего зацепления, закрепление подшипников опоры барабана только в корпусе подающей части определили асимметричное расположение диафрагмы барабана, связывающей хвостовик с канатным желобом относительно последнего. Это обуславливает изгиб диафрагмы с симметричным циклом напряжений при всех положениях каната по высоте желоба. Число циклов напряжений совпадает с числом оборотов барабана. При недостаточной усталостной прочности в местах перехода от хвостовика к диафрагме появляется усталостная трещина, приводящая к отрыву хвостовика от диафрагмы (рис. 121).

Момент, изгибающий диафрагму, зависит от натяжения и положения каната в барабане, а также от усилия, действующего от вала-шестерни на зубчатый венец барабана.

Обозначим: $M_1, M_2, \dots, M_i$ — моменты от среднего значения силы натяжения каната Q относительно диафрагмы;

$M_{\text{вш}}$ — момент от силы, действующей от вала-шестерни на колесо относительно диафрагмы;

i — число витков каната по высоте барабана (рис. 122).

$$M_1 = Ql; M_2 = Q(l + d_k) \dots M_i = Q[l + (i-1)d_k]$$

и

$$M_{\text{вш}} = Q_{\text{вш}} l_{\text{вш}}$$

($Q_{\text{вш}}$ может быть принято равным $\approx 1,5 Q$).

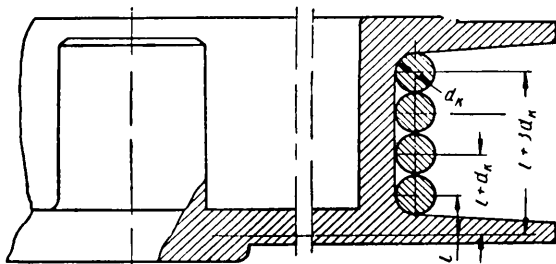


Рис. 122. Схема расположения витков по высоте желоба барабана

Тогда, пренебрегая несовпадением направления результирующих при суммировании момента от силы натяжения каната и момента от силы на валу-шестерне, получим приведенный момент, изгибающий диафрагму при постоянном натяжении каната:

$$M_{\text{ип}} = \sqrt[9]{\left[\vec{M}_1 + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i} + \left[\vec{M}_2 + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i} + \dots + \left[\vec{M}_i + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i}} \quad (230)$$

Для учета неравномерности натяжения каната при работе на различных участках лавы следует ввести соответствующий корректирующий коэффициент к моменту, изгибающему диафрагму при постоянной нагрузке.

Сравнение одновременно зафиксированных длительных записей величин натяжения каната и подводимой к двигателю мощности показывает, что корректирующие коэффициенты к среднему значению — в одном случае мощности, а в другом натяжения каната — близки между собой, и поэтому корректирующий коэффициент к моменту $M_{\text{ип}}$ может быть принят численно равным корректирующему коэффициенту при расчете приводов исполнительных органов на выносливость от изгиба $K_{\text{ив}} \approx 1,15$.

Тогда приведенный момент, изгибающий диафрагму с учетом неравномерности натяжения каната по длине лавы,

$$M_{\text{и}} = K_{\text{ив}} \sqrt[9]{\left[\vec{M}_1 + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i} + \left[\vec{M}_2 + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i} + \dots + \left[\vec{M}_i + \vec{M}_{\text{вш}} \right]^9 \frac{1}{i}} \quad (231)$$

Напряжения, возникающие в опасном сечении (в месте перехода от цилиндрического хвостовика к диафрагме), следует определять по формуле, принятой для расчета плоской пластинки с опирающимся и защемленным краем.

Максимальное напряжение в точках поверхности пластинки [168] на радиусе, равном радиусу хвостовика,

$$\sigma_R = \frac{3M_n}{4\pi\delta^2r_0} \left[1 + \frac{m+1}{m} \ln \frac{2(0,45a - r_0)}{0,45Ka} \right], \text{ кг/см}^2, \quad (232)$$

$$\text{где } K = \frac{0,1a^2}{(r_0 + 0,28a)^2};$$

δ — толщина пластинки, см;

r_0 — радиус хвостовика, см;

a — радиус пластинки, см;

$$m = \frac{1}{\mu} \quad (\mu — \text{коэффициент Пуассона}).$$

При высоких напряжениях в опасном сечении следует для их снижения предусматривать соответствующую упрочняющую технологию, а также увеличенный радиус галтели в месте перехода от хвостовика к диафрагме, что снижает концентрацию напряжений.

§ 66. Натяжение каната при маневровом режиме

В машинах со значительным соотношением между величинами маневровой и рабочей скоростей мощность, расходуемая при маневровом режиме, несмотря на меньшее натяжение каната, превышает мощность при рабочем режиме и поэтому она принимается исходной величиной для расчета быстроходных передач на статическую прочность.

Так как при проверке деталей на статическую прочность следует принимать в расчет максимальную нагрузку, то необходимо определить максимальное натяжение каната, а отсюда — и мощность при маневровом режиме с учетом ускорения при пуске машины.

Обозначим:

G — вес машины, кг;

μ_1 — коэффициент трения машины о почву;

α — угол падения пласта;

m — масса машины, кг·сек²/мм;

$x, \dot{x}, \ddot{x}$ — соответственно перемещение, мм, скорость, мм/сек, и ускорение машины, мм/сек²;

K — упругость системы, кг/мм;

φ — угол поворота барабана, радиан;

R — радиус навивки каната, мм;

ω — угловая скорость барабана, 1/сек.

Натяжение каната при перемещении машины вхолостую

$$Q = G(\sin \alpha \pm \mu_1 \cos \alpha) + m\ddot{x}. \quad (233)$$

Натяжение каната может быть также выражено

$$Q = Q_0 + K(\varphi r_0 - x), \quad (234)$$

где Q_0 — натяжение каната в момент начала отсчета времени.

Приняв отсчет времени от момента, когда $Q_0 = G(\sin \alpha \pm \mu_1 \cos \alpha)$, получим

$$m\ddot{x} = K(\varphi r_0 - x). \quad (235)$$

При маневровом режиме можно принять, что барабан вращается с постоянной скоростью. Тогда

$$m\ddot{x} = (\omega r_6 t - x) K, \quad (236)$$

или

$$m\ddot{x} + Kx = K \omega r_6 t. \quad (237)$$

В результате решения дифференциального уравнения (237) получим

$$x = A \sin \left(\sqrt{\frac{K}{m}} t + \beta \right) + \omega r_6 t. \quad (238)$$

и

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{K}{m}} A \cos \left(\sqrt{\frac{K}{m}} t + \beta \right) + \omega r_6. \quad (239)$$

Произвольные постоянные A и β определяются из начальных условий: при $t = 0$, $x = 0$, и $\dot{x} = 0$

Тогда $A \sin \beta = 0$ и $\sqrt{\frac{K}{m}} A \cos \beta = -\omega r_6$.

Отсюда следует, что $\beta = 0$ и $A = -\frac{\omega r_6}{\sqrt{\frac{K}{m}}}$.

Подставив значения произвольных постоянных в уравнения (238) и (239), получим

$$x = \omega r_6 \left[t - \frac{1}{\sqrt{\frac{K}{m}}} \sin \sqrt{\frac{K}{m}} t \right] \quad (240)$$

и

$$\dot{x} = \omega r_6 \left[1 - \cos \sqrt{\frac{K}{m}} t \right]. \quad (241)$$

Подставив полученное значение для x в уравнение (234), получим

$$Q = Q_0 + \omega r_6 \sqrt{Km} \sin \sqrt{\frac{K}{m}} t \quad (242)$$

и максимальное натяжение каната

$$Q_{\max} = G (\sin \alpha \pm \mu_1 \cos \alpha) + \omega r_6 \sqrt{Km}. \quad (243)$$

Максимальная окружная скорость барабана

$$v_{\max} = 2 \omega r_6. \quad (244)$$

Из уравнений (243) и (244) видно, что скорость машины в период пуска при маневровом режиме колеблется в широких пределах: от нуля до удвоенной скорости перемещения точки на барабане; увеличение натяжения из-за перемещения машины с ускорением пропорционально скорости барабана и корню квадратному из произведения массы на жесткость системы.

Приняв при маневровом режиме минимальную длину свободной части каната равной 5 м и учтя упругость каната, навитого на барабан, получим величины превышения натяжения каната к натяжению, необходимому для перемещения машин без ускорения, которые приведены в табл. 28.

Из данных, приведенных в табл. 28, видно, что превышение натяжения из-за перемещения с ускорением соизмеримо, а иногда и превышает натяжение каната при перемещении машины с равномерной скоростью.

Из осциллограммы (рис. 123) видно, что процесс изменения натяжения каната быстро затухает, и поэтому увеличение натяжения следует учитывать при расчете на выносливость только при весьма частых пус-

Таблица 28

Приращение натяжения каната при пуске на маневровом режиме

Наименование машины	Натяжение каната при равномерной скорости и $a=0, \text{кг}$	Масса машины, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{мм}$	Окружная скорость барабана, $\text{мм} / \text{сек}$	Упругость системы, $\text{кг} / \text{мм}$	Превышение натяжения при учете ускорения, кг
Комбайн «Донбасс-1» . .	2100	0,71	240	240	3140
Врубовая машина типа КМП	950	0,32	145	240	1200
Комбайн «Донбасс-2» . .	2950	1,0	155	320	2780
Комбайн «Донбасс-7» . .	5000	1,7	155	320	36,00

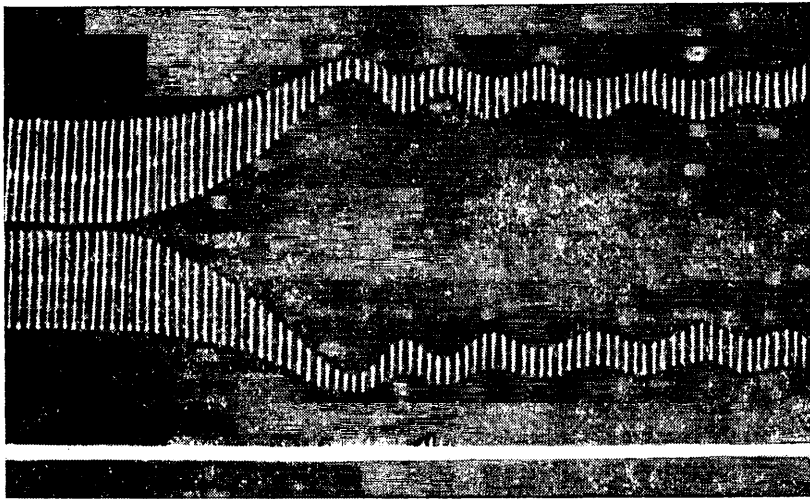


Рис. 123. Осциллограмма изменения натяжения каната при пуске машины КМП-2 с маневровой скоростью

ках машины; при редких пусках увеличенное натяжение каната следует учитывать только при проверке деталей на статическую прочность.

Е. УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИН ОТНОСИТЕЛЬНО ЗАБОЯ

§ 67. Устойчивость машин флангового типа

При работе врубовых машин наблюдаются случаи, когда машину «выбрасывает» из забоя. При этом уменьшается глубина вруса, нарушается прямолинейность забоя, расстояние между машиной и конвейером резко сокращается, что в ряде случаев затрудняет отбор штыба от цепи и приводит к заштыбовке цепи и связанной с ней остановке двигателя.

Устойчивость машины относительно забоя обуславливается силами, приложенными к машине, ее весом, условиями, в которых машина работает, и ее геометрическими размерами.

На рис. 124 показаны силы, действующие на машину (§ 57):

Q — натяжение каната;

F — сумма силы трения о почву и составляющей силы веса:

$$F = G (\sin \alpha \pm f \cos \alpha),$$

где G — вес машины;

α — угол падения;

f — коэффициент трения между машиной и почвой;

N — нормальная реакция забоя;

fN — сила трения о забой;

S — сила, действующая от угля на зубки в направлении, противоположном скорости машины;

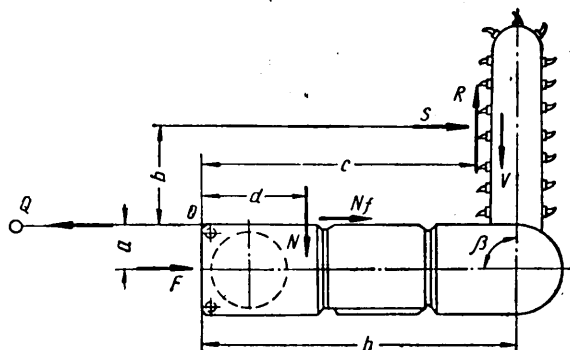


Рис. 124. Схема сил, приложенных к машине флангового типа

R — сила, действующая на зубки в направлении, перпендикулярном скорости машины (включая силу трения от силы S);
 a , b , c и d — плечи сил относительно точки 0 (точка схода каната с направляющего ролика машины).

Машина будет в равновесии, если

$$Q - F - fN - S = 0; \quad (245)$$

$$N - R = 0; \quad (246)$$

$$Sb - Rc + Nd - Fa = 0. \quad (247)$$

Тогда

$$d = c - \frac{Sb - G (\sin \alpha \pm f \cos \alpha) a}{R}. \quad (248)$$

Машина будет устойчивой относительно забоя, если

$$0 < d < h. \quad (249)$$

Устойчивость работы машины повышается с увеличением веса машины, ее ширины и особенно длины, окружного усилия P на звездочке ($R = P \eta_6$, где η_6 — к. п. д. бара) и снижается с увеличением силы S , что обусловливается затуплением зубков, а также с увеличением длины бара (при одном и том же окружном усилии на звездочке).

Из рис. 124 видно, что удаление точки схода каната от забоя ухудшает устойчивость работы машины, поэтому ролик для схода каната располагают как можно ближе к краю.

Уменьшение угла β приводит к значительному снижению момента силы S и незначительному снижению момента от силы R .

Так как момент от силы S ухудшает устойчивость машины, то некоторое уменьшение угла β целесообразно. Для врубовых машин обычно принимается угол $\beta = 85^\circ$.

В некоторых машинах холостая цепь бара используется для погрузки отбитого угля. В этом случае направление движения цепи принимается противоположным обычному, и тогда сила R изменяется по знаку; и, следовательно, равновесие машины может быть достигнуто только в том случае, если к машине со стороны, противоположной забою, будет приложена сила, равная по величине и противоположная по знаку силе R , т. е. необходимо при работе опираться машину о стойки или конвейер.

§ 68. Устойчивость короткозабойных машин

В короткозабойных машинах для управления положением машины относительно забоя предусмотрен кроме ведущего хвостовой канат, натяжение которого определяет, положение машины. Натяжение регулируется машинистом в процессе загрузки.

На рис. 125 показаны силы, действующие на короткозабойную машину. Здесь кроме обозначений, принятых в § 67:

Q_x — натяжение хвостового каната;

l — плечо силы Q_x по отношению к точке схода ведущего каната с машины (точка O).

Моментом силы Nf относительно точки O из-за его малости пренебрегаем.

Машина будет в равновесии, если

$$Q - Q_x - Nf - F - S = 0; \quad (250)$$

$$R - N = 0; \quad (251)$$

$$Rc - Sb - Nd + Fa + Q_x l = 0. \quad (252)$$

Тогда

$$Q_x = \frac{Sb + R(d-c) - G(\sin \alpha \pm f \cos \alpha) a}{l}. \quad (253)$$

Обозначив ширину бара по зубкам B , получим

$$d - c = \frac{B}{2}$$

$$Q_x = \frac{Sb + R \frac{B}{2} - G(\sin \alpha \pm f \cos \alpha) a}{l}. \quad (254)$$

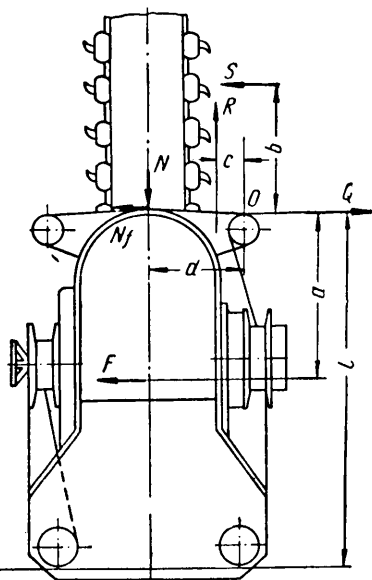


Рис. 125. Схема сил, приложенных к короткозабойной машине

Так как сумма первых двух членов в уравнении (254), как правило, больше момента от силы $G(\sin\alpha \pm f\cos\alpha)$, то величина Q_x положительна, и, следовательно, для удержания машины в положении, когда ее продольная ось будет перпендикулярна забою, необходимо, чтобы хвостовой канат был натянут. Увеличение окружного усилия на звездочке вызывает необходимость повышения натяжения хвостового каната.

Точку схода хвостового каната с машины целесообразно располагать по возможности далее от забоя, так как это снижает величину натяжения хвостового каната и, следовательно, и натяжение ведущего каната.

Для регулирования натяжения хвостового каната барабан последнего снабжается тормозом. Барабан хвостового каната при рабочем режиме отсоединен от двигателя. Для перемещения машины с маневровой скоростью он присоединяется к трансмиссии общего привода.

Глава VIII

РАСШТЫБОВЩИКИ И ПЫЛЕГАШЕНИЕ

§ 69. Назначение расштыбовщиков

Штыб, образующийся при работе баровых исполнительных органов, должен быть удален из щели, так как в противном случае для врубовых машин значительно снижается эффективность последующей отбойки угля взрывчатыми веществами, а для комбайнов ухудшаются разваливание угля и его отбойка.

Удаление штыба в случае применения штанги, работающей в щели, производится самой штангой, на которой предусматривается винтовая нарезка в виде шнека. Угольная мелочь, вынесенная шнеком, располагается у забоя в виде валика вслед за машиной.

Штыб выносится режущей цепью достаточно интенсивно, и так как скорость зубков и головок кулачков при огибании звездочки резко возрастает по сравнению со скоростью на прямолинейном участке цепи, то частицы штыба, вынесенные цепью, отбрасываются от нее.

При этом вынесенный штыб образует у забоя валик, что препятствует отбрасыванию частичек и в дальнейшем штыб располагается в непосредственной близости от цепи, захватывается зубками и кулачками сбегавшей со звездочки ветви и вновь попадает во врубовую щель.

Для предотвращения этого явления необходимо предусматривать специальный орган — расштыбовщик, назначение которого — удалять вынесенный штыб от режущей цепи.

В случае применения машин, работающих с рамы конвейера, применение расштыбовщиков во многих случаях становится излишним, так как сам конвейер удаляет штыб, вынесенный цепью. При работе врубовой машины с образованием верхнего или среднего вруба частицы угля не могут быть повторно занесены в щель.

§ 70. Влияние выноса штыба на выбор режима работы машин

Для машин, снабженных исполнительными органами, образующими врубовые щели, энергоемкость процесса разрушения и устойчивая работа двигателя в значительной степени зависят от того, насколько принятый режим разрушения, обусловливаемый скоростями подачи и резания, а также схема набора цепи обеспечивают вынос штыба из щели, а расштыбовщик гарантирует невозможность повторного попадания штыба в щель.

Оптимальным может быть принят такой режим разрушения, при котором обеспечивается образование щели с минимальным расходом удельной энергии ($\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ щели). Удельная энергия, если исходить

только из условий разрушения угля, будет наименьшей в том случае, когда глубина реза при прочих равных условиях будет максимально возможной. Условием, ограничивающим глубину реза, является прочность как самого инструмента, так и некоторых передаточных звеньев от двигателя к инструменту.

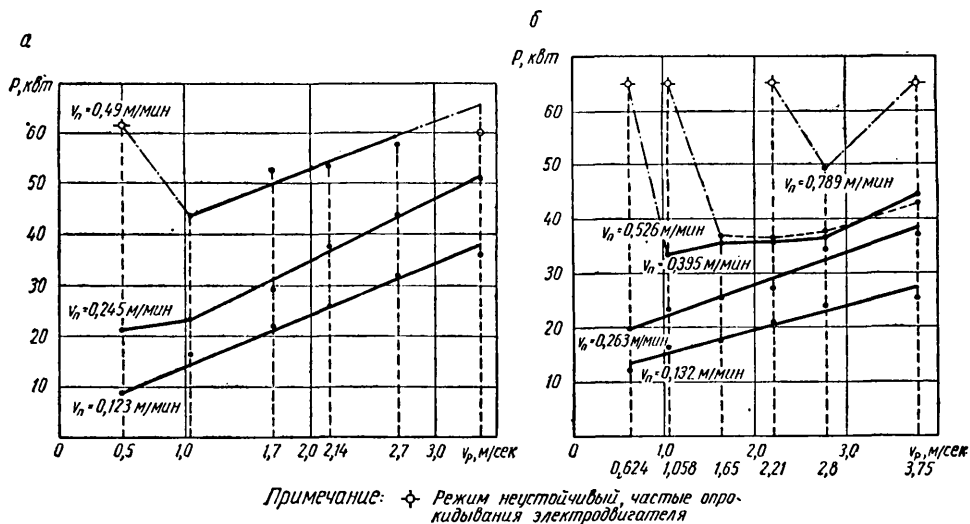


Рис. 126. Зависимость мощности на валу двигателя комбайна «Донбасс-1» от скорости резания при различных скоростях подачи

При баровых исполнительных органах, и в частности для получения наибольшей глубины реза при заданной скорости подачи, следовало бы для снижения энергоемкости процесса разрушения резания принять низкую скорость резания либо увеличить расстояние между зубками одного и того же положения. Снижение скорости резания кроме увеличения глубины реза приводит также к снижению работы трения инструмента об уголь и цепи в ручье бара и оказывается более выгодным, чем увеличение расстояния между зубками одинакового положения. К тому же увеличение расстояния между зубками с одинаковым углом наклона, вызывающее снижение числа зубков одного и того же положения и в случае выхода из строя хотя бы одного из них, значительно ухудшает работу всей цепи.

Наблюдения за работой машин с цепными исполнительными органами показывают, что снижение скорости резания не всегда приводит к снижению энергоемкости процесса разрушения, и даже наоборот, во многих случаях повышает удельные энергозатраты.

Это объясняется тем, что при чрезмерном снижении скорости резания режущая цепь не может вынести из врубовой щели всего образующегося штыба. Остающийся штыб дополнительно измельчается цепью, что обуславливает дополнительный расход энергии. Кроме того, заполнение врубовой щели, зазоров между цепью и направляющими, а также зазоров между направляющей рамой и целиком штыбом создает дополнительные сопротивления движению цепи и машины в целом, что также вызывает дополнительный расход энергии.

Следовательно, скорость резания должна обеспечивать вынос цепью штыба и выбираться с учетом длины врубовой щели и скорости подачи, так как количество образуемого штыба пропорционально указанным

величинам. Скорость резания, которая обуславливает, при данной скорости подачи и принятом исполнительном органе, минимальные энергозатраты на образование щели, называется критической скоростью резания [41].

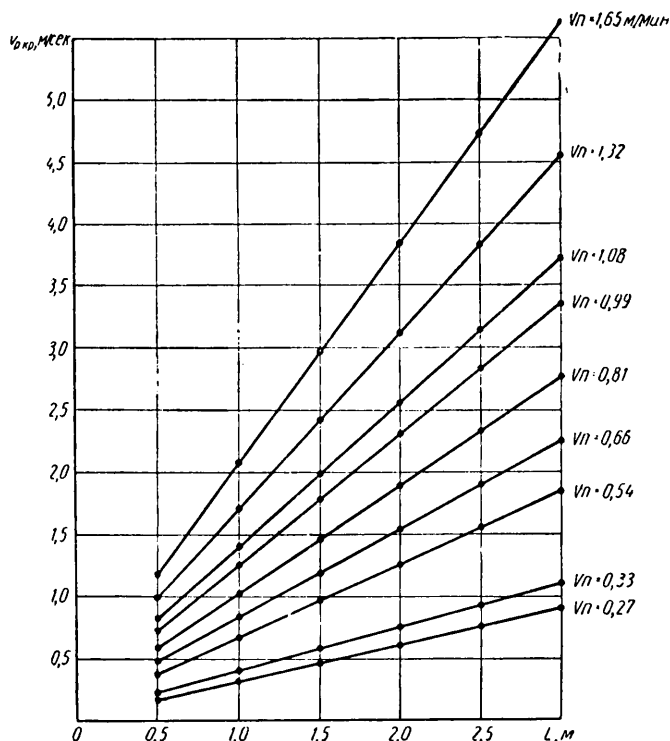


Рис. 127. Зависимость критической скорости резания от глубины захвата кольцевого бара комбайна «Донбасс-1» при различных значениях скорости подачи

Зависимость мощности на валу двигателя комбайна «Донбасс-1» от скорости резания v_p при различных скоростях подачи v_n приведена на рис. 126. Как видно из приведенных графиков (рис. 126, а), по исследованиям на шахте № 9 треста Снежинск при малой скорости подачи (среднем ее значении $v_n = 0,245$ м/мин) рациональный режим резания должен быть принят менее 1 м/сек. Повышение скорости резания вызывает значительное увеличение мощности на валу двигателя. При скорости подачи $v_n = 0,49$ м/мин скорость резания должна быть не менее 1 м/сек. Снижение скорости резания вызывает резкое увеличение мощности на валу двигателя, повышение скорости резания также вызывает повышение мощности, но в меньшей степени. Таким образом, можно сделать вывод, что ухудшение выноса штыба из врубовой щели может привести к большей затрате энергии, чем потери на трение и увеличение энергоемкости из-за снижения глубины реза, связанные с повышением скорости резания.

В других условиях исследования на шахте № 15 «Основная» того же треста (рис. 126, б) при $v_n = 0,526$ м/мин критическая скорость резания $v_p = 1,65$ м/сек, а при $v_n = 0,789$ м/мин она достигает 2,8 м/сек.

На рис. 127 приведены графики [41], по которым можно выбирать критические скорости резания для кольцевого бара комбайна «Дон-

басс-1» при разработке антрацитов в условиях хорошего отбора штыба от звездочки. При ухудшении отбора штыба полученные из графика критические скорости резания следует несколько увеличить.

Так как машины в зависимости от крепости зарубки используются при различных скоростях подачи, то целесообразно, как это следует из графиков рис. 127, проектировать их трансмиссии приводов исполнительных органов не односкоростными, а многоскоростными. В крайнем случае, при нецелесообразности усложнения трансмиссий, необходимо предусматривать возможность замены зубчатых пар, которая разрешила бы выбор для конкретных условий нужной скорости резания.

§ 71. Конструкция расштыбовщиков

При проектировании расштыбовщиков необходимо учитывать следующее:

а) рабочий орган расштыбовщика должен обеспечить наилучшее захватывание штыба и поэтому он должен располагаться как можно ближе к цепи — в месте наибольшего скопления штыба;

б) штыб, удаленный расштыбовщиком, не должен мешать перемещению машины, а в комбайнах расштыбовщик должен грузить штыб на конвейер, либо передавать его грузчику комбайна для последующей погрузки;

в) конструкция расштыбовщика не должна вызывать его демонтажа при спуске машины;

г) расштыбовщик не должен быть источником значительного пылеобразования при работе.

В качестве рабочих органов расштыбовщиков нашли применение органы различных транспортирующих машин. Распространение получили шнековые, лопастные, кривошипные и другие рабочие органы.

Шнековые рабочие органы располагаются как перпендикулярно продольной оси машины, так и параллельно ей.

Выбор шнеков цилиндрической или конической формы обуславливается общей компоновкой машины.

На рис. 128 и 129 показаны два варианта применения шнеков во врубовых машинах [97].

Цилиндрический шнек (рис. 128) расположен перпендикулярно к оси машины, что обеспечивает удовлетворительный отбор штыба от звездочки (до 80%); но удаляемый от машины штыб, располагаясь у конвейера, заштыбовывает его. При спуске машины исполнительный орган расштыбовщика вместе с частью редуктора, расположенной в корпусе, поворачивают вокруг оси *aa* и укладывают на бар. При переходе в другой забой производится ремонтная поворотной части редуктора. Расштыбовщик приводится в движение от конического колеса основного привода к звездочке.

Так как при работе расштыбовщика не исключена возможность расклинивания между витками шнека и корпусом кусочков породы или твердых включений, то в трансмиссии расштыбовщика обязательно предусматривается какой-либо предохранительный элемент. В данном случае предохранительный элемент представляет собой кулачную торцовую муфту предельного момента. Момент, при котором муфта срабатывает, отключая коническую вал-шестерню от редуктора в поворотном корпусе, обуславливается предварительнымжатием пружины, прижимающей полумуфту поворотного корпуса к полумуфте, посаженной на хвостовик конической вал-шестерни.

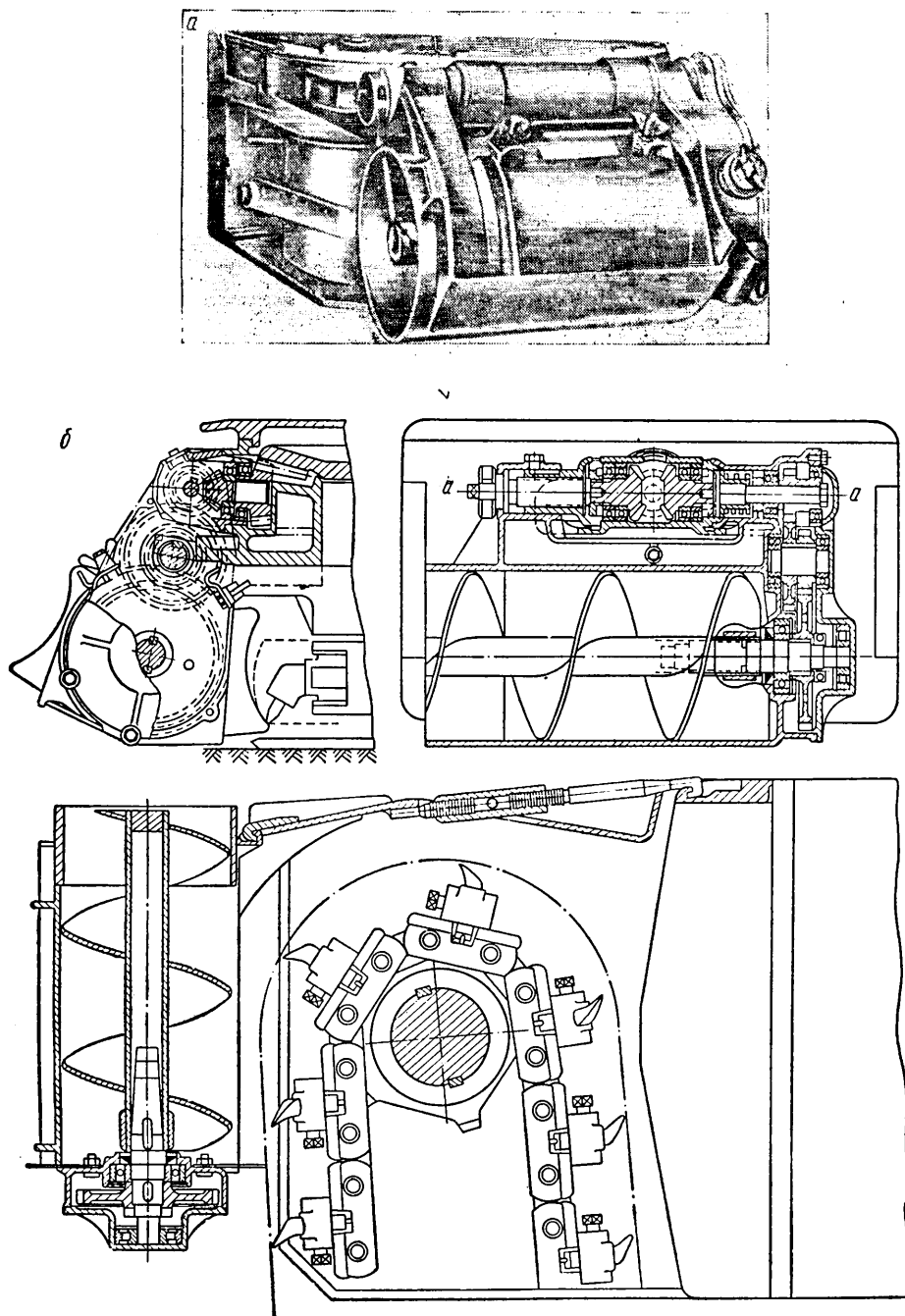


Рис. 128. Цилиндрический расштыбовщик:
а — внешний вид; б — конструктивная схема

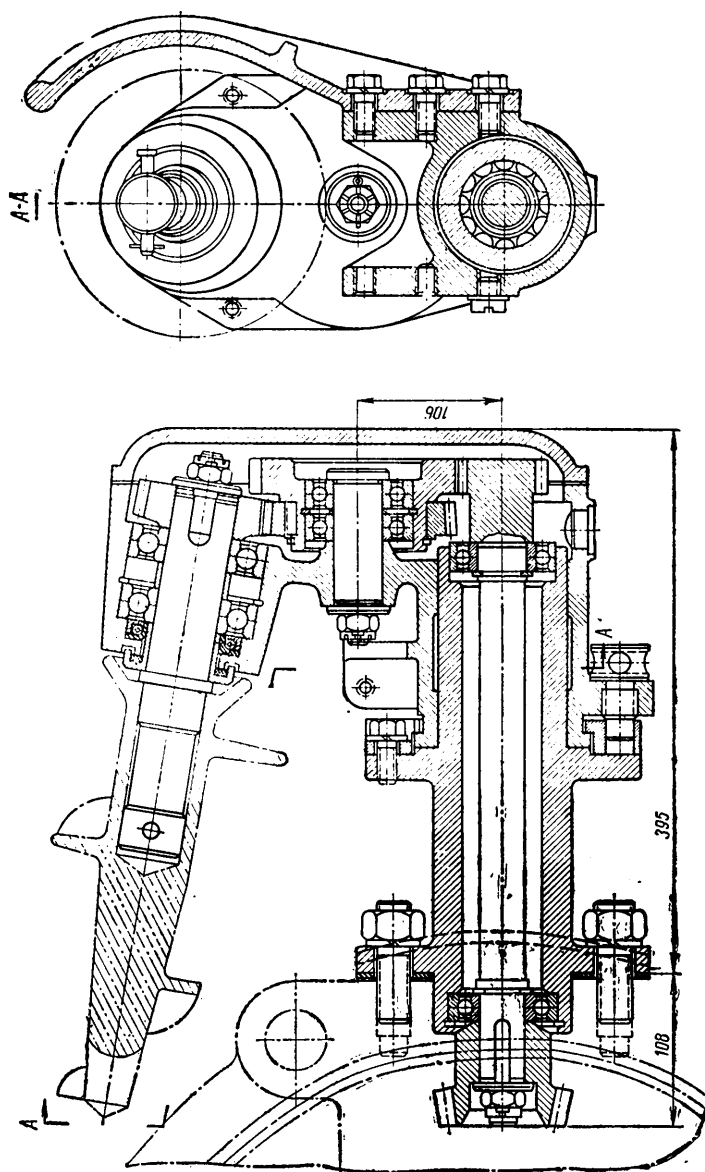


Рис. 129. Расстыбовщик с коническим шнеком

Расштыбовщик с коническим шнеком, опоры которого расположены в поворотной части корпуса, приведен на рис. 129. Ось поворота находится в вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось машины. Такое расположение исключает необходимость перемонтажа каких-либо элементов конструкции при переходе на работу в забой противополож-

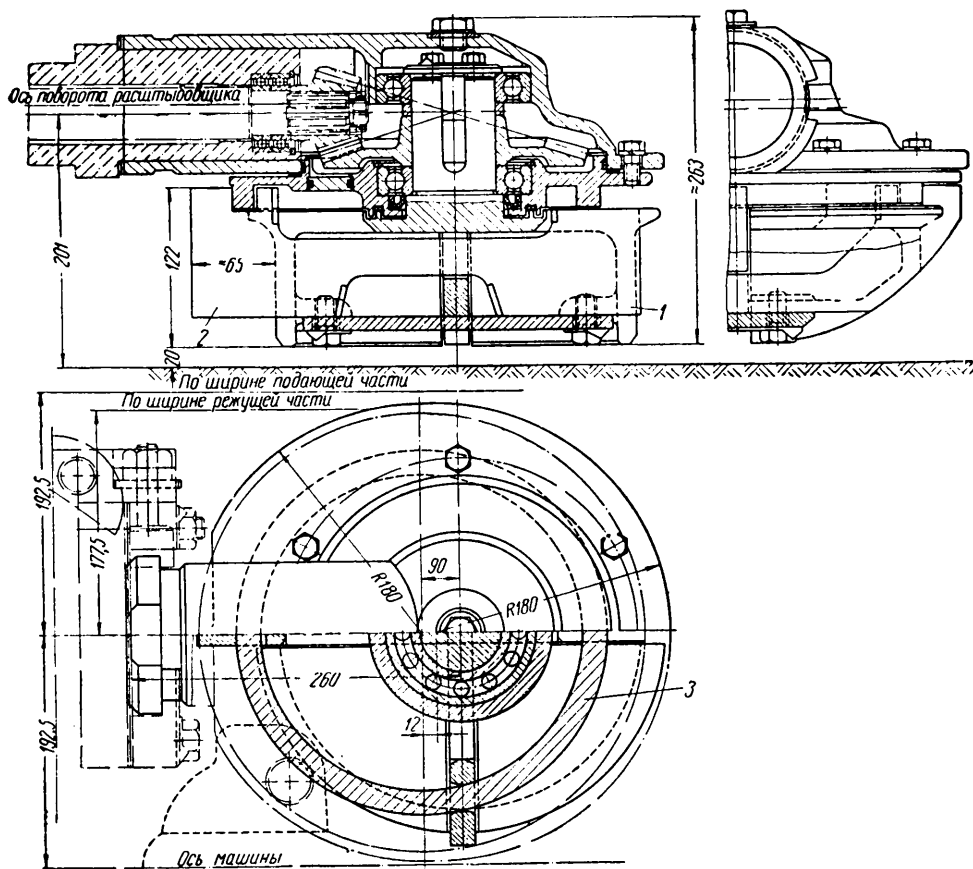
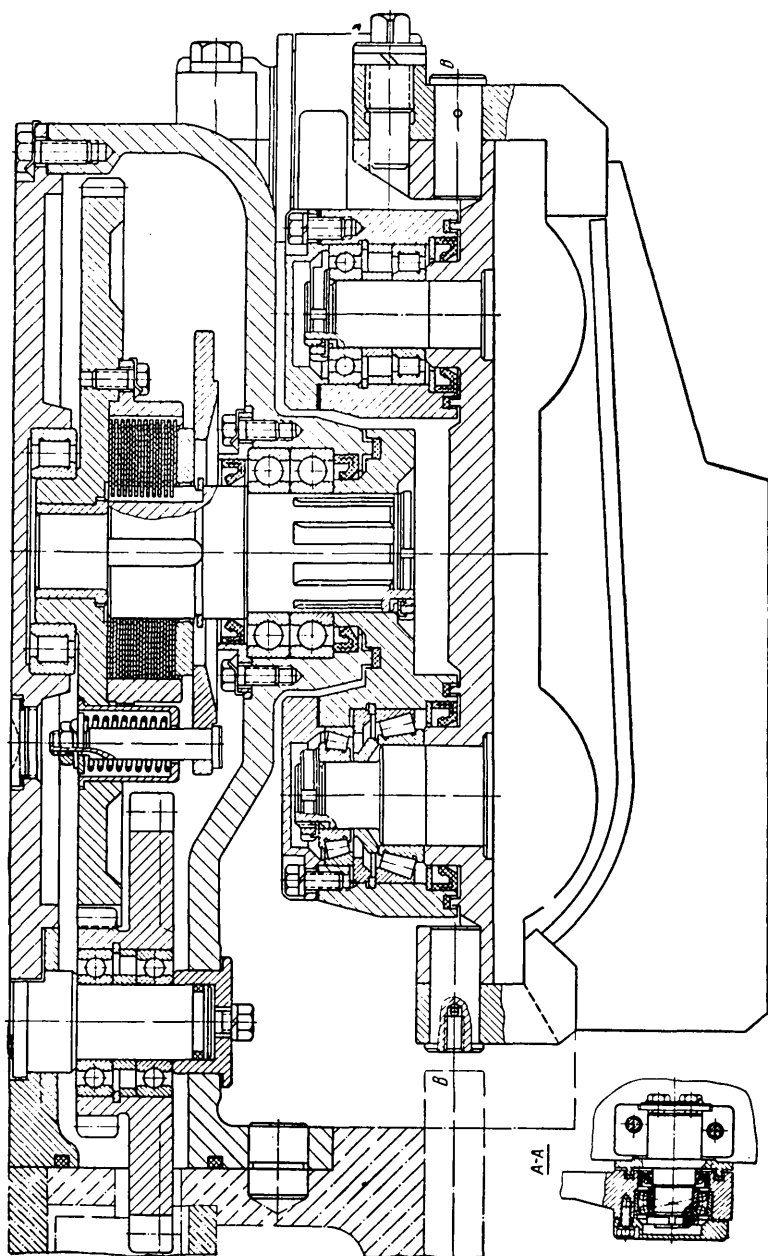


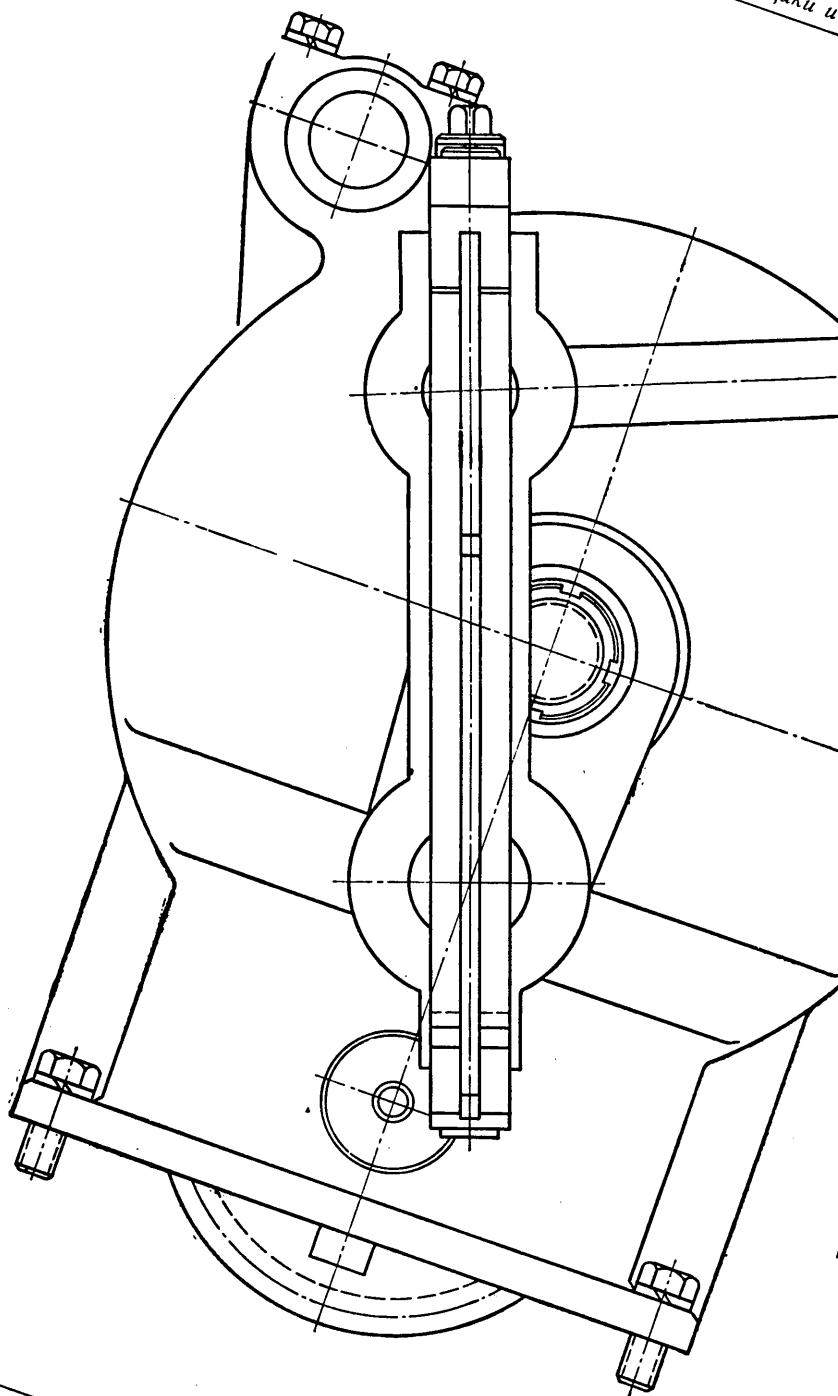
Рис. 130. Лопастный расштыбовщик

ного направления, за исключением установки шнека с противоположным направлением спирали. Коническая форма шнека дает возможность производить отбор штыба в непосредственной близости от режущей цепи. Поворотная часть может быть зафиксирована в положениях для работы в правом или левом забое, а также в положениях для спуска. Предохранительным элементом является срезной элемент, при помощи которого шнек закрепляется на выводном валике расштыбовщика.

При применении расштыбовщика этого типа удаляемый им штыб располагается сзади машины.

Лопастный расштыбовщик врубной машины КМП-3 показан на рис. 130. Рабочими элементами в этом расштыбовщике являются вращающиеся вместе с барабаном 1 лопасти 2, которые могут свободно перемещаться в радиальном направлении в диаметрально расположенных прорезах барабана. В верхней части лопастей имеются пазы, которые обхватывают плоский кулачок 3 в виде кольца, внешние и внутренние





профили которого представляют собой концентрические окружности. Кулачок неподвижно укреплен на корпусе расштыбовщика с эксцентриситетом относительно оси вращения вала-барабана 30 мм.

При вращении барабана лопасти, вращаясь вместе с ним, выдвигаются из его пазов в зоне накопления штыба, выбрасываемого цепью, и вдвигаются после того, когда очередная порция штыба, перемещаемая лопаткой, будет удалена от цепи. Направление вращения барабана принимается противоположным направлению вращения ведущей звездочки.

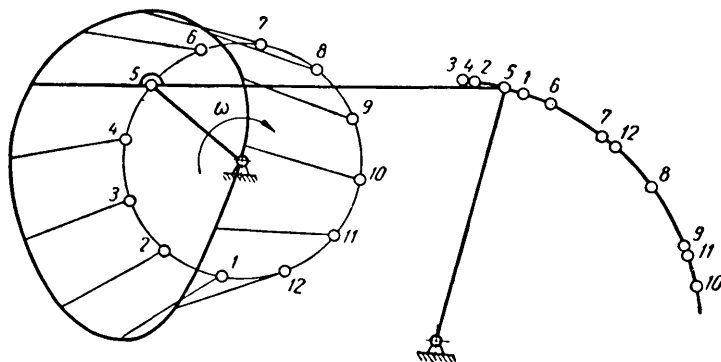


Рис. 132. Траектория точки на торце скребка кривошипного расштыбовщика

Таким образом, лопасти движутся в направлении, противоположном направлению потока штыба, что способствует лучшему отбору штыба от цепи.

Окружная скорость лопасти достигает 3 м/сек. Движение к барабану передается от трансмиссии машины КМП-3 (см. рис. 63), что определило смещение оси привода к расштыбовщику по отношению к продольной оси машины. Это вызывает необходимость перемонтажа как расштыбовщика, так и привода исполнительного органа при переходе на забой противоположного направления.

При спуске машины корпус расштыбовщика поворачивается вокруг оси вращения конической шестерни и фиксируется при помощи сухаря, входящего в паз корпуса расштыбовщика. На валу привода к расштыбовщику имеется предохранительная муфта.

Кривошипный расштыбовщик показан на рис. 131 (врубная машина «Урал-33»). Этот тип расштыбовщика выгодно отличается от других типов отсутствием поворотного корпуса, возможностью работы как в правом, так и в левом забое без перемонтажа расштыбовщика, а также высокой производительностью.

В расштыбовщике для сообщения движения рабочему органу (скребку) применен кривошипно-рычажный механизм. Траектория движения крайней точки на торце скребка, обращенного к режущей цепи, показана на рис. 132.

Корпус расштыбовщика симметричен относительно продольной оси машины и неподвижно к ней прикреплен. Отбор мощности производится от цилиндрического колеса на выходном валу привода к исполнительному органу. Скорость вращения кривошипа (при основной скорости резания) $n \approx 120$ об/мин. Многодисковая муфта предельного момента расположена непосредственно на выходном валу расштыбовщика.

При спуске машины скребок поворачивается на 90° вокруг оси ВВ (рис. 131) и закрепляется стопорным валиком, который служит

также для фиксации скребка в вертикальном положении при рабочем режиме.

По производительности расштыбовщики должны быть рассчитаны на вынос штыба цепью при максимальной скорости подачи.

Мощность, расходуемая на удаление штыба при нормальной работе, незначительна, и поэтому детали привода к рабочим элементам расштыбовщика на выносливость не рассчитываются. Обычно для снижения влияния возможных погрешностей изготовления, которые особенно выявляются при зубчатых передачах с малыми модулями, а также для того, чтобы экстренные нагрузки не вызывали поломок, модули цилиндрических передач принимаются $m = 4$, а конических — $m = 5$. Предохранительные элементы рассчитываются на нагрузку, которая является безопасной для указанных передач.

Для распространенных типов комбайнов применяются расштыбовщики с цилиндрическим шнеком [152]. Следует отметить, что производительность расштыбовщиков, предусмотренных в комбайнах, непропорциональна скорости вращения расштыбовщика. По данным исследований Донгипроуглемаша производительность шнека, установленного в комбайне «Донбасс-2», колеблется от 0,35 до 0,75 м³/мин при угловой скорости шнека $\omega \approx 300$ об/мин. При увеличении угловой скорости до 500 об/мин производительность возрастает до 0,8 м³/мин. Дальнейшее повышение числа оборотов практически не приводит к повышению производительности шнекового расштыбовщика.

§ 72. Пылегашение

При работе врубовых машин и комбайнов для очистных работ вследствие дробления угля и большой скорости его перемещения при зарубке и навалке воздух загрязняется значительным количеством угольной пыли, что отрицательно влияет на здоровье работающих в лаге.

По нормам, действующим в СССР, предельно допускаемое количество пыли при содержании в ней свободной двуокиси кремния выше 10% должно быть не более 2 мг на 1 м³ воздуха. При содержании двуокиси кремния менее 10% предельно допускаемое количество пыли повышается до 10 мг/м³ [137].

Принята следующая оценка состояния воздуха по запыленности:

Состояние воздуха	Содержание пыли в воздухе менее, мг/м ³
Малопыльный	1
Умеренно пыльный	6
Пыльный	10
Весьма пыльный	20
Чрезвычайно пыльный	100

и т. д.

При работе комбайна «Донбасс-1» без орошения содержание пыли в воздухе колеблется в пределах от 500 до 30 000 мг/м³. Таким образом, воздух при работе комбайнов должен быть отнесен к чрезвычайно запыленному.

Угольная пыль представляет опасность в отношении взрыва. Носителем взрывчатых свойств является фракция до 0,08 мм, но участвуют во взрыве частицы до 0,75—1 мм. Взрывчатость повышается с ростом в угле летучих. Максимальная сила взрыва наблюдается при содержании пыли 300—400 г/м³. Нижний предел концентрации взрывчатого

облака угольной пыли в случае отсутствия метана находится в пределах 30—40 г/м³. При наличии метана этот предел снижается.

Наличие метана, % . . .	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Концентрация угольной пыли, г/м ³	30	20	15	10	8	5

Уменьшение запыленности воздуха может быть достигнуто:

- а) подавлением пыли непосредственно у источников ее образования;
- б) улавливанием пыли;
- в) выносом пыли, находящейся во взвешенном состоянии, вентиляционной струей;
- г) применением режимов разрушения и отбойки, уменьшающих выход мелких фракций и пыли;
- д) увлажнением угля в пласте до его разрушения.

Из перечисленных мероприятий пылеулавливание пока не получило практического применения из-за отсутствия совершенных конструкций; вынос пыли применением усиленного проветривания в большинстве случаев неприемлем из-за ограничения допустимой величины скорости воздушной струи. Кроме того, при работе комбайна снизу вверх усиленная вентиляция не улучшает условий работы машиниста, а при работе сверху вниз — не улучшает условий работы большинства членов бригады.

В настоящее время наибольшее распространение в качестве мероприятий по снижению запыленности получило орошение. Устройства для орошения можно разделить на две группы. В устройствах первой группы вода увлажняет уголь в момент его отделения до перехода пыли во взвешенное состояние. Ко второй группе относятся устройства, орошающие взвешенную в воздухе пыль. Устройства первой группы являются более эффективными. При подаче воды через бар врубовых машин запыленность снижается на ≈90% при расходе воды ≈100 л на 1 м³ щели.

Подавление пыли в комбайнах с цепными исполнительными органами производится в местах ее наибольшего образования. В комбайне типа «Донбасс» к этим местам относятся зона выноса штыба у ведущей звездочки кольцевого бара, зона выноса штыба шнековым расштыбовщиком, места выноса штыба дисками отбойного устройства и работы кольцевого грузчика.

В результате применения орошения запыленность воздуха значительно снижается. При работе без орошения запыленность воздуха у подающей части машины составила на одной из шахт 1180 и на другой 19 600 мг/м³, при работе же с орошением запыленность составила соответственно 150 и 1000 мг/м³, т. е. запыленность снизилась на 87—95% [26]. Расход воды составил 24—27,5 л/мин.

Рабочими элементами оросительных систем являются форсунки различных типов. Наибольшее распространение в машинах для очистных работ получили плоскоструйные форсунки типа ПФ-120 с углом раствора факела 120°, производительностью 8 л/мин при рабочем давлении 4 кг/см² и ПФ-180 (угол раствора факела 175 градусов) производительностью 10 л/мин при том же давлении.

Давление у насоса определяется рабочим давлением у форсунок, гидростатическим напором и сопротивлениями в гибких шлангах. Широко применяемый в настоящее время насос типа ОН-2 при закрытом нагнетательном патрубке развивает давление до 19 атм. Схема оросительной установки показана на рис. 133.

В системе предусматриваются фильтры: хrapок для грубой очистки на всасе насоса, фильтр для более тонкой очистки (частицы 0,5 мм) на

всасе и у комбайна. Фильтр у комбайна предназначен для задержки частиц, которые могут попасть в трубопровод при соединении его отдельных звеньев. Так как оросительная установка питается шахтной водой, содержащей кислоты, то детали насоса, арматура и форсунки изготавливаются из кислотоупорных материалов.

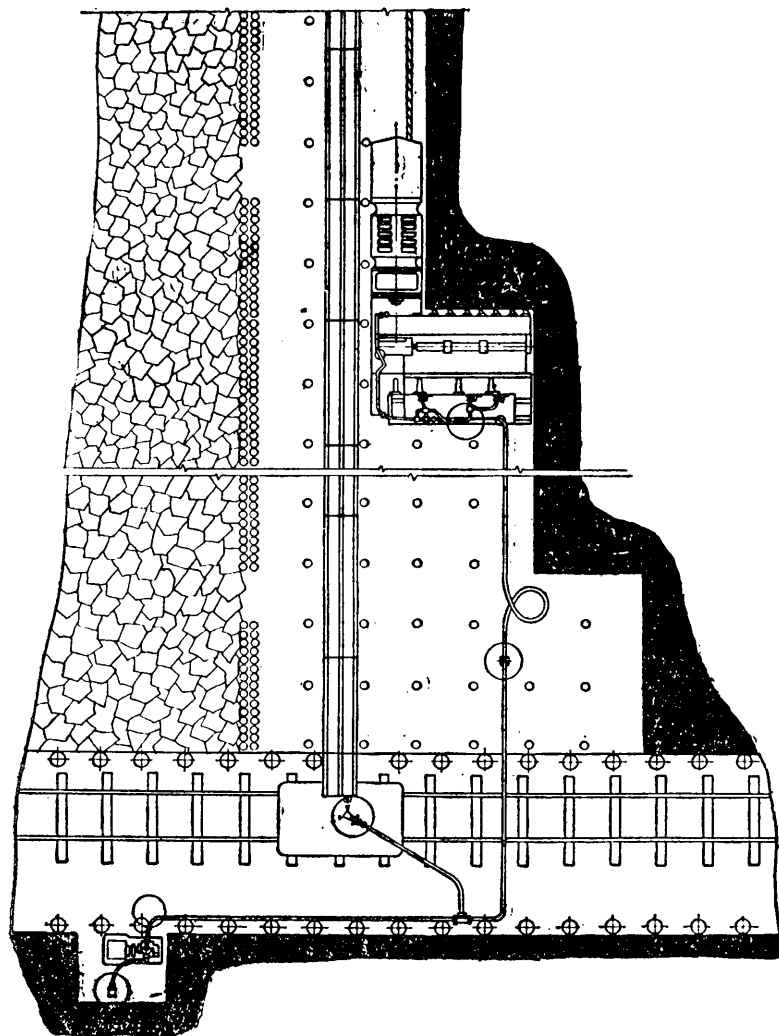


Рис. 133. Схема оросительной установки

Как видно из приведенных выше данных, количество пыли при выемке пластов с орошением остается также высоким. Поэтому в настоящее время, наряду с применением орошения, ведутся работы по нагнетанию воды в пласт перед его разрушением. Этот метод борьбы с пылью находит все большее распространение.

Нагнетание воды в пласт имеет целью повысить гигроскопическую влажность пыли, которая образовалась в макро- и микротрещинах в угле. Эта мельчайшая пыль при разрушении массива свободно выделяется в атмосферу и является вредной для здоровья.

Нагнетание воды в пласт в очистных забоях производится через скважины, пробуренные перпендикулярно или параллельно забою. В первом случае бурятся короткие скважины длиной от 1,5 до 5 м. Объем угля, увлажняемый через каждую скважину, составляет от 1 до 9 м³. Во втором случае бурятся скважины длиной до 50 м и более. Нагнетаемая в скважину вода подается через герметизатор, который обеспечивает создание соответствующего давления в скважине. Схема одного из

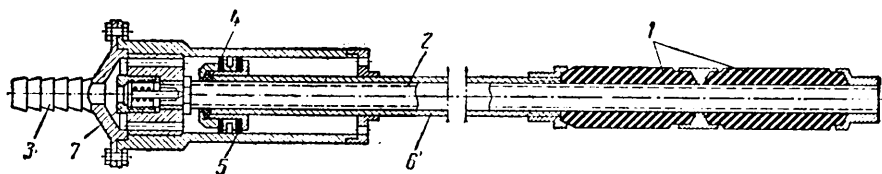


Рис. 134. Схема герметизатора

применяемых герметизаторов показана на рис. 134. В зависимости от модели этот тип герметизатора может быть применен при скважине диаметром 38—50 мм, а также 75, 100 и 150 мм. Герметизирующим элементом является резиновая манжета 1, обхватывающая трубу 2, по которой подается в скважину вода, заполняющая все неровности стенок скважины. Вода, нагнетаемая через штуцер 3, заполняет подпоршневое пространство цилиндра 4, отодвигает поршень 5 и скрепленную с ним наружную трубку 6. Последняя своей торцевой частью сжимает манжету 1, второй конец которой закреплен с внутренней трубой 2. По мере перемещения поршня давление воды увеличивается, повышается осевое усилие сжатия манжеты и, следовательно, усилия, прижимающего манжету к стенкам скважины. После того как давление достигнет определенной величины, открывается клапан 7 и вода по внутренней трубе 2 начинает поступать в скважину. Повышение давления в скважине сверх того, которое было необходимо для открытия клапана, вызывает также повышение давления в подпоршневом пространстве и, следовательно, повышает усилие сжатия манжеты. Герметизаторы такого типа могут работать при давлении порядка до 250 атм. Исследованиями установлено, что герметизатор работает удовлетворительно, если осевое усилие, сжимающее манжету, составляет не менее $\frac{1}{6}$ ÷ до $\frac{1}{8}$ осевой слагающей усилия, действующего на манжету, от находящейся в скважине воды [72].

Для увлажнения угля через длинные скважины применяется насос давлением до 300 атм и производительностью 10 л/мин.

Ведутся также работы по увлажнению угольного массива при помощи энергии ВВ, что обуславливает проникновение воды в массив угля под большим давлением [79].

Глава IX

ПОГРУЗОЧНЫЕ ОРГАНЫ КОМБАЙНОВ

§ 73. Общие положения

Погрузочные органы комбайнов предназначены для погрузки на забойный конвейер угля, отделенного исполнительными органами. В некоторых случаях погрузочные органы дополнительно дробят уголь на транспортабельные куски (активные грузчики).

На рис. 135 приведена классификация навалочных устройств — грузчиков, по выполняемым функциям, виду привода, направлению движения угля у погрузочной головки и конструкции [150].

Четкое определение функций, которые должен выполнять погрузочный орган машины, весьма важно при проектировании, так как они обуславливают в значительной степени тип исполнительного органа, выбор привода, его мощность и характеристику.

Известны следующие разновидности погрузочных органов:

- а) с верхней рабочей ветвью в виде несущей ленты;
- б) с верхней рабочей ветвью в виде скребковой цепи;
- в) с цепями, несущими консольные скребки;
- г) шнековые;
- д) с вращающимися плоскими лопастями, выполненными заодно с исполнительным органом комбайна;
- е) бесприводные.

Из перечисленных типов шнековые грузчики не могут работать при наличии стоек между конвейером и комбайном.

Грузчики с несущей лентой имели различное конструктивное исполнение: в виде плетеной проволочной или ребристой из пластинок сетки, несущей резиновой ленты с ведущими цепями, скребковой цепи и др. Характерным для всех вариантов этих конструкций является небольшая высота грузчика на участке, находящемся в зоне действия исполнительного органа, отбивающего уголь, что облегчает погрузку угля. Эти типы грузчиков не могли дополнительно дробить уголь при погрузке, поэтому не являются «активными». Кроме того, они не могли обеспечить погрузку угля на конвейер при наличии стоек между погрузочной головкой и комбайном. Для улучшения погрузки угля в английском комбайне Меко-Мур, снабженном несущей резиновой лентой, предусматривается специальная погрузочная штанга.

Для грузчиков с несущей лентой потребляемая мощность не превышает 4÷5 кВт, что разрешало в ряде конструкций отказаться от специального двигателя, предусмотрев соответствующий отвод мощности к ленте грузчика от привода к исполнительным органам для подрубки и отбойки угля.

Наиболее оправдавшими себя являются погрузочные органы в виде цепей с консольными скребками, которые активно воздействуют на

уголь и могут осуществлять погрузку при наличии крепи между комбайном и конвейером.

Эти грузчики проектируются в виде отдельных узлов комбайнов, включающих погрузочный орган, трансмиссию и специальный двигатель.

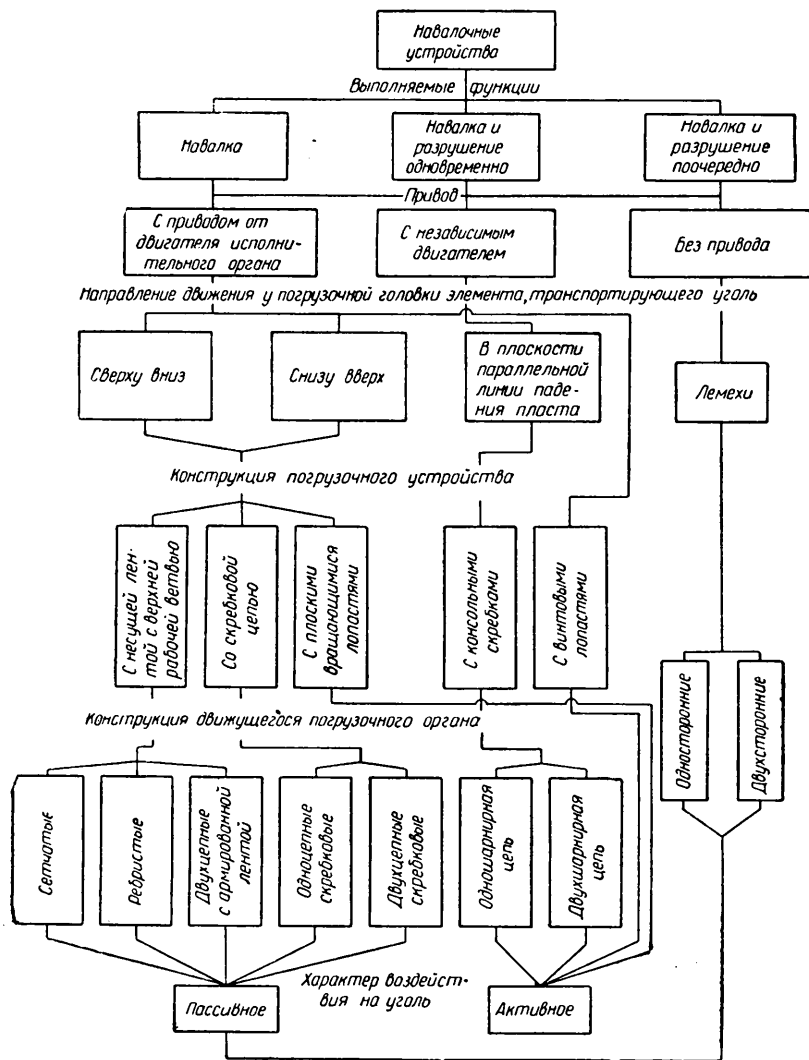


Рис. 135. Классификация погрузочных устройств

Такой грузчик может быть расположен в зависимости от степени разваливания угля на большем или меньшем расстоянии от исполнительного органа комбайна. Чем лучше уголь разваливается, тем ближе может быть расположен погрузочный орган, и наоборот.

В некоторых комбайнах исполнительные органы одновременно производят отделение угля от массива и частичную или полную, в зависимости от захвата комбайна, навалку угля на конвейер (комбайны типа УКТ, «Трепаннер»). Отсюда вытекает конструктивная общность погру-

зочного органа с исполнительным органом и, как следствие, общность привода и трансмиссии.

К бесприводным погрузочным органам относятся лемехи. Лемех представляет собой направляющую часть машины, наваливающую уголь на конвейер за счет напорного усилия. Достоинствами этого погрузочного органа являются простота, дешевизна и надежность в эксплуатации; однако он имеет и существенные недостатки:

а) применение только для захвата исполнительного органа не более 1 м; в противном случае сильно возрастают длина и напорное усилие;

б) не обеспечивается эффективная погрузка угля при наличии стоек между комбайном и конвейером.

Таким образом, наилучшим типом грузчика, особенно применительно к широкозахватным комбайнам, является грузчик с погрузочным органом в виде цепи с консольными скребками.

Наиболее целесообразным для таких грузчиков является движение нижней рабочей ветви цепи на разгрузочной головке снизу вверх (кольцевой грузчик комбайна «Донбасс»), что исключает захватывание угля скребками и заштыбовку цепи. При поступлении большого количества угля на кольцевой грузчик крупные куски могут захватываться скребками верхней ветви, что вызывает дополнительное измельчение угля. Поэтому целесообразно проектировать погрузочный орган кольцевого типа с максимально возможным расстоянием между ветвями (в соответствии с мощностью пласта).

§ 74. Производительность кольцевого грузчика

Производительность грузчика должна быть определена с учетом той части угля, которая не может быть погружена грузчиком при работе комбайна. К этой части относится уголь, остающийся у забоя и между конвейером и комбайном, земник высотой 40—80 мм, уголь верхней пачки, не попадающий при обрушении в пространство между исполнительным органом и грузчиком, который остается главным образом при работе комбайнов с нерегулируемым по мощности пласта исполнительным органом. При расчете грузчика не следует учитывать уголь, погружаемый расштыбовщиком непосредственно на конвейер.

Тогда производительность грузчика

$$Q_{гр} = 60lv_n \gamma (kh - \xi AH), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (255)$$

где l — полезный захват исполнительного органа, м;

v_n — скорость подачи комбайна, м/мин;

γ — удельный вес угля в целике, т/м³;

k — коэффициент, учитывающий объем неразрушенного угля, который остается после прохождения грузчика;

h — мощность пласта, м;

ξ — коэффициент выноса штыба режущей цепью;

$$A = \frac{L}{l},$$

где L — развернутая длина врубовой щели;

H — толщина врубовой щели, м;

$$k = \frac{h - (a + 0,07)}{h},$$

где a — толщина остающейся над исполнительным органом пачки угля, м.

В зависимости от горногеологических условий, наличия крепи между конвейером и комбайном, расстояния между конвейером и погрузочной головкой, типа исполнительного органа объем не погруженного

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \alpha}.$$

При $y = -H$ дальность падения частиц угля от точки B

$$x = \frac{v^2 \sin 2\alpha \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2gH}{v^2 \sin^2 \alpha}} \right]}{g}, \text{ м.} \quad (257)$$

Здесь H — максимальное превышение точки B над конвейером, м;
 g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 .

Так как отрыв угля от щитка происходит в момент, когда окружные скорости по высоте скребка различны, то и дальность падения кусков угля будет также различна в зависимости от того, с каким элементом скребка по его высоте входил в контакт уголь в момент его отрыва. Соотношение дальности падения кусков угля обуславливается при постоянной угловой скорости звездочки ее радиусом и высотой скребка. Применительно к комбайну «Донбасс-1» максимально возможное отношение предельных скоростей отрыва равно 1,7. Фактически это отношение будет меньшим, так как в действительности контакт с кусками угля имеется не только с крайними точками скребка.

При проектировании грузчика и выборе высоты и ширины конвейера должны быть учтены крайние возможные значения дальности полета кусков угля, которые должны попадать в желоб конвейера.

Угол подъема погрузочной головки рекомендуется принимать в среднем 30° .

Мощность двигателя грузчика и его механическая характеристика. Среднее значение мощности на валу двигателя определяется по энергоемкости процесса навалки, которая составляет $0,15 \div 0,25 \text{ квт-ч/т}$, причем большие величины следует принимать для вязких углей, требующих активной погрузки.

Максимальный вращающий момент двигателя должен выбираться достаточно высоким, чтобы двигатель мог преодолевать сопротивления при обрушении верхней пачки, заклинивании отдельных кусков между скребками, движущимися в противоположных направлениях, и т. д.

В настоящее время двигатели грузчиков наиболее распространенных комбайнов содержат активную часть двигателя МА-191/35 с максимальным вращающим моментом 55 кгм при номинальном напряжении. При мощности пласта свыше 1 м и широкозахватном исполнительном органе, скорости подачи свыше $0,8 \text{ м/мин}$ и неблагоприятной характеристике сети, снижающей действительное значение максимального вращающего момента, двигатель часто опрокидывается.

Таким образом, следует рекомендовать максимальный вращающий момент двигателя грузчика до $80\text{—}100 \text{ кгм}$ при номинальном напряжении.

Расчет на выносливость контактных поверхностей и усталость от изгиба зубьев передач в первом приближении может быть произведен по средней мощности, определяемой по энергоемкости процесса навалки с учетом корректирующих коэффициентов. Учитывая характер изменения нагрузок при работе грузчика, корректирующие коэффициенты могут приниматься одинаковыми с рекомендованными для расчета трансмиссий цепных исполнительных органов [167].

Глава X

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ВРУБОВЫХ МАШИН И КОМБАЙНОВ [40, 46, 49, 50 102, 108, 109, 132, 146, 147, 155]

§ 76. Основные требования к системам автоматического регулирования режима работы машин

Повышение производительности, улучшение условий труда, а также удлинение срока службы машин может быть достигнуто путем применения автоматического регулирования.

Автоматическое регулирование применительно к горным машинам может быть использовано для:

- а) поддержания нагрузки двигателя на заданном уровне;
- б) повышения устойчивости работы электродвигателя;
- в) автоматического выбора оптимального значения уровня нагрузки электродвигателя;
- г) автоматического выбора оптимальных значений скоростей подачи и резания, обеспечивающих наибольшую производительность;
- д) направленного движения горнопроходческих комбайнов;
- е) регулирования движения горных машин и их исполнительных органов по границе, разделяющей уголь и породу;
- ж) получения заданного контура забоя.

В настоящей главе рассматриваются только вопросы автоматического регулирования режима работы горных машин (пункты *а — г*).

Основными и почти единственными параметрами, изменяя которые можно активно изменять режимы работы машины, являются скорости подачи и резания, а в настоящее время, вследствие отсутствия многоскоростных и бесступенчатых трансмиссий к исполнительным органам, единственным параметром является скорость подачи.

Машины для выемки как объект регулирования имеют некоторые особенности [73]:

- а) изменение скорости подачи вызывает увеличение или уменьшение момента сил сопротивления, в то время как при регулировании двигателей дозируется подводимая энергия, т. е. мощность движущих сил;
- б) при применении в качестве привода машины для выемки асинхронного двигателя имеет место самовыравнивание, заключающееся в том, что при изменении нагрузки до определенного предела двигатель без помощи регулятора приходит к новому установившемуся движению;
- в) нагрузка двигателя зависит в основном от сопротивлений в цепи резания и, следовательно, от глубины реза. Поэтому, если мгновенно остановить подачу машины, то вследствие того, что глубина реза даже при равномерной подаче мгновенно не изменится, а при храповичной и пульсирующей — может в течение некоторого промежутка времени сохраниться неизменной, сопротивление не снизится мгновенно. Таким

образом, врубовая машина или комбайн является объектом с запаздывающими силами.

Следует подчеркнуть, что, несмотря на отмеченное свойство самовыравнивания, устанавливающиеся режимы, как правило, будут отличаться от установленного, и поэтому двигатель будет работать с недогрузкой или перегрузкой.

Регулятор врубовой машины или комбайна должен устранить значительные отклонения нагрузки от установленной, несмотря на возможные отклонения условий зарубаемости.

§ 77. Выбор регулируемой величины системы автоматического регулирования нагрузки двигателя

Величина, принятая в качестве регулируемой, должна отвечать требованиям, вытекающим из условий работы врубовой машины или комбайна.

а) Изменение регулируемой величины должно соответствовать отклонению нагрузки двигателя от заданного значения.

б) Регулируемая величина должна допускать возможность обеспечения постоянной перегрузочной способности (запаса против «опрокидывания») и других характеристик двигателя, независимо от влияния на эти характеристики колебаний подведенного к двигателю напряжения и его нагрева в процессе работы.

в) Измерение регулируемой величины должно производиться сравнительно несложным, быстродействующим, высокочувствительным и малогабаритным устройством, которое должно обеспечивать возможность простой настройки «уставки» регулятора как вручную, так и посредством дополнительной автоматической системы поиска оптимальной величины уставки в зависимости от факторов, определяющих эффективность работы машины (например, нагрева двигателя [158, 75]); энергоемкости процесса резания; оптимальной величины производительности, как функции крепости зарубки, мощности и нагрева двигателя, продолжительности его включений [56, 57]. Способ измерения регулируемой величины должен давать возможность формирования более сложных законов управления, чем регулирование только по отклонению; например, допускать использование в управляющем воздействии производной от регулируемой величины, интеграла. В конечном счете измерительный блок должен позволять широкое использование простейших и более сложных вычислительных устройств.

г) Для устранения вредного влияния помех, т. е. таких внешних и внутренних возмущений в системе, устранение которых невозможно путем изменения скоростей подачи и резания, измерительный блок должен обеспечивать надежную фильтрацию помех, либо его нужно включать в такой точке системы, чтобы имела место фильтрация этих помех самим объектом.

д) Измерительное устройство регулятора должно обеспечивать возможность учета влияния нагруженности других электродвигателей при многодвигательном приводе (например, выключение скорости подачи комбайна типа «Донбасс» при недопустимой перегрузке двигателя грузчика в целях «проработки» его цепи).

е) Регулируемая величина должна позволять осуществление в последующее время достаточно простыми средствами телемеханического управления автоматизированной машины с вынесением, например, измерительного блока системы на штрек.

В качестве регулируемой величины в автоматизированных машинах

использовались натяжение каната механизма подачи, крутящий момент, ток, скольжение и мощность двигателя.

Теоретические соображения, испытания врубовой машины с использованием в качестве регулируемой величины натяжения каната (машина ГТА-1), а также шахтные исследования показали, что натяжение каната не отражает в нужной мере изменения нагрузки на двигатель, и поэтому натяжение каната нельзя рекомендовать в качестве основной регулируемой величины.

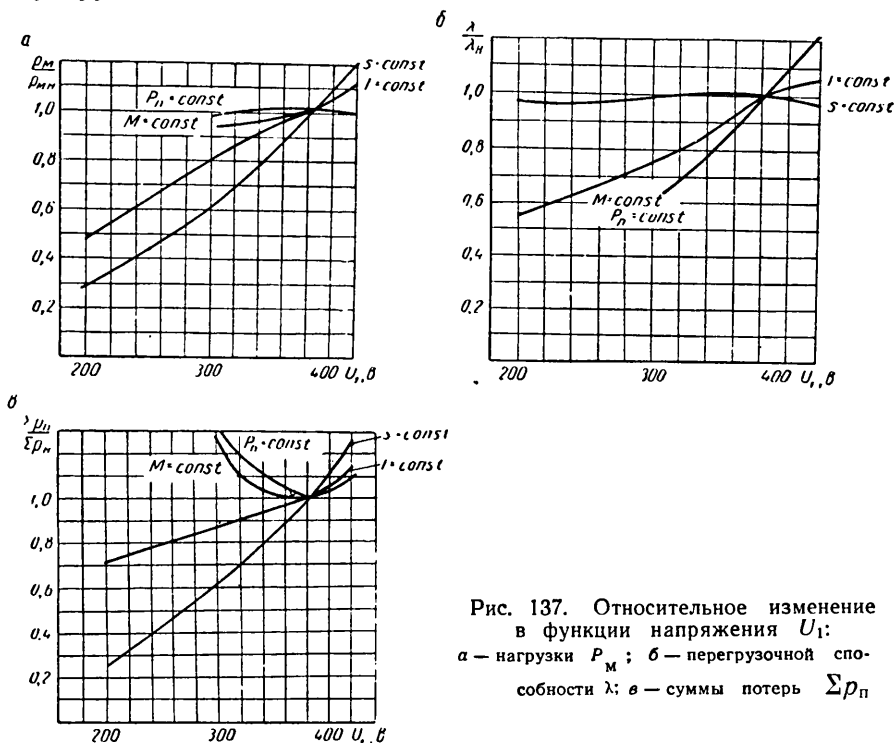


Рис. 137. Относительное изменение в функции напряжения U_1 :
а — нагрузки P_m ; б — перегрузочной способности λ ; в — суммы потерь $\Sigma \rho_p$

Более подходит использование крутящего момента, мощности, тока и скольжения.

Однако при выборе регулируемой величины следует считаться со значительными колебаниями напряжения, подводимого к врубовой машине или комбайну. Сопоставление изменения механической мощности P_m , перегрузочной способности λ и суммы греющих потерь $\Sigma \rho_p$ (относительно их значений P_{mn} , λ_n и $\Sigma \rho_{pn}$ при $U_1 = 380$ в) в зависимости от изменения напряжения U_1 при различных стабилизируемых регулируемых величинах¹ произведено на рис. 137, на котором изображены кривые, соответствующие системе стабилизации по потребляемой мощности ($P_n = \text{const}$), моменту ($M = \text{const}$), току ($I = \text{const}$) и скольжению ($s = \text{const}$).

По этим графикам можно сделать следующие выводы.

Если регулируемой величиной является крутящий момент, то:

а) значительное снижение напряжения (ниже 300 в при номинальном 380 в) приводит к опрокидыванию двигателя, так как регулятор стремится сохранить величину момента и

¹ Кухтенко А. И., Крыжановский О. М., Шойхет Л. А. Опыт автоматизации угольного комбайна «Донбасс». АН УССР, Киев, 1954.

б) отклонения напряжения от расчетного ведут к увеличению потерь и, следовательно, к увеличению перегрева двигателя.

Такой же результат получается, если регулируемой величиной принимается мощность. Учитывая, что перегрузочная способность является исключительно важным фактором, обеспечивающим устойчивую работу двигателя, то и крутящий момент и мощность не удовлетворяют требованиям (пункт б), предъявляемым к регулируемой величине.

Ток и скольжение близки друг к другу как регулируемые величины, однако скольжение обеспечивает почти неизменную перегрузочную способность при неизменной температуре двигателя; а если регулируемой величиной является ток, то перегрузочная способность снижается при падении напряжения.

В табл. 29 показано влияние нагрева на относительное изменение P_m , λ и Σp_n при температуре 25° в процентах, причем за 100% принято значение этих величин при 125° .

Таблица 29
Влияние нагрева на P_m , λ и Σp_n

Регулируемая величина	P_n	M	s	I
P_m	100	95	130	100
λ	97	102	74	97
Σp_n	80	80	120	80

Из таблицы следует, что влияние нагрева двигателя в одинаковой мере отражается при регулировании по P_n , M и I , а при регулировании по s имеет место самопроизвольное дополнительное нагружение двигателя при понижении его температуры, а следовательно, снижение перегрузочной способности.

Сопоставление тока и скольжения двигателя как регулируемых величин позволяет сделать вывод, что каждая из этих величин может быть использована в качестве регулируемой, но с точки зрения требований, указанных в пунктах в, д, е, предпочтение следует отдать току.

§ 78. Классификация и краткий обзор систем автоматического регулирования врубовых машин и комбайнов [162, 73, 163, 3, 2]

В табл. 30 приведена классификация изготовленных и некоторых разработанных врубовых машин и комбайнов, снабженных автоматическими регуляторами, воздействующими на скорость подачи, сгруппированными по виду регулируемой величины. Существенным является также применение типов измерительных элементов, управляющих элементов, систем усиления. Весьма важным определяющим качеством работы всей системы регулирования, является тип органа, регулирующего скорость подачи.

Рассмотрим некоторые механизмы, использующие в качестве регулируемой величины скольжение двигателя и ток.

Механизмы, использующие в качестве регулируемой величины скольжение двигателя

Этот принцип нашел широкое применение в автоматическом регулировании врубовых машин. В качестве измерительного элемента используется зубчатый дифференциал, к одному звену которого подводится скорость, пропорциональная скорости главного двигателя, к другому звену — постоянная скорость от вспомогательного синхронного двигателя, а скорость третьего звена, пропорциональная разности двух подводимых скоростей, используется как регулирующее воздействие на механизм, устанавливающий скорость подачи машины. Примером может

служить схема, примененная во врубной машине ГТА-2 (рис. 138, а). Противоположного направления скорости, подводимые к колесам 3 от главного и 4 от вспомогательного двигателя, суммируются (практически вычитаются) на сателлите конического дифференциала. Движение оси сателлита определяет движение водила. На рис. 138, в изображены планы скоростей и сил, действующих на сателлит при различных нагрузках главного двигателя: недогрузке и перегрузке. При изображении

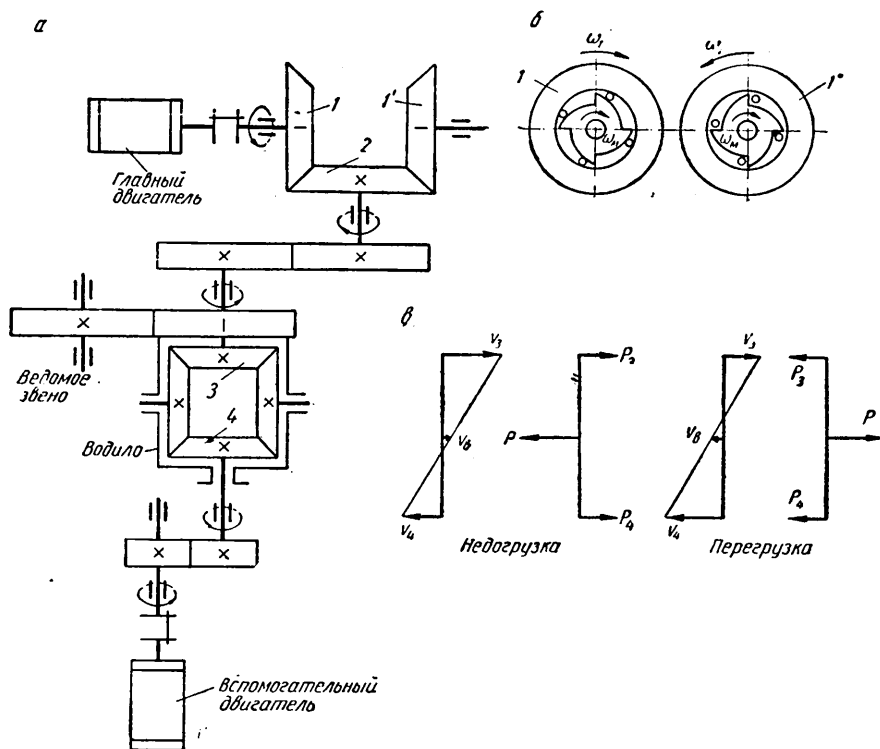


Рис. 138. Кинематическая схема автоматического регулятора машины ГТА-2

сил учитывалось, что сателлит представляет собой равноплечий рычаг, на середину которого действует сопротивление P водила, т. е. сила, направленная против скорости, а на зубья — противоположно этой силе направленные, уравнивающие ее силы, каждая по $0,5 P$.

При недогрузке скольжение двигателя уменьшается, а скорость увеличивается; водило движется в ту же сторону, что и колесо 3, переставляя регулирующий орган так, что увеличивается скорость подачи. От водила на сателлит действует сопротивление P , направленное против скорости $v_в$. Противоположно ему действуют на зубья сателлита силы P_3 и P_4 . Так как P_3 совпадает по направлению с v_3 , то колесо 3, а следовательно, и главный двигатель являются ведущими. Сила P_4 противоположна скорости v_4 ; колесо 4 и вспомогательный двигатель — ведомые. Итак, при недогрузке главного двигателя вспомогательный работает на генераторном режиме.

В случае нормальной нагрузки скольжение имеет расчетную величину $v_3 = v_4$, водило неподвижно и силы равны нулю.

В случае перегрузки скольжение главного двигателя увеличивается, скорость снижается ($v_3 < v_4$) и водило движется в сторону вращения колеса 4. Сопротивление P противоположно скорости $v_в$. Скорость v_4 сов-

падает по направлению с силой P_4 , а скорость v_3 противоположна силе P_3 , действующей от колеса 3 на сателлит. Следовательно, вспомогательный двигатель является ведущим, а колесо 3 ведомым, т. е. вспомогательный двигатель должен отдавать часть мощности главному двигателю. Это следует учитывать при выборе мощности синхронного двигателя, а также конструкции самого механизма.

Между прочим, в машине ГТА-2, чтобы не изменялось направление вращения колеса 3 при изменении направления вращения главного

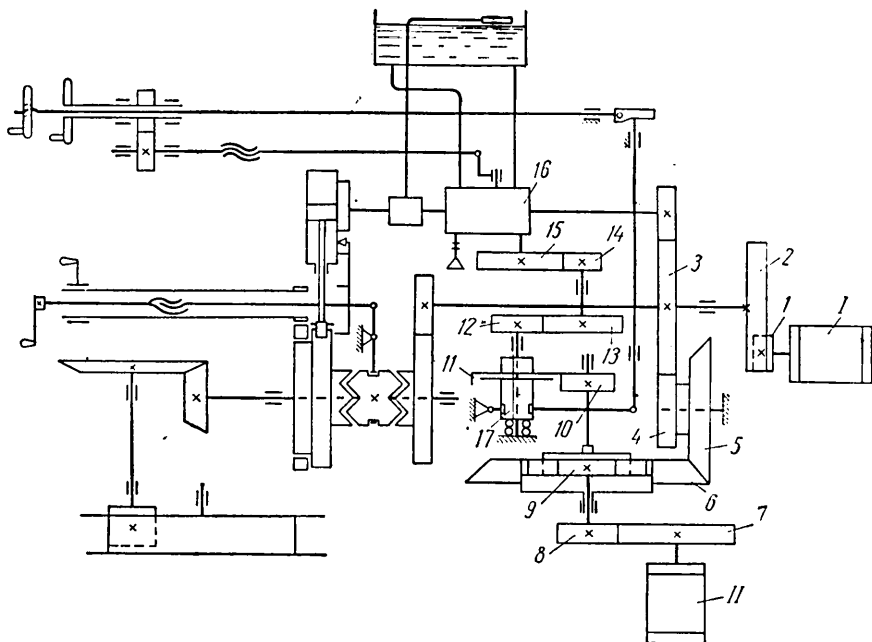


Рис. 139. Кинематическая схема автоматического регулятора машины МВГА

двигателя, движение от него передавалось колесу 2 через одну из двух муфт свободного хода, встроенных в конических колеса 1 и 1' (рис. 138, б).

Например, при изображенном направлении вращения в случае недогрузки момент от главного двигателя передается муфтой. При перегрузке и том же направлении вращения момент должен передаваться двигателю той же муфтой. Но муфта свободного хода не может передавать момент в обратном направлении. Следовательно, применять муфты свободного хода в данном случае нельзя.

Такая же принципиальная схема чувствительного элемента (рис. 139) применена была во врубной машине МВГА (мощная врубная гидроавтоматическая), в которой наружный венец плоского дифференциала приводился в движение от главного двигателя 1 через колеса 1-2; 3-4; 5-6, а центральная шестерня 9 этого дифференциала получала движение от вспомогательного синхронного электродвигателя 11 через шестерни 7-8. Водило через передачи 10-11, 12-13, 14-15 изменяет наклон оси шайбы насоса 16, в связи с чем изменяется его производительность и тем самым продолжительность хода поршня гидроцилиндра. Последний воздействует на ведущую собачку храпового механизма. Сменная

зубчатая пара шестерен 7-8 служит для настройки уставки, т. е. для получения желательного скольжения главного двигателя. Сменная пара шестерен 12-13 предназначена для настройки скорости воздействия на регулирующий орган. Кроме того, в этой цепи была предусмотрена фрикционная муфта 17 для предохранения механизма регулятора от перегрузки в крайних положениях наклонной шайбы и отключения авторегулятора при переходе на ручное управление.

Следует обратить внимание на следующую существенную особенность этого и других регуляторов, изменяющих длительность пульса храповых механизмов или другой конструкции механизмов, обуславливающих пульсацию скорости подачи. Скорость резания не изменяется, а потому продолжительность перемещения зубка цепи на длину, соответствующую расстоянию между зубками одного положения, сохраняется. Длительность же пульса изменяется. Следовательно, изменится картина стружкообразования. Например, если при нормальной продолжительности пульса глубина реза была постоянной, то при увеличении продолжительности пульса глубина реза окажется переменной. А поскольку изменяется характер стружкообразования, существенным образом изменяется характер сил сопротивления.

В автоматическом регуляторе «Урал-16» (рис. 140), предназначенном для установки на врубную машину типа КМП, главный двигатель 1 через шестерни вращает водило 1 с сателлитом 2, а вспомогательный двигатель II — солнечную шестерню 3 дифференциала. От колеса 4 с внутренними зубьями, с которым зацепляется сателлит 2, движение передается гайке 5 пульсатора. Отличие этого механизма состоит в наличии двух значений скольжения, которые могут быть установлены без разборки, с помощью передвигаемой вдоль оси двойной шестерни 7; установка этой шестерни в нейтральное положение позволяет отключить регулятор при маневровом ходе и переходе к ручному управлению. При переходе из правого забора в левый, или наоборот предусматривается замена винтовой пары 5-6 пульсатора с правой на левую, или наоборот. Настройка скорости воздействия авторегулятора производится заменой винтовой пары 5-6 парой с другим шагом резьбы. С помощью сменных колес возможна работа машины на одном из режимов: 34—44; 34—49 и 34—54 квт.

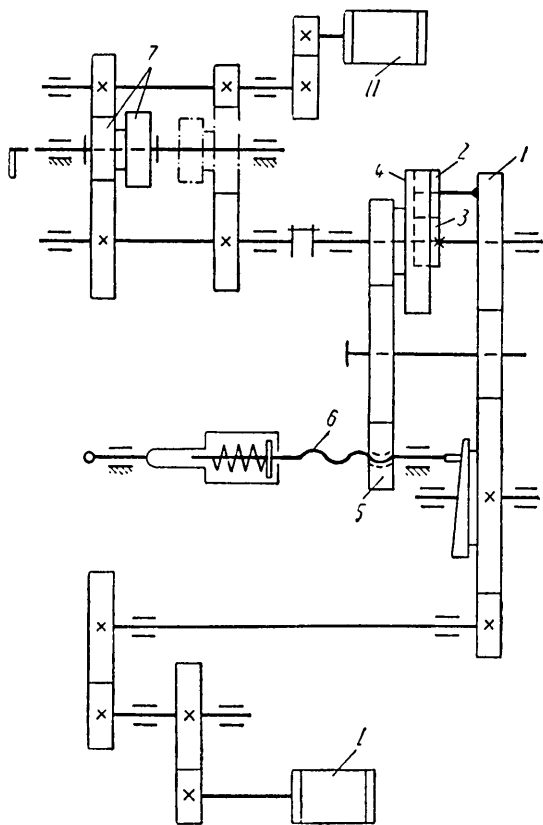


Рис. 140. Кинематическая схема автоматического регулятора «Урал-16»

*Механизмы, использующие в качестве регулируемой величины
ток главного электродвигателя*

В автоматическом регуляторе врубовой машины ГМА (рис. 141) обойма 1, несущая рабочие собачки храпового механизма, приводится в движение от эксцентрика 2 посредством шатуна, состоящего из головки 3 с удлиненной заштрихованной частью, в которой может скользить шток 4. При прямом ходе шток упирается своим торцом в головку, а при

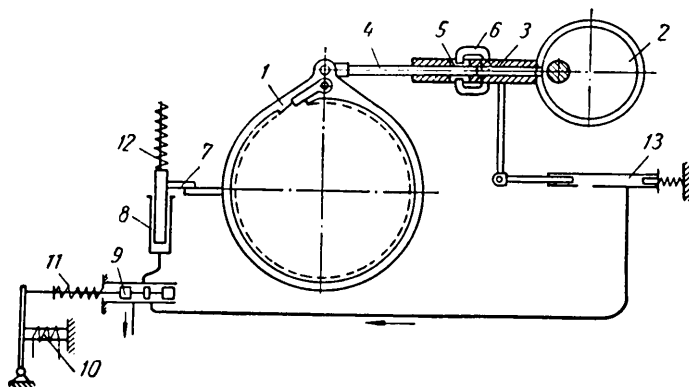


Рис. 141. Схема автоматического регулятора
машины ГМА

обратном — увлекается силами трения, действующими от сухариков 5, сжатых пружиной 6. Обратный ход обоймы ограничивается упором 7 на штоке гидравлического цилиндра 8, золотник 9 которого переставляется электромагнитом 10. Обмотки электромагнита включены последовательно с обмотками электродвигателя. Пружина 11 служит для отрыва якоря от сердечника при малой нагрузке, пружина 12 — для возврата поршня. Масло подается насосом 13.

Таким образом, регулируемая величина — ток — посредством гидравлического усилителя переставляет упор, который ограничивает величину обратного хода обоймы, а следовательно, и величину угла поворота храпового колеса, за один оборот эксцентрика.

На рис. 142¹ показана более совершенная схема авторегулятора для комбайна «Донбасс-2» с применением для управления золотника 9 кранового типа через редуктор 8 моментного двигателя 6, питаемого от вторичной обмотки трансформатора тока 7, включенного в фазы главного двигателя 3. Величина уставки тока может измениться не только машинистом при закручивании пружины 5, но и автоматически, в зависимости от температуры двигателя 3, при помощи терморатрона 1, сиффона 2, кулисы 4 и зубчатой пары. Гидросистема, изолированная от масляной ванны, состоит из маслобака 11, насоса 12, фильтра 16, обратного клапана 13, аккумулятора 14, манометра 15, гидродвигателя 10 с поворотной лопаткой, редукционного клапана с дросселем 17-18 для настройки скорости срабатывания гидроусилителя и крана 19 для перевода на ручное управление. Гидродвигатель 10 производит изменение скорости

¹ ИГД АН УССР создан ряд автоматических регуляторов скорости подачи: с моментным двигателем и гидравлической системой усиления для комбайнов «Донбасс-1» и «Донбасс-2» и электромагнитные для комбайна «Донбасс-1». В последние годы институтом автоматики Госплана УССР разрабатываются авторегуляторы для врубовой машины Горловского завода им. С. М. Кирова ВГ-1 и подающей части Гипроуглемаша ГПЧА с применением электромагнита в сочетании с магнитным и гидравлическим усилителями.

подачи. Для шунтирования моментного двигателя при пуске главного двигателя используются контакты кнопок 20.

Схема регулятора ЭМР-2¹ показана на рис. 143. Особенность регулятора — отключение главного двигателя комбайна «Донбасс-1» при перегрузке двигателя грузчика, например в результате внезапного обрушения верхней пачки угля, находящейся вне габаритов режущих органов.

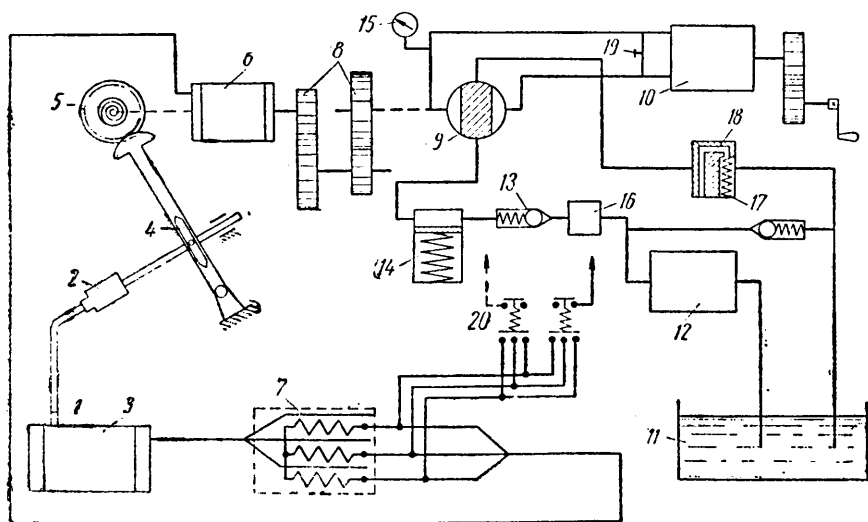


Рис. 142. Схема авторегулятора машины «Донбасс-2»

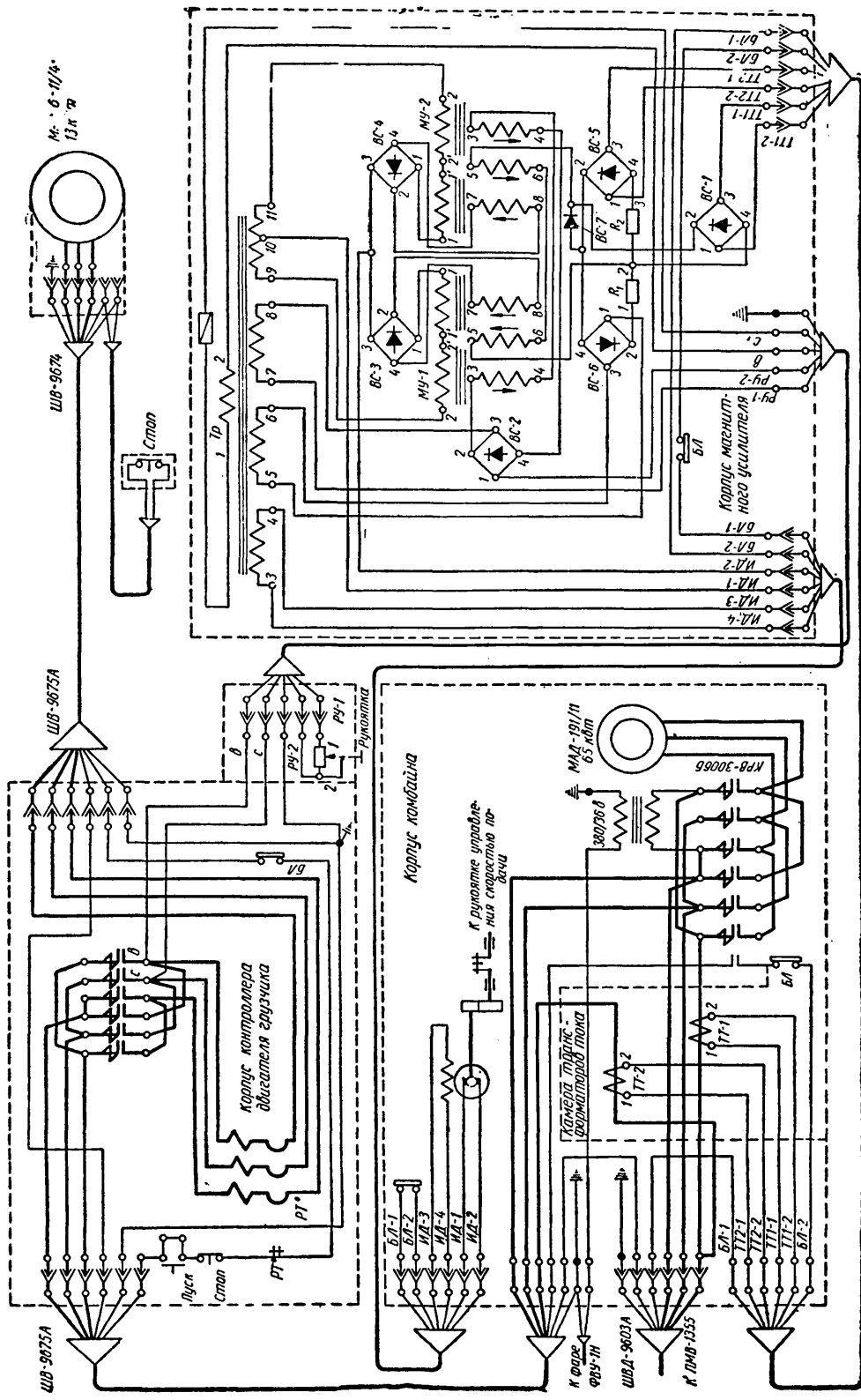
Ток вторичной обмотки трансформатора *ТТ-1*, включенного в фазу главного двигателя, выпрямляется селеновым выпрямителем *ВС-1* и имеет противоположное направление в обмотках управления 5—6 магнитных усилителей *МУ-1* и *МУ-2*. Магнитное действие этих обмоток управления компенсируется постоянным током, протекающим через обмотки 3—4 от выпрямителя *ВС-2*, питаемого через реостат управления *РУ* от обмотки 7—8 питающего трансформатора *Тр*.

Посредством реостата *РУ* можно управлять током главного двигателя в пределах от 40 до 130 *а*. Если ток главного двигателя не соответствует установленному реостатом *РУ*, магнитные потоки от действия обмоток 3—4 и 5—6 не компенсируются; один из магнитных усилителей намагничивается, а другой — размагничивается, и на их выходе протекает ток, проходящий через якорь маломощного исполнительного двигателя *ИД*, который через редуктор и предохранительную фрикционную муфту вращает рукоятку переключения скоростей комбайна. Статор двигателя *ИД* питается от обмоток 3—4 трансформатора *Тр*.

В схеме усилителей для введения начального подмагничивания и увеличения коэффициента усиления введена положительная обратная связь, осуществляемая при помощи выпрямителей *ВС-4* и *ВС-3* и обмоток 7—8 усилителей.

Для предохранения двигателя грузчика от перегрузки к одной из фаз, питающих его двигатель, подключен трансформатор тока *ТТ-2*, питающий селеновый выпрямитель *ВС-5*. Селеновый выпрямитель *ВС-6* питается от обмоток 5—6 трансформатора *Тр*. Выпрямители *ВС-5* и *ВС-6* питают обмотки управления 5—6 усилителей *МУ-1* и *МУ-2* через баланс-

¹ Завод «Красный металлист».



ные сопротивления R_1 и R_2 и вентиль $BC-7$. Когда ток двигателя грузчика превышает максимально допустимое значение, через обмотки 5—6 $МУ-1$ и $МУ-2$ протекает ток, действие которого значительно превышает действие тока от главного двигателя комбайна, в результате чего двигатель $ИД$ снизит до нуля скорость подачи комбайна независимо от нагрузки главного двигателя.

Таким образом, регулятор при нормальной работе грузчика обеспечивает работу двигателя при заданном токе, а при перегрузке грузчика автоматически отключает подачу машины. При снижении нагрузки двигателя грузчика автоматически осуществляется переход на нормальную работу.

В подающей части ГПЧА магнитный усилитель (рис. 144) используется для управления производительностью насоса Нр-10 (аксиально-поршневого с двойным карданом) путем поворота люльки поршнем 1 с помощью соленоида с пружинами 2 и 3 и золотника 4. Подача жидкости в систему регулирования производится шестеренчатым насосом 5. Насос приводится в движение электродвигателем через обгонные муфты 6 и 7, благодаря которым направление вращения вала насоса не меняется при реверсировании двигателя. Барабан приводится во вращение высокомоментным гидродвигателем 12 типа ВЛГ-350 через передачи 8—9 и 10—11.

Для врубовой машины «Урал-33» Копейским машиностроительным заводом разработана гидравлическая вставка с автоматическим регулятором скорости подачи.

Автоматический регулятор врубовой машины «Урал-33» состоит из следующих основных элементов (рис. 145): измерительного блока, составленного из трансформаторов тока $ТТ$ и напряжения $Тр1$ и $Тр2$, выпрямителей $BC-1$ и $BC-2$, вентилях $Вз$, полупроводниковых триодов $П4Д$, емкостей $С$ и сопротивлений R , управляющего элемента, состоящего из гидроусилителя $ГУ$ и электромагнита $ЭМ$, гидроцилиндра $Ц$, являющегося исполнительным элементом схемы и производящего перестановку положения чашки насоса Нр типа УРС-5 для изменения его производительности; шестеренчатого реверсивного насоса $Н$ типа НША; дросселя с редукционным клапаном и переливным золотником $ДР$ и крана отключения автоматики $ЗП$.

Работа измерительного блока основана на следующем принципе. К точкам 1 и 3 подводится напряжение от вторичной обмотки трансформатора тока $ТТ$ через трансформатор напряжения $Тр2$ и выпрямитель $BC-1$. К точкам 2 и 3 подводится напряжение от вторичной обмотки III трансформатора напряжения $Тр1$, измеряющего подводенное к обмоткам двигателя линейное напряжение через регулировочное сопротивление R_1 и выпрямитель $BC-2$. Напряжение на точках 1, 3 пропорционально току статора двигателя врубовой машины. Напряжения на точках 2-3 пропорциональны напряжению, подведенному к обмоткам статора двигателя. С помощью сопротивления R_1 производится установка необходимого значения уставки тока двигателя, при котором разность потенциалов в точках 1 и 2 равна нулю. В целях согласования по фазе подводенных к точкам 1-3 и 2-3 напряжений служит трансформатор напряжения $Тр2^1$.

¹ Для сглаживания величины пульсаций напряжений на выходе выпрямителей $BC-1$ и $BC-2$ возможно подключение параллельно сопротивлениям 1-3 и 2-3 емкостей, что обеспечивает согласование по фазе подводенных к точкам 1-3 и 2-3 напряжений независимо от сдвига фаз между током и напряжением в статоре электродвигателя. В целях увеличения величины сигналов, поступающих от вторичной обмотки трансформатора напряжения $Тр2$, возможно подключение параллельно последней емкости, которая компенсирует индуктивное сопротивление этой обмотки.

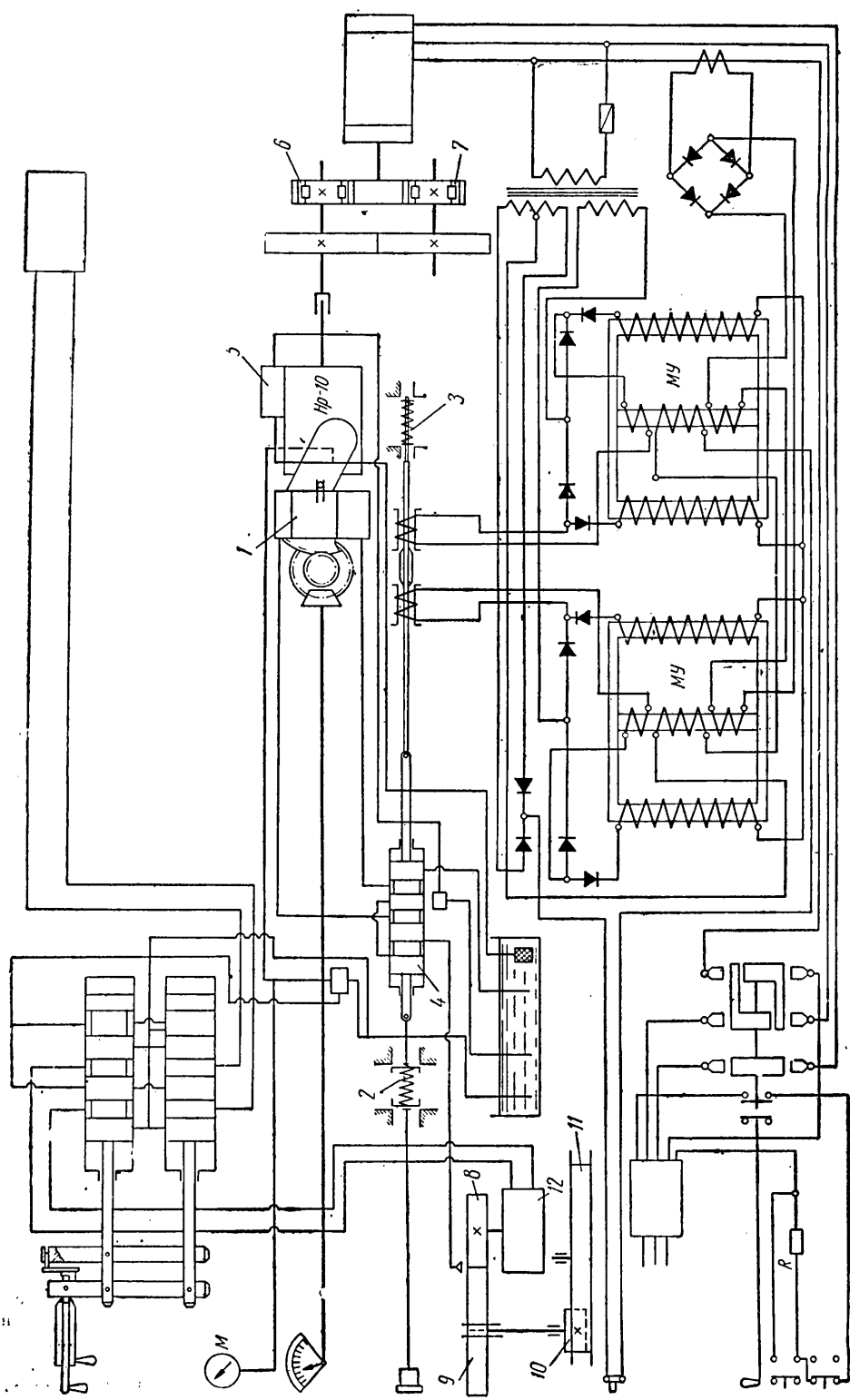


Рис. 144. Схема авторегулятора ГПЧА

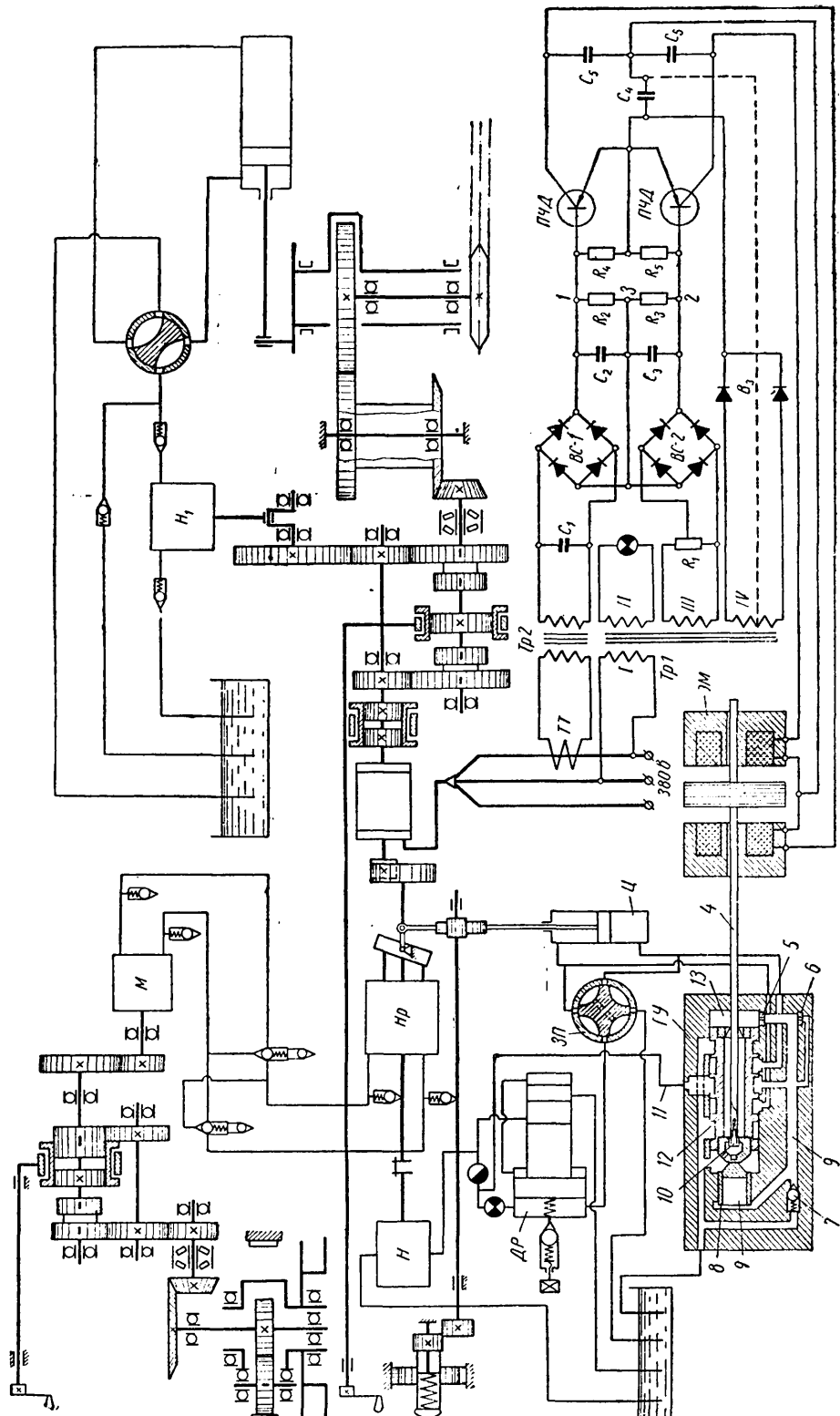


Рис. 145. Схема машины «Урал-33» с авторегулятором

К точкам 1 и 2 подключены базы полупроводниковых триодов П4Д, имеющих общие эмиттеры и коллекторы на выходе. Между коллекторами и эмиттерами создается напряжение, подводимое от вторичной обмотки трансформатора *Тр1* (обмотки IV) через вентили *В₃*. Для сглаживания пульсаций напряжений на выходе вентилях *В₃* служит емкость *С₄*. Для уменьшения величины экстратоков в обмотках электромагнита и времени переходных процессов в последних используются емкости *С₅*.

Обмотка 11 трансформатора *Тр1* используется для питания фары местного освещения.

Элементы измерительного блока размещены в камере аварийного разъединителя гидровставки. Регулируемое сопротивление *R₁* установлено в камере кнопочных постов подающей части.

Гидроусилитель ГУ работает следующим образом. Изменение направления потока масла, подводимого от насоса *Н* к гидроцилиндру Ц, производится с помощью золотника 12, управление которым осуществляется штоком управления 4. Со штоком управления связан якорь электромагнита ЭМ, обмотки которого включены на выходе триодов полупроводникового усилителя. От насоса по магистрали 11 масло подводится к кромкам золотника усилителя и через дроссель 6 — в камеру 9, давление в которой поддерживается постоянным благодаря наличию клапана 7 и дросселя 6. Давление в камере 13 определяется гидравлическими сопротивлениями: постоянным в дросселе 5 и переменным в зазорах между штоком управления и втулкой золотника 12. Величина гидравлического сопротивления в дросселе 5 и эффективные площади поршня 8 и золотника 12 выбираются таким образом, чтобы при нейтральном положении золотника давление в камере 13 было вдвое меньше давления в камере 9; такое соотношение [153] обеспечивает максимальное быстродействие гидроусилителя.

При смещении штока гидроусилителя вправо величина зазоров 10 между штоком и втулкой золотника 12 увеличивается, давление в камере 13 уменьшается. А так как давление в камере 9 остается неизменным, то золотник переставляется вправо, подводя жидкость в верхнюю полость гидроцилиндра Ц. При смещении штока управления влево величина зазоров между штоком управления и втулкой 12 уменьшается, давление в камере 13 повышается, а так как давление в камере 9 остается неизменным, то золотник переставляется влево и жидкость поступает в нижнюю полость гидроцилиндра Ц. Перемещение золотника при этом равно перемещению штока управления. Золотник как бы следит за движением штока управления. Такое устройство обеспечивает значительное уменьшение усилия на управляющем элементе и повышение его быстродействия. За счет уменьшения усилий на управляющем элементе появилась возможность значительно уменьшить массу подвижных частей и индуктивность обмоток электромагнита, а также применить быстродействующий, маломощный и компактный усилитель на полупроводниках.

Гидроусилитель собирается совместно с магнитной системой, которая устанавливается во взрывобезопасной камере гидровставки.

Шестеренчатый насос гидросистемы авторегулятора приводится в движение от вала насоса гидropередачи механизма подачи и благодаря применению двух пар обратных клапанов и симметричной конструкции поджима торцовых уплотняющих втулок может работать в обоих направлениях, создавая необходимые расход и давление масла.

Регулирование времени перестановки гидроцилиндра Ц производится с помощью дросселя с редукционным клапаном и переливным золотником. При отключении авторегулятора все масло, подаваемое насосом, пропускается через этот аппарат, не попадая в гидроусилитель. Отключе-

ние авторегулятора производится краном 3П, который в положении, соответствующем работающему авторегулятору, обеспечивает подачу масла к гидроцилиндру и отвод масла из его полостей через гидроусилитель. В положении, соответствующем отключенному авторегулятору, этот кран производит перестановку золотника, обеспечивающего слив масла непосредственно через этот аппарат.

Основная особенность описанной системы состоит в возможности реверса канатного барабана при недопустимых перегрузках электродвигателя. В сочетании быстрого действия с высокой чувствительностью сервомеханизма такая схема может значительно повысить качество работы системы регулирования. Для стабилизации этого сервомеханизма релейного действия целесообразен охват триодов обратной связью от тока коллекторной цепи.

При реверсе канатного барабана его движение будет происходить не только за счет движущего момента на гидродвигателе, но и за счет натяжения каната, которое будет способствовать размотке каната и, следовательно, повышению скорости действия системы.

Таким образом, авторегулятор скорости подачи «Урал-33А» имеет следующие положительные особенности:

- 1) высокая чувствительность измерительного блока;
- 2) быстрое действие системы регулирования и небольшое время прохождения через нее управляющего сигнала;
- 3) возможность быстрого реверса барабана системой регулирования при недопустимых перегрузках;
- 4) возможность плавной бесступенчатой настройки уставки тока и величины постоянной времени сервомотора;
- 5) легкий доступ ко всем элементам авторегулятора;
- 6) отсутствие возможности попадания воздуха в гидросистему авторегулятора и вредного влияния утечек на его работу вследствие размещения элементов гидросистемы в масляной ванне гидровставки.

В Чехословакии предложен регулятор, регулируемой величиной которого является ток с коррекцией по температуре двигателя с гидравлическим усилителем [3].

Первичная обмотка трансформатора тока 2 включена в цепь двигателя 1 (рис. 146). Ток вторичной обмотки протекает через регулируемое сопротивление 3 и электромагнит 4. Температурное реле 5 может шунтировать часть сопротивления 3. Положение сердечника электромагнита 4 определяется током во вторичной обмотке трансформатора и силой пружины. Сердечник электромагнита связан с золотником 6, регулирующим подачу масла в гидродвигатель 7. Последний через коническую пару 8-9 изменяет эксцентриситет и вместе с тем и производительность насоса 10. Изменять эксцентриситет можно и рукояткой 11. Насос 10 подает масло на регулировочный вентиль 13, позволяющий вращать насос в обоих направлениях, а оттуда — через золотник 14 к гидродвигателю 15 подающей части. Рукоятка 12 служит для регулирования эксцентриситета гидродвигателя 7. Сопротивление 3 в начале работы настроено таким образом, чтобы ток двигателя соответствовал его получасовой или часовой мощности. В процессе зарубки при нагреве двигателя тепловое реле срабатывает, часть сопротивления 3 шунтируется, и начинается регулирование по длительной мощности двигателя. При длительных перерывах в работе температура двигателя снижается, реле размыкает контакты, шунтирующее сопротивление 3, и регулирование вновь происходит по получасовой или часовой мощности.

Фирма Бритиш Джеффри Даймонд (Англия) изготавливает гидравлическую передачу, которая может применяться на врубовых машинах и

комбайне «Андертон» указанной фирмы [53 и 110]. В схеме передачи имеется электромагнит, последовательно соединенный с главным двигателем машины. При перегрузке якорь магнита перемещает золотник, приводящий в действие кулачковый вал, благодаря чему регулируется производительность насоса, и гидродвигатель бесступенчато уменьшает скорость

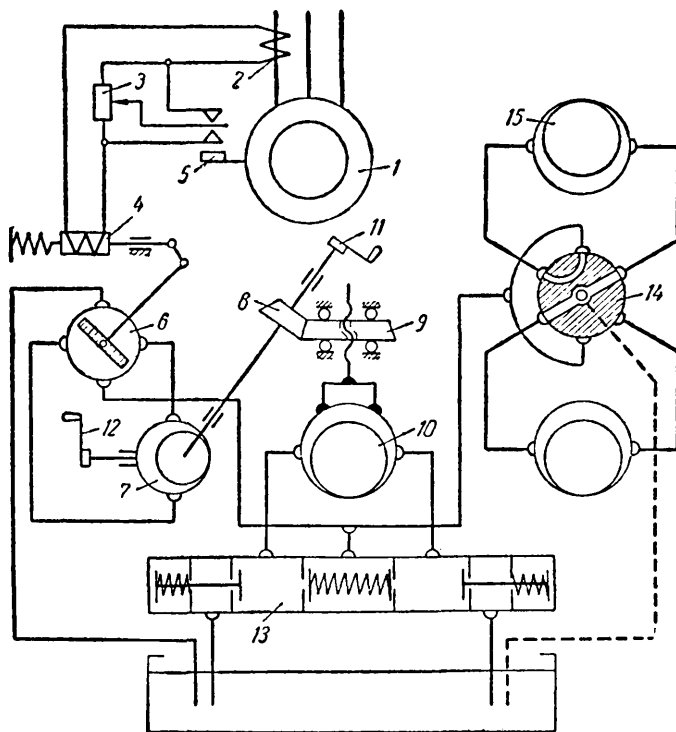


Рис. 146. Схема авторегулятора, предложенного в Чехословакии

подачи. Тот же кулачковый вал позволяет вручную изменять производительность насоса и, следовательно, скорость подачи.

§ 79. Перспективы дальнейшего развития систем автоматического регулирования режима работы горных машин

Рассмотрение результатов шахтных испытаний и некоторые теоретические исследования автоматизированных врубковых машин и комбайнов позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение автоматического регулирования скорости подачи позволяет повысить производительность машин и устойчивость двигателя против «опрокидывания»; несколько облегчить условия работы машиниста и улучшить характеристику регулирующего органа скорости подачи за счет получения промежуточных значений скоростей при храповых механизмах подачи.

2. Испытания системы автоматического регулирования скорости подачи, обеспечивая поддержание нагрузки двигателя на определенном уровне, еще не отвечают ряду предъявляемых к таким системам требований: не достигнуто значительное улучшение качества процесса регу-

лирования и повышение ее быстродействия при недопустимых перегрузках, не все системы обладают необходимыми настройками уставок, быстродействием и пр., отсутствуют системы с автоматическим выбором оптимальных значений уставок, режимов резания, создаваемые системы еще недостаточно совершенны конструктивно и не отвечают условиям унификации для широкого применения в различных типах врубковых машин и комбайнов.

В настоящее время кроме усовершенствования систем регулирования скорости подачи следует вести работы по:

а) созданию врубковых машин и комбайнов с автоматическим выбором оптимальной скорости резания (при наличии системы с автоматическим регулированием скорости подачи). Для промышленного внедрения таких систем, в первую очередь, необходимо создание органа, регулирующего скорость резания. Наиболее перспективным является создание высокомоментной гидравлической передачи объемного действия;

б) разработке систем автоматического поиска оптимальной скорости резания, которая может быть построена на основании работ по теории экстремального регулирования.

Глава XI

ИСПЫТАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МАШИН

§ 80. Задачи испытания и исследования машин

Порядок, длительность, методика, применяемая аппаратура и место испытаний и исследований машин обуславливаются вопросами, которые должны быть выяснены. Работы по испытанию или исследованию машины могут быть отнесены к нескольким основным группам.

а) **Испытания на взрывобезопасность.** При этих испытаниях выясняют, может ли быть допущена вновь созданная машина для работы в шахтах, опасных по газу или пыли, после того, как испытания опытного образца в негазовой шахте подтвердили производственную ее целесообразность и она принята к серийному изготовлению.

Эти исследования являются весьма ответственными и их проведение возлагается только на два научно-исследовательских института по безопасности работ в горной промышленности: Макеевский (МакНИИ) и Восточный (ВостНИИ).

При благоприятных результатах испытаний образца, представленного заводом-изготовителем в институт по безопасности, Госгортехнадзором союзной республики по представлению института оформляется разрешение на выпуск машины для работы в условиях, опасных по газу или пыли.

б) **Заводские испытания серийных и опытных машин.** Этим контрольно-приемочным испытаниям подвергаются все выпускаемые заводом машины. Целью испытаний является проверка качества сборки узлов и выявление отступлений, допущенных при изготовлении деталей.

Контрольно-приемочные испытания проводятся в начале испытаний при небольшой нагрузке и затем при номинальной нагрузке в течение одного-двух часов. Кроме того, узел проверяется на прочность при ожидаемой максимальной нагрузке. Износоустойчивость при этом испытании не определяется.

Контролируемыми факторами являются: поломки, вмятины, заедания, пятна касаний на профилях зубчатых колес, нагрев, утечки, действие смазочной системы, работа рукояток управления и т. д.

Выборочные экземпляры серийных машин, а также опытные образцы подвергаются более углубленным испытаниям. В этом случае проверяются также необходимые конструктивные данные машины, снимаются характеристики работы отдельных узлов и т. д.

В некоторых случаях для выявления качества работы отдельных узлов на заводах-изготовителях предусматриваются специальные стенды, имитирующие реальные условия работы машины в шахте.

В последние годы велась работа по созданию стендов, на которых образцы серийно выпускаемых машин можно было бы исследовать на износоустойчивость.

в) **Промышленные испытания новых машин** [95]. Образцы экспериментальных машин, успешно прошедшие заводские испытания, испыты-

ваются в шахтных условиях, и так как опытные образцы не проходят испытаний на взрывобезопасность в институтах по безопасности, а также ввиду того, что при испытании опытных машин, как правило, используется электроизмерительная аппаратура общего назначения, то промышленные испытания опытных образцов проводят в шахтах, не опасных по газу и пыли, либо с разрешения соответствующих органов по безопасности в угольной промышленности в шахтах первой категории.

Условия работы машин подбираются такими, чтобы они примерно соответствовали условиям, для которых машина проектировалась.

Результаты промышленных испытаний должны дать ответ, соответствует ли машина техническому заданию на ее проектирование, а также дать рекомендации по усовершенствованию отдельных узлов и деталей.

Основными вопросами, подлежащими выяснению при промышленных испытаниях, являются:

1. Работоспособность (производительность, прочность и износоустойчивость) машины.

2. Правильность выбора основных параметров, определяющих эксплуатационные качества машины — скорость перемещения машины, выбранные режимы разрушения, инструмент, мощность двигателей, энергоемкость процесса разрушения, качество получаемого в результате работы машины продукта (крупность угля) и т. д.

3. Удобство управления машиной и безопасность условий труда (запыленность).

4. Техничко-экономические показатели применения машины: трудоемкость, себестоимость, возможное подвигание забоя.

5. Наиболее целесообразная организация труда при применении данной машины.

6. Возможная область применения машины.

7. Рекомендации по улучшению конструкции машины и ее параметров.

г) **Исследование машин и отдельных узлов в лабораторных и шахтных условиях.** Как уже ранее указывалось (главы V, VI и VII), теория разрушения углей не обеспечивает получения достаточных данных для расчета трансмиссий к исполнительным органам, выбора характеристик двигателей и т. д. Данные, полученные из теории разрушения углей, должны быть скорректированы и дополнены результатами, полученными при исследовании в забое машин с различными исполнительными органами. Кроме того, ряд вопросов, относящихся к режимам работы машины в целом и ее отдельных узлов, при большой скорости протекания процесса, не дающей возможности проследить за ним визуально или зафиксировать простейшими измерительными средствами, также требует постановки соответствующих исследований в лаборатории и в забое.

Целью этих исследований машин является выявление действительных величин нагрузок, скоростей, коэффициента полезного действия и т. д., что позволит выбрать оптимальные параметры механизмов и двигателей, а также получить данные для корректировки средних расчетных нагрузок.

§ 81. Испытание машин в институтах и на заводах

Испытание машин на взрывобезопасность

В институте по безопасности в угольной промышленности предварительно проверяется соответствие геометрических размеров деталей, чистоты обработки и качества сборки ранее рассмотренным и утвержден-

ным чертежам. Далее в корпусе образца, подлежащего контрольному испытанию, сверлятся отверстия: для труб газопровода (два), для свечи зажигания, для трубки набора проб газа и для индикатора давления. Образец помещается в камеру (рис. 147) с водяными затворами у дна и крышки. В крышке имеется отверстие, закрытое бумагой, которая прорывается при взрыве газа в камере [61].

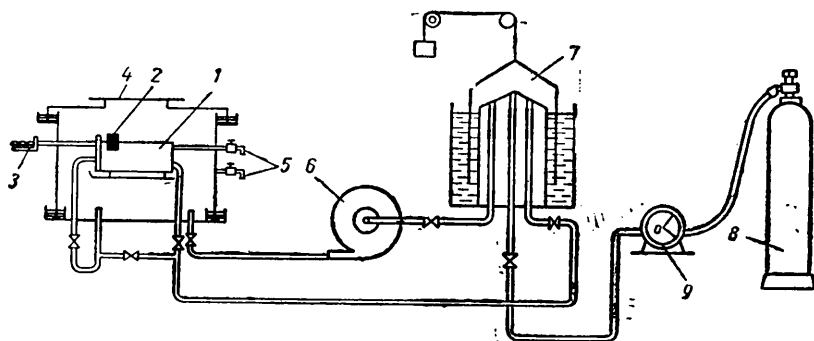


Рис. 147. Схема установки для испытания оболочки электрических машин на взрывоустойчивость и взрывонепроницаемость:

1 — образец; 2 — автосвеча; 3 — индикатор давления; 4 — бумажная заглушка; 5 — краны для отбора газа; 6 — воздушодувка; 7 — газгольдер; 8 — баллон; 9 — газовые часы

Газ из газгольдера с содержанием метана в воздухе $8 \div 10\%$ подается воздушодувкой в камеру и в оболочку. После перемешивания смеси в камере и испытуемом образце воздушодувка отключается и производят воспламенение взрывчатой смеси внутри оболочки при помощи автосвечи и магнето. Контроль взрыва внутри оболочки контролируется индикатором давления.

Если взрыв в камере, в которую помещен образец, при воспламенении смеси в оболочке не произошел, то для проверки взрывчатости смеси производят контрольный взрыв смеси в камере. Количество повторных опытов определяется инструкциями проведения испытаний; обычно ограничиваются десятью повторными опытами.

Стенды для заводских испытаний

Простейшие стенды представляют собой тормозные, чаще всего фрикционные установки, которые разрешают создать момент сил сопротивлений для проверяемого узла. На рис. 148 показаны стенды для проверки подающей части и приводов исполнительных органов врубовой машины и кольцевого бара.

Врубовая машина устанавливается на катки и канат перематывается с заторможенного барабана лебедки на барабан машины. При этом машина стремится сместиться в сторону лебедки и удерживается от смещения штоком динамометра, установленного на раме стенда. Так как машина установлена на катки, то силами трения при ее перемещении можно пренебречь и принимать показания динамометра равными натяжению каната.

Для нагрузки привода исполнительного органа устанавливается специальный бар, снабженный звездочкой и закрепленным на ней тормозным барабаном. Момент сил сопротивления подсчитывается как произведение силы, измеряемой динамометром, закрепленным на баре, на плечо ее приложения.

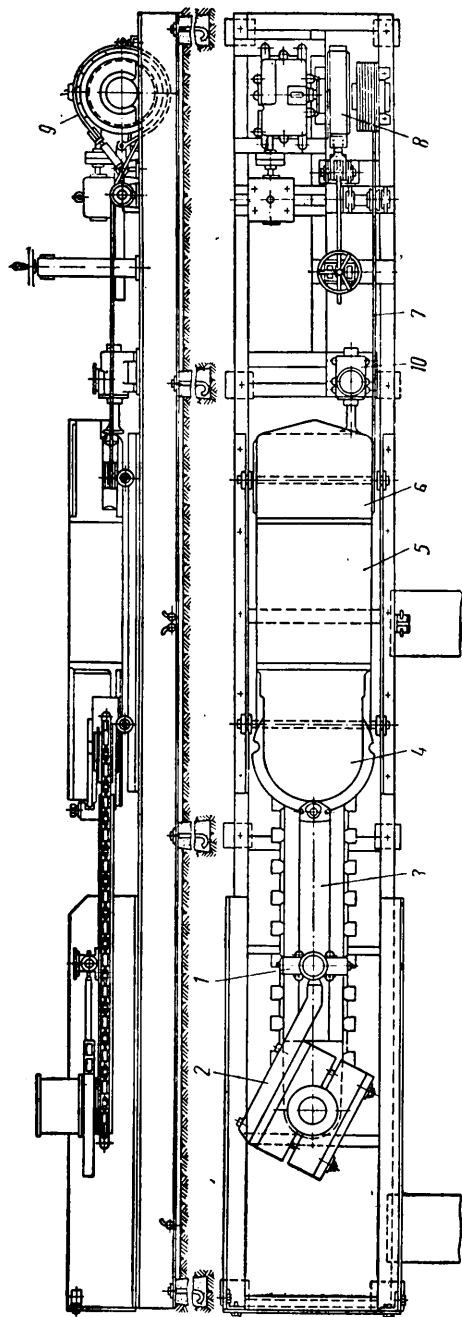
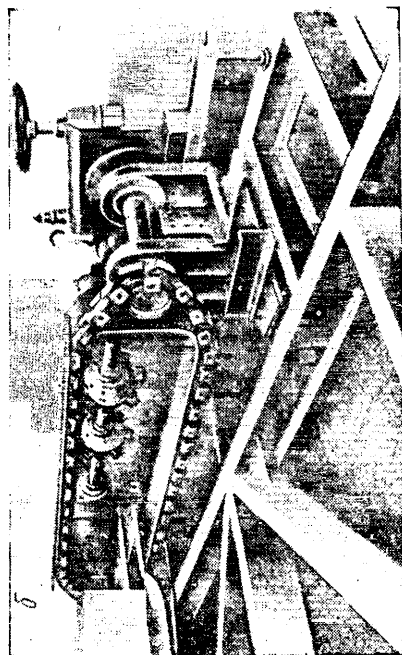


Рис. 148. Стенды для испытания:
 а — врубных машин: 1 — динамометр; 2 — тормоз; 3 — бар; 4 — редуктор привода к исполнительному органу;
 б — электродвигатель; 5 — подающая часть; 7 — канат;
 в — лебедка; 8 — тормоз; 10 — динамометр; 6 — комбайнов с кольцевым исполнительным органом



В процессе испытания на тормозном барабане образуется значительное количество тепла и поэтому барабан необходимо охлаждать.

Испытания машин на износостойчивость являются, как правило, длительными и поэтому испытания приводов исполнительных органов, которые передают доминирующую часть мощности двигателя — мощность, расходуемая на перемещение машин, сравнительно с суммарной

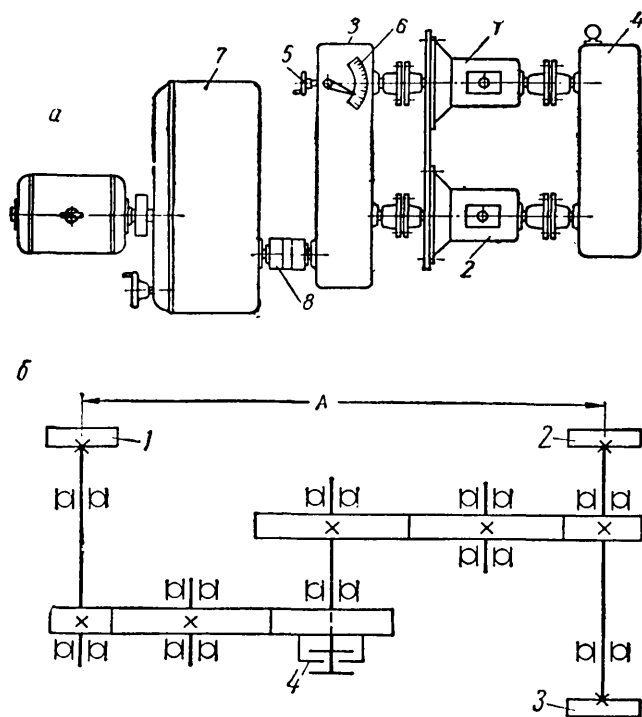


Рис. 149. Схемы:

а — стенда с замкнутым контуром для испытания редукторов;
б — стенда нагрузочного редуктора для исследования приводов исполнительных органов угольных комбайнов

мощностью машины невелика — связаны при применении тормозных устройств с большим расходом энергии и большим тепловыделением. Поэтому стенды для испытаний на износостойчивость целесообразно конструировать, используя замкнутый мощностной контур. Примером стенда такого типа может служить стенд, схема которого приведена на рис. 149, а. В этом случае одновременно испытываются два привода 1 и 2, которые образуют совместно с редукторами 3 и 4 замкнутый контур. Редуктор 3 предусмотрен с косоозубыми колесами, одно из которых при помощи рукоятки 5 и пружины можно перемещать в осевом направлении. При этом вся система замкнутого контура нагружается вращающим моментом. Величина осевого перемещения, а следовательно, примерная величина сопротивления фиксируются визуальным прибором 6. Для точного определения момента сил сопротивления может служить датчик крутящего момента одного из известных типов [5]. При такой схеме подводимая мощность определяется только потерями в редукторах и составляет незначительную часть мощности, циркулирующей в замкнутом контуре. Во многих случаях можно обойтись и без редуктора 7, назначение которого состоит в изменении скорости вращения вала редуктора 3. Для

измерения мощности, подводимой к замкнутой установке, предусматривается датчик 8.

Нагрузка при использовании стенда описанного типа примерно постоянна и потому не может имитировать действительные нагрузки, воспринимаемые деталями приводов при работе в забое. Поэтому целесообразна схема стенда с замкнутым мощностным контуром, снабженная устройством, создающим нагрузку, изменяющуюся с определенной частотой.

На рис. 149, б показана схема узла нагрузочного редуктора стенда с замкнутым мощностным контуром для исследования износоустойчивости приводов исполнительных органов комбайна «Донбасс-1». При этой схеме к муфтам 1 и 2 нагрузочного редуктора присоединяются трансмиссии исполнительных органов комбайна, а к муфте 3 двигатель. Выводные валы трансмиссии связываются цепью или редуктором. Передаточные отношения от двигателя к муфтам 1 и 2 неодинаковы и поэтому диски фрикционной муфты 4 все время проскальзывают. Крутящий момент, передаваемый муфтой при проскальзывании дисков, определяет циркулирующую в системе мощность.

Для того чтобы циркулирующая мощность была непостоянной и изменялась с заданной частотой, соответствующей частоте, наблюдаемой при работе машин в забое, предусматривается пульсирующее зажатие дисков фрикционной муфты при помощи специального механизма. Частота зажатия и предельные величины усилия, сжимающего диски, определяют частоту нагрузки и амплитудные ее значения. Таким образом могут быть созданы в приводе исполнительного органа при малой затрате подводимой энергии действительные нагрузки, воспринимаемые деталями в реальных условиях.

Схема содержит паразитные шестерни, изменяя диаметр которых, можно изменять расстояние A между муфтами 1 и 2, приспособлявая таким образом данную схему к различным типам машин.

§ 82. Исследование машин в шахтных условиях

В комплекс величин, подлежащих определению при испытаниях в условиях шахты, входят: а) величины, определяющие средние нагрузки, запись которых необходимо производить на протяжении длительного времени, и б) величины, запись которых производится на протяжении короткого отрезка времени для выяснения действительных нагрузок и скоростей движения.

К первой группе величин относятся, например, мощность, потребляемая двигателем комбайна, двигателем грузчика, ток в цепи двигателей, напряжение сети, усилие для перемещения комбайна и т. д. Ко второй — действительные моменты сил сопротивления в общей цепи трансмиссии к исполнительным органам и в отдельных ее ответвлениях (к режущей цепи, к штанге, к расштыбовщику, к грузчику), ток, мощность, напряжение в цепи отдельных двигателей, скорость перемещения машины, скорость вращения деталей редуктора и т. д.

Запись величин, относящихся к первой группе, дает возможность определить среднюю энергоемкость процесса разрушения и зависимость энергоемкости от принятых режимов работы (скоростей резания и подачи, схемы набора зубков), выявить картину изменения подводимой мощности относительно среднего ее значения на протяжении цикла зарубки, выявить устойчивость работы двигателей при различных условиях их питания и т. д.

Запись величин, относящихся ко второй группе, дает возможность выяснить многие величины, весьма важные для расчета машин и выбора оптимальных параметров некоторых узлов.

Измеряя моменты сил сопротивления в трансмиссиях к исполнительным органам, можно выявить максимальные нагрузки, являющиеся исходными данными для расчета на прочность деталей машин, выявить на основе этих данных упругость внешнего сопротивления и, используя выявленную величину упругости, определить максимально возможные нагрузки; на основе изменения крутящих моментов определить корректирующие коэффициенты к средним нагрузкам при расчете деталей на усталость от изгиба и на выносливость контактных поверхностей; на основе этой же картины определить отношение максимальных моментов сил сопротивления к средним их значениям и, таким образом, выявить, зная частоту изменения нагрузки, требования к максимальному вращающему моменту и к начальному пусковому моменту двигателя и т. д. Измеряя действительные значения напряжения на зажимах двигателя или пускателя и ток, можно определить действительную характеристику двигателя в условиях его питания от шахтной участковой сети. Действительные величины скорости перемещения машины и усилие для ее перемещения дают возможность оценить влияние принятого вариатора подающей части машины, а также определить слагаемые, определяющие суммарное натяжение каната. Данные о крутящих моментах на двух последовательных валах и скорости их вращения дают возможность определить коэффициент полезного действия, например, червячной передачи в функции скольжения и времени. Одновременная запись крутящего момента на ведомом валу фрикционной муфты и усилия, сжимающего диски, дает возможность выявить коэффициенты трения в моменты начала движения дисков, во время установившегося движения и во время переходного процесса.

Приведенным перечнем далеко не исчерпываются вопросы, которые могут быть разрешены, используя записи различных величин при быстропротекающих процессах.

§ 83. Основные виды датчиков, используемых при исследовании машин в шахтных условиях [5]

Моменты сил сопротивления в трансмиссиях к исполнительным органам, натяжение каната, скорость машины и ряд других величин, характеризующих работу машины для выемки угля, относятся к быстроменяющимся величинам и поэтому их измерение целесообразно производить путем преобразования механических величин в электрические, для чего используются специальные датчики, принцип действия и конструкция которых определяются измеряемой величиной и условиями ее измерения. Запись производится при помощи осциллографа, который разрешает одновременно фиксировать несколько величин.

В практике шахтных исследований чаще всего пользуются переносным осциллографом типа МПО-2, позволяющим одновременно фиксировать восемь величин (по числу вибраторов). Скорость пленки может быть установлена в пределах от 1 до 5000 мм/сек.

Датчик линейной скорости. Датчик предназначен для измерения действительной скорости движения машины на сравнительно небольшом отрезке пути (300—500 мм). На этой длине можно зафиксировать скорость в течение времени, соответствующего значительному числу периодов действия механизма подачи, так как за один период (время одного оборота эксцентрика при храповом вариаторе, время одного оборота

кулачка при фрикционно-пульсирующем вариаторе) машина перемещается максимум на 10–30 мм.

Принципиальная схема, общий вид индукционного датчика и осциллограмма скорости показаны на рис. 150.

Датчик устанавливается на почве пласта. Машина, перемещаясь, упирается в подвижной шток 1 датчика (рис. 150, а). Таким образом, скорость штока соответствует скорости подачи машины.

Вместе со штоком перемещается цилиндр 2 из парамагнитного материала с уложенной на его поверхности однослойной обмоткой. Цилиндр 2 вместе с обмоткой перемещается в кольцевом зазоре а, образованном трубой датчика 4 и цилиндрическим сердечником 3. Сердечник снабжен обмоткой, подключенной к источнику тока напряжением 30 в. Сердечник и труба датчика образуют магнитопровод, в кольцевом зазоре которого перемещается однослойная обмотка со скоростью, соответствующей скорости машины.

Индуктируемая в подвижной однослойной обмотке э. д. с. определяется скоростью изменения магнитного потока, сцепленного с витками. Так как число витков, сцепленных с потоком при тщательном выполнении однослойной обмотки, может быть принято постоянным, то индуктируемая э. д. с. пропорциональна только скорости перемещения цилиндра, а следовательно, и машины. Отклонения от пропорциональности, связанные с потоками рассеяния, устраняются до допустимой величины соответствующим секционированным расположением обмотки на сердечнике.

Запись датчиком линейной скорости приведена на рис. 150, в. На осциллограмме кривая 1 — скорость подачи, снижающаяся в данном случае в течение каждого периода до нуля, 2 — прямая, нанесенная неподключенным к сети вибратором, служащая осью абсцисс, 3 — синусоида с частотой 50 гц, служащая масштабом времени. Из осциллограммы видно, что период изменения скорости соответствует периоду работы эксцентрика подающей части комбайна «Донбасс-1». Тарировка датчика, т. е. масштаб записи скорости, производится на станке с фиксированными скоростями движения суппорта.

Датчик устанавливается на станине станка и подключается к источнику постоянного тока, напряжение на зажимах которого поддерживается одинаковым как во время тарировки, так и во время проведения измерений. Суппорт, перемещаясь, сообщает штоку определенную скорость, и при каждой ступени скорости на пленке фиксируется линия, ордината которой соответствует данной ступени скорости движения штока. По ординатам и соответствующим им скоростям вычисляется масштаб (м/мин на один миллиметр).

Измерение в шахте необходимо проводить при вибраторе, на котором производилась тарировка и с тем же кабелем, который соединял при тарировке датчик с осциллографом.

Датчик натяжения каната (динамометр). Натяжение каната желательно измерять при получении усредненных усилий, на протяжении всего цикла выемки, а также — действительных величин натяжения на небольших участках пути, проходимого машиной. Кроме того, желательно иметь возможность наряду с записью усредненных данных наблюдать их визуально в процессе работы машины.

Для этих целей применяется комбинированный динамометр, базирующийся на широко применяемом динамометре для визуального наблюдения ДР-10 (рис. 151, а).

В этом случае в корпус динамометра (рис. 151, б) помещаются сопротивления $R_2 = R_3 = R_4 = 150 \text{ ом}$ и $R'_1 = R''_1 = 75 \text{ ом}$, образующие мостовую схему (рис. 151, в). Одно из плеч мостовой схемы R_1 состоит из

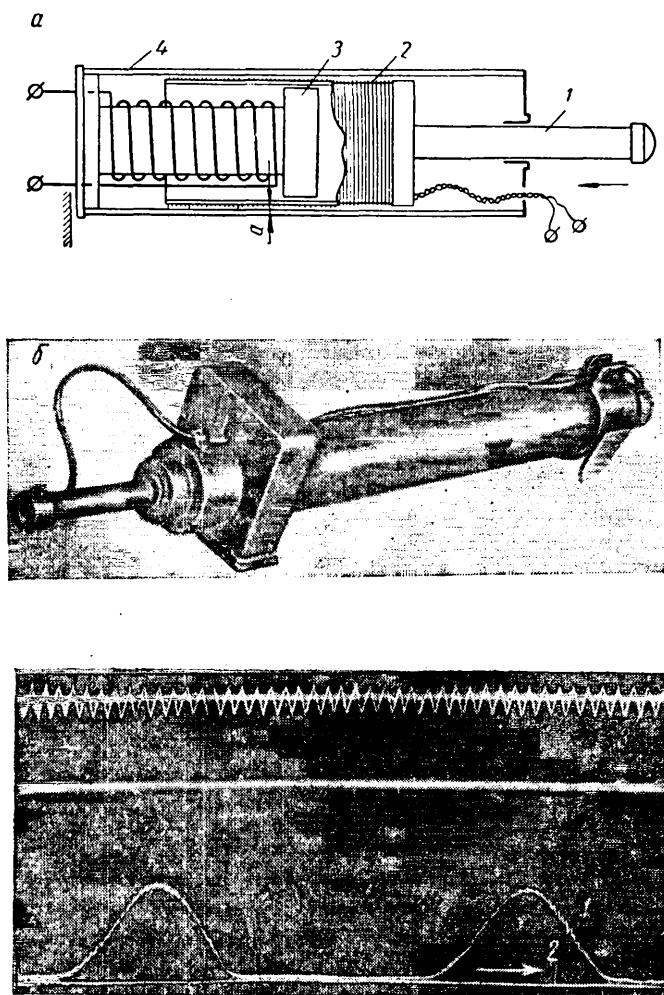


Рис. 150. Датчик линейной скорости:
 а — принципиальная схема; б — общий вид; в — осциллограмма
 скорости комбайна «Донбасс-1»

двух сопротивлений — постоянного R''_1 и переменного R'_1 . Перемещение ползунка, связанного с осью стрелки динамометра, определяет суммарное сопротивление плеча R_1 и сопротивление в соседнем плече. Мост питается постоянным током напряжением 10 в. Диагональ моста соединена с регистрирующим милливольтметром ($R_V = 2 \text{ ом}$).

Для измерения действительных усилий натяжения каната на элемент динамометра, изгибающийся при растяжении, наклеиваются мощные датчики [139] (рис. 151, *з*) из константановой проволоки диаметром 0,07 мм. База датчика 36 мм, сопротивление плеча 11 ом. Мост питается от источника постоянного тока напряжением 10 в. Диагональ моста без промежуточного усиления подсоединяется к вибратору осциллографа. Таким образом, модернизированный прибор ДР-10 служит для длительных записей усредненных усилий и для кратковременной записи действительных усилий. Действительные усилия записываются, как правило, одновременно со скоростью машины и это дает возможность выявить зависимости между натяжением и скоростью машины.

Измерение моментов сил сопротивления [5, 139]. Измерение моментов сил сопротивлений при шахтных и лабораторных исследованиях дает наибольший материал для разработки теории расчета машин и выбора оптимальных параметров механизмов и двигателей.

Вместе с тем этот вид замера является наиболее сложным, так как связан с измерением деформаций вращающихся деталей. Сложность измерения моментов сил сопротивления в приводах выемочных машин усугубляется стесненностью размещения деталей редуктора в их корпусах.

Как известно, главные напряжения на поверхности скручиваемого вала располагаются под углом 45° к его оси, поэтому на вал и проволоочные преобразователи наклеиваются под этим же углом. Преобразователи наклеиваются перпендикулярно друг к другу и включаются в два соседних плеча моста. При этом практически исключается влияние деформации изгиба вала, а также весьма значительно уменьшаются погрешности, связанные с колебаниями температуры вала. Для повышения чувствительности и снижения погрешностей измерения, связанных с переходными сопротивлениями, в токосъемных устройствах целесообразно располагать на валу все четыре проволоочных датчика.

Обычно проволоочные преобразователи (рис. 152) изготовляют в виде прямоугольников и наклеивают по схеме «елочка». На рисунке обозначены: a — база, s — ширина датчика, t — шаг намотки. В этом случае необходим большой свободный участок вала b' для расположения датчиков. В условиях конструкций машин для выемки это вызывает большие затруднения и поэтому целесообразно изготовлять датчики в виде параллелограмма (рис. 152, *б*) с шириной датчика b и располагать их по окружности вала с сохранением требуемых углов наклона (рис. 152, *в*).

Большое значение при измерении крутящих моментов имеет токосъемное устройство, связывающее измерительный мост, расположенный на вращающемся валу, с усилителем и осциллографом. К токосъемному устройству измерительных валов, расположенных в машинах для выемки угля, кроме требования надежности работы и максимально возможной стабильности переходных сопротивлений, предъявляется требование компактности и надежной работы в масляной ванне.

Для этих условий применяется малогабаритное токосъемное устройство с контактами скольжения, расположенное почти целиком внутри вала (рис. 153, *а*).

Токосъемник состоит из изоляционной трубки 1, смонтированной в центральной расточке вала при помощи стальной гильзы 2 и несущей другие латунные скобы 3 с напаянными серебряными контактами 4.

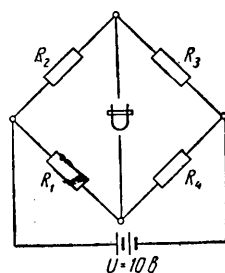
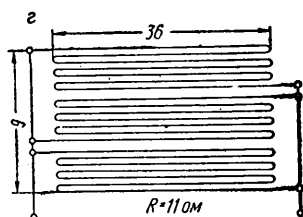
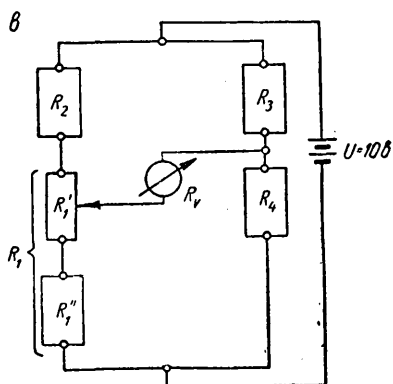
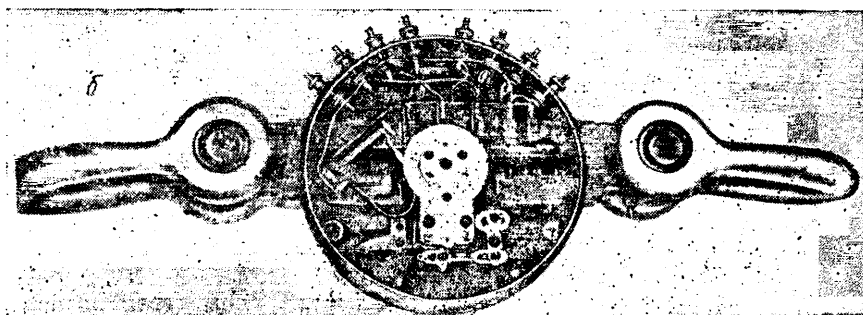
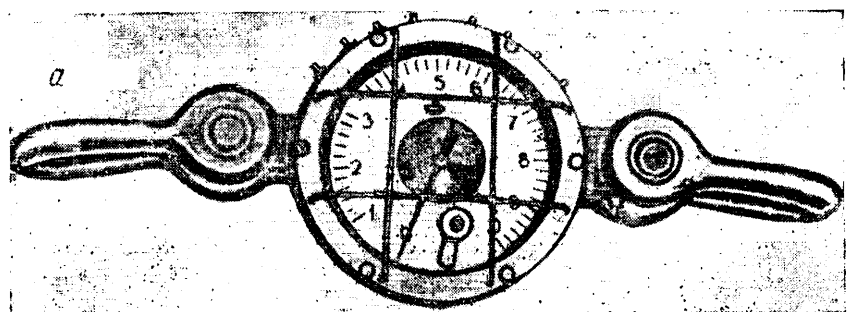


Рис. 151. Комбинированный динамометр для измерения натяжения каната:
 а — общий вид динамометра; б — корпус динамометра; в — схема включения сопротивлений
 для фиксации усредненных усилий; г — схема соединений проволоочных датчиков сопротив-
 ления для записи действительных усилий

Внутри втулки свободно располагается стержень 5 с контактными латунными кольцами 6 и изолирующими промежуточными шайбами 7.

Контактные кольца с промежуточными шайбами закрепляются на стержне шайбой 8, болтом 9 и гайкой 10. Одновременно крепится крышка 11 с вырезом для выводных концов токосъемника. Центральный стержень опирается на гайку конусным кольцом 12 и плоской пружиной 13.

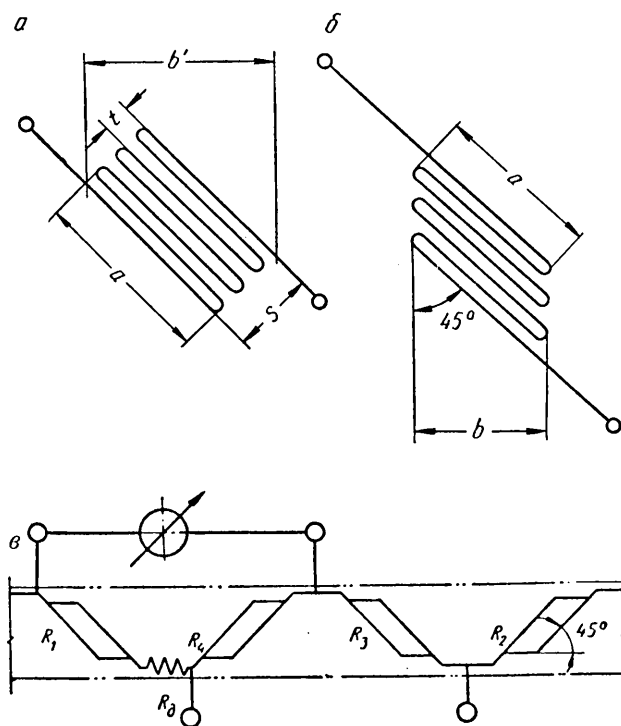


Рис. 152. Форма датчиков и схема расположения их на валу:

a — датчик прямоугольный; *б* — датчик в виде параллелограмма; *в* — схема расположения датчиков

Провода от контактных колец по наружным канавкам стержня и осевым отверстиям выводятся попарно к отводным концам в головке стержня.

Контактные кольца и промежуточные изолирующие шайбы образуют «карман», в который попадают частицы латунных колец при их износе. Конусное кольцо с гайкой обеспечивают защиту от попадания большого количества масла к контактам. На рис. 153, *б* показаны основные детали токосъемника, а на рис. 153, *в* — измерительный вал со встроенным токосъемным устройством. После наклейки датчиков на измерительный вал и сборки токосъемного устройства производится тарировка их.

Погрешность измерений при градуировке непосредственно на измерительном валу может быть снижена при статических измерениях до 0,2—0,5% и при динамических до 1—1,5%.

Измерение давления в гидросистемах. Кратковременные, пиковые значения давления в некоторых системах могут значительно превышать максимальное давление, при котором срабатывает предохранительный клапан, причем повышение давления, хотя и кратковременное, может

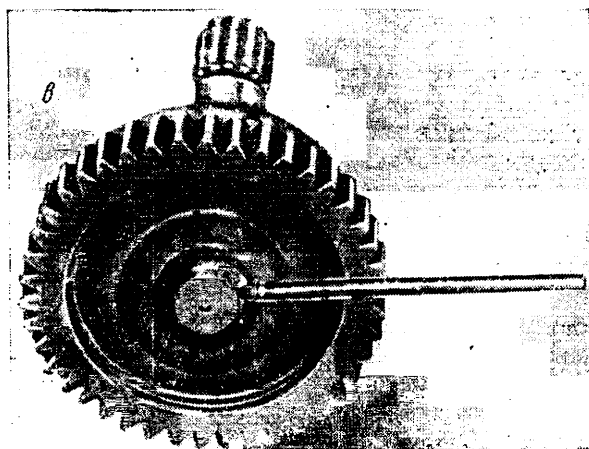
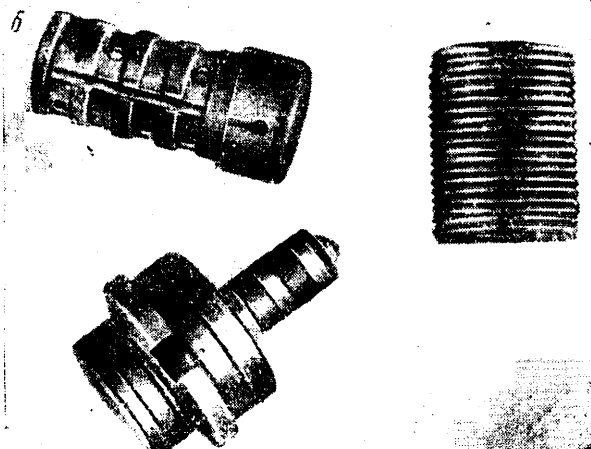
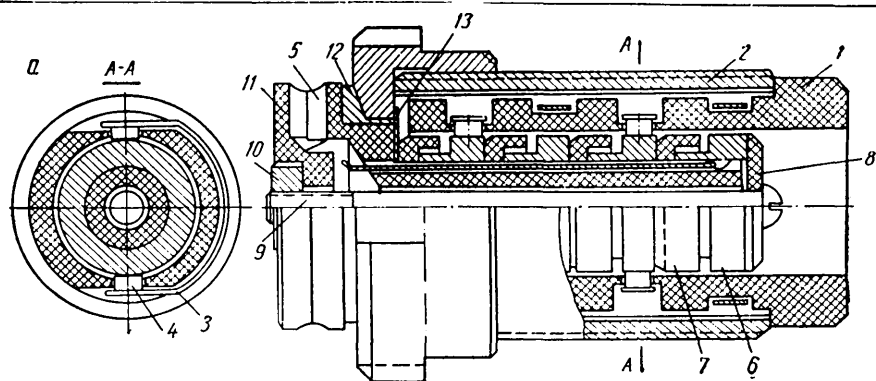


Рис. 153. Токосъемное устройство:

а — токосъемник; б — детали токосъемника; в — измерительный вал с встроеным токосъемником

привести к авариям, поэтому желательно, кроме среднего давления, фиксируемого обычными приборами, записать изменение давления при быстропотекающем процессе при помощи безынерционного прибора.

Для измерения давления в системе применяются индикаторы давления, представляющие металлический стакан с утолщенным дном или утолщенными стенками на части цилиндрической поверхности. На наружной поверхности тонкой стенки наклеиваются две активные проволочные решетки, а на дне или утолщенной части цилиндра две другие решетки, которые служат для температурной компенсации.

На рис. 154, а показан индикатор для измерения давления в пределах 40—120 ати. Толщина утонченной стенки при изготовлении индикатора из латуни принимается

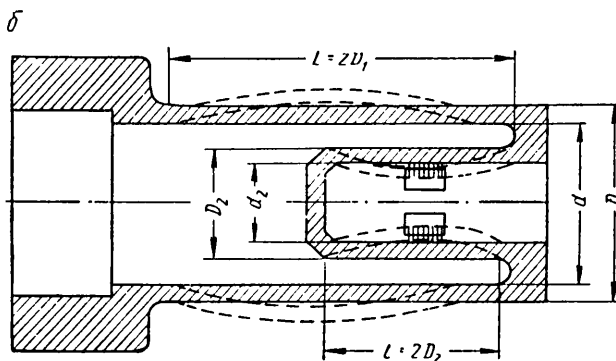
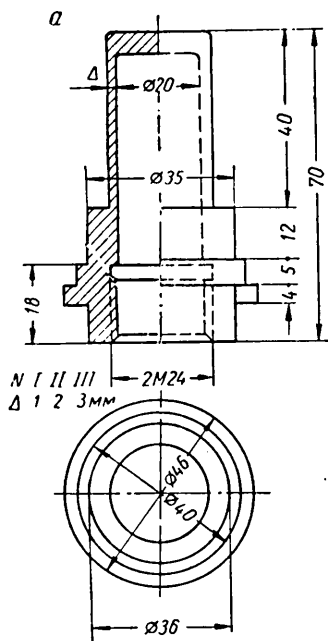


Рис. 154. Индикаторы давления

от 1 до 3 мм в зависимости от максимального давления, на которое рассчитан индикатор.

Для определения толщины стенки цилиндра, если длина утонченной части цилиндра не менее удвоенного его диаметра, можно при некоторых допущениях пользоваться формулой

$$\frac{p}{\sigma_{\text{доп}}} = \frac{1}{0,5 \frac{D}{h} - 0,4}, \quad (258)$$

где p — измеряемое давление, кг/см^2 ;

$\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на разрыв, кг/см^2 ;

D — наружный диаметр цилиндра, см;

h — толщина стенки, см.

На рис. 154, б показан индикатор с повышенной чувствительностью, конструкция которого позволяет использование всех четырех датчиков, образующих мост, в качестве активных. Индикатор представляет собой два концентрических цилиндра. При подаче давления во внутреннюю полость в стенках наружного цилиндра вызываются деформации растяжения, а в стенках внутреннего — деформации сжатия. Датчики наклеиваются на наружной стенке большого цилиндра и на внутренней стенке меньшего цилиндра.

§ 84. Методика проведения шахтных исследований

Исследование подающей части преследует цель выявить данные, необходимые для расчета деталей, а также определить характер перемещения машины, обуславливающий стружкообразование для принятого исполнительного органа. Может быть также выяснена четкость изменения ступеней подачи при вариаторах, обеспечивающих ступенчатое изменение скорости вращения барабана, и установлены пределы изменения скорости подачи при бесступенчатом регулировании. При исследовании подающих частей с гидроприводом желательно фиксировать давление в нагнетательной системе.

При исследовании фиксируются следующие величины:

а) натяжение каната на протяжении цикла выемки — инерционным динамометром, с записью показаний регистрирующим инерционным прибором;

б) натяжение каната на коротких отрезках пути, проходимого машиной, — безынерционным динамометром с записью показаний осциллографом;

в) действительная скорость машины на коротких отрезках пути машины — датчиком линейной скорости, с записью показаний осциллографом;

г) действительная угловая скорость барабана (или звена, связанного с ним постоянным передаточным числом) на коротком участке работы машины — датчиком угловой скорости [5] и осциллографом;

д) давление в системе — индикатором давления и осциллографом.

Исследование трансмиссии к исполнительному органу. При исследовании трансмиссии к исполнительному органу преследуется цель выявить данные, необходимые для уточнения расчета деталей общей трансмиссии и ее ответвления к каждому из исполнительных органов. Весьма важно выявить не только средние нагрузки, но и мгновенные нагрузки как по их отклонениям от средней величины, так и по частоте и характеру их изменения.

Нагрузки в общей цепи трансмиссии и ее разветвлениях определяются при различных режимах разрушения, относящихся к нормальной работе машины, а также при экстренных режимах, которые обычно имеют место при работе машин, как-то: опрокидывание двигателя и его остановка, различные режимы пуска, образование первичного вруба в случае исследования машин, приспособленных для работы без ниш, и т. д.

При исследовании фиксируются следующие величины, относящиеся к трансмиссиям исполнительных органов:

а) момент сил сопротивления в общей трансмиссии — датчиками крутящих моментов, усилителем и осциллографом;

б) моменты сил сопротивления в трансмиссии к отдельным исполнительным органам: к отбойному органу, к органу, предназначенному для отделения верхней пачки, и т. д. — датчиками крутящих моментов, усилителями и осциллографом;

в) скорость в общей трансмиссии или в одном из ответвлений — датчиком, отмечающим время поворота зубчатого колеса на один шаг [65], и осциллографом.

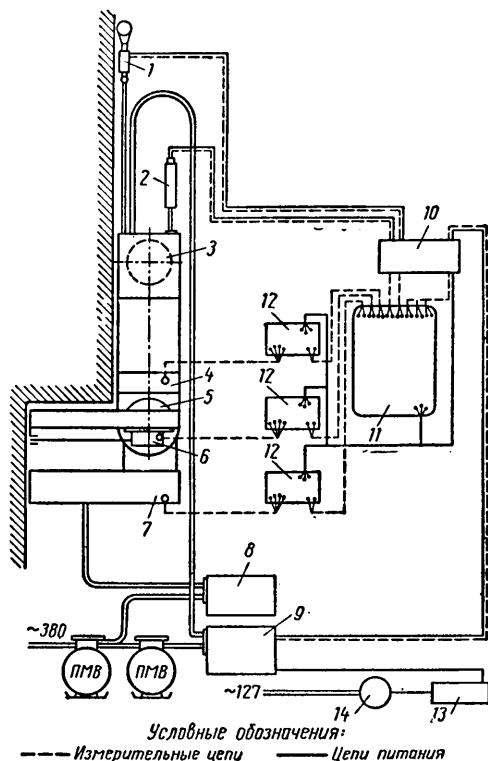
Исследование работы двигателя. При исследовании работы двигателя преследуется цель выявить данные о подводимой к двигателю мощности на протяжении длительного времени, что дает

возможность определить среднюю энергоемкость процесса разрушения при различных режимах, среднеквадратичную мощность, обуславливающую нагрев двигателя, отношение максимального значения подводимой мощности к среднему ее значению, которое обуславливает максимальный вращающийся момент, обеспечивающий устойчивую работу двигателя.

Кроме того, в течение коротких отрезков времени фиксируются действительные значения мощности или ток в цепи статора. Одновременно зафиксированные данные о действительной мощности и моменте сил сопротивления в общей цепи привода с учетом нагрузочной характеристики двигателя дают возможность определить коэффициент выравнивания нагрузки (по [32] «коэффициент смятения графика»), значение которого также должно быть определено для выявления предельной величины средней мощности, потребляемой двигателем, при которой двигатель еще будет работать устойчиво.

Как при длительных, так и при кратковременных записях

Рис. 155. Схема расположения аппаратуры при исследовании комбайна:
1 — комбинированный динамометр; 2 — датчик линейной скорости; 3 — датчик угловой скорости; 4 — датчик для замера моментов сил сопротивления в общей трансмиссии; 5 и 6 — датчики для замера моментов сил сопротивлений в разветвлениях трансмиссии; 7 — датчик для замера моментов сил сопротивления в трансмиссии грузчика; 8 — измерительный узел грузчика; 9 — измерительный узел комбайна; 10 — распределительный узел; 11 — осциллограф; 12 — усилитель; 13 — стабилизатор; 14 — лабораторный автотрансформатор



должно фиксироваться напряжение на зажимах двигателя или, если это невозможно, напряжения у пускателя. В последнем случае напряжение на зажимах определяется по расчету. По записи напряжения возможно судить о действительной механической характеристике двигателя.

В ряде случаев ведутся наблюдения за нагревом двигателя в различных его точках. Для этой цели в разные точки двигателя закладывают термпары. Желательно в этом случае замерять также скорость воздуха у двигателя, так как даже сравнительно невысокая скорость струи, обдувающей двигатель, влечет за собой увеличение его мощности.

При исследовании фиксируются следующие величины, относящиеся к двигателю комбайна:

а) подводимая мощность — регистрирующим ваттметром;

- б) мощность или ток — осциллографом, укомплектованным в случае измерения мощности вибратором мощности;
- в) напряжение — регистрирующим вольтметром;
- г) напряжение или его отклонение от номинала — осциллографом;
- д) нагрев и охлаждение — гальванометром;
- е) скорость струи — анемометром.

Исследование работы грузчика. При исследовании работы грузчика преследуются те же цели, что и при исследовании трансмиссии к исполнительному органу и главному двигателю. Главный двигатель и двигатель грузчика питаются отдельными кабелями от двух пускателей. Схема расположения аппаратуры показана на рис. 155.

Глава XII

УГОЛЬНЫЕ КОМБАЙНЫ

§ 85. Общие сведения

Угольный комбайн — комбинированная машина, производящая одновременно отделение угля от массива пласта, дробление его на транспортируемые куски и навалку на забойный конвейер.

Применение угольных комбайнов ускоряет производственный процесс за счет совмещения во времени основных операций, повышает производительность труда, сокращает объем ручных работ и облегчает труд рабочих в забое.

Совмещение некоторых основных операций по выемке угля, например зарубки и отбойки или зарубки и навалки, может осуществляться также врубово-отбойными и врубово-навалочными машинами, однако эти машины не считаются комбайнами, так как требуют значительного объема ручных работ и не обеспечивают существенного повышения производительности труда рабочих.

Первый угольный комбайн был предложен в России А. Калери в 1897 г. Однако это предложение не было осуществлено вследствие низкого уровня развития техники того времени, невыгодности по сравнению с дешевым ручным трудом и косности царского горного ведомства.

Первые попытки осуществления угольных комбайнов относятся уже к периоду восстановления народного хозяйства после мировой и гражданской войн. В 1926 г. по проекту Донугля — организации, занимавшейся реконструкцией угольной промышленности, — был изготовлен и испытан первый угольный комбайн, который из-за сложности схемы и конструкции оказался неработоспособным [38].

В 1931 г. был изготовлен угольный комбайн, предложенный механиком А. И. Бахмутским, и в 1932 г. в Донбассе работал первый опытный образец отечественного комбайна.

Особенно следует отметить большой вклад в создание угольных комбайнов А. И. Бахмутского, новатора производства, доказавшего реальность предложенной им схемы комбайна. В дальнейшем комбайны по схеме, предложенной А. И. Бахмутским, многократно корректировались и испытывались Горловским машиностроительным заводом им. С. М. Кирова при деятельном участии автора вплоть до 1940 г., и отдельные узлы схемы используются в современных конструкциях. Одна из последних моделей комбайна Б-6-39 показана на рис. 156.

С 1931 г. периодически объявлялись конкурсы на лучшие схемы и конструкции угольных комбайнов для различных горных условий. Конкурсы позволили собрать большое количество предложений.

В течение ряда лет многочисленные испытания комбайнов не приводили к желаемым результатам, однако был накоплен необходимый опыт для создания работоспособного комбайна.

В 1947 г. был создан комбайн «Донбасс» и в последующие годы создаются вполне работоспособные комбайны для пологих пластов (модификации комбайна «Донбасс», комбайны «Горняк», «Шахтер», УКТ-1 и др.), комбайны для крутых пластов (ККП-1, УКР и др.).

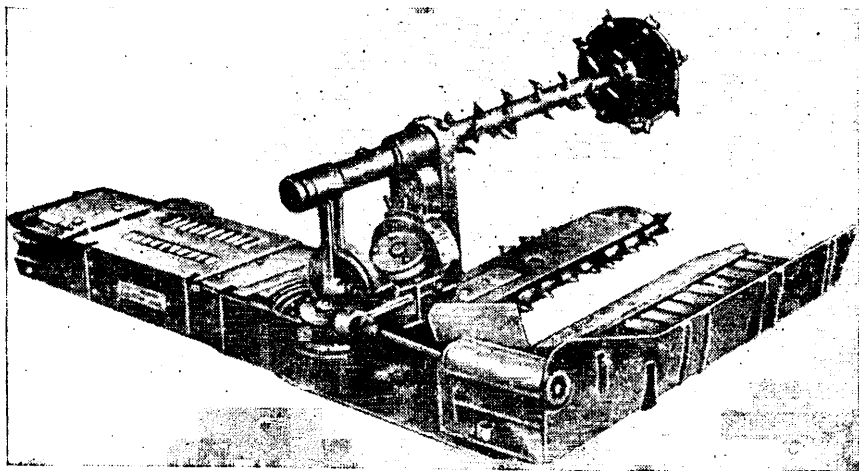


Рис. 156. Угольный комбайн Б-6-39

1. Условия работы и требования к комбайнам

Условия работы угольных комбайнов в забое в основном могут быть охарактеризованы следующими обстоятельствами.

При работе исполнительных органов комбайнов образуется большое количество угольной мелочи, которая, попадая между открытыми подвижными деталями и проникая внутрь редукторов, вызывает повышенное трение и износ, а иногда, плотно заполняя врубные щели, приводит к остановке (заштыбовке) исполнительного органа.

Сложная форма исполнительных органов и их количество обуславливают малую устойчивость комбайнов при работе, затрудняют регулировку по направлению, так как усилия, действующие со стороны угля, резко изменяются.

При работе комбайны зачастую занимают большую площадь (в плане), что приводит к большому обнажению кровли и вызывает повышение опасности проведения работ по выемке угля.

Размеры комбайнов по высоте ограничены мощностью разрабатываемых пластов, благодаря чему часто не удается обеспечить достаточно прочные размеры отдельных узлов и деталей.

Эксплуатация комбайнов, управление и обслуживание в забое затрудняются вследствие стесненных размеров, плохого освещения и доступа к отдельным узлам, переменных горногеологических условий и пр.

Исходя из тяжелых условий эксплуатации, к угольным комбайнам предъявляются следующие требования:

1. Четкая и слаженная работа всех узлов комбайна при повышенной надежности их действия, исключение поломок и вынужденных перерывов в работе, приводящих к полному прекращению выемки угля.

2. Малый штат, обслуживающий комбайн, что определяет в значительной степени повышение производительности труда, т. е. разрешает

одну из основных задач, поставленных при проектировании угольных комбайнов.

3. Небольшой объем вспомогательных работ по подготовке к следующему циклу (демонтаж узлов, перегон вхолостую, проходка ниш).

4. Возможность работы в забоях различного направления.

5. Возможность регулирования исполнительных органов по мощности пласта, благодаря чему повышается степень механизации выемки угля и расширяется область применения комбайна.

2. Классификация

В качестве классификационных признаков применяющихся и испытуемых угольных комбайнов приняты: область применения, схемы работы комбайна и их особенности. Эти признаки являются наиболее ха-

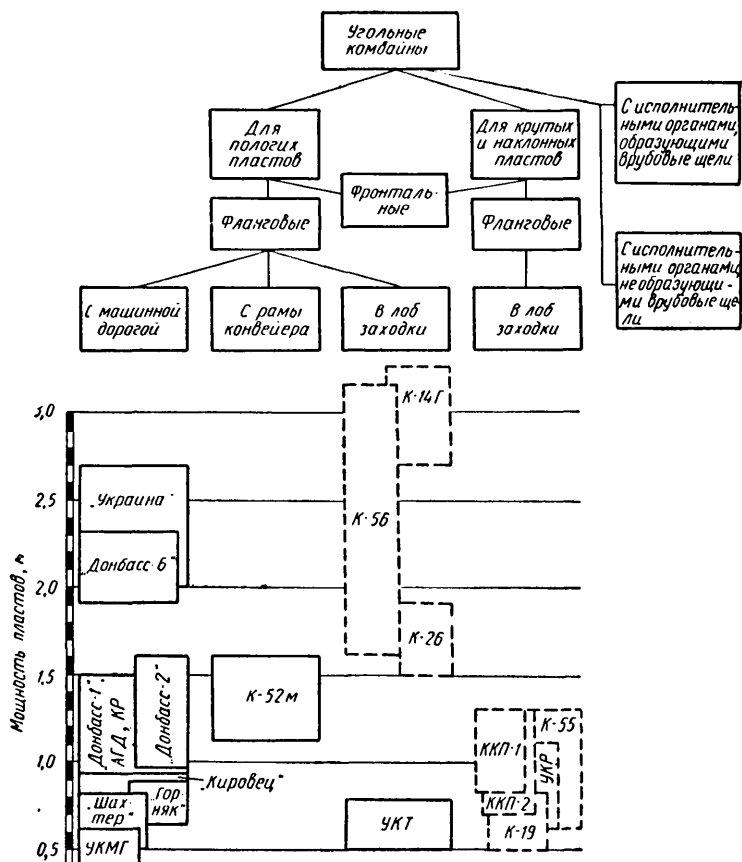


Рис. 157. Классификация угольных комбайнов

актерными для комбайнов и позволяют четко различать отдельные типы (рис. 157).

Угольные комбайны по области применения делятся на комбайны для пологого, крутого и наклонного падения и далее по схеме работы — на фланговые и фронтальные.

Различия в схемах (рис. 158) работы комбайнов заключаются в том, что:

при фланговой схеме работы комбайн продвигается вдоль линии забоя, вынимая полосу угля и, таким образом, последовательно вырабатывая всю длину забоя;

при фронтальной схеме работы комбайн продвигается перпендикулярно к линии забоя, одновременно производя выемку угля по всей длине забоя.

Характерным для фланговой схемы является неизбежная периодичность (цикличность) работы в связи с конечными размерами забоя, чего нет во фронтальной схеме при относительно большой длине шахтного поля.

Фланговые комбайны имеют наибольшее распространение в промышленности и в соответствии с особенностями в схеме работы подразделяются на комбайны, работающие с машинной дорогой, с рамы конвейера и в лоб заходки.

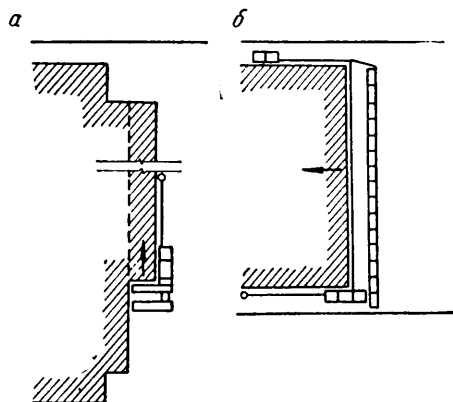


Рис. 158. Схемы работы угольных комбайнов:
а — фланговая; б — фронтальная

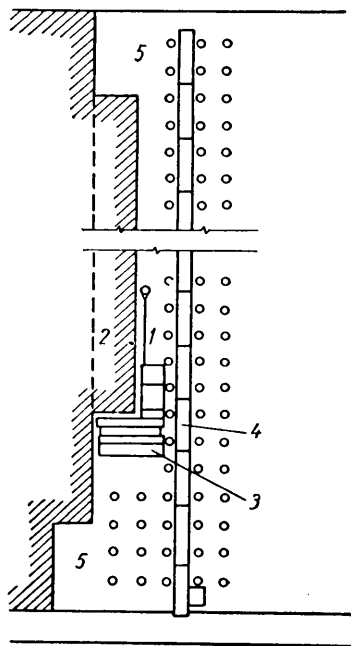


Рис. 159. Схема работы комбайна с машинной дорогой

В классификационной схеме угольных комбайнов (см. рис. 157) указаны промышленные (окопированные сплошной линией) и экспериментальные (окопированные пунктирной линией) модели комбайнов, применяемые в настоящее время в угольной промышленности. Контуры моделей комбайнов даны по вертикали в масштабе мощности разрабатываемых пластов, а по горизонтали соответствуют крепости зарубки. При этом крепость возрастает слева направо в пределах каждой схемы работы комбайна. Различные фланговые схемы работы комбайнов можно охарактеризовать следующим образом.

1. Схема работы комбайнов с машинной дорогой (рис. 159). Корпус комбайна при работе располагается между линией забоя и первым рядом крепи (машинная дорога 1), благодаря чему схема предопределяет:

а) необходимость подготовки машинной дороги для работы комбайна — выравнивание почвы и забоя 2, снятие навесов кровли, что выполняется вручную;

б) малую устойчивость комбайна при работе, так как корпус его ничем не направляется, кроме забоя, а реакции со стороны забоя могут резко изменяться;

в) затруднения в навалке угля на забойный конвейер, так как между комбайном 3 и конвейером 4 обычно располагается ряд стоек крепи;

г) затруднения в переноске конвейера, который приходится разбирать из-за наличия на пути ряда крепи;

д) одностороннее действие, заключающееся в выемке угля только в одном направлении (при существующих конструкциях исполнительных органов и их компоновке), после чего следует перегон комбайна вхолостую с предварительной подготовкой к перегону и последующей подготовкой к началу следующего цикла;

е) необходимость прохождения ниш 5 в начале и конце забоя для выемки верхнего кутка, который не выбирается комбайном, и для монтажа комбайна к началу следующего цикла.

Разновидностью схемы работы комбайна с машинной дорогой является работа комбайна при расположении его по одной дороге с забойным конвейером.

Характерным в данном случае будет сравнительно с основной схемой улучшение устойчивости при работе, так как комбайн дополнительно направляется рамой конвейера, и исключение затруднений в навалке и переноске конвейера, так как между комбайном и конвейером нет стоек крепи.

При такой схеме корпус комбайна имеет сравнительно большую высоту, но малую ширину, чтобы приблизить к забою первый ряд стоек крепи, поэтому схема применима только для пластов мощностью от 1,0 м и выше.

2. Схема работы комбайна с рамы конвейера (рис. 160). Корпус комбайна 1 располагается на раме конвейера 2, который настиляется непосредственно у забоя. Благодаря этому:

а) исключается необходимость подготовки машинной дороги, так как рама конвейера служит направляющей для комбайна;

б) имеется хорошая устойчивость комбайна;

в) улучшается навалка угля, так как стойки крепи между комбайном и забойным конвейером отсутствуют;

г) конвейер передвигается без разборки вслед за комбайном, благодаря чему значительно сокращается время на выемку одного цикла;

д) уменьшается призабойное пространство, что облегчает работы по креплению и повышает безопасность.

Наряду с положительными особенностями возникают также и отрицательные:

а) вследствие размещения комбайна на конвейере схема неприменима в пластах малой мощности;

б) усложняется погрузка угля при выемке нижней пачки пласта, расположенной ниже конвейерного става.

3. Схема работы комбайна в лоб заходки (рис. 161). Характерным является расположение корпуса комбайна 1 полностью в пределах вынимаемой полосы, а забойного конвейера 2 непосредственно у забоя, благодаря чему обеспечивается:

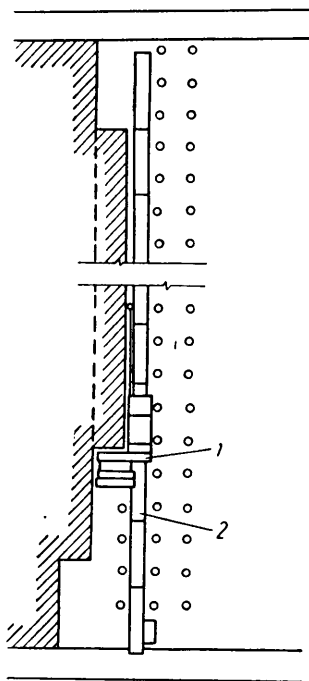


Рис. 160. Схема работы комбайна с рамы конвейера

а) челноковая работа (с разворотом в нишах 3), когда выемка угля производится как при движении комбайна вверх, так и при движении вниз. При этом отпадает перегон комбайна вхолостую и снижается объем перемонтажа для начала нового цикла, а следовательно, уменьшается время на выемку одного цикла;

б) безразборная передвижка конвейера вслед за комбайном, так как между корпусом комбайна и конвейером нет стоек крепи;

в) облегчение навалки угля на забойный конвейер вследствие отсутствия стоек;

г) устойчивость комбайна при работе благодаря специальной направляющей лыже, скользящей по раме забойного конвейера.

Недостатки схемы: большое незакрепленное пространство над комбайном, что ограничивает область ее применения; необходимость подготовки ниш 3 в начале и конце забоя для разворота комбайна.

Таким образом, из рассмотренных фланговых схем работы комбайна наиболее выгодной является схема в лоб заходки и наименее выгодной схема с машинной дорогой.

Однако наиболее распространенной является схема работы с машинной дорогой, что объясняется созданием комбайнов сначала более простой конструкции, работающих по схеме, аналогичной с существующими врубовыми машинами, а затем по мере выявления недостатков при эксплуатации возникали более совершенные схемы. В настоящее время новые модели комбайнов во многих случаях изготавливаются по схеме в лоб заходки.

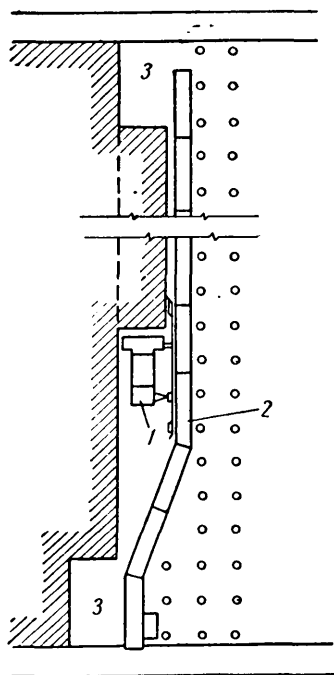


Рис. 161. Схема работы комбайна в лоб заходки

4. Фронтальная схема работы комбайна сравнительно с фланговыми односторонними отличается тем, что при ее использовании отсутствуют вспомогательные операции, такие, как демонтаж узлов, спуск, монтаж и др., что обеспечивает непрерывную производительную работу по выемке угля. Этим обеспечивается максимально возможная производительность комбайна и наивысшая производительность труда, а также обеспечивается поточная работа в забое. Фронтальная схема требует уникального исполнительного органа с регулировкой по мощности пласта, что затрудняет ее осуществление, несмотря на перспективность.

3. Исполнительные органы

Назначение. Исполнительные органы угольных комбайнов предназначены для отделения угля от массива пласта при помощи системы врубовых щелей, обеспечивающих саморазваливание, или посредством сплошного раздробления.

Классификация. По принципу действия все исполнительные органы, применяемые в настоящее время в угольных комбайнах, можно разбить на две группы — на режущие и скалывающие. Оба эти термина, являясь сугубо условными, тем не менее достаточно хорошо характеризуют принципиальное различие в способах воздействия на угольный пласт.

Условия работы. Исполнительные органы угольных комбайнов работают в условиях явно выраженных динамических нагрузок, что объясняется физико-механическими свойствами углей (переменной крепостью, структурой) и переменными горногеологическими условиями (твердые включения, прослойки, давление кровли).

На характер действующих нагрузок оказывает влияние и сам процесс воздействия на уголь рабочим инструментом исполнительных органов.

Первая группа исполнительных органов обеспечивает разрезку угольного целика посредством системы зарубных щелей с глубиной реза на каждом зубке до 6—12 мм, вторая осуществляет сплошное раздробление целика с глубиной реза до 50—100 мм [92].

К первой группе относятся бары, штанги, диски, ко второй — резцовые головки фрезерного типа (рис. 162).

Непосредственный процесс воздействия на уголь инструментом исполнительных органов обеих групп имеет элементы как резания, так и скалывания в различных объемах: в исполнительных органах первой группы преобладают элементы резания, в исполнительных органах второй группы — элементы скалывания.

Сравнительная характеристика. Исполнительные органы режущего типа, в основном бары, вследствие наличия врубовых щелей, снятия мелкой стружки и значительного количества рабочего инструмента, отличаются:

а) большим измельчением угля, что снижает его качество, вызывает большие транспортные потери и запыленность рабочего пространства (выход мелочи класса 0—13 составляет примерно 45—50%);

б) большой энергоемкостью и низким к. п. д. вследствие большого измельчения угля и повышения сил сопротивления движению режущих цепей вследствие заштыбовки (энергоемкость составляет от 1,0 до 1,5 квт · ч/м³ для целика и к. п. д. цепного органа от 0,4 до 0,5);

в) возможностью нетранспортабельности разрушенного угля, что затрудняет работу доставочных механизмов;

г) относительной равномерностью нагрузки привода при нормальной работе вследствие большого количества инструмента, воспринимающего рабочие усилия.

Штанги и диски сравнительно с барами отличаются более высоким к. п. д. и малой энергоемкостью, так как не имеют скольжения в направляющих.

Исполнительные органы скалывающего типа отличаются:

а) небольшим измельчением угля, что повышает его качество, уменьшает транспортные потери и запыленность рабочего пространства (выход мелочи класса 0—13 примерно 20—25%);

б) малой энергоемкостью и высоким к. п. д., так как при небольшом измельчении на отделение угля расходуется меньшая работа, кроме того, при глубоком резе полнее используется трещиноватость, а при работе с поверхности забоя в зоне действия рабочего инструмента больше проявляется явление отжима угля давлением кровли; более высокий к. п. д.

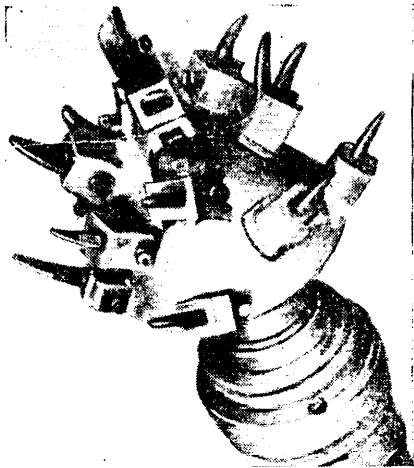


Рис. 162. Резцовая головка фрезерного типа

обуславливается исключением измельчения угля и отсутствием скольжения в направляющих, которые в резцовых головках заменены элементами качения (энергоемкость составляет от 0,5 до 1,0 квт · ч/м³ и к. п. д. 0,85);

в) полным исключением заштыбовки;

г) транспортабельностью разрушаемого угля, что всегда обеспечивается размерами снимаемой рабочими инструментами стружки;

д) неравномерностью нагрузки привода и динамичностью нагрузки вследствие незначительного количества рабочего инструмента в работе (2—3 резца).

Исполнительные органы скалывающего типа, обладая сравнительно с режущими целым рядом весьма существенных преимуществ, являются более перспективными.

4. Погрузочные органы

Назначение. Погрузочные органы угольных комбайнов предназначаются для навалки отбитого исполнительными органами угля на забойный конвейер.

Условия работы. Сравнительно с обычными забойными доставочными механизмами условия работы погрузочных органов отличаются незначительной длиной транспортирования (равной ширине заходки), необходимостью забирать отбитый уголь всей длиной и возможностью больших перегрузок в рабочих элементах и в приводе при встрече с крупными кусками и навесами или выступами забоя.

При работе погрузочные органы перемещаются вместе с комбайном, что обеспечивает их непрерывную загрузку углем.

Типовые схемы. В существующих комбайнах в качестве погрузочных органов преимущественно применяются кольцевые грузчики с консольным расположением скребков и с тяговой цепью типа режущей цепи (рис. 163). Эти грузчики обеспечивают активность действия, малую высоту расположения рабочей ветви и обладают высокой механической прочностью рабочих элементов.

В отдельных случаях в качестве погрузочных органов используются обычные режущие цепи. Здесь роль консольных скребков выполняют головки кулачков с режущими зубками; иногда вместо зубков устанавливаются небольшие скребки с размерами по сечению врубной щели.

Выполнение такой цепью операций зарубки, отбойки и навалки обеспечивает максимальную компактность исполнительного органа комбайна. Некоторое несоответствие скоростей резания и погрузки оптимальным режимам работы в одной из операций вполне оправдывается получаемыми преимуществами в конструкции.

5. Направления и принципы конструирования комбайнов

Возможны два направления при создании конструкции комбайнов — универсальность и специализация.

Универсальность заключается в стремлении создать комбайн для работы в большинстве эксплуатационных условий с целью получения минимального числа типоразмеров.

Многообразие эксплуатационных условий, а также различия требований, обуславливаемых этими условиями, делают задачу создания вполне универсального комбайна неразрешимой. Даже при частичной универсальности, учитывая различные требования эксплуатации, комбайн не будет вполне рациональным, так как он не может удовлетворять полностью этим требованиям.

Специализация заключается в приспособлении конструкции данного комбайна к конкретным условиям работы. При относительном постоянстве этих условий их удается наиболее полно учесть и рационально решить конструкцию.

Второе направление является более целесообразным и получило полное признание в практике.

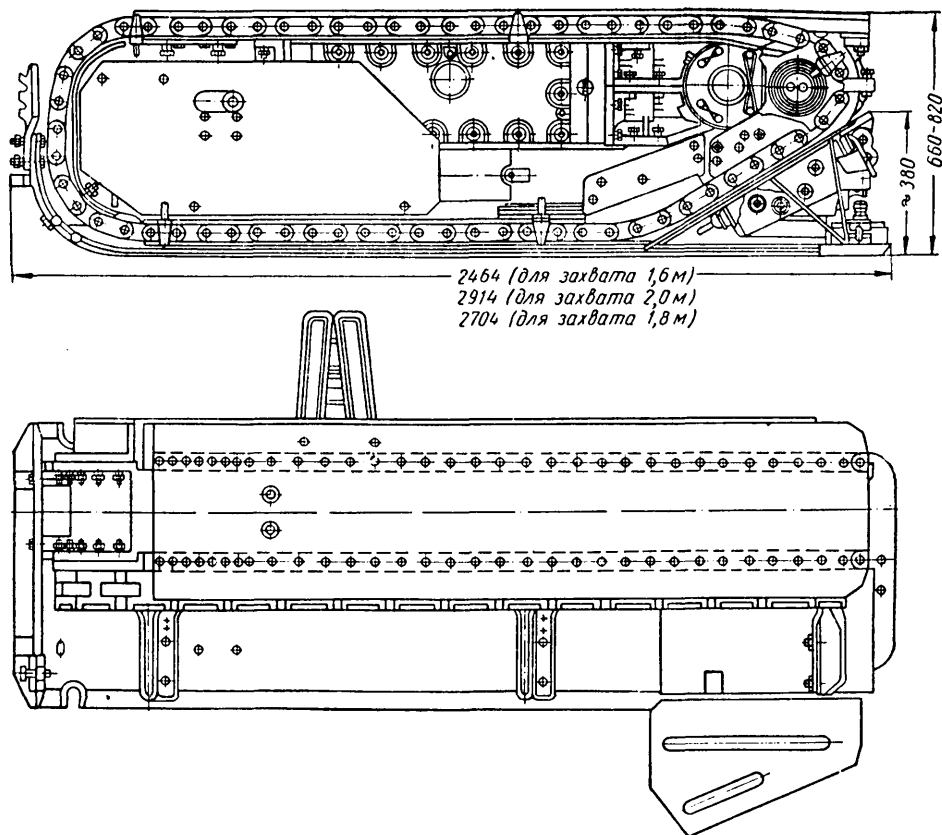


Рис. 163. Кольцевой грузчик

Как универсальные, так и специализированные конструкции комбайнов могут быть созданы на базе различных принципов конструирования. В практике создания комбайнов существуют два принципа конструирования — на базе готовых узлов и на базе оригинальных (новых) узлов.

Принцип конструирования на базе готовых узлов отличается экономичностью и быстротой изготовления комбайна, так как узлы обычно хорошо освоены в производстве и изготавливаются серийно. Кроме этого, применение готовых узлов, проверенных в эксплуатации, дает уверенность в работоспособности новой конструкции, не требуя трудоемких доводочных работ и корректировок.

Но наряду с этим готовые узлы по своим параметрам и прочности могут не соответствовать задачам и требованиям, предъявляемым к узлам нового комбайна. Это приводит к компромиссным решениям, задерживает развитие конструкции, а полученные выгоды при конструировании могут быть неоправданными при эксплуатации из-за несовершенства конструкции комбайна.

Принцип конструирования на базе новых узлов отличается трудностью разработки и изготовления, требует значительных доводочных работ и испытаний, не дает полной гарантии в надежной работе новой конструкции, но обеспечивает более полное соответствие поставленным задачам, так как они являются исходными при конструировании.

Этот принцип конструирования является более прогрессивным и получает в последнее время все большее распространение.

Оба принципа находят применение при проектировании угольных комбайнов в той или иной мере, что определяется в каждом конкретном случае поставленными перед конструктором задачами.

Отказ от использования освоенных узлов должен быть в каждом отдельном случае достаточно обоснован.

§ 86. Комбайны для пологих пластов мощностью свыше 0,8 м с исполнительными органами, образующими врубные щели

Условия работы комбайнов для пологих пластов мощностью свыше 0,8 м предопределяют относительно небольшие ограничения по высоте, что позволяет в большинстве случаев обеспечить достаточную прочность деталей и узлов.

Увеличение мощности пластов свыше 1,5 м практически не оказывает дальнейшего влияния на повышение прочности, однако вызывает существенное изменение формы исполнительного органа, так как увеличение их высоты не обеспечивает разрушения подрубленного массива на транспортные куски. В данном случае требуются дополнительные элементы для отбойки угля.

В пластах мощностью свыше 0,8 м не ограничивается также и мощность электродвигателей, для которых размер по высоте является определяющим.

Комбайны с режущими органами типа «Донбасс» получили широкое промышленное применение, их техническая характеристика приведена в табл. 31.

Таблица 31

Техническая характеристика комбайнов пологих пластов мощностью свыше 0,8 м с органами, образующими врубные щели

Показатели	Тип комбайна			
	«Донбасс-1»	«Донбасс-2к»	«Украина»	КР-1
Мощность разрабатываемых пластов, м . . .	0,8—1,5	0,85—1,6	2,2—3,0	0,9—1,5
Ширина захвата, м . .	1,6—2,0	1,6—2,0	1,6	1,0—1,8
Скорость подачи, м/мин:				
рабочая	0,27; 0,54; 0,81; 1,08	0—1,5	0—1,5	0—1,5
маневровая	14,5	9,3	9,3	9,3
Скорость резания, м/сек	2,14	2,4—2,82	2,27—2,8	2,1—2,7
Скорость скребковой цепи грузчика, м/сек . .	1,54	1,92	1,87	1,74
Усилие подачи, т:				
рабочее	10	15	15	15
маневровое	4	5	5	5
Диаметр каната, мм . .	17—19	20—22	20—22	20—22
Длина каната, м	30—25	35	55	35
Электродвигатель ¹ исполнительного органа	МАД-191/11к	ЭДК-120	ЭДК-120; МА-191/10БК	ЭДК-120

Показатели	Тип комбайна			
	«Донбасс-1»	«Донбасс-2к»	«Украина»	КР-1
Мощность, <i>квт</i> :				
часовая	65	130	52	130
длительная	28,5	50	23	50
Электродвигатель груз- чика	МАД-191/35г	МАД-191/35г	МАД-191/35г	МАД-191/35г
Мощность, <i>квт</i> :				
часовая	35	35	35	35
длительная	11	11	11	11
Размеры в рабочем по- ложении, <i>мм</i> :				
длина	4625	≈5500	6500	5645
ширина корпуса . .	750	780	820	810
высота испол- нительного органа (min)	710	750	2200	800
Вес, <i>кг</i>	≈7000	≈10 000	16 600	≈12 200

¹ Новые типы электродвигателей, заменяющие существующие, приведены в главе V.

1. Комбайн «Донбасс-1»

Область применения — пологопадающие пласты мощностью 0,8 — 1,5 м, малой и средней крепости с кровлей средней устойчивости, допускающей некрепленое пространство до 6—9 м².

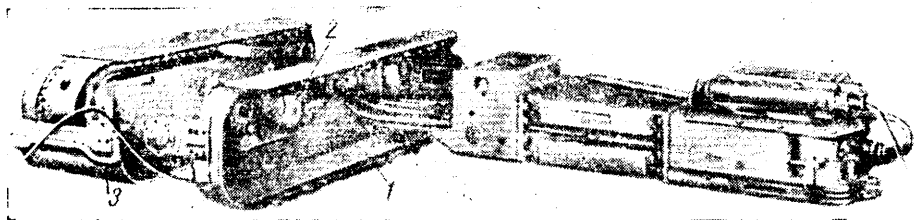


Рис. 164. Комбайн «Донбасс-1»

При соответствующих изменениях исполнительных органов комбайн может применяться в пластах мощностью до 2 м.

Схема работы — фланговая, с машинной дорогой, одностороннего действия с перегонем вхолостую.

Общее устройство. Комбайн имеет подающую часть с храповым вариатором рабочей скорости подачи (глава VII), электродвигатель и привод исполнительных органов. Дополнительно на крышке подающей части установлен контроллер электродвигателя грузчика.

Общий вид комбайна «Донбасс-1» показан на рис. 164.

В качестве исполнительных органов в комбайнах этого типа применяются кольцевой бар 1 с режуще-отбойной штангой 2 и кольцевой грузчик 3. Дополнительно к ним для расштыбовки режущей цепи применен расштыбовщик шнекового типа и для пылегазашлифования — орошающее устройство.

Кольцевой бар служит для подрубки угольного пласта и отделяет подрубленный массив от пласта по трем плоскостям: у почвы, у кровли

и от целика. Режуще-отбойная штанга служит для разделения подрубленного массива на отдельные пачки, которые при внедрении штанги в массив саморазваливаются. Размеры пачек определяют максимальную кусковатость разрушенного угля и могут изменяться в зависимости от структуры пласта за счет количества режущих дисков на штанге.

Таким образом, разрезка угольного пласта обеспечивается системой врубовых щелей, что создает условия для саморазваливания подрубленного массива.

Применяемые схемы обработки забоя для углей различной структуры приведены на рис. 165.

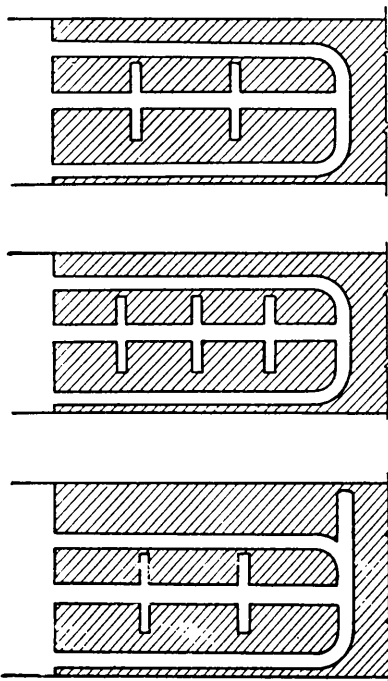


Рис. 165. Схемы расположения врубовых щелей

Кольцевой бар представляет собой П-образную направляющую раму, составленную из двух щек, нижней и верхней, и головки.

Сравнительно с другими исполнительными органами режущего типа кольцевой бар отличается простотой конструкции. Он обеспечивает зарубку в трех плоскостях и имеет свободную от подвижных деталей тыльную сторону, что весьма выгодно для компоновки органов комбайна и создания опоры для режуще-отбойной штанги, а также разрешает осуществить гибкую подвеску кольцевого грузчика.

Однако кольцевой бар по своей конструкции пригоден только для односторонней зарубки из-за несимметричности относительно длинной оси в плане и не может регулироваться по высоте при работе. Для ступенчатого изменения высоты требуется произвести большие монтажные работы: замену головки бара, установить дополнительные подкладки под верхнюю щеку на корпусе, а также заменить цепь.

Для обеспечения значительного понижения высоты кольцевого бара при перегоне вхолостую применяются шарнирно складывающиеся бары (рис. 166) для пластов мощностью 1,4—2,5 м.

Шарнирный бар состоит из нижней щеки 1, двух дуг 2, вставки 3, соединенной с дугами посредством шарниров 4 и 5, и верхней изогнутой щеки 6, связанной с седлом бара шарниром 7. При перегоне комбайна вхолостую разъединяют шарнир 5 и поворачивают верхнюю щеку относительно шарнира 7, а вставку — вокруг шарнира 4, приводя детали в положение, указанное на рисунке. Режущую цепь при складывании бара не рассоединяют.

Шарнирный бар приведенной конструкции при работе не обладает достаточной жесткостью, особенно в пластах большой мощности. Поэтому в последних конструкциях нижний шарнир 5 устранен, а опускание верхней щеки бара осуществляется при выдвинутой из корпуса головки нижней щеки бара.

Форма кольцевых баров с закруглениями головки обуславливает профиль вруса с плавными переходами от земника и верхней пачки к забю (по радиусу закруглений). Эти плавные переходы мешают располо-

жению корпуса комбайна вплотную к забою и их приходится снимать вручную.

Режуще-отбойная штанга имеет две опоры. Одним концом штанга опирается на роликподшипник, укрепленный в кронштейне головки кольцевого бара, а другим концом свободно входит в шлицевую втулку ведущей зубчатой полумуфты, опирающейся на роликподшипник,

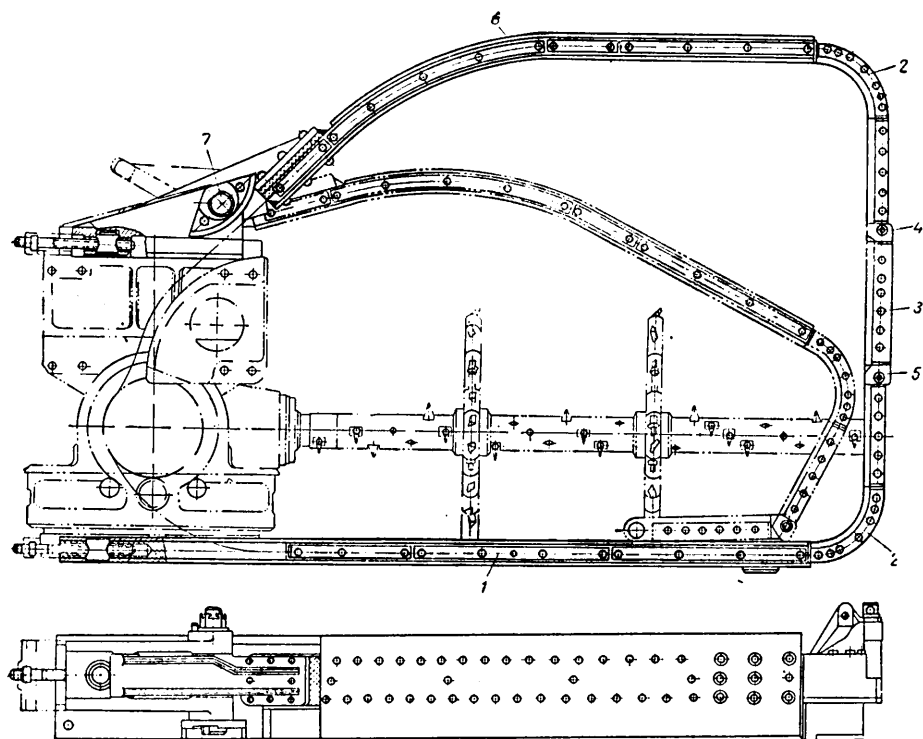


Рис. 166. Шарнирный кольцевой бар

укрепленный в корпусе привода. Свободная посадка штанги в полумуфте позволяет перемещать бар в направляющих корпуса при натяжке режущей цепи. Двухопорная конструкция штанги обеспечивает большую жесткость и прочность.

Штанга снабжена установленными по спирали режущими зубками специальной формы (клеваки), а также режущими дисками, посаженными на шпонке и зафиксированными в осевом направлении стопорными винтами. Количество режущих дисков (от 2 до 5 и более) выбирается в зависимости от вязкости угля. Форма режущих дисков со срезанной частью обусловлена шириной исполнительного органа. При перегоне вхолостую она не должна выступать за размеры по ширине корпуса комбайна. Для этого штангу поворачивают срезанной частью режущих дисков наружу и в таком положении закрепляют ее.

Воздействие режуще-отбойной штанги на целик может быть двояким в зависимости от структуры угля. В вязких углях режуще-отбойная штанга образует врубную щель, как показано в схемах зарубки, а в углях трещиноватых, склонных к саморазваливанию, может прорезать неглубокие щели только режущими дисками, так как подрубленный массив под действием клеваков будет разрушаться. В первом

случае штанга в основном работает как режущая, во втором — как отбойная.

Режущие органы комбайна для пластов мощностью свыше 1,2 м в случае необходимости (при спайке верхней пачки пласта с кровлей) дополняются отрезным баром.

Отрезной бар образует вертикальную врубовую щель и отделяет верхнюю пачку от пласта и этим облегчает ее разрушение, образуя в то же время ровную плоскость забоя.

Конструктивно отрезной бар является обычным плоским баром, устанавливаемым на кронштейне штанги с наклоном назад. Угол наклона можно изменять поворотом седла бара, снабженного запорным валиком, при этом изменяется высота подрезки верхней пачки.

Так как отрезной бар не вписывается в габариты комбайна при перегоне вхолостую, то его необходимо демонтировать, для чего двухплаечная режущая цепь снабжена быстроразборным звеном, соединенным на винтах вместо заклепок.

Кольцевой грузчик активного действия (см. рис. 163). Его консольные скребки могут разбивать крупные куски угля и разламывать выходящие из кольцевого бара плиты неразвалившегося угля. Это обеспечивается особо прочными размерами скребков и скребковой цепи, в качестве которой применяется режущая цепь кольцевого бара с незначительными изменениями (часть кулаков несет скребки, остальные кулаки заменены холостыми звеньями — вилками). Для активного воздействия на уголь скребки снабжаются шипами или режущими зубками.

В кольцевом грузчике ветви скребковой цепи расположены в вертикальной плоскости одна над другой на значительном расстоянии. При этом нижняя ветвь рабочая, а верхняя холостая. Такая компоновка цепей обеспечивает хорошую загрузку грузчика отбитым углем, так как консольные скребки нижней (рабочей) ветви движутся по постели у самой почвы. Грузчик может транспортировать крупные куски угля.

Количество скребков на цепи ограничивается условиями разгрузки угля у ведущей звездочки.

Кольцевой грузчик имеет гибкую связь с комбайном. С корпусом комбайна грузчик соединяется серьгой на валике в проушине, а противоположным концом соединяется с баром при помощи каната, проходящего через гребенку на баре. Переставляя канат на гребенке, можно изменять угол сбегания и увеличивать силу прижатия грузчика к почве, обеспечивая хорошее захватывание угля скребками.

Гибкая связь кольцевого грузчика с кольцевым баром позволяет легко изменять расстояние между ними, что существенно для разламывания подрубленного кольцевым баром массива под действием собственного веса, влияние которого возрастает с увеличением консоли.

Высота кольцевого грузчика принята несколько меньше минимальной высоты кольцевого бара, чтобы обеспечить возможность перемещения при неразрушенной пачке угля над баром.

По своей конструкции бар кольцевого грузчика аналогичен кольцевому бару, но в отличие от него выполнен симметричным относительно продольной оси (в плане) для обеспечения возможности перемонтажа цепи для работы в забое другого направления и имеет направляющие ручки для скребковой цепи с обеих сторон.

Расштыбовщик шнекового типа для удаления штыба от режущей цепи кольцевого бара установлен у звездочки со стороны выработанного пространства. Звездочка располагается по продольной оси корпуса.

Спираль шнека расштыбовщика заканчивается лопаткой, предназначенной для погрузки штыба на забойный конвейер.

Принятый тип расштыбовщика недостаточно эффективен и не исключает заштыбовок режущей цепи кольцевого бара.

При перемонтаже комбайна для работы в забое другого направления расштыбовщик переставляется на противоположную сторону относительно звездочки, а шнек заменяется.

Для уменьшения пылеобразования при работе комбайна предусматривается орошающее устройство, состоящее из ряда форсунок, установленных на кольцевом грузчике. Через форсунки разбрызгивается вода, подводимая специальным шлангом от отдельного насоса высокого давления.

2. Комбайн «Донбасс-2к»

Область применения. Комбайн «Донбасс-2к» предназначается для выемки особо крепких и вязких углей в пологих пластах мощностью 0,85—1,6 м с кровлей средней устойчивости [13].

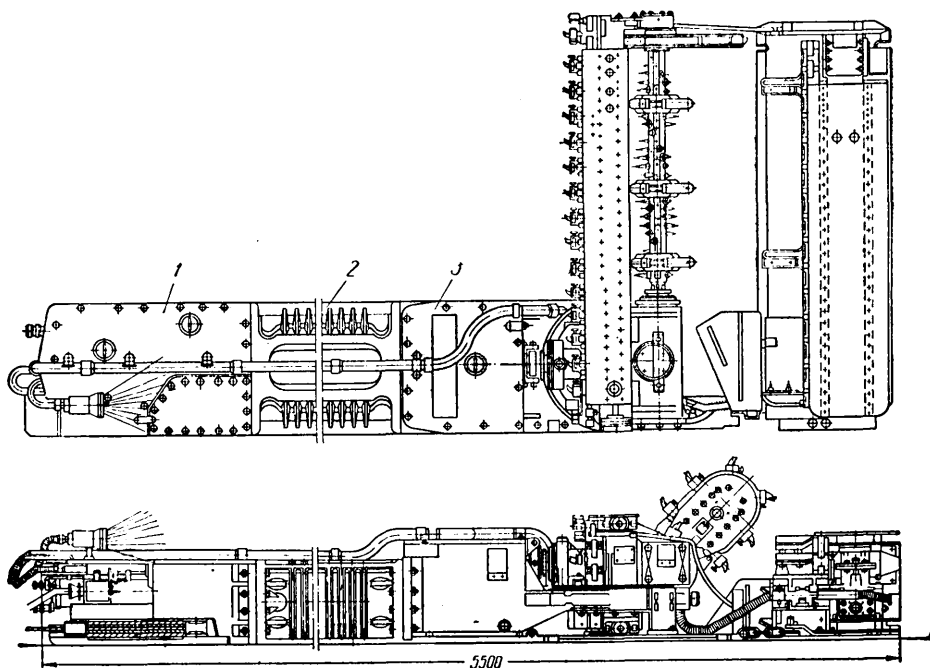


Рис. 167. Комбайн «Донбасс-2к»

Общее устройство. По общей компоновке, типу и конструкции рабочего и погрузочного органов комбайн «Донбасс-2к» совершенно аналогичен комбайну «Донбасс-1» и отличается только размерами и конструкцией отдельных узлов (рис. 167).

Эти отличия заключаются в следующем.

Подающая часть 1 имеет фрикционно-пульсирующий вариатор (см. главу VI). В корпусе подающей части размещается разъединитель, заменяющий реверсивный контроллер главного электродвигателя.

Сравнительно с подающей частью комбайна «Донбасс-1» тяговое усилие увеличено до 15 т и усилена барабанная передача. Вместо

простой зубчатой пары внутреннего зацепления применена планетарная передача с тремя сателлитами.

Электродвигатель 2 комбайна имеет значительно большую мощность, что дает возможность производить выемку крепких углей. Мощность увеличена до 130 кВт (вместо 65 кВт в комбайне «Донбасс-1») за счет увеличения размеров (высота корпуса 500 мм вместо 400 мм) и улучшения охлаждения благодаря более эффективной системе внутренней циркуляции воздуха в каналах корпуса, не имеющего камеры контроллера.

Напряжение тока, подводимого к электродвигателю, принято повышенным (660 в вместо обычных 380 в) из условия возможности применения приемлемых сечений гибкого кабеля при увеличенной мощности и допустимых потерях в кабелях.

Повышенное напряжение потребовало применения экранированно-го кабеля.

Трансмиссия кольцевого бара 3 позволяет иметь две скорости резания и отличается расположением ведущей звездочки режущей цепи. Звездочка расположена не по продольной оси, как в комбайне «Донбасс-1», а смещена на сторону выработанного пространства, благодаря чему режущая цепь проходит у самого края корпуса и получает возможность частично саморасштыбовываться, отбрасывая штыб, выносимый из зарубной щели, на забойный конвейер.

В конструкции привода режуще-отбойной штанги усилена и усовершенствована коническая передача за счет облегчения регулировки конического зацепления и сохранения возможности ремонта для работы в другом забое. Коническая пара размещена в целом корпусе, благодаря чему обеспечивается жесткость конструкции и исключается влияние на работу зацепления усилий, действующих на штангу.

Кольцевой грузчик принят от комбайна «Донбасс-1», но улучшенной конструкции.

Конструкция оросительного устройства аналогична применяемой в комбайне «Донбасс-1».

3. Комбайн «Украина»

Область применения. Комбайн «Украина» предназначен для выемки пологих пластов мощностью 2,2—3,0 м с мягкими, средней крепости и крепкими углями и кровлей средней устойчивости, допускающей незакрепленное пространство площадью до 10 м².

Общее устройство комбайна приведено на рис. 168. Комбайн состоит из двух основных частей — верхней и нижней, гидросистемы, кольцевого грузчика, электроаппаратуры, оросительной установки. Нижней частью служит комбайн «Донбасс-2к» с баровым кольцевым органом, приспособленным к выемке пласта большой мощности. С этой целью увеличена высота кольцевого бара и установлены две режуще-отбойные штанги. Верхняя штанга приводится в движение от режущей цепи кольцевого бара через дополнительную звездочку, установленную на поворотной головке, имеющей увеличенную высоту и несущей дополнительные передачи от второй звездочки к штанге.

Режущие диски верхней штанги кольцевого бара смещены относительно дисков нижней штанги, что дает возможность применения дисков большого диаметра для лучшего разрезания на отдельные пачки подрубленного угольного массива.

Верхняя часть комбайна служит для привода и регулировки по высоте специальной отбойной штанги и имеет оригинальную конструкцию.

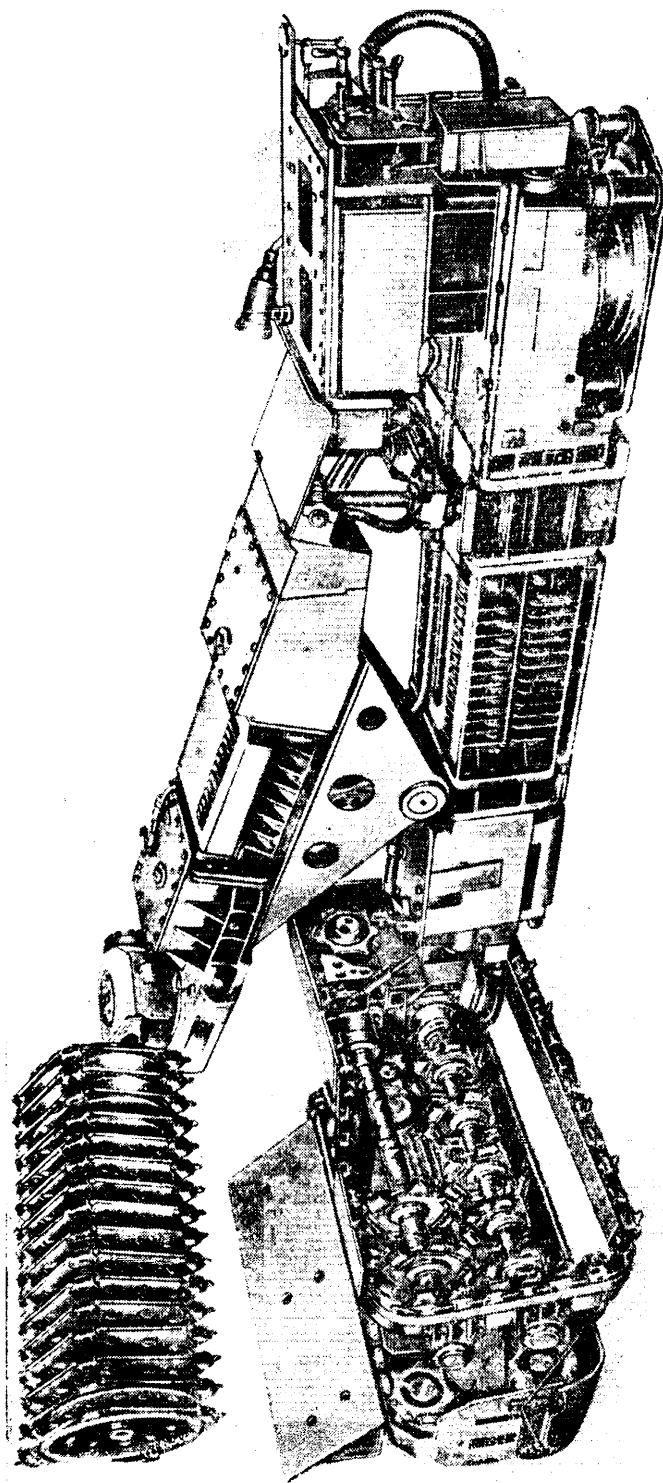


Рис. 168. Комбайн «Украина»

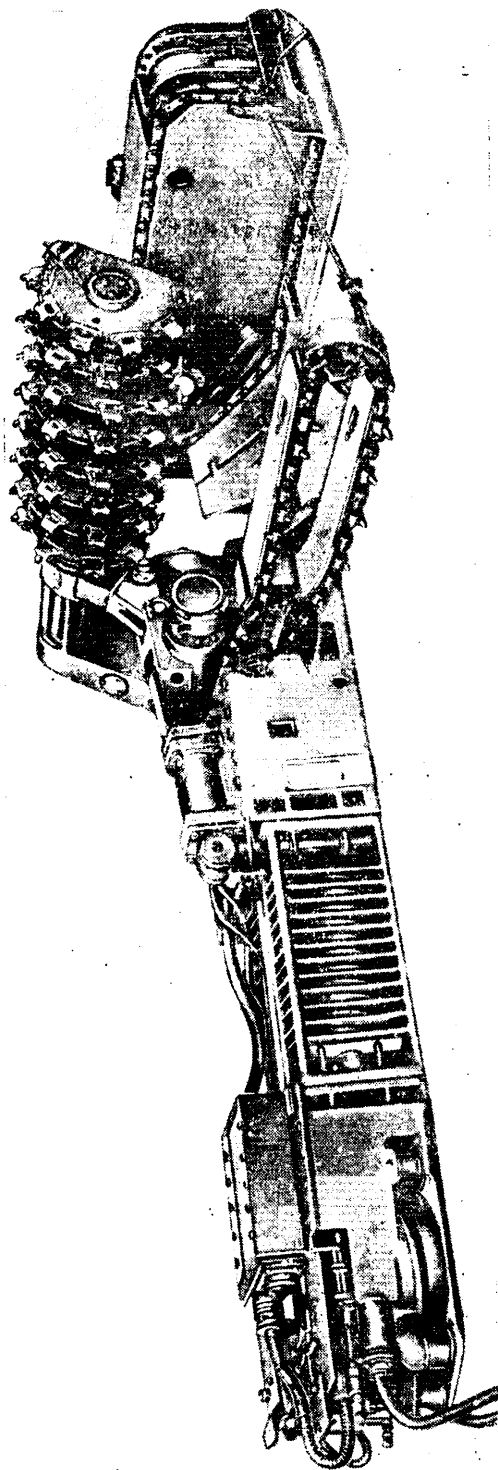


Рис. 169. Комбайн КР-1

Отбойная штанга имеет сплошной набор режущих дисков двух диаметров, установленных попеременно, и располагается под тупым углом к продольной оси комбайна, что способствует скалыванию целичков угля, остающихся между зарубными щелями дисков.

Отбойная штанга устанавливается на поворотном круге, при помощи которого осуществляется ее разворот в транспортное положение для перегона вхолостую и установка в рабочее положение. Поворотный круг фиксируется в нужных положениях посредством запорных валиков.

Для изменения высоты верхняя часть комбайна устанавливается на гидравлическом подъемном устройстве, посредством которого может подниматься или опускаться.

Быстрота и плавность изменения высоты расположения верхней части с отбойной штангой позволяют производить выемку пласта без оставления верхней пачки в условиях переменной мощности пласта.

Кольцевой грузчик комбайна имеет увеличенную высоту.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя с перегонном вхолостую.

4. Комбайн КР-1

Область применения — пласты мощностью 0,9—1,5 м с углями любой крепости, с кровлей средней устойчивости, допускающей незакрепленную площадь кровли не менее 7—8 м² [98].

Общее устройство. Отличительной особенностью комбайна КР-1 (рис. 169) является регулировка высоты зарубки для полной выемки пласта без оставления верхней пачки.

В комбайне КР вместо режуще-отбойной штанги предусматривается регулируемая по высоте верхняя отбойная штанга, предназначенная для съема верхней пачки.

Таким образом, устраняется основной органический недостаток кольцевого бара — невозможность плавного регулирования по мощности пласта.

Отбойная штанга установлена шарнирно на кронштейне, помещенном на поворотной головке, и получает движение от трансмиссии кольцевого бара. Подъем или опускание отбойной штанги осуществляется специальным гидромеханическим устройством.

Штанга состоит из сплошного набора режущих дисков и по конструкции аналогична отбойной штанге комбайна «Украина».

Кольцевой бар комбайна имеет малую постоянную высоту.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, одно-сторонняя, с перегонном вхолостую для начала следующего цикла.

§ 87. Комбайны для пологих пластов мощностью свыше 1,1 м с исполнительными органами, не образующими врубные щели

Отличительной особенностью рассматриваемой группы комбайнов являются исполнительные органы, позволяющие применить прогрессивные способы отделения угля от целика и новые совершенные компоновки и конструкции основных узлов.

Комбайны рассматриваемой группы являются экспериментальными и еще не имеют большого промышленного применения. Наиболее выгодные конструктивные формы многих узлов этих комбайнов еще не определились и в дальнейшем будут улучшаться и развиваться в соответствии с результатами эксплуатации в различных горногеологических условиях. Однако и в современном состоянии эти комбайны обладают гораздо большими потенциальными возможностями, чем комбайны с режущими органами, и являются поэтому более перспективными (в соответствующем диапазоне мощностей угольных пластов). Техническая характеристика рассматриваемых комбайнов приведена в табл. 32.

Таблица 32

Техническая характеристика комбайнов для пологих пластов мощностью свыше 1,1 м с исполнительными органами, не образующими врубные щели

Показатели	Тип комбайна			
	К-26м	К-14Г	К-52м	К-56м
Мощность разрабатываемых пластов, м . . .	1,4—1,9	2,5—3,2	1,1—1,6	1,6—2,4
Ширина захвата, м . . .	2,0	2,0	0,5—0,75	2,3—2,6
Скорость подачи, м/мин:				
рабочая	0,3—0,5	0,35; 0,5; 0,8; 1,4	0—2,6	1,3
маневровая	1,75	—	0—8,7	1,3
Скорость резания, м/сек	2,2—2,1	2,83	3,8	4,5
Скорость скребковой цепи грузчика, м/сек . .	1,24	1,58	—	1,51
Усилие подачи, кг:				
рабочее	32 000	20 000	14 000	—
маневровое	—	—	4 000	—
Электродвигатель ¹ за- рубных органов . . .	ЭДК4-1с	МАД-191/11м	ЭДКО4-2с	МА-191/10
Мощность, кет:				
часовая	88	65	105	47

Продолжение табл. 32

Показатели	Тип комбайна			
	К-26м	К-141 ¹	К-52м	К-56м
длительная	38		75	
Электродвигатель груз- чика	МАД-191/35С	КО-32/4	—	МАДО-191/35
Мощность, <i>квт</i> :				
часовая	32	32	—	35
длительная	11	10	—	11
Размеры, <i>мм</i> :				
длина	5 000	4 150	4 840	4 600
ширина	2 000	2 000	1 360	1 720
высота исполни- тельного органа (min)	1 335	2 500	960	1 500
Вес, <i>кг</i>	16 000	23 000	6 450	14 000

¹ Двигатели новых типов приведены в главе V.

1. Комбайн К-26м

Область применения — пласты мощностью 1,4—1,9 м с вязкими и крепкими углями и кровлей средней устойчивости.

Общее устройство. Исполнительный орган комбайна (рис. 170), отделяющий уголь с поверхности забоя, состоит из четырех двухрезцовых головок 1, насаженных на два параллельных вала, расположенных в вертикальной плоскости. Резцовые головки вместе с приводом получают качательное движение в вертикальной плоскости и обрабатывают, таким образом, всю поверхность забоя.

Резцовые головки, вращаясь вокруг своих осей в противоположные стороны и перемещаясь вместе с приводом по дуге в вертикальной плоскости, снимают с поверхности забоя стружку по всей ширине заходки и мощности пласта.

Большую часть времени резцы головок, находящиеся на одном валу, работают попеременно. При движении головок вверх работают в основном верхние резцы, расположенные на впереди идущих головках, нижние же проходят по выработанному пространству. Только в самом нижнем положении головок, после их внедрения в пласт, на высоте забоя, равной расстоянию между резцами головок по вертикали, резцы нижних головок снимают такую же стружку, как и верхние. При движении головок сверху вниз работают аналогичным образом нижние резцовые головки.

Такой исполнительный орган отличается хорошей приспособляемостью к переменной мощности пласта и удобством замены резцов.

Качательное движение резцов головок с приводом осуществляется при помощи гидроцилиндров 2 двойного действия, установленных по обе стороны головок. Штоки гидроцилиндров шарнирно связаны с корпусом головок. Скорость подъема и опускания головок регулируется за счет изменения производительности насоса питания цилиндров.

Подача комбайна на забой осуществляется посредством специального гидравлического шагающего механизма, состоящего из двух пар гидравлических стоек и гидравлических цилиндров подачи. По характеру действия исполнительного органа комбайна осуществляется периодич-

ческая подача на забой на глубину реза снимаемого резцовыми головками, при этом требуется значительное усилие подачи и закрепление корпуса при работе головок.

Передняя пара гидравлических стоек 3 скреплена с корпусом комбайна и имеет сверху общий щит 4, поддерживающий кровлю над комбайном. Щит поддерживается третьей стойкой 5, установленной в задней части комбайна.

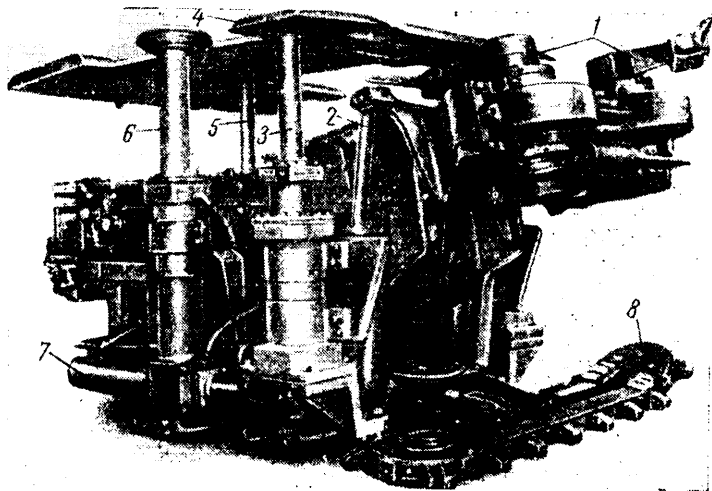


Рис. 170. Комбайн К-26м

Пара гидравлических стоек 6 может перемещаться относительно корпуса комбайна в продольных направляющих. В нижней части этих стоек закреплены горизонтальные гидравлические цилиндры подачи 7, поршни которых связаны с передней парой стоек.

Подача комбайна при работе осуществляется следующим образом. Задняя пара стоек распирается между кровлей и почвой, а передняя пара стоек и третья стойка, поддерживающие предохранительный щит, частично освобождаются от давления кровли. Затем посредством цилиндров подачи корпус комбайна с резцовыми головками и стойками щита перемещаются на забой на допустимую для данных условий глубину реза при работающих резцовых головках. После этого стойки, поддерживающие предохранительный щит, распираются между кровлей и почвой и этим обеспечивается устойчивость комбайна при работе и безопасность обслуживающего персонала. После снятия стружки по всей высоте забоя таким же образом повторяется подача комбайна на забой.

Когда ход поршней цилиндров подачи будет использован, производится перестановка задней пары стоек. Для этого задние стойки освобождаются от давления и при распертых стойках щита обратным ходом поршней цилиндров подачи перемещаются вперед на всю длину хода.

Управление гидросистемой комбайна автоматизировано. Автоматически выдерживаются заданные угол качания резцовых головок по вертикали и глубина внедрения резцов головок. Эти параметры можно изменять вручную, устанавливая регулятор. Работа параллельных цепей гидропривода синхронизирована во избежание перекосов и заклиниваний гидроцилиндров подачи.

Навалка разрушенного резцовыми головками угля производится

специальным баровым грузчиком 8, расположенным в передней части корпуса комбайна у почвы.

Погрузочный конец грузчика несколько приподнят над почвой для возможности навалки угля через борт забойного конвейера.

Корпус грузчика располагается наклонно, так чтобы скребковая цепь на рабочем участке проходила по почве и полностью выбирала уголь из забоя.

Баровый грузчик средней своей частью соединяется посредством кронштейна с корпусом комбайна. На верхней плите барового грузчика устанавливается направляющий бортовой лист, исключающий просыпание угля через грузчик и попадание угля на холостую ветвь скребковой цепи.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, челноковая, с разворотом комбайна для производства выемки следующего цикла.

Разворот комбайна осуществляется посредством специальной лебедки, смонтированной в корпусе комбайна и приводимой в действие электродвигателем привода насоса гидросистемы.

Подготовка комбайна для работы в обратном направлении после разворота ограничивается переделкой барового грузчика и реверсированием привода скребковой цепи; режцовые головки не реверсируются.

Для уменьшения пылеобразования при работе комбайна забой заходки увлажняется при помощи оросительного устройства, смонтированного на режцовых головках и питаемого при помощи специального насоса. Комбайн снабжен также фильтром, через который воздух из заходки с угольной пылью прогоняется специальным вентилятором.

2. Комбайн К-14Г

Область применения — пласты мощностью 2,5—3,2 м в сложных горногеологических условиях с неустойчивыми кровлями, с углями любой крепости.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, челноковая с разворотом для работы в обратном направлении.

По принципу действия исполнительных органов и их компоновке комбайн К-14Г (рис. 171) аналогичен комбайну К-26м.

Исполнительный орган скалывающего типа, работающий с поверхности забоя, отличается от исполнительного органа комбайна К-26м количеством резцов на головках. На комбайне К-14Г применены трехрезцовые головки 1, развернутые относительно друг друга на 60°, благодаря чему обеспечивается в каждый момент времени контакт с углем трех-четырех резцов, а следовательно, более равномерная нагрузка на привод.

Комбайн имеет двухбаровый симметричный цепной грузчик 2 с консольными скребками, посредством которых отбитый уголь загребается непосредственно с почвы и по наклонному листу поднимается на кольцевой перегружатель, смонтированный в корпусе комбайна. Перегружатель передает уголь на забойный конвейер. При изменении направления забоя переделка симметричного двухбарового грузчика не требуется, но перегружатель выдвигается на другую сторону комбайна.

Подача комбайна гусеничная, с постоянной скоростью. Маневровой скорости комбайн не имеет, так как он рассчитан для работы только по челноковой схеме. Кроме обычного нижнего гусеничного хода 3, комбайн снабжен еще верхним гусеничным ходом 4, поддерживающим кровлю над комбайном, что повышает надежность и безопасность работы благодаря уменьшению незакрепленной площади над комбайном

Верхний гусеничный ход прижимается к кровле гидравлическими цилиндрами, благодаря чему усилие подачи может быть всегда обеспечено в требуемых пределах.

Подача комбайна на забой осуществляется периодически, для внедрения резцов в уголь на глубину реза. Поддержание кровли в процессе подачи верхним гусеничным ходом сохраняется.

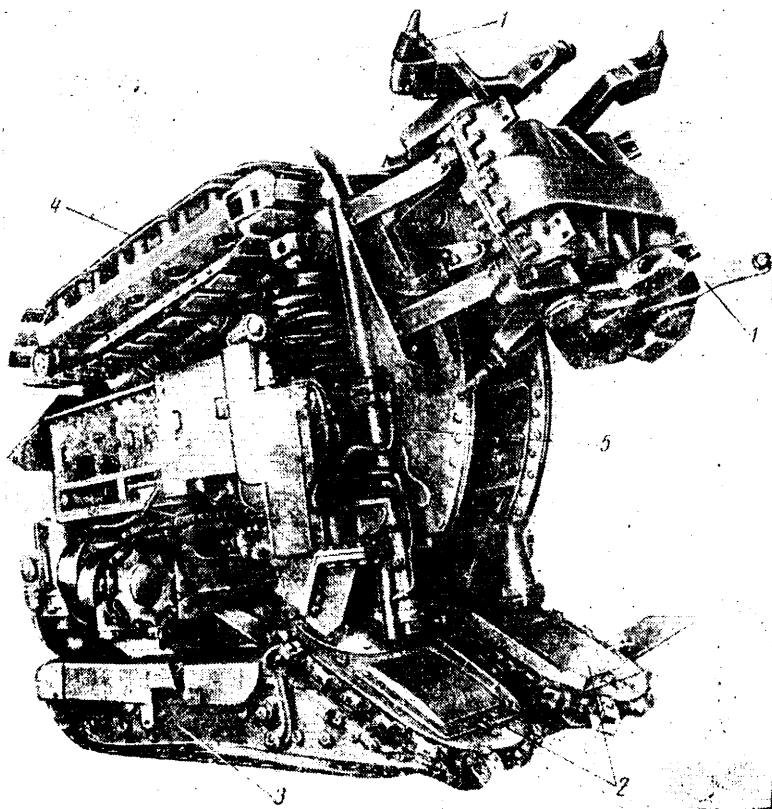


Рис. 171. Комбайн К-14Г

Комбайн снабжен гидравлическими цилиндрами 5 для качательного движения головок вверх и вниз с регулируемой в широком диапазоне скоростью, благодаря чему возможен выбор наивыгоднейшего режима работы головок.

Исполнительный орган комбайна легко приспособливается к переменной мощности пласта, а применение гусеничного хода сообщает комбайну хорошую маневренность.

3. Комбайн К-52м

Комбайн К-52м (рис. 172) предназначается для пластов мощностью 1,1—1,6 м с углями любой крепости и вязкости и кровлей, допускающей незакрепленную площадь над комбайном не менее 8 м².

Схема работы комбайна — фланговая, с рамы конвейера, односторонняя с перегонном вхолостую в исходное положение для работы.

Рис. 172. Комбайн К-52м

Нижний барабан 1 служит для выемки нижней пачки угля и закреплен в корпусе неподвижно.

Верхний барабан 2 служит для съема остающейся верхней пачки

пласта, располагается несколько позади нижнего по ходу комбайна и закреплен в раме 3, которая может поворачиваться на ходу или при остановке вокруг оси нижнего барабана с помощью двух гидравлических цилиндров и фиксируется в любом положении. Благодаря этому комбайн вынимает уголь по всей мощности пласта, без оставления верхней пачки и легко может приспособливаться к изменениям мощности пласта.

Исполнительный орган комбайна выполнен для узкого захвата от 0,5 до 0,75 м. Изменение захвата осуществляется установкой дополнительных колец с кулаками на обоих барабанах.

Навалка разрушенного барабанами угля в комбайне осуществляется посредством лемеха 4 с наклонным листом. Отбитый нижним барабаном уголь перебрасывается кулаками на наклонный лист, по которому ссыпается на конвейер. При перегоне комбайна вхолостую лемех обратной стороной поднимает с почвы рассыпавшийся уголь.

Применение такого способа погрузки облегчается малым захватом комбайна, при котором отбитый уголь перемещается для навалки на небольшое расстояние.

На раму конвейера комбайн опирается передними и задними лыжами, посредством которых ему обеспечивается устойчивое положение при работе. Высота расположения корпуса комбайна над рамой конвейера обеспечивает хороший проход для угля под комбайном.

Подача комбайна — канатная от механизма подачи, в качестве которого применена гидравлическая подающая часть типа ГПЧ. Рабочая и маневровая скорости регулируются в широком диапазоне посредством гидропривода канатного барабана.

Подача комбайна может также производиться по цепи, растянутой вдоль лавы и закрепленной по концам. В этом случае вместо канатного барабана в подающей части устанавливаются звездочка и направляющие ролики. Применение звездочки устраняет операции по переноске упорной стойки и разматыванию каната и позволяет увеличить машинное время работы комбайна. Узкозахватный комбайн К-52м применяется в комплексе оборудования КМ-87.

4. Комбайн К-56м

Комбайн предназначается для работы в пластах мощностью 1,6—2,4 м при углях мягких и средней крепости в сложных горногеологических условиях при кровлях, допускающих незначительное незакрепленное пространство примерно 5—6 м².

Комбайном возможно производить раздельную выемку угля и породных прослоек, благодаря чему повышается качество вынимаемого угля, облегчается его обогащение.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, односторонняя с холостым перегонem или двухсторонняя с разворотом.

Исполнительным органом комбайна К-56м (рис. 173) является резцовая головка 1 в виде усеченного конуса, на боковой поверхности которого укреплены резцы, а на торце забурник. Угольный целик разрушается головкой при ее заглублении в пласт на глубину 0,4—0,5 м и перемещении в плоскости забоя.

Резцовая головка вместе со своим редуктором и электродвигателем, образующими хобот 2, шарнирно установлена на поворотной платформе и имеет возможность поворачиваться в вертикальной плоскости. Поворотная платформа смонтирована на общей раме, шарнирно соединенной с рамой гусеничного хода комбайна, что дает возможность резцовой

головке поворачиваться в горизонтальной плоскости. Поворот резцовой головки в вертикальной плоскости и поворот платформы в горизонтальной плоскости осуществляются посредством гидропривода. Скорость поворотов может изменяться в широком диапазоне, благодаря чему обеспечивается возможность работы с оптимальным сечением стружки.

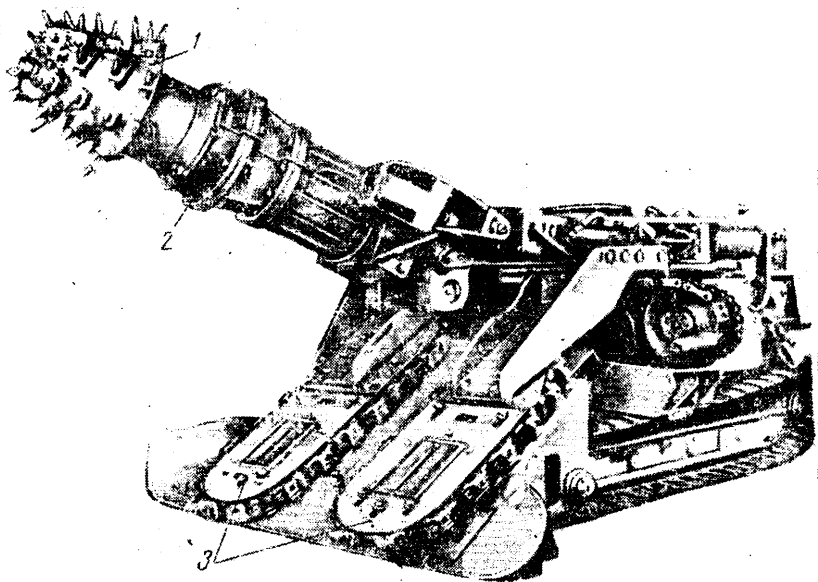


Рис. 173. Комбайн К-56м

Исполнительный орган комбайна легко приспосабливается к изменениям мощности пласта за счет изменения угла поворота в вертикальной плоскости, а также разрешает работу с различной шириной заходки за счет угла поворота в горизонтальной плоскости.

Разрушенный резцовой головкой уголь скопляется на почве и грузится двухбаровым грузчиком 3 на скребковый перегружатель, который передает его на забойный конвейер. Устройство двухбарового грузчика аналогично грузчику комбайна К-14Г. Грузчик одинаково пригоден без перемонтажа для забоев различного направления.

Ширина установки баров грузчика и ширина наклонного листа обеспечивают выгрузку угля по всей ширине заходки.

Для работы резцовой головки требуется периодическая подача комбайна на забой для внедрения. Эта подача осуществляется посредством гусеничного хода.

Устойчивость комбайна при работе обеспечивается за счет его веса, что осуществимо при незначительном количестве одновременно работающих разцов головки.

§ 88. Комбайны для пологих пластов мощностью 0,4—0,9 м

Условия работы комбайнов на пологих пластах мощностью 0,4—0,9 м более затруднительны из-за малых размеров забоя по высоте.

При этом ограничивается высота основных узлов комбайнов и для получения достаточно прочных размеров деталей необходима максимально возможная компактность конструкции. Схема трансмиссии и рас-

положение узлов из-за требований минимальной высоты отличаются от схем, принимаемых для комбайнов, работающих в пластах большей мощности.

Значительно затруднено наблюдение за работой комбайна и его обслуживание — заливка смазки, смена отдельных деталей и подузлов.

В связи с малой мощностью разрабатываемых пластов ограничиваются максимальный вращающий и начальный пусковой моменты двигателей комбайнов, а также их мощность.

Техническая характеристика комбайнов для указанных условий приведена в табл. 33.

1. Комбайн «Горняк-1»

Комбайн предназначается для пластов мощностью 0,6—0,9 м с кровлей средней устойчивости, допускающей некрепленое пространство над комбайном до 9 м². Крепость зарубки не ограничивает применение комбайна [151].



Рис. 174. Комбайн «Горняк-1»

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, одно-сторонняя, с холостым перегоном.

По конструкции исполнительного органа и компоновке узлов комбайн «Горняк-1» (рис. 174) аналогичен комбайну «Донбасс-1» и отличается устройством отдельных узлов в связи с малой высотой забоя.

Исполнительный орган представляет собой кольцевой бар 1 без режуще-отбойной штанги, которая в условиях малой высоты зарубки является излишней и, более того, может мешать выходу подрубленного и разрушенного угля из бара. Кольцевой бар выполняется соответственно меньшей высоты с сохранением конструкции щек и крепления на корпусе, принятых для комбайнов «Донбасс-1».

В связи с отсутствием режуще-отбойной штанги упрощается конструкция поворотной головки, в которой остается только вал звездочки режущей цепи без каких-либо передач.

Для навалки разрушенного угля на забойный конвейер в комбайне применяется кольцевой грузчик 2, конструктивно аналогичный грузчику комбайна «Донбасс-1», но отличающийся по высоте и устройству привода скребковой цепи. Скребковая цепь в хвостовой части грузчика проходит по звездочке диаметром, равным высоте грузчика. Благодаря этому значительно уменьшаются потери энергии при холостом ходе.

Кольцевой грузчик комбайна рассчитан на отбойку подрубленного массива угля, выходящего из кольцевого бара в случае вязких углей.

Подающая цепь 3 комбайна в отличие от комбайна «Донбасс-1» из-за малой высоты забоя не имеет на своей верхней крышке узла контроллера электродвигателя грузчика.

Техническая характеристика комбайнов для пологих пластов мощностью 0,4—0,9 м

Показатели	Тип комбайна				
	«Горняк-1»	«Шахтер-2»	«Кировец»	УКМГ-3	УКТ-2ц
Мощность разрабатываемых пластов, м . . .	0,6—0,9	0,5—0,8	0,55—0,9	0,4—0,6	0,5—0,75
Ширина захвата, м . . .	1,6—2,0	1,6—2,0	1,6—1,8	1,65	1,5—1,6
Скорость подачи, м/мин: рабочая	0,27; 0,54; 0,81; 1,08 14,5	0—0,86	0—0,97	0—0,97	0—0,97
маневровая	2,1	8,6	7,0	7,0	7,0
Скорость резания, м/сек	2,1	1,8—2,0	1,96—2,25	2,2	1,52—2,34
Скорость скребковой цепи грузчика, м/сек	1,74	1,78; 2,0	1,74	—	—
Усилие подачи, кг: рабочее	10 000	5 000	10 000	10 000	10 000
маневровое	4 000	3 000	5 000	5 000	5 000
Электродвигатель ¹ исполнительных органов	ЭДК4-1г	МАД-191/10к	ЭДК4-1к	ЭДК3-2	ЭДК4-1
Мощность, кВт: часовая	88	47	88	42	88
длительная	38	15	38	14	38
Электродвигатель грузчика	МАД-191/35Г	—	МАД-191/35Г	—	—
Мощность, кВт: часовая	32	—	32	—	—
длительная	11	—	11	—	—
Размеры, мм: длина	4 970	3 750	4 850	3 500	2 970
ширина	860	750	750	720	1 840
высота	510	450	475	340	450
Вес, кг	6 850	4 200	6 155	3 600	5 300
					4 975
					780
					550 (при спуске)
					7 300

¹ Новые типы электродвигателей описаны в главе V.

Контроллер электродвигателя грузчика размещается в корпусе главного электродвигателя со стороны, противоположной камере его контроллера. Таким образом, конструкция корпуса электродвигателя предусматривается с двумя камерами для контроллеров. В связи с этим возникают изменения в обычной компоновке управления и защиты.

Тяга включения исполнительного органа помещена на корпусе комбайна, так как обычное размещение по боковой поверхности исключается из-за наличия второй камеры для контроллера. Для избежания деформаций от падающих кусков породы тяга выполнена из полосы и плотно прилегает к корпусу.

Блокировка крышки контроллера грузчика с штепсельной муфтой осуществлена дополнительной поперечной связью.

Для достижения наиболее эффективного разрушения угля конструкция комбайна допускает: увеличение расстояния между грузчиком и кольцевым баром в условиях устойчивой кровли, вследствие чего возрастает длина консоли угольного массива и ее вес, под действием которого консоль разрушается, подъем грузчика на 70 мм над почвой, что изменяет положение зубков скребковой цепи относительно врубовой щели кольцевого бара и подрубленный угольный массив подводится под скребковую цепь.

2. Комбайн «Шахтер-2»

Комбайн предназначается для пластов мощностью 0,5—0,85 м с кровлей до слабоустойчивой, допускающей незакрепленное пространство до 4,5 м² [30].

Комбайн работает лучше на саморазваливающихся углях (трещиноватых или кливажистых) при легкоотделяющейся верхней пачке. Крепость зарубки не ограничивает применение комбайна.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя с холостым перегоном.

По конструкции и компоновке исполнительных органов комбайн «Шахтер-2» (рис. 175) отличается от комбайна «Горняк-1» тем, что в нем совмещены зарубной и погрузочный органы в один узел и упрощена их конструкция, благодаря чему обеспечивается более выгодная эксплуатационная характеристика.

Исполнительным органом комбайна является кольцевой бар 1 с приводной звездочкой режущей цепи, смещенной со средней оси комбайна в сторону выработанного пространства. Погрузочный орган — кольцевой грузчик 2 со скребками 3, смонтирован в обратной стороне кольцевого бара. При этом дополнительно к кольцевому бару присоединяется лоток 4, предотвращающий рассыпание угля на почву. Привод скребковой цепи кольцевого грузчика осуществляется посредством звездочки, посаженной на валу звездочки режущей цепи.

Комбайн получается весьма удобным в эксплуатации, упрощаются операции подготовки к перегону вхолостую и к началу следующего цикла. В этом отношении комбайн только немногим отличается от обычной врубовой машины.

Благодаря смещению звездочки режущей цепи в сторону выработанного пространства отпадает необходимость при невысоких скоростях подачи в расштыбовщике.

Кольцевой грузчик комбайна работает несколько необычным способом. Скребки грузчика по ходу комбайна располагаются позади несущей их цепи и не встречаются подрубленную кольцевым баром пачку угля, которая сама, выходя из бара, должна, разваливаясь, падать на погрузочный лоток. Таким образом, теряется активное действие коль-

цевого грузчика, благодаря чему комбайн в основном предназначен для саморазваливающих углей, хотя некоторое воздействие скребков на уголь предусматривается установкой резцов на скребках за пределами врубной щели кольцевого бара.

К особенностям компоновки исполнительного органа комбайна относятся также равенство скоростей резания и погрузки, так как для простоты конструкции ведущие звездочки режущей и скребковой цепей выполнены одинаковыми и приводятся в движение от одного вала. Вообще желательно иметь скорость резания большей для получения оптимальных сечений стружки, а скорость погрузки меньшей для меньшего

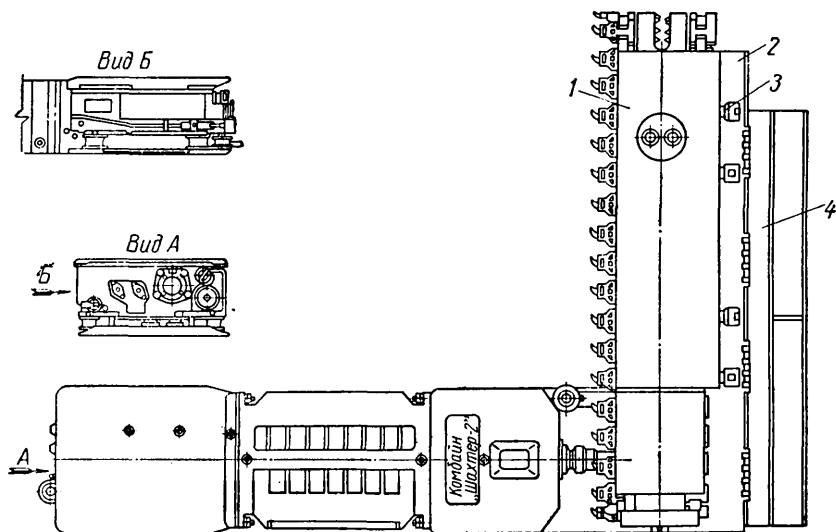


Рис. 175. Комбайн «Шахтер-2»

пылеобразования. В комбайне принята средняя скорость ближе к требуемой скорости резания, что обеспечивает приемлемые условия работы в целом.

В комбайне оригинально оформлена конструкция натяжного и запорного устройства исполнительного органа.

Кольцевой бар неподвижно закреплен на поворотной головке, а раздельное регулирование натяжения режущей и скребковой цепей осуществляется перемещением дуг в направляющих щеках.

Для изменения высоты врубной щели в конструкции исполнительного органа предусматриваются сменные дуги. Соединение верхней щеки с поворотной головкой при этом осуществляется при помощи подкладок.

Для перемонтажа исполнительного органа для работы в забое другого направления дуги присоединяются к другим концам щек, положение которых не изменяется.

3. Комбайн «Кировец»

Комбайн предназначен для пластов мощностью 0,5—0,9 м при кровле различной устойчивости и углях мягких и средней крепости, а также невязких, крепких [29].

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя, с перегонем вхолостую.

Комбайн «Кировец» (рис. 176) создан на базе комбайнов

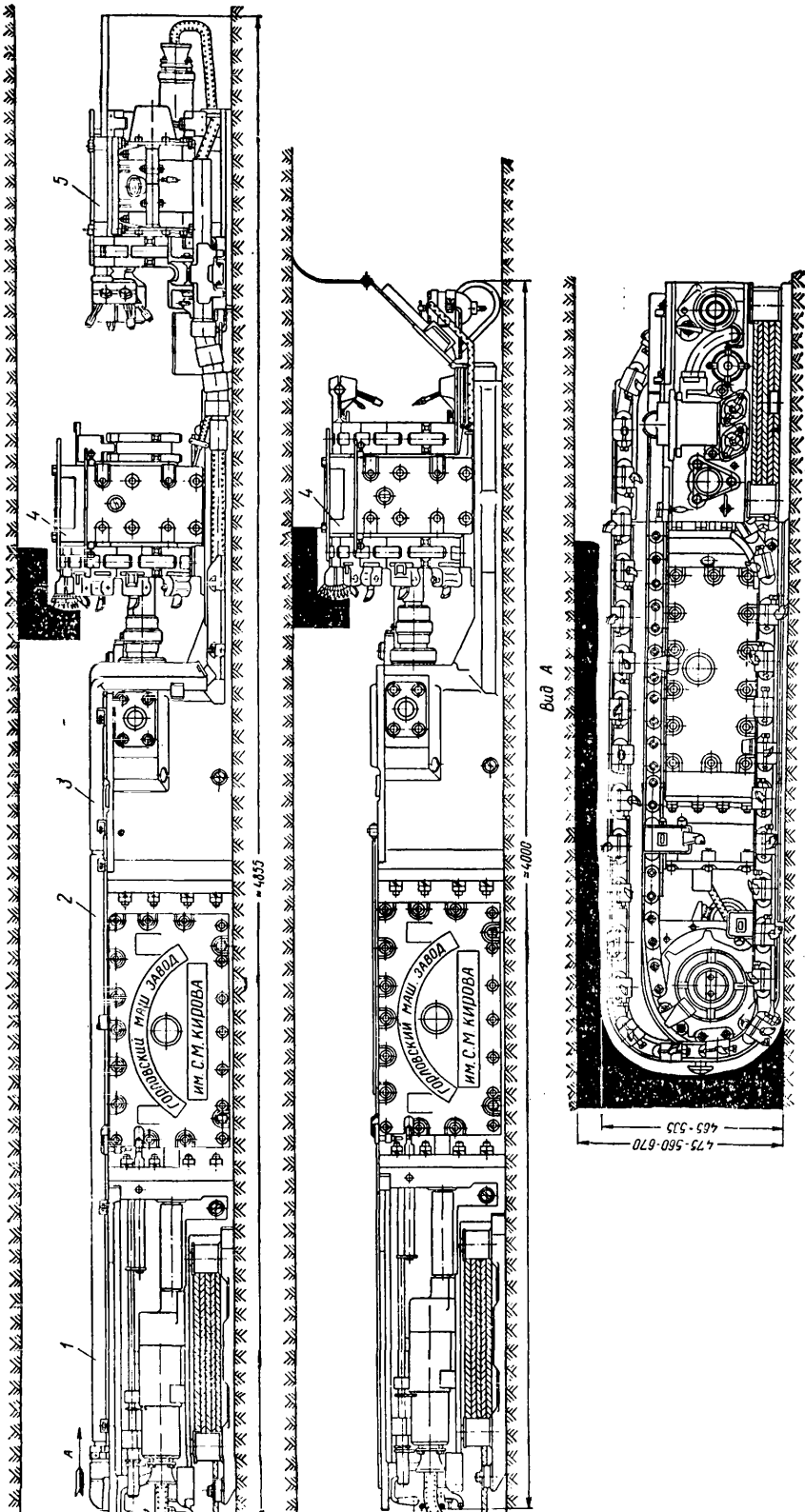


Рис. 176 Комбайн «Кировец»:
а — с грузчиком; б — без грузчика

«Шахтер-2» и «Горняк-1» с целью унификации их основных узлов — механизмов подачи, электродвигателей, исполнительного органа и др. В основном в комбайне использовано большинство скорректированных узлов комбайна «Шахтер-2», а от комбайна «Горняк-1» взят кольцевой грузчик 5. В зависимости от горногеологических условий предусматривается работа комбайна или с совмещенными в одном баре зарубными и погрузочными органами, или с отдельным грузчиком.

При работе в пластах с неустойчивыми боковыми породами, не допускающими большого незакрепленного пространства, а также при углях и легкообрушающейся вслед за кольцевым баром верхней пачке комбайн рекомендуется применять с совмещенными исполнительными рабочими органами. При устойчивой кровле и труднообрушающейся верхней пачке угля рекомендуется применять комбайн с грузчиком.

При малой высоте зарубки комбайн преимущественно рекомендуется применять с совмещенными исполнительными органами, так как достаточно большая мощность электродвигателя и соответствующая конструкция скребковой цепи обеспечивают разрушение межбаровой пачки крепких и вязких углей.

Комбайн имеет подающую часть 1 от врубовой машины ПМГ-2 (с измененным корпусом) и электродвигатель 2 от комбайна «Горняк-1». Редуктор привода 3 исполнительных органов выполнен по принципиальной и конструктивной схеме редуктора комбайна «Шахтер-2».

Кольцевой бар 4 с совмещенным с ним кольцевым грузчиком в комбайне принят аналогичным бару комбайна «Шахтер-2».

Мощности электродвигателя повышены, в механизме подачи предусматривается предохранение от перегрузки на маневровой скорости.

4. Комбайн УКМГ-3

Комбайн предназначается для пластов мощностью 0,4—0,6 м с мягкими и средней крепости углями и с кровлей средней устойчивости, допускающей незакрепленное пространство над комбайном не менее 5—6 м² [67].

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя, с перегонном вхолостую или двухсторонняя с перемонтажом вспомогательных узлов.

Исполнительный орган комбайна УКМГ-3 (рис. 177) состоит из двух баров: нижнего ступенчатого 1 и верхнего плоского 2, соединенных на конце осью, несущей режущий диск 3.

Нижний ступенчатый бар имеет приводную звездочку режущей цепи, расположенную в верхней части корпуса редуктора привода. Режущая цепь ступенчатого бара — двухшарнирная. Головка нижнего бара имеет звездочку, от которой через режущий диск приводится в движение звездочка верхнего плоского бара. Другой конец плоского бара у корпуса поддерживается кронштейном, установленным на нижнем баре. Режущая цепь верхнего бара плоская. У звездочек плита головки нижнего бара жестко скрепляется осью с верхней плитой верхнего бара. Таким образом, оба бара образуют жесткую конструкцию, способную противостоять нагрузкам.

Угольный массив разрушается благодаря образованию в пласте горизонтальных врубных щелей у почвы и у кровли, соединенных у забоя вертикальной щелью, образуемой режущим диском. Междубаровая пачка угля при этом получается достаточно тонкой и саморазваливается.

Погрузка разрушенного угля на забойный конвейер производится режущей цепью холостой ветви нижнего бара. Для этого позади бара

размещается погрузочный лоток и предусматривается противоположное обычному направлению движения режущей цепи, на которой дополнительно устанавливаются небольшие скребки в пределах высоты врубовой щели.

Таким образом, исполнительный орган комбайна одновременно осуществляет все операции по выемке угля — зарубку, отбойку и навалку.

По своей конструкции исполнительный орган комбайна симметричен относительно продольной оси, благодаря чему перемонтаж для работы в забое другого направления незатруднителен. Для челноковой

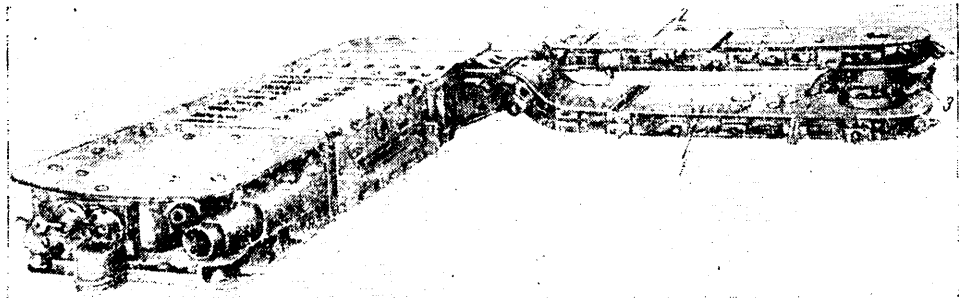


Рис. 177. Комбайн УКМГ-3

работы в конце цикла разворачивают корпус комбайна относительно исполнительного органа на 180° , реверсируют электродвигатель и пересоединяют погрузочный лоток, который выполняется двухсторонним.

Верхнее расположение ведущей звездочки нижнего бара обеспечивает необходимую для навалки угля на забойный конвейер высоту расположения режуще-погрузочной цепи, что исключает применение расстыбовщика. Штыб с углем грузятся в забойный конвейер.

Конструкция исполнительного органа обеспечивает минимально возможную высоту зарубки сравнительно с другими комбайнами — всего 0,4 м, что позволяет разрабатывать комбайном особо тонкие пласты.

В комбайне использованы электродвигатель и подающая часть врубовой машины ПМГ-2, привод исполнительного органа комбайна спроектирован заново.

5. Комбайн УКТ-2ц

Комбайн УКТ-2ц предназначается для пластов мощностью 0,5—0,75 м с устойчивой и среднеустойчивой кровлей, допускающей незакрепленное пространство над комбайном не менее 10 м^2 , при углях различной крепости и вязкости.

Комбайн работает в комплексе со скребковыми конвейерами КС-10, КС-15 и др.

Комбайн УКТ-2ц является измененной конструкцией комбайна УКТ-2м. В комбайне вместо канатной подачи принята цепная, в связи с чем изменена конструкция подающей части, также изменены конструкции подъемного устройства и направляющей лыжи.

Для подачи комбайна цепью применяется корабельная калиброванная цепь и устройство для ее закрепления и натяжения в лаве.

Подача комбайна на забой осуществляется путем перекатывания звездочки, смонтированной вместо канатного барабана.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, двухсторонняя (челноковая), с разворотом в конце цикла.

Исполнительный орган комбайна, работающий с поверхности забоя,

состоит из четырех резцовых головок 1 (рис. 178) и режуще-погрузочной цепи 2.

Резцовые головки выполнены в виде плоских неравноплечих траверс, несущих резцы, установленные на различных радиусах относительно оси вращения так, что каждый резец прорезает отдельную

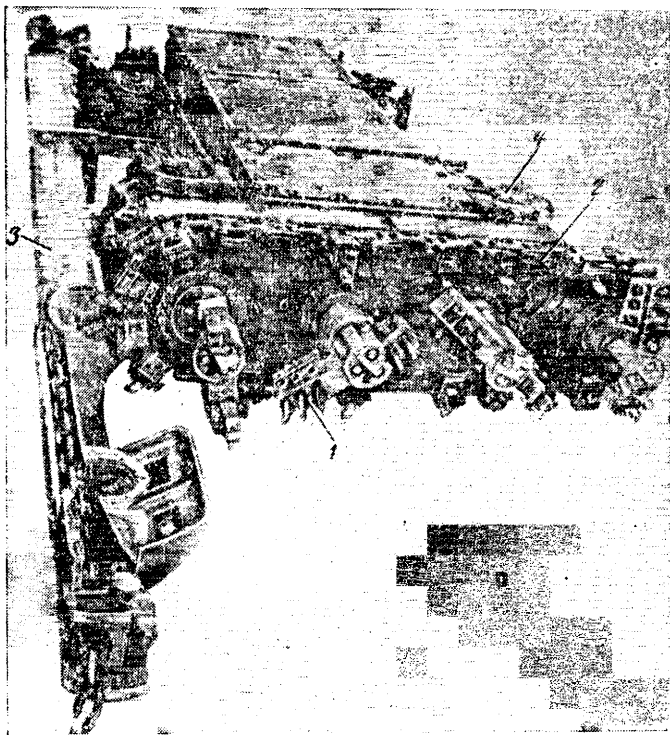


Рис. 178. Комбайн УКТ-2ц

кольцевую канавку. Резцовые головки расположены в один ряд, и кольцевые канавки крайних резцов пересекаются, что дает возможность обработки основной средней части пласта, оставляя только гребешки у почвы и кровли.

Эти гребешки разрушаются расположенной позади головок режуще-погрузочной цепью, обрабатывающей контур забоя. Этой же цепью из забоя выгружаются штыв и часть отбитого угля, падающего на почву. Нижней ветви цепи сообщается движение по направлению из забоя, а направление вращения резцовых головок принимается таким, чтобы они помогли транспортированию угля.

Разрушение угольного целика исполнительным органом комбайна происходит по мере внедрения резцов, прорезающих кольцевые канавки, за счет скалывания остающихся между канавками промежутков и скалывания остающихся у кровли и почвы гребешков зубками режуще-погрузочной цепи без образования врубовых щелей. Крупность отбитого угля получается большей сравнительно с обычными режущими органами, что обеспечивается как большими размерами резцов, так и процессом скалывания гребешков и промежутков между кольцевыми канавками.

Работа комбайна предусматривается только со специальным конвейером с низкими бортами.

Подача комбайна при работе осуществляется при помощи подающей

асти с цепной звездочкой. Для обеспечения устойчивости при работе комбайн снабжается направляющей лыжей 3, скользящей по борту забойного конвейера. Конвейер закрепляется стойками и может воспринимать большие усилия от комбайна.

Высота зарубки комбайна может ступенчато изменяться за счетменных деталей в пределах от 0,5 до 0,625 м, при этом заменяются ведущая звездочка режуще-погрузочной цепи, направляющие для цепи и резцовые головки.

Корпус комбайна опирается на почву четырьмя лыжами, которые служат для регулировки направления комбайна при работе в вертикальной плоскости и для изменения высоты центров резцовых головок при изменении высоты зарубки.

Передняя пара опорных лыж обеспечивает плавное изменение положения корпуса комбайна по высоте винтовыми домкратами 4, приводимыми в действие вручную машинистом от общего пункта управления на подающей части.

Задняя пара опорных лыж обеспечивает ступенчатое изменение положения корпуса, которое требуется при изменениях высоты зарубки, когда заменяются резцовые головки и ведущая звездочка.

Комбайн может двигаться в заданной плоскости пласта только в том случае, если крайние резцы режуще-погрузочной цепи, образующие плоскость почвы, будут находиться в плоскости опорных лыж. Если резцы будут резать выше плоскости опорных лыж, комбайн будет стремиться идти в кровлю, и наоборот, если резцы будут резать ниже, комбайн будет врезаться в почву. Регулировка комбайна в вертикальной плоскости заключается в приведении крайних резцов в плоскость опорных лыж, что и осуществляется передней парой лыж за счет наклона корпуса комбайна с резцовыми головками вниз или вверх.

Разворот комбайна для работы в обратном направлении требует пересоединения направляющей лыжи с одной стороны корпуса на другую, перестановки резцов головок и режуще-погрузочной цепи и реверсирования электродвигателя. Реверсирование диктуется условиями выгрузки разрушенного угля из заходки, так как необходимо обеспечить движение цепи у почвы из забоя к выработанному пространству.

Разворот комбайна осуществляется при помощи подающей части с перестановкой упорной стойки.

6. Комбайн К-8

Комбайн предназначается для пластов мощностью 0,6—0,9 м с кровлей, допускающей незакрепленное пространство не менее 6 м², при любой крепости и вязкости угля [98].

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, одно-сторонняя, с перегонном вхолостую.

Исполнительный орган комбайна К-8 (рис. 179) режуще-скалывающего типа представляет собой консольную штангу 1, несущую ряд режущих дисков.

Отбойка угля производится посредством врезания режущих дисков в массив с последующим взламыванием целичков между дисками. Для улучшения разрушения угольных целичков штанга с режущими дисками располагается под углом 82° к продольной оси машины. При этом плоскость режущих дисков не совпадает с направлением подачи комбайна, диски своей боковой поверхностью скалывают целички, при этом вызывают реакции на штанге, затягивающие машину в забой и обеспечивающие ее устойчивость.

В зависимости от величины захвата, а также крепости и вязкости

угля на штанге устанавливается различное количество дисков, которые выполнены срезанными для уменьшения ширины машины при перегоне вхолостую.

Штанга с режущими дисками располагается на поворотном круге и при помощи гидравлического домкрата может подниматься или опускаться в диапазоне 300 мм, а также совершать качательное движение, что обеспечивает приспособляемость комбайна к мощности пласта и выемку угля без оставления верхней пачки.

Погрузочным органом комбайна служит кольцевой грузчик 2 типа грузчика комбайна «Донбасс-1». Отличия заключаются в том, что скребковая цепь приводится в движение от редуктора привода штанги, а сам грузчик смонтирован на поворотном круге постели, жестко соединенной с комбайном.

При перегоне комбайна вхолостую штанга и грузчик располагаются параллельно друг другу вдоль продольной оси комбайна.

Принятая схема привода и крепления грузчика упрощает компоновку комбайна и подготовку его к перегону, но, однако, жесткая подвеска грузчика создает потери при погрузке угля. Усложняется также перемонтаж комбайна для работы в забое другого направления вследствие несимметричного крепления грузчика на постели.

Подающая часть и электродвигатель комбайна приняты от врубовой машины ПМГ-3.

Для гашения пыли применяется оросительное устройство.

Комбайн К-8 обеспечивает эффективное разрушение угля

при уменьшенных, по сравнению с баровыми органами, энергозатратах и улучшенном фракционном составе. Заводка штанги с режущими дисками и грузчика в забой возможна без предварительной подготовки ниш.

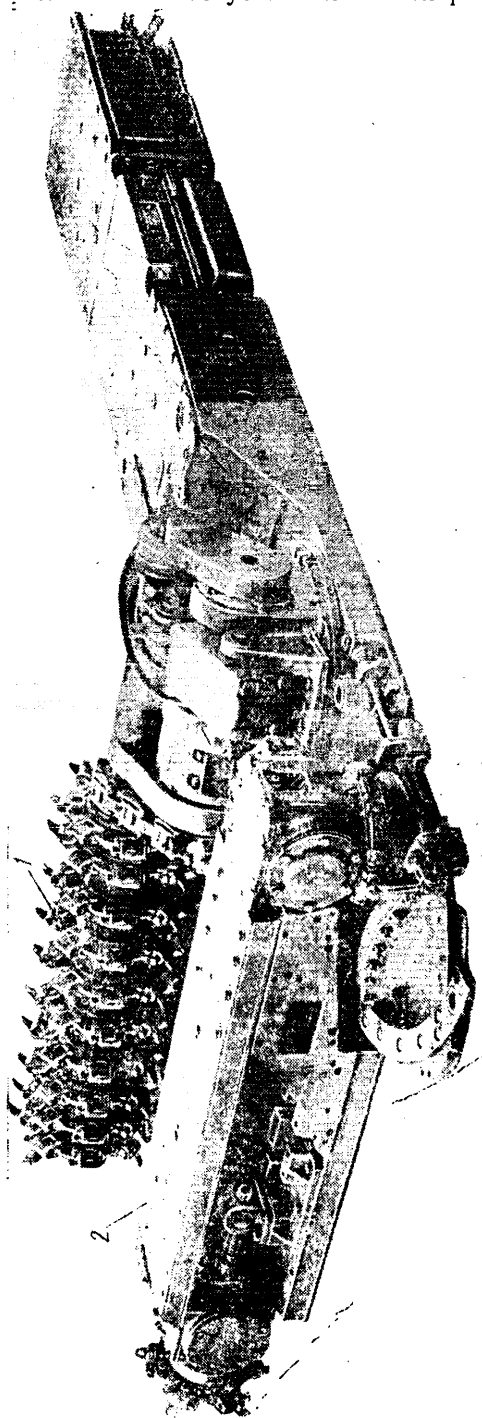


Рис. 179. Комбайн К-8

§ 89. Машины для крутого падения

Условия работы комбайнов в пластах крутого падения резко отличаются от условий работы в пологих пластах. Отличия обуславливаются главным образом проявлением силы тяжести как самого комбайна, так и разрушенного угля, а также более сложными горногеологическими условиями залегания пластов крутого падения. Эти пласты резко меняют мощность не только по простиранию, но и по падению пласта; имеют место частые сбросы и выклинивания пластов; углы падения пластов непостоянны; многие пласты являются опасными по внезапным выбросам угля или газа, из-за чего применение электроэнергии в таких пластах запрещено.

В пластах крутого падения разрушенный уголь под действием собственного веса свободно скатывается вниз по забою. Это устраняет необходимость применения забойного конвейера для транспортирования по забою и специального грузчика для выдачи угля и навалки на конвейер, благодаря чему конструкция комбайна значительно упрощается.

На пластах крутого падения возникает опасность ухода комбайна вниз в случае обрыва каната подающей части, поэтому правилами техники безопасности при работе комбайна снизу вверх требуется подвеска комбайна на двух канатах (один рабочий, другой предохранительный). Предохранительный канат при этом должен быть постоянно натянут, чтобы устранить падение комбайна за счет напуска каната, в результате чего может произойти значительный рывок и обрыв каната. Предохранительный канат по мере продвижения комбайна вверх по забою должен автоматически наматываться на барабан специальной лебедки, установленной на вентиляционном штреке. Кроме того, предохранительный канат удерживает комбайн при размотке каната подающей части и перестановке упорной стойки.

Поток отбитого угля на пластах крутого падения, свободно скатывающийся вниз по забою, исключает возможность пребывания людей ниже комбайна. Поэтому для крепления кровли вслед за комбайном, что в большинстве случаев является обязательным при ширине заходки больше шага крепи по простиранию, необходимо предусматривать только одностороннюю схему работы комбайна сверху вниз. При этом наклонное расположение забоя или конструкция исполнительных органов должны обеспечивать выдачу отбитого угля из забоя в выработанное пространство. В данном случае выгодной является схема работы в лоб заходки, так как при этом получается минимальное незакрепленное призабойное пространство.

Технические характеристики комбайнов для пластов крутого падения и лебедок, применяемых при работе комбайнов, приведены в табл. 34 и 35.

Таблица 34

Техническая характеристика машин для крутых и наклонных пластов

Показатели	Тип комбайна						
	ККП-1	К-19	ГКД-4	УВК	УКР	К-55	К-8Н
Мощность разрабатываемых пластов, м . . .	0,8—1,3	0,45—0,8	0,5—0,9	0,3—0,7	0,6—1,1	0,7—1,3	0,6—1,2
Ширина захвата, м . .	2,0—2,2	2,0—2,1	1,1—1,8	0,01—0,02 (глубина реза)	0,9	1,0	1,2; 1,4; 1,6

Показатели	Тип комбайна						
	ККП-1	К-19	ГКД-4	УВК	УКР	К-55	К-8Н
Скорость подачи, <i>м/мин</i> : рабочая	12,6 (на раме)	13,6—16,7 комбайна)	0,75—1,0		0,1—1,65	0—1,4	0—0,86
маневровая	—	—	8,4	—	9,42—14,3	8,7—13,2	8,6
Скорость резания, <i>м/сек</i>	1,85—2,5	2,3—4,4	Цепи 2,33 Штанги 1,7—2,2	1,2÷1,5	2,06; 3,31; 5,3	2,23; 2,46	—
Усилие подачи, <i>т</i> . . .			До 6,0	1,0—3,7	До 10,0	6,0—10,0	5,0
Двигатель	ПШБ-30	ПШД-28; ПШД-16	ГКД-4-6	ПШБ-30	ПШБ-30	ЭДКО-4-1	МАД-191/10к
Мощность, <i>л. с.</i>	30	28; 16	32	30	30	62 <i>квт</i> (длительная)	47 <i>квт</i>
Скорость вращения, <i>об/мин</i> . . .	1450	3000	1450	1450	1450	1470	1460
Размеры, <i>мм</i> :							
длина	3200	4780	2200	4170	4700	5475	5500
ширина	2740	2480	560	765	1085	1250	780
высота (min)	760	440	470	300	560	600	460
Вес, <i>кг</i>	3200	4200	2200	3400	3230	6450	4000

Таблица 35

Техническая характеристика лебедок для работы с машинами на крутых и наклонных пластах

Показатели	Тип лебедки	
	ЛНКП-2	ЛНК-1
Количество барабанов	2	1
Диаметр барабана, <i>мм</i> , для:		
рабочего каната	530	—
предохранительного каната	530	530
Диаметр каната, <i>мм</i> :		
рабочего	19	—
предохранительного	19	19
Канатоемкость барабанов, <i>м</i>	250÷300	250÷300
Скорость наматывания каната, <i>м/мин</i> :		
рабочего	6,1÷7,7	—
предохранительного	1,25÷1,6	1,63; 2,36
Скорость сматывания каната, <i>м/мин</i> :		
рабочего	6,1÷7,7	—
предохранительного	6,1÷7,7	14,7; 1,4
Максимальное тяговое усилие на канате при спуске комбайна, <i>кг</i>	3000	3000
Электродвигатель:		
тип	КФ-21-4	КФ-21-4
мощность часовая, <i>квт</i>	8	8
Основные размеры, <i>мм</i> :		
длина	2600	1850
ширина	950	950
высота	920	900
Вес лебедки, <i>кг</i>	3000	2330

1. Комбайны ККП-1, ККП-2

Комбайн ККП-1 (рис. 180) предназначен для пластов мощностью 0,8—1,3 м с углом падения 45—80°, при устойчивой кровле, допускающей незакрепленное пространство над комбайном 13—14 м².

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки сверху вниз, односторонняя, с подъемом вхолостую.

Исполнительный орган комбайна скалывающего типа отбивает уголь с поверхности забоя и представляет собой трехрезцовую головку 1. Резцы на головке установлены на одном расстоянии от оси вращения через 120°. Резцовая головка, кроме вращения, совершает возвратно-поступательное движение вдоль забоя заходки. При этом резцы головки перемещаются по пересекающимся кривым, перекрывающим мощность пласта, равную диаметру головки, по резцам.

Разрушение угольного массива в основном осуществляется скалыванием целичков, образующихся между пересекающимися канавками от резцов головки. Благодаря крупным размерам резцов обеспечивается хорошая кусковатость разрушенного угля.

Забой заходки располагается наклонно, отбитый уголь под действием собственного веса свободно скатывается в выработанное пространство и вдоль забоя лавы падает вниз.

Резцовая головка в зависимости от свойств и структуры угольного пласта может работать двумя способами: с непрерывной подачей на забой при мягком угле и с прерывистой подачей на забой, с внедрением резцов в начале рабочего хода снизу вверх заходки в случае крепких углей. Обратный ход головки сверху вниз по заходке происходит без снятия стружки, имея целью выравнивание почвы, которая после одного прохода резцовой головки имеет еще неровности.

Подача резцовой головки на забой осуществляется под действием собственного веса комбайна. Комбайн подвешен на канате 7, намотанном на барабан специальной лебедки, установленной на вентиляционном штреке. Величина подачи резцовой головки на забой, а следовательно, и глубина снимаемого слоя угля с поверхности забоя при прерывистой подаче могут регулироваться длительностью включения лебедки. Такая регулировка требуется в зависимости от крепости угля. Управление лебедкой — дистанционное от машиниста комбайна.

Резцовая головка 1 регулируется по мощности пласта за счет перестановки державок с резцами в специально предусматриваемые гнезда на большем радиусе или за счет замены державок более длинными. Одновременно с этим центр резцовой головки должен быть приподнят

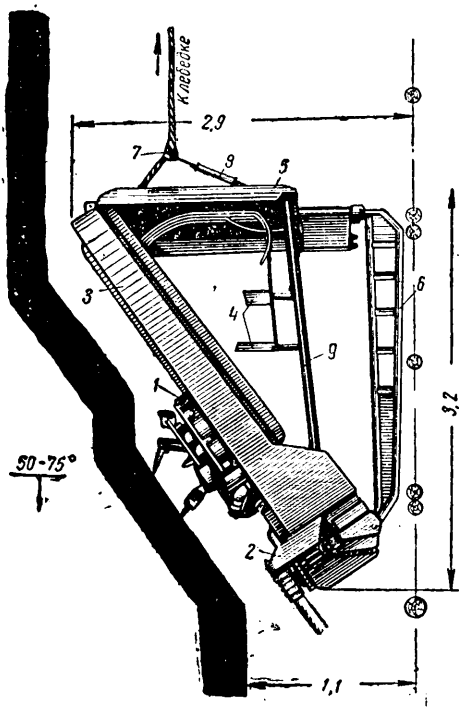


Рис. 180. Комбайн ККП-1

над почвой, так как иначе резцы будут врезаться в почву. Для этой цели корпус комбайна установлен на трех регулируемых по высоте опорных лыжах, опирающихся на почву. Регулировка лыж ступенчатая, за счет перестановки в направляющих гнездах на фиксирующих пальцах.

Для направления комбайна при работе по пласту необходимо, чтобы резцы головки в нижнем положении отбивали уголь на уровне плоскости опорных лыж. Точная регулировка в данном случае может быть осуществлена выдвиганием резцов из державок.

Вращательное и поступательное рабочие движения сообщаются резцовой головке от пневмодвигателя через редуктор привода. Пневмодвигатель с редуктором и резцовой головкой собраны в один узел 2, который перемещается в направляющей раме 3 комбайна. К направляющей раме крепятся двусторонняя рейка и зубчатые секторы, так что зубья располагаются по замкнутому контуру. С ними зацепляется шестерня, консольно сидящая на валу узла 2. При вращении вала с шестерней последняя перекачивается по замкнутому контуру, чем обеспечивается поступательное движение узла вдоль рамы.

В рабочем положении направляющая рама комбайна располагается параллельно забою заходки и шарнирно соединяется с верхним полком и стержнем, образующими жесткий шарнирный треугольник. Для удержания комбайна в заходке вдоль стержня устанавливается направляющая лыжа 6, скользящая по первому ряду крепи. Верхний полук 5 служит защитой машины комбайна, находящемуся под ним на сидении 4, прикрепленном к стержню 9, а также используется для крепления кровли вслед за комбайном. К верхним шарнирным узлам крепится канат при помощи петли и регулируемой стяжки 8.

Для подъема комбайна вхолостую демонтируется шарнирное соединение стержня с полком, затем стержень и полук укладываются на направляющую раму, а направляющая лыжа отсоединяется и подвешивается к раме. В сложном положении комбайн свободно проходит между стойками крепления.

Выемка угля комбайном может производиться как с оставлением верхних предохранительных целиков, так и без них. В первом случае канат от лебедки спускается в лаву через угловой блок по гезенку и в верхней части лавы направляется по блокам, укрепленным на ремонтниках, к комбайну. При работе без предохранительных целиков канат лебедки, огибая угловой блок, идет прямо к комбайну.

Подъем комбайна производится между стойками и забоем посредством лебедки на маневровой скорости. Лебедка имеет специальную предохранительную муфту, отрегулированную на тяговое усилие, в несколько раз меньшее разрывного усилия каната.

После подъема комбайн раскрепляется и подвешивается на временном канате в верхней части лавы. Канат лебедки отсоединяется от комбайна и перекидывается через новый угловой блок или производится передвижка блока на расстояние, равное ширине вынимаемой заходки. Затем канат вновь подсоединяется к комбайну и он раскладывается в рабочее положение.

В эксплуатации комбайн не получил широкого применения вследствие ряда органических недостатков. Пневмодвигатель привода резцовой головки значительно выступает в выработанное пространство при ее нижнем положении, благодаря чему затрудняется крепление кровли у забоя. Открытое зубчатое зацепление рейки с шестерней механизма возвратно-поступательного движения быстро выходит из строя. Направление движения комбайна определяется только силой веса и по-

ому он малоустойчив. Этим ограничивается также угол падения, при котором применим комбайн.

С целью устранения недостатков комбайна ККП-1 был создан комбайн ККП-2 [98] с аналогичными основными параметрами и принципами действия основных узлов (рис. 181).

В отличие от комбайна ККП-1 исполнительный орган комбайна (КП-2) имеет две одновременно работающие резцовые головки с двумя резцами в каждой. Расстояние между режущими кромками резцов каждой головки можно изменять при помощи винтового устройства.

Наклонный забой заходки разделен на две части, каждая из которых обрабатывается одной из головок. Для лучшего выхода угля из заходки верхняя часть ее имеет превышение над нижней на 100 мм. Головки могут вращаться в одну или в разные стороны. Расположение резцов выбрано таким образом, что они воздействуют на забой попеременно, чем достигается лучшая устойчивость комбайна.

Применение двух резцовых головок с пневмодвигателем и редуктором привода между ними исключает наличие выступающих в выработанное пространство узлов в нижнем положении резцовых головок. Благодаря этому отпадает необходимость в широкой незакрепленной полосе по всей лаве у плоскости забоя. Кроме этого, уменьшение вдвое хода резцовых головок увеличивает производительность комбайна.

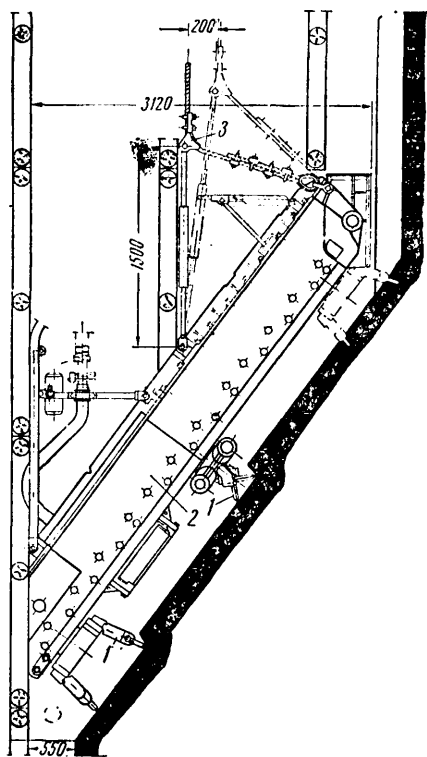


Рис. 181. Комбайн ККП-2:
1 — исполнительный орган; 2 — рама;
3 — подвеска

2. Комбайн К-19

Комбайн К-19 (рис. 182) предназначается для пластов мощностью 0,45—0,8 м с углом наклона от 45° и выше, с кровлей, допускающей незакрепленное пространство над комбайном в 5—6 м².

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, односторонняя, с подъемом вхолостую.

Исполнительным органом комбайна является резцовая головка 6, обрабатывающая поверхность забоя, так же, как в комбайне ККП-1, но редуктор привода 5 и пневмодвигатель головки 4 располагаются по оси вращения в одну линию, благодаря чему в нижнем положении головки не получается выступающих в выработанное пространство частей. Это позволяет иметь незакрепленную полосу вдоль лавы шириной всего 0,35—0,4 м.

Резцовая головка с редуктором привода и пневмодвигателем 9 шарнирно закреплена на раме 1 и при помощи гидравлического цилиндра 8 приводится в качательное движение. В данном случае исключается

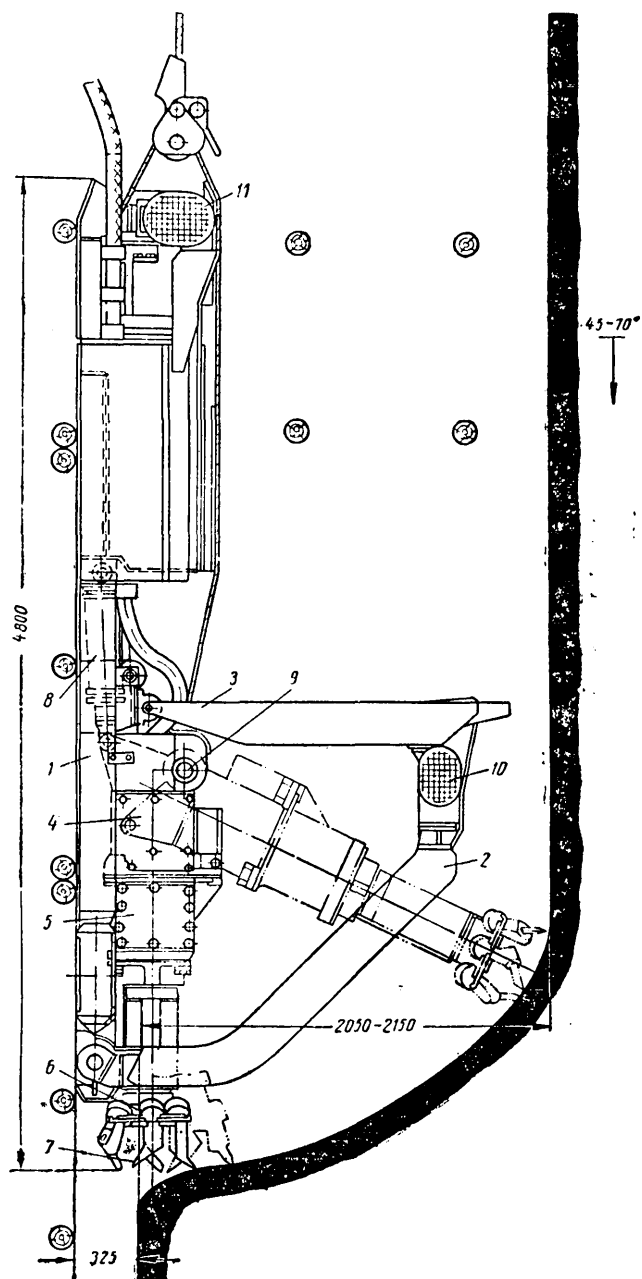


Рис. 182. Комбайн К-19

ткрытая зубчатая передача (шестерня — рейка), являвшаяся слабым местом в комбайне ККП-1.

Забой заходки при качательном движении резцовой головки получается дугowym, что, однако, не затрудняет выход разрушенного угля в выработанное пространство.

Корпус резцовой головки перемещается в направляющих 2 для ориентировки в плоскости пласта.

Разрушение угольного массива происходит с поверхности забоя благодаря одновременному вращению резцов вокруг оси головки, перемещению головки вверх или вниз по дуге и периодической подаче комбайна в крайних положениях головки.

Оба хода резцовой головки как вверх, так и вниз являются рабочими, поэтому энергозатраты на разрушение угля снижены, а производительность комбайна повышена.

Значительно упрощена общая компоновка узлов комбайна. На вертикально расположенной раме 1, выполняющей роль направляющей балки, в нижней части смонтированы на шарнирах горизонтальный полок 3 и направляющие резцовой головки, образующие жесткий треугольник. Внутри треугольника располагается узел резцовой головки. В верхней части рамы размещается вспомогательное оборудование — гидропривод.

Во время работы комбайн распирается между кровлей и почвой гидравлическими стойками 10, 11, благодаря чему обеспечивается хорошая устойчивость. При внедрении резцов 7 головки стойки освобождаются от давления и выполняют роль опорных домкратов, которыми комбайн опирается на почву. Выдвижение этих домкратов обеспечивает бесступенчатую регулировку положения комбайна по мощности пласта. Подшвы домкратов самоустанавливаются по почве.

Комбайн имеет программное гидравлическое управление, которое обеспечивает возможность автоматической работы с заданным режимом. Глубина реза, снимаемого резцовой головкой, устанавливается машинистом настройкой гидравлической системы, воздействующей на лебедку комбайна, установленную на вентиляционном штреке.

Комбайн отличается: полной автоматизацией рабочего цикла по выемке угля; сравнительно небольшим незакрепленным пространством над комбайном; легкостью вспомогательных работ по переводу комбайна из рабочего положения в положение для подъема и обратно; малой энергоемкостью при разрушении угля; возможностью совмещения работ по выемке с креплением; возможностью выемки углей, опасных по газу или пыли и подверженных внезапным выбросам, из тонких пластов.

К недостаткам комбайна следует отнести большую длину, вследствие чего возникают эксплуатационные затруднения при неспокойном налегании пласта, и сложность схемы автоматизации.

3. Врубово-отбойная машина ГКД-4

Машина предназначена для пластов мощностью 0,5—0,9 м с углом наклона 30—80° при хорошо разваливающихся углях различной крепости и при устойчивой кровле (рис. 183, 184).

Схема работы машины — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя, снизу вверх, со спуском вхолостую.

Исполнительным органом машины является обычный плоский бар 1 (см. рис. 183) с вертикальной отбойной штангой 2 на головке. Штанга приводится в движение от звездочки режущей цепи в головке бара через зубчатую муфту и шлицевое соединение. Высота отбойной штанги может

изменяться посредством замены деталей от 0,55 до 0,9 м через 50 мм, минимальная высота штанги 0,5 м.

Разрушение угольного массива происходит за счет саморазваливания после подрубки у почвы баром и у забоя штангой.

Машина выпускается с баром двух типоразмеров, с захватом 0,95 и 1,8 м. Применение различной величины захвата определяется устойчивостью кровли, разрешающей оставлять незакрепленную полосу вдоль забоя той или иной ширины.

Машина работает на одном тяговом канате диаметром 21 мм и не допускает присутствия людей в нижней части лавы.

Конструктивно машина ГKD-4 сходна с обычными врубовыми машинами. Редуктор режущей части 3 по основным деталям унифицирован с врубовой машиной ПМГ-2. Ширина его уменьшена до 500 мм при высоте 310 мм.

Машина выпускается с пневматическим двигателем ПРШ-32 или электродвигателем МАД-191/35Г.

Подающая часть машины, вынесенная на верхний штрек, имеет одну рабочую и одну маневровую скорость. Управление машиной дистанционное.

Преимущества врубово-отбойной машины: простота конструкции и возможность разработки пластов малой мощности.

К недостаткам относится: невозможность совмещения работ по выемке угля с установкой крепи вслед за машиной; эффективная работа возможна только при устойчивой кровле и хорошо разваливающимся

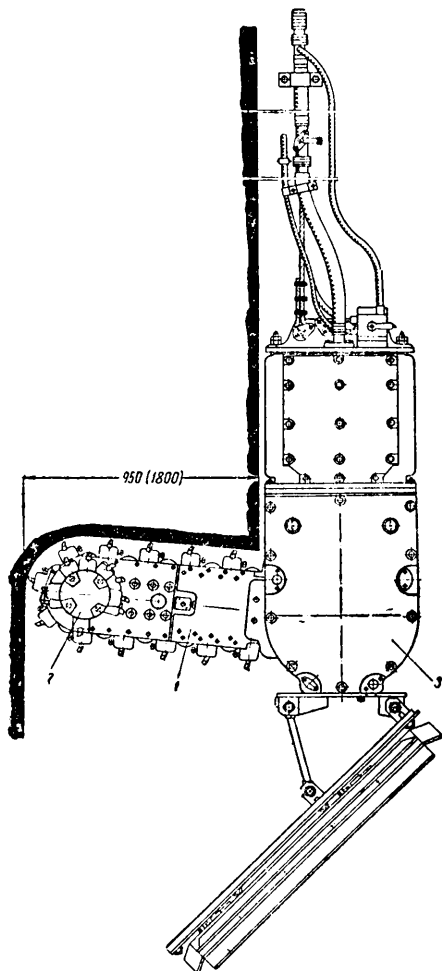


Рис. 183. Врубово-отбойная машина ГKD-4

углях; ступенчатое регулирование исполнительного органа.

4. Угольная пила УВК-1

Установка с пилой УВК предназначена для пластов мощностью 0,3—0,7 м с углом падения 60—90° при углях мягких и средней крепости, хорошо отделяющихся от кровли и почвы и при устойчивой кровле (рис. 185). Схема работы угольной пилы — фланговая, челноковая.

Угольная пила УВК-1 (рис. 186) состоит из челнока, представляющего собой сварную раму, состоящую из трех шарнирно соединенных частей 1, 2, 3. На средней части рамы укреплены шесть, а на крайних по три кулачка 4. В каждом кулачке укреплено по два зубка. Один из них предназначен для резания угля при движении вверх по лаве, другой — при движении вниз. В процессе работы кулачки с зубками неподвижны относительно челнока и поворачиваются на осях 5 только при

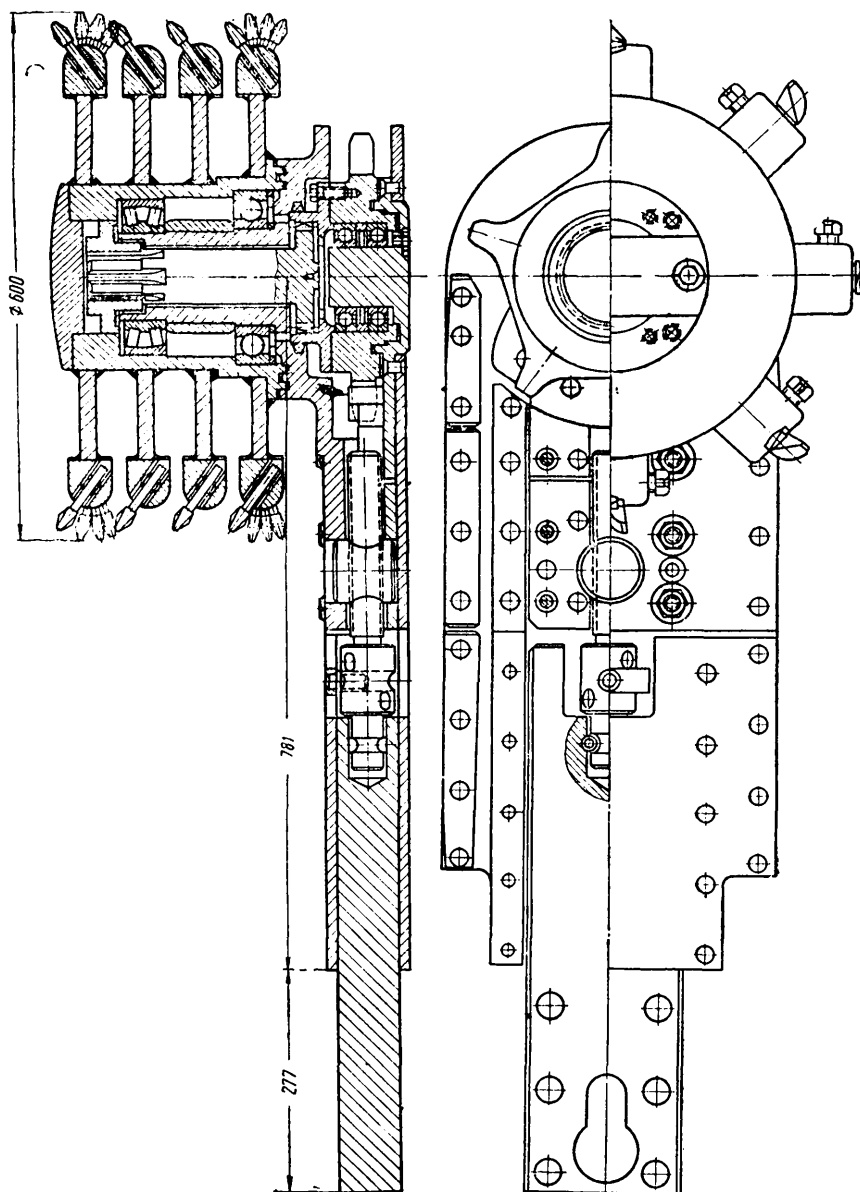


Рис. 184. Рабочий орган врубово-отбойной машины ГКД-4

перемене направления движения пилы. Зубки кулачков набираются по пятилинейной схеме и при работе образуют опережающий вруб у почвы высотой 90 мм и глубиной 335 мм. Глубина реза зависит от того, насколько зубки выступают над опорами 6 на забой.

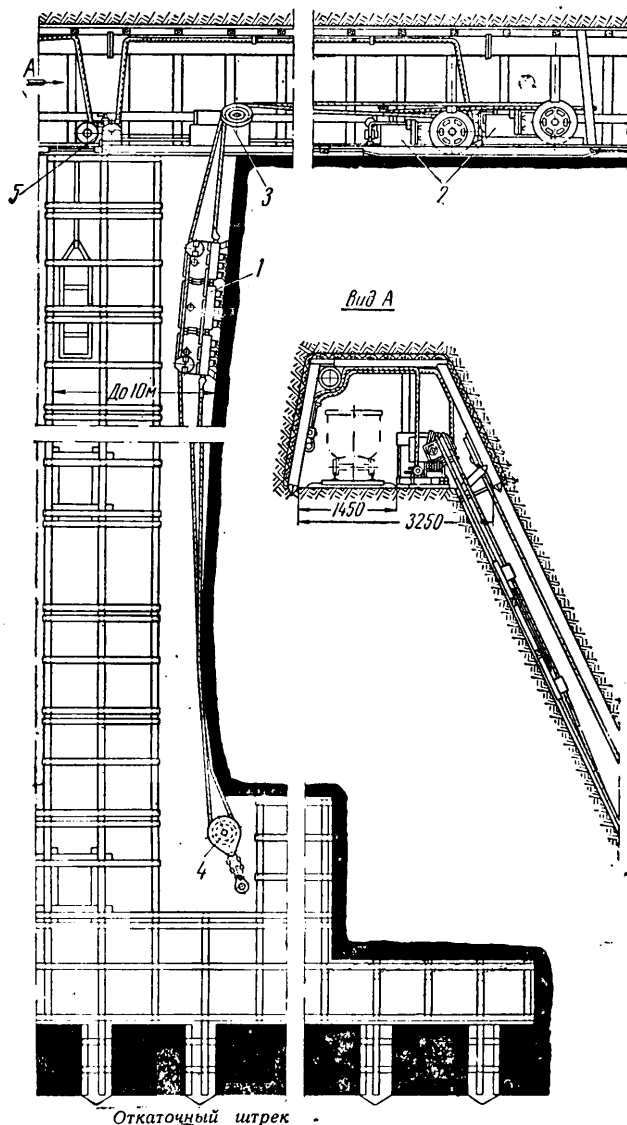


Рис. 185. Установка УВК-1:

1 — пила; 2 — лебедка; 3 — верхний блок; 4 — нижний блок; 5 — лебедка

Для обрушения верхней пачки угля на челноке позади кулачков с зубками имеются два скальвателя 7, расширяющие зарубную щель, образуемую зубками, до 300 мм.

Шарнирная конструкция рамы пилы сообщает ей возможность вписываться во все неровности почвы пласта.

Разрушение нижней части угольного пласта происходит за счет образования врубовой щели у почвы и последующего скалывания вышележащих слоев скальвателями. Остающаяся после этого верхняя часть пласта разрушается саморазваливанием.

Угольная пила перемещается вдоль забоя лавы посредством каната, который закреплен на раме пилы 1 (см. рис. 185), и в нижней части лавы проходит через направляющий хвостовой блок 4. Концы каната в верхней части лавы огибают угловые блоки 3 и наматываются на барабаны лебедок 2, установленных на вентиляционном штрёке. Холостая ветвь тягового каната проходит по роликам 8

(рис. 186) на раме пилы и прижимает ее к забою, чем обеспечивает внедрение зубков в уголь. От одного из верхних, угловых блоков взят привод к указателю положения пилы в лаве. Привод связан с концевыми выключателями, которые автоматически производят переключение лебедок. На раме блока укрепляется кран ручного управления лебедками. Периодически производится перестановка нижнего хвостового блока по мере продвигания забоя.

При работе угольная пила не требует присутствия людей в забое, что является большим преимуществом сравнительно с другими комбайнами.

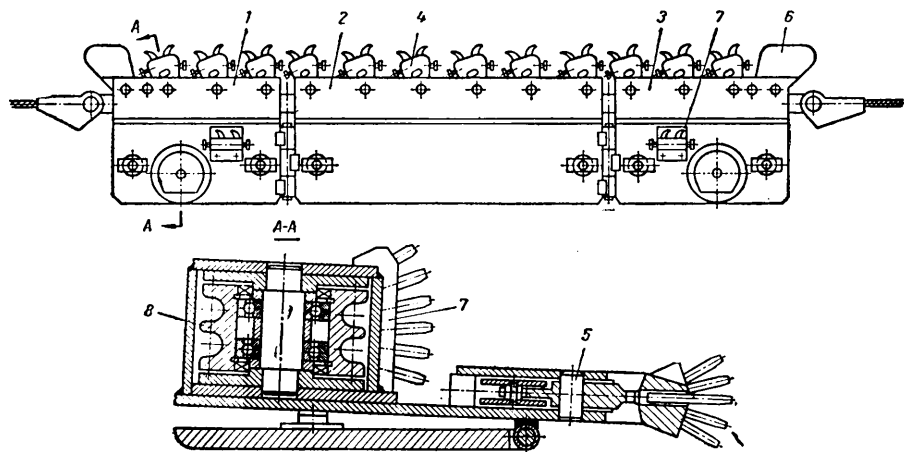


Рис. 186. Угольная пила УВК-1

Предохранение угольной пилы от ухода в почву или кровлю обеспечивается изменением наклона рамы относительно почвы по простиранию пласта при помощи специальных винтов. При этом нижние зубки совмещаются с плоскостью опор рамы.

5. Комбайн УКР

Комбайн УКР (рис. 187) предназначается для пластов мощностью 0,6—1,1 м с углом падения 45—80° с углями различной крепости при кровле средней устойчивости.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, односторонняя, снизу вверх, со спуском вхолостую.

Исполнительный орган комбайна состоит из двух штанг с режущими дисками и вертикального плоского бара. Нижняя штанга 1 установлена на двух опорах в корпусе редуктора и служит для отбойки основной нижней части пласта впереди корпуса комбайна, прорезая ему дорогу. Часть корпуса незначительно выступает в выработанное пространство и используется как лыжа для направления комбайна и крепления тягового каната.

От свободного конца нижней штанги за левой опорой приводится в движение посредством звездочки режущая цепь вертикального плоского бара 2, которым отрезается вынимаемый угольный массив от забоя. На головке бара консольно смонтирована верхняя штанга 3 с режущими дисками, служащая для отбойки верхней части пласта и приводящаяся в движение режущей цепью бара посредством звездочки, установленной в его головке.

Бар с верхней штангой посредством гидравлического домкрата 4, управляемого вручную, может устанавливаться по мощности пласта во время движения комбайна.

Корпус комбайна относительно исполнительного органа расположен несимметрично, что позволяет осуществлять пропуск разрушенного угля по свободной дороге между забоем и первым рядом забойных стоек.

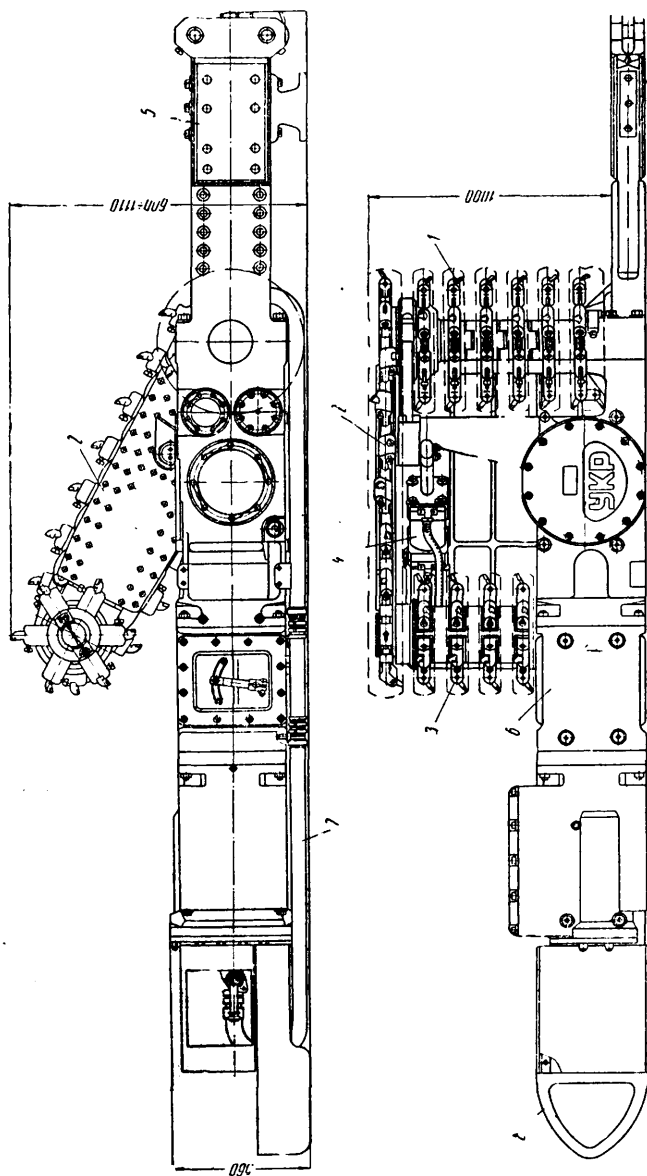


Рис. 187. Комбайн УКР

Движение комбайна вдоль забоя лавы при работе и при спуске вхолостую осуществляется канатом лебедки, установленной на вентиляционном штреке.

Устойчивость комбайна при работе обеспечивается направляющей лыжей 5, прикрепленной к корпусу и скользящей по стойкам крепления. Устойчивости способствует также малая ширина захвата и расположение корпуса комбайна в пределах заходки.

Комбайн приводится в движение от пневмодвигателя 6 типа ПШБ-30 или электродвигателя, разработанного на базе электродвигателя МАД-191/10. Для коммутации проводов аварийного разъединителя и кнопок управления к электродвигателю прикрепляется электроблок.

Под корпусом комбайна предусмотрена постель 7, которая со стороны привода выполнена в виде обтекаемой лыжи 8.

Работа комбайна не совмещается с установкой крепи, что возможно только после выемки всей полосы и спуска комбайна.

6. Комбайн К-55

Комбайн К55 (рис. 188) предназначен для пластов мощностью 0,7—1,3 м с углом падения 35—80° при углях различной крепости, в том числе особо крепких и вязких, и при кровле средней устойчивости, допускающей незакрепленное пространство над комбайном около 8,5 м².

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, односторонняя, сверху вниз, с подъемом вхолостую.

Исполнительным органом комбайна являются два вращающихся шнека 1 и 2 с установленными на них зубками и скалывающими клиньями и два бара, служащие в основном для привода шнеков. Нижний шнек приводится в движение короткой режущей цепью, которая, в свою очередь, получает движение посредством длинной

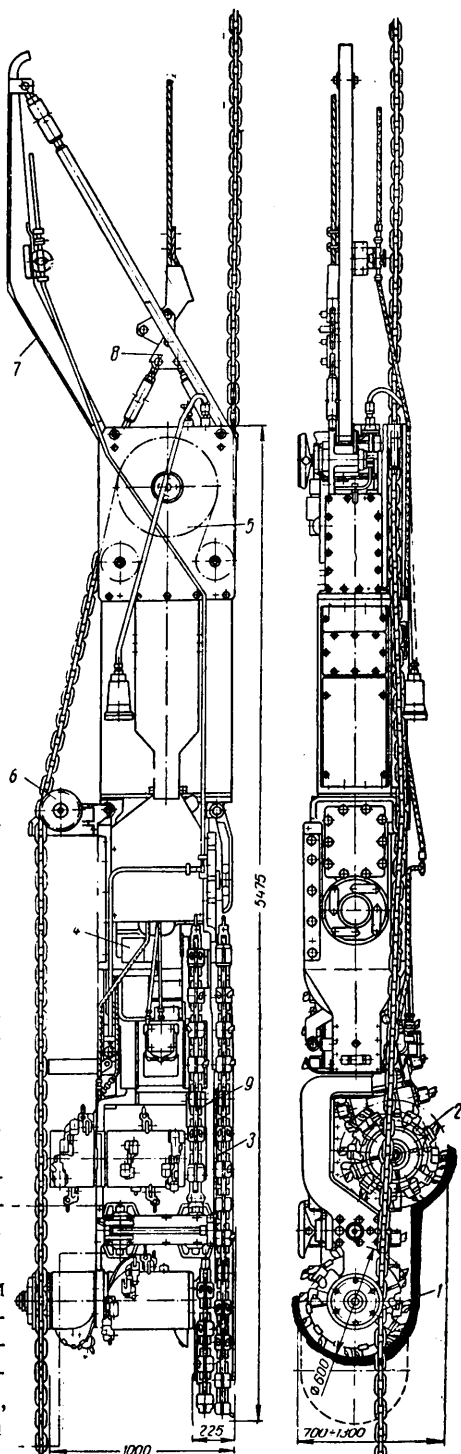


Рис. 188. Комбайн К-55

цепью, которая, в свою очередь, получает движение посредством длинной

режущей цепи 3 от редуктора. Выступающая вперед часть режущих цепей образует опережающую зарубную щель, улучшающую устойчивость комбайна при работе.

Верхний шнек вращается отдельно режущей цепью 9. Он установлен на кронштейне 4 и перемещается по высоте гидравлическим цилиндром, благодаря чему осуществляется плавная регулировка исполнительного органа по мощности пласта.

Консольно выступающие части нижнего и верхнего шнеков в выработанное пространство при подъеме комбайна вхолостую снимаются для уменьшения ширины.

Разрушение угольного массива при мощности пласта до 1,2 м происходит сплошным фрезерованием поверхности забоя. Одновременно исполнительный орган выдает отбитый уголь из забоя заходки в выработанное пространство спиралями шнеков, имеющими соответствующее направление навивки.

Подача комбайна принудительная; звездочка 5 подающей части движется по калиброванной цепи, протянутой по лаве. Цепь крепится одним концом к нижней балке, а другим — к натяжному устройству на вентиляционном штреке.

Подающая часть использована от врубовой машины КМП-3 с заменой канатного барабана цепной звездочкой. Направление цепи к звездочке и далее вдоль корпуса комбайна осуществляется роликами 6.

Комбайн вдоль лавы направляется при помощи лыжи 7, скользящей по стойкам крепления.

Комбайн опирается на почву пласта опорными лыжами, двумя передними и двумя задними; последние регулируются по высоте посредством гидравлических цилиндров, благодаря чему комбайн может проходить через неровности почвы.

Комбайн подвешен при помощи прицепного устройства 8 на канате верхней лебедки, осуществляющей подъем вхолостую и одновременно являющейся предохранительной.

§ 90. Комбайны для наклонных пластов

Угол падения наклонных пластов составляет 20—45°, поэтому разрушенный уголь под действием собственного веса не всегда свободно скатывается вниз по забою и на почву настилаются металлические листы или устанавливается рештачный став скребковой цепи.

На комбайне при этом взамен сложного грузчика устанавливается направляющая течка, а сам комбайн при работе движется над рештачным ставом или по почве (в случае применения доставочных листов).

Техническая характеристика комбайна для наклонных пластов приведена в табл. 34.

1. Комбайн К-8Н

Комбайн К-8Н (рис. 189) предназначается для наклонных пластов мощностью 0,6—1,2 м с углом падения 20—50° при любой крепости и вязкости угля и кровле средней устойчивости.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, односторонняя, снизу вверх, со спуском вхолостую.

Исполнительный орган комбайна состоит из двух штанг с режущими дисками, оснащенными зубками. Обе штанги смонтированы в поворотной части корпуса редуктора привода. Одна штанга располагается у почвы, другая установлена параллельно первой в поворотной траверсе и положение ее по высоте может регулироваться в диапазоне 545 мм, что

обеспечивает отбойку угля по всей мощности пласта. Для подъема и опускания верхней штанги служит червячная пара с ручным приводом.

На каждой штанге может быть установлено по 8—13 режущих дисков в зависимости от величины захвата и крепости угля.

Верхняя и нижняя штанги вращаются от общего приводного редуктора в противоположных направлениях, благодаря чему реактивные моменты штанг уравниваются и комбайн не отклоняется в почву или кровлю.

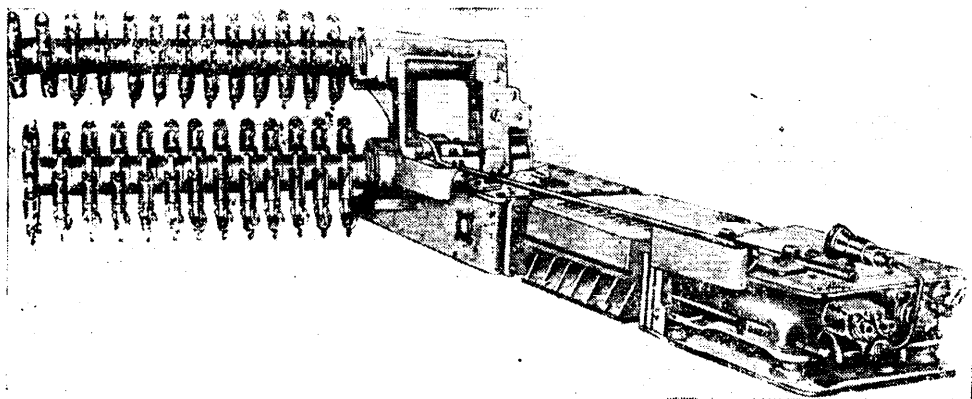


Рис. 189. Комбайн К-6Н

Разрушение угольного массива происходит за счет врезания режущих дисков и скалывания остающихся между дисками целиков. Для улучшения скалывания целиков штанги располагаются при работе не перпендикулярно к продольной оси комбайна, а под тупым углом.

К комбайну за исполнительным органом шарнирно прикрепляется течка, направляющая разрушенный уголь на решетчатый став, настилаемый по почве пласта у забоя. При спуске течка отсоединяется, а штанги разворачиваются на поворотной части корпуса редуктора и устанавливаются по продольной оси комбайна.

Комбайн сконструирован на базе врубовой машины КМП-2, от которой использованы подающая часть и электродвигатель. Редуктор привода штанг спроектирован заново. На подающей части и на редукторе привода штанг со стороны забоя установлены направляющие лыжи, которыми комбайн при работе опирается на забой.

Комбайн отличается простотой конструкции и управления; надежностью в работе; эффективностью работы исполнительного органа, легко приспособляющегося к изменениям мощности пласта.

Комбайн работает с предохранительной лебедкой ЛНКП или ЛНП.

2. Комбайн «Донбасс-Н»

Для работы на наклонных пластах мощностью 1,0—1,5 м с углом наклона 20—30° с углями мягкими и средней крепости применяют комбайн «Донбасс-Н» (рис. 190), который отличается от обычной конструкции комбайна «Донбасс-1» отсутствием кольцевого грузчика, замененного течкой, и установлен на лыжах для передвижения над решетчатым ставом, располагающимся у забоя. Для исключения излишне большого земника нижняя щека бара выполняется изогнутой к почве и легко-разборной для возможности разворота над рештаком в транспортное положение.

Ограничения в углах наклона пластов, разрабатываемых комбайнами К-8Н и «Донбасс-Н», обуславливаются в нижнем пределе коэффициентом трения угля по металлическим листам или способностью угля скользить вниз под влиянием силы веса и в верхнем пределе направленностью исполнительных органов комбайна при работе в вертикальной плоскости. Реактивные усилия на исполнительном органе уравновешиваются составляющей силы веса комбайна, которая является функцией угла наклона. Поэтому верхний предел угла наклона для «Донбасс-Н» будет меньше, чем для комбайна К-8Н, в котором штанги вращаются в разные стороны.

В комбайне «Донбасс-Н» увеличена скорость резания до 2,67 м/сек, расширен диапазон регулирования рабочей скорости подачи до 1,65 м/мин и маневровая скорость увеличена до 17,8 м/мин, что позволяет ускорить спуск комбайна.

3. Лебедка ЛНКП-2

Лебедка ЛНКП-2 (рис. 191) предназначена для работы комбайнов на наклонных и крутых пластах и имеет два барабана, один для рабочего каната, другой для предохранительного.

Подача комбайна при работе осуществляется рабочим канатом, закрепленным на барабане лебедки и наматываемым на барабан подающей части. Предохранительный канат по мере продвижения комбайна вверх по лаве наматывается на барабан лебедки с постоянным напряжением. Рабочий канат периодически перематывается с барабана подающей части на барабан лебедки, что заменяет перестановку упорной стойки.

После выемки заходки по всей длине лавы комбайн при помощи лебедки спускается вниз под действием собственного веса.

Схема привода лебедки ЛНКП-2 (рис. 192) имеет незначительно отличающиеся друг от друга цепи передач к барабанам. Привод предохранительного барабана имеет две скорости вращения — рабочую и

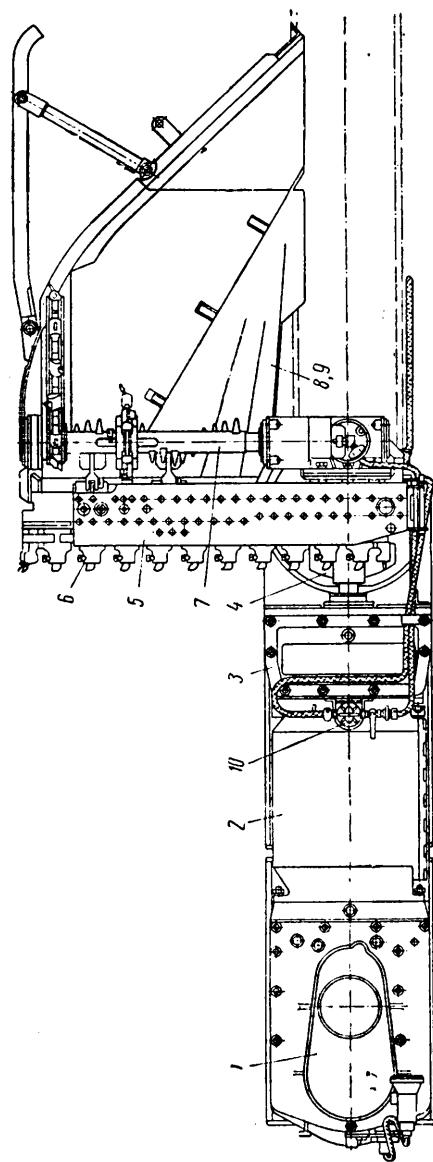


Рис. 190. Комбайн «Донбасс-Н»: 1 — подающая часть; 2 — электродвигатель; 3 — редуктор привода исполнительного органа; 4 — редуктор исполнительного органа; 5 — исполнительный орган; 6 — режущая цепь; 7 — отбойное устройство (дежное и рабочее); 8 и 9 — навалочное устройство (дежное и рабочее); 10 — оросительное устройство

маневровую, получаемые при помощи дополнительных цилиндрических передач с зубчатой муфтой включения.

Цепи передач к барабанам характерны наличием:

а) фрикционов 1 и 5, работающих в режиме постоянного проскальзывания с регулируемым сжатием дисков;

б) самотормозящихся червячных передач 2 и 6;

в) обгонных механизмов 3 и 7 в зубчатой конической передаче, служащих для синхронизации размотки канатов, и 4 и 8 у фрикционов для передачи движения без скольжения к червячной паре.

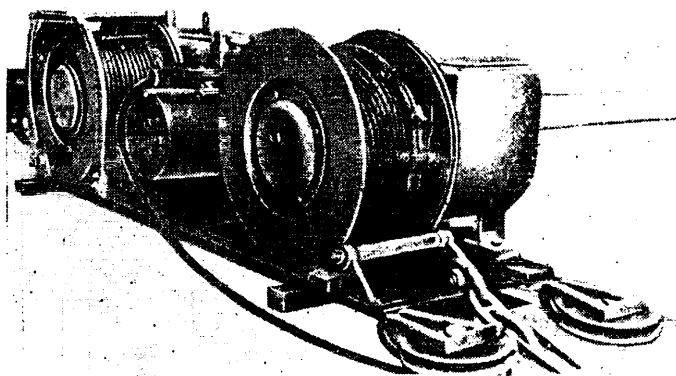


Рис. 191. Лебедка ЛНКП-2

Обгонные механизмы выполнены в виде храповика, связанного с ведомой деталью, и трех собачек, помещенных на ведущей детали. Таким образом, возможна передача движения только в одном направлении.

Лебедка управляется дистанционно машинистом комбайна и осуществляет операции: подача комбайна, перемотка каната и спуск комбайна. Схема расположения лебедки и комбайна в лаве показана на рис. 193.

Подача комбайна. При работе комбайна лебедки включается в сторону намотки канатов. Рабочий барабан 9 (см. рис. 192) остается неподвижным, так как фрикцион 1 в цепи его привода отрегулирован на 300—500 $\kappa\Gamma$ на канате, а рабочее усилие на канате свыше 3000 $\kappa\Gamma$. Рабочий барабан стопорится самотормозящейся червячной передачей 2, играющей в данном случае роль упорной стойки, а фрикцион полностью проскальзывает.

Предохранительный барабан 10 вращается по мере продвижения комбайна, сохраняя натяжение предохранительного каната в пределах 800—1500 $\kappa\Gamma$ соответственно регулировке фрикциона 5 в цепи его привода. Скорость намотки предохранительного каната автоматически устанавливается равной скорости подачи комбайна за счет проскальзывания дисков фрикциона. Максимальная скорость намотки каната предохранительным барабаном принимается большей максимальной скорости подачи комбайна для обеспечения скольжения дисков фрикциона 5 и усилия на канате.

Перемотка каната производится после заполнения барабана подающей части для возможности дальнейшей подачи комбайна. При этом барабан подающей части отключается от механизма подачи, усилия на рабочем канате не будет и рабочий барабан лебедки начинает вращаться, перематывая на себя канат с барабана подающей части, так как натяжение каната за счет сжатия фрикциона 1 устанавливается больше

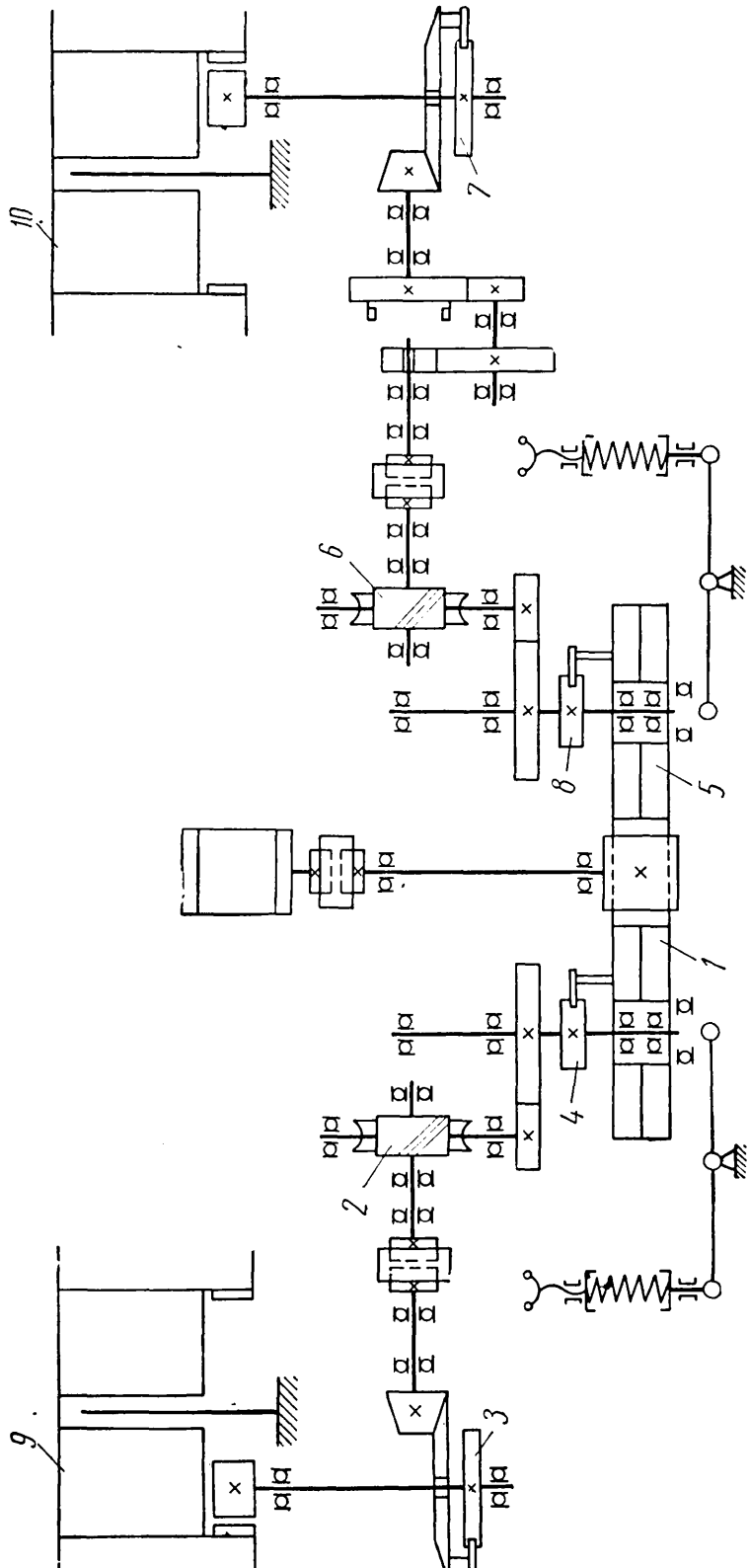


Рис. 192. Схема привода лебедки ЛНКП-2

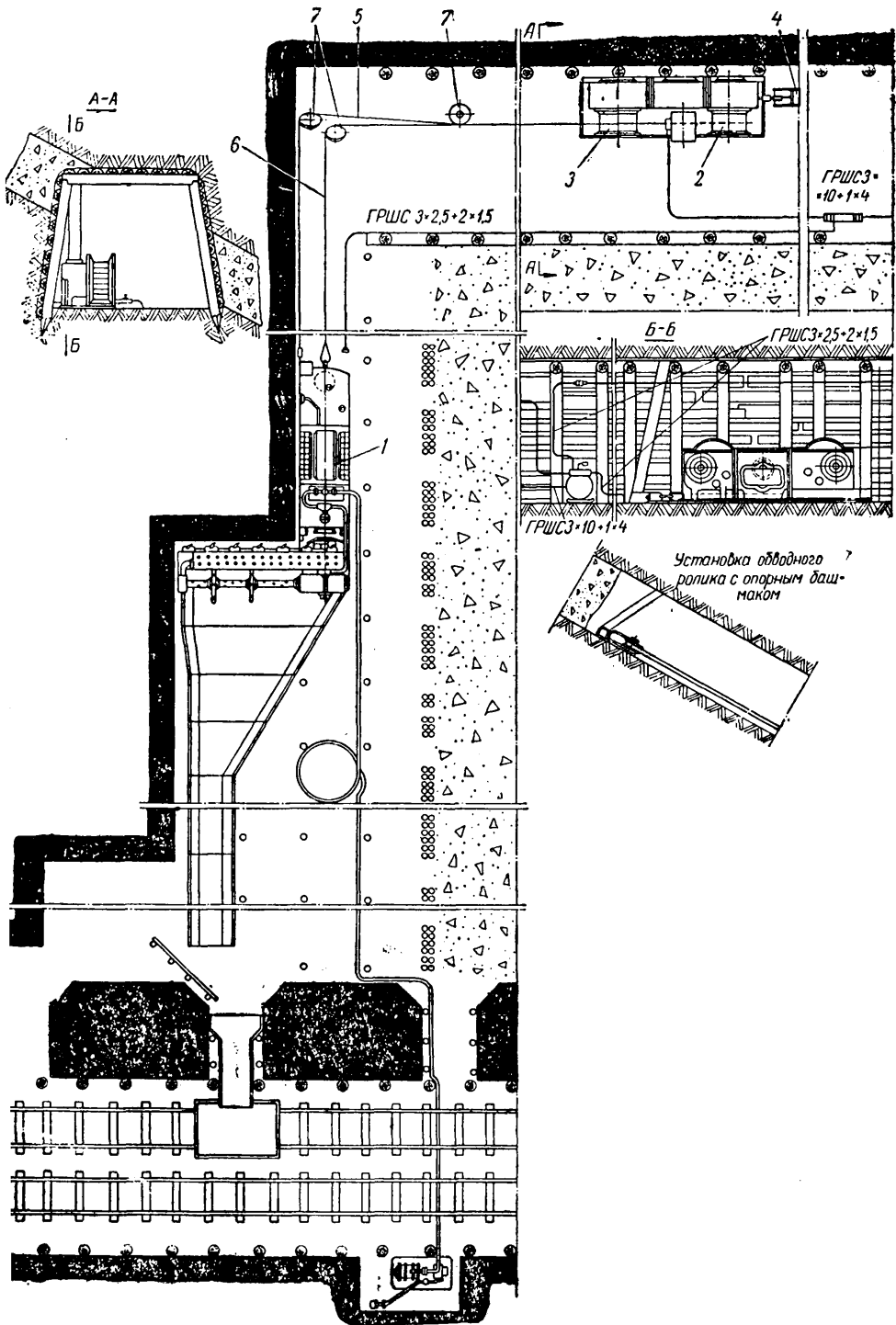


Рис. 193. Схема расположения лебедки и комбайна:

1 — комбайн; 2 — рабочий барабан; 3 — предохранительный барабан; 4 — опора для крепления лебедки; 5 — рабочий канат; 6 — предохранительный канат; 7 — обводной ролик

усилия сопротивления разматыванию и сопротивления скольжению каната по почве.

После перемотки каната комбайн автоматически останавливается и повисает на предохранительном канате. Предохранительный барабан лебедки в данном случае не вращается. Предохранительный барабан стопорится самотормозящейся червячной парой, диски его фрикциона проскальзывают.

Спуск комбайна осуществляется под действием собственного веса на одном из канатов. Для спуска предохранительный барабан переводится на маневровую скорость и лебедка переключается в сторону размотки канатов. Скорость спуска устанавливается по скорости вращения электродвигателя, из-за наличия самотормозящихся червячных пар передача движения от колеса к червяку или от барабанов к электродвигателю невозможна. Таким образом, при спуске скорость движения комбайна ограничена.

§ 91. Комбайны зарубежных конструкций

Угольные комбайны наряду с другими способами механизации выемки угля имеют распространение в зарубежной практике разработки пологих пластов.

Ниже рассматриваются наиболее оригинальные конструкции серийно выпускаемых и опытных образцов угольных комбайнов.

1. Комбайн «Меко-Мур»

Комбайн «Меко-Мур» фирм Андерсон-Бойс и Меко (рис. 194) является одним из наиболее распространенных в английской угольной промышленности.

Комбайн выпускается серийно для пологих пластов мощностью 0,9—2,1 м для работы с углями мягкими и средней крепости и с кровлей средней устойчивости.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, двусторонняя, с перемонтажом основных узлов для начала следующего цикла.

Исполнительные органы комбайна состоят из двух плоских горизонтально расположенных баров, одного вертикального плоского бара треугольной формы.

Горизонтальный нижний бар длиннее верхнего примерно на 300 мм и дает опережающий вруб, облегчающий разрушение угольного целика в следующем цикле. Вертикальный плоский бар отрезной, служит для отделения разрушаемого угольного массива от забоя. Его положение регулируется по высоте путем поворота вокруг оси ведущей звездочки в зависимости от мощности разрабатываемого пласта.

Разрушение угольного массива при работе комбайна обеспечивается системой врубовых щелей за счет саморазваливания междубаровой пачки. Схема зарубки комбайна «Меко-Мур» аналогична схеме комбайна «Донбасс-1», но конструкция исполнительных органов отличается легкой регулировкой по высоте.

Для навалки разрушенного угля на забойный конвейер в комбайне «Меко-Мур» применен специальный ленточный конвейер с усиленной лентой, прикрепленными к ней по краям роликовыми цепями и армированной (с рабочей стороны) сверху металлическими планками. Вдоль бортов конвейера на уровне почвы установлены погрузочные штанги с зубцами, расположенными по спирали для ободования навалки раз-

ный уголь и по специальной гребенке, зубья которой размещаются между зубками штанги, переваливает уголь через борт конвейера на ленту.

Передняя штанга по ходу комбайна грузит разрушенный уголь, а задняя служит для привода ведущей звездочки отрезного вертикального бара, который закреплен на хвостовой части конвейера.

Сравнительно с кольцевым грузчиком комбайна «Донбасс-1» ленточный конвейер имеет меньшую активность действия, так как он не разрушает крупные куски угля.

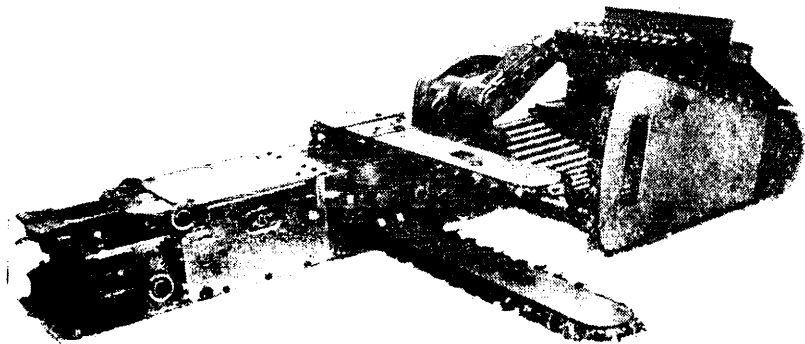


Рис. 194. Комбайн «Меко-Мур»

Для повышения эффективности работы комбайна в пластах с плохо разваливающимися углями применяют предварительное ослабление угольного пласта при помощи патронов «Гидрокс» или «Кардокс», а также нагнетанием воды в пласт специальными установками.

Работа комбайна по двусторонней схеме предусматривается не совсем обычным способом. После окончания цикла комбайн заводится в нишу, где конвейер с отрезным баром отсоединяется, а затем присоединяется к расположенной здесь другой режущей части с горизонтальными барами. Эта режущая часть после использования ее для нарезки ниши подготавливается для работы комбайна в обратном направлении. Режущая часть, расположенная на противоположном конце лавы, также используется для нарезки ниши, а затем подготавливается к работе совместно с конвейером при выемке очередного цикла. В лаве, таким образом, имеется три режущие части и один конвейер. При такой схеме облегчается уход за комбайном и его осмотр, сокращается время на подготовку комбайна к работе в обратном направлении.

2. Комбайн «Глостер-Геттер»

Комбайн «Глостер-Геттер» фирмы Джой-Сулливан (английское отделение) (рис. 195) предназначается для пологих пластов мощностью 0,8—1,8 м при углях средней крепости и кровле средней устойчивости.

Схема работы комбайна — фланговая, с машинной дорогой, двусторонняя с перемонтажом узлов для работы в обратном направлении.

Исполнительный орган комбайна состоит из системы плоских баров. Расположение баров обеспечивает разделение подрубленного массива на отдельные пачки, благодаря чему получают транспортабельные размеры кусков угля.

Верхний бар укреплен на выдвижной гидравлической или механи-

зарубки соответственно мощности пласта. Без верхнего бара комбайн может работать и на пластах мощностью 0,7 м.

Наличие двух горизонтальных баров у почвы, образующих общую врубную щель большой высоты, вызвано необходимостью размещения привода и крепления вертикальных баров в пределах заходки. Приводной вал и несущая конструкция вертикальных баров расположены в зарубной щели позади горизонтальных баров.

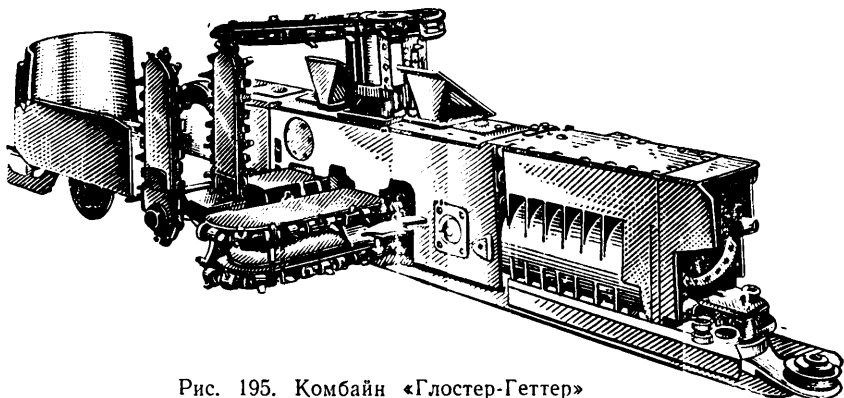


Рис. 195. Комбайн «Глостер-Геттер»

Разрушение угольного массива обеспечивается системой зарубных щелей за счет саморазваливания междubarовых пачек угля.

Навалка угля на забойный конвейер производится лемехом, скрепленным с корпусом комбайна.

Лемех выполнен со съемной задней стенкой, что дает возможность применить его для двухсторонней работы.

Сверху на корпусе комбайна по обе стороны верхнего бара закреплены наклонные листы, направляющие штыб из верхней врубной щели на забойный конвейер.

Комбайн отличается своей оригинальной компоновкой узлов. Электродвигатель располагается не, как обычно, между подающей и режущей частями, а за режущей частью. Это позволяет иметь меньшие размеры ниши в начале и конце лавы для выхода комбайна и заводки его для начала выемки следующей полосы угля. Корпуса узлов комбайна опираются на почву своими боковыми сторонами, благодаря чему корпус получается узким, позволяет располагать комбайн вместе с забойным конвейером на одной дороге, в бесстоечном пространстве, перекрываемом шарнирными верхняками. Это, в свою очередь, значительно облегчает передвижку без разборки забойного конвейера на новую дорогу и улучшает условия навалки угля на забойный конвейер вследствие отсутствия стоек крепи.

Для подачи комбайна при работе применена подающая часть с храповым механизмом. Канатный барабан подающей части располагается на горизонтальной оси и закрыт. Для сматывания каната применено приспособление в виде съемного кабестанового ролика.

Оригинальным узлом в комбайне является кольцевой скребковый расштыбовщик, установленный в боковой части комбайна со стороны конвейера. Расштыбовщик отбирает штыб от режущих цепей нижних баров и грузит его на забойный конвейер.

Для подготовки комбайна к работе в обратном направлении необходимо перемонтировать вертикальные бары так, чтобы они располага-

в цепях горизонтальных баров переставляются или снимаются вместе с цепями, взамен которых заводятся другие цепи с заранее установленными в нужном направлении зубками. Электродвигатель комбайна реверсируется. Это требуется для выноса штыба из нижних врубовых щелей.

Погрузочный лемех также перемонтируется для работы в обратном направлении. Переставляется задняя съемная стенка лемеха и он подсоединяется к комбайну другим концом.

Таким образом, комбайн для работы в обратном направлении не разворачивается, а производится только ремонт отдельных узлов.

Рукоятки управления комбайном установлены на боковой стенке корпуса. Управление комбайном производится через забойный конвейер, что не весьма удобно и безопасно.

При работе комбайн непосредственно опирается на борт забойного конвейера и поэтому вполне устойчив.

Основные преимущества комбайна: малая ширина корпуса, возможность работы по двусторонней схеме.

Недостатки комбайна: довольно сложный ремонт узлов для работы в обратном направлении; большое измельчение угля и пылеобразование.

3. Комбайн «Трепаннер»

Комбайн «Трепаннер» фирмы Андерсон-Бойс (рис. 196) предназначен для пологих пластов мощностью 1,0—1,2 м с углями любой крепости и вязкости и кровлей средней устойчивости.

Схема работы комбайна — фланговая, в лоб заходки, двусторонняя, без разворота комбайна в конце цикла.

Основной исполнительный орган комбайна весьма оригинален и представляет собой двухлопастную буровую головку, снабженную режущими зубками, установленными на торцах лопастей. Головка разрушает угольный массив по способу кернавого бурения. Режущие зубки лопастей вырезают в пласте цилиндрический керн, который при подаче комбайна на забой разрушается наклонными основаниями лопастей.

Одновременно с разрушением лопасти головки производят навалку угля на забойный конвейер. Для этого головка производит выемку заходки меньше, чем ее диаметр, так, что лопасти имеют свободный выход в выработанное пространство, и принимается требуемое для навалки направление вращения головки. Подобное осуществление операций по выемке угля одним узлом обеспечивает компактность операций, но ограничивает, как нетрудно заметить, ширину захвата.

Кроме буровой головки, комбайн имеет нижний бар у почвы для образования машинной дороги, верхний бар, установленный на гидравлической колонке, и вертикальный отрезной бар, служащий для подрезки и отделения верхней пачки угля.

Нижний бар имеет длину, значительно превышающую ширину заходки так, что после прохода комбайна остается зарубная щель на ширину заходки для следующего цикла. Это значительно облегчает работу головки, так как угольный массив предварительно ослаблен врубовой щелью.

Верхний и вертикальный бары регулируются по высоте. Первый при помощи гидравлической колонки, второй посредством поворота вокруг оси ведущей звездочки. Это позволяет изменять высоту зарубки в соответствии с мощностью разрабатываемого пласта. В последних вариантах конструкции верхний бар заменен режущим диском.

Подача комбайна осуществляется по цепи, растянутой по лаве и

помощи гидравлических амортизирующих устройств. На подающей части цепь огибает звездочку, приводимую во вращение гидроприводом с плавным регулированием скорости вращения. При такой схеме цепной подачи устраняется операция по переноске упорной стойки.

Для упрощения перевода комбайна на работу в обратном направлении исполнительные органы его, головка и нижний бар устанавливаются с двух концов корпуса. Верхний бар или диск расположены на середине. Таким образом, комбайн без перемонтажа узлов может работать в обратном направлении, при реверсировании только подающей части. Нижний бар, задний по ходу комбайна, устанавливается по продольной оси комбайна.

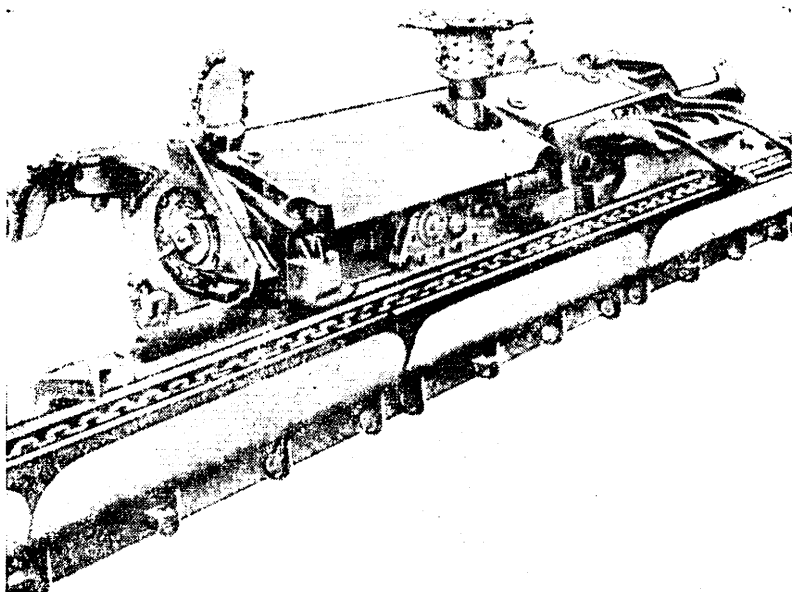


Рис. 196. Комбайн «Трепаннер»

При работе комбайна применяют ниши в начале и конце лавы размером по падению пласта равном полной длине комбайна.

Комбайн при работе направляется лыжей, опирающейся на борт забойного конвейера, что обеспечивает ему хорошую устойчивость. Сверху над двигателем и редукторами исполнительных органов и механизма подачи расположены наклонные щиты, служащие для сброса на конвейер падающих кусков угля из верхней пачки.

Расположение узлов в комбайне обеспечивает небольшую ширину корпуса, что позволяет располагать забойный конвейер вплотную с комбайном. Работа комбайна, таким образом, происходит в бесстоечном пространстве.

Управление комбайном осуществляется через забойный конвейер, что несколько затрудняет работу машиниста, так как приходится обходить стойки в условиях слабой кровли. Комбайн плохо регулируется в вертикальной плоскости.

Преимущества комбайна: двусторонняя работа без разворота комбайна; осуществление всех операций по выемке буровой головкой; ма-

Недостатки комбайна: большая длина и плохая приспособляемость к гипсометрии пласта; неудобство управления; ограничение высоты зарубки и, следовательно, диапазона разрабатываемых пластов.

4. Комбайн «Андертон»

Комбайн «Андертон» фирм Андерсон-Бойс, Бритиш Джеффри Даймонд, Мейвор и Коулсон, один из новых английских узкозахватных комбайнов, предназначенся для пологих пластов мощностью 0,9—2,5 м с углями различной крепости и кровлей не ниже средней устойчивости.

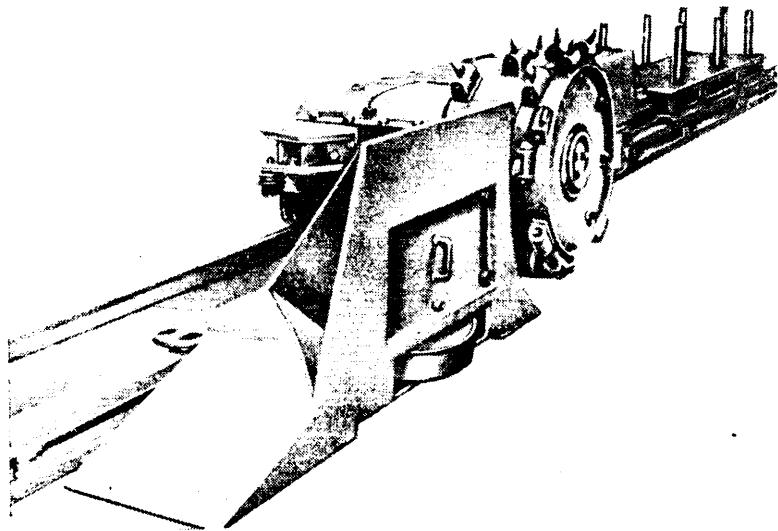


Рис. 197. Комбайн «Андертон»

Комбайн выпускается в двух модификациях: для пластов мощностью 0,9—1,5 м — низкий (рис. 197) и для пластов мощностью 1,5—2,5 м — высокий.

Схема работы комбайна — фланговая, с рамы конвейера, односторонняя с перегонном вхолостую при одновременной зачистке почвы.

Исполнительным органом комбайна служит барабан с закрепленными на нем в кулаках специальными усиленными зубками. Диаметр барабана по зубкам выбирается по минимальной мощности пласта.

Барабан не обеспечивает выемки угля на всю мощность пласта и работает с оставлением верхней пачки, которая должна сниматься вслед за комбайном.

В комбайне для мощных пластов исполнительный орган дополняется верхним плоским или изогнутым баром, установленным на телескопической колонке, регулируемой гидроприводом по высоте.

Применение верхнего бара с регулировкой по высоте обеспечивает выемку угля по всей мощности пласта при надежном отделении верхней пачки угля в пределах рабочей длины комбайна так, что зачистка почвы не требуется. Верхний бар располагается непосредственно над барабаном или с небольшим опережением по ходу комбайна.

Навалка разрушенного угля на забойный конвейер осуществляется двусторонним лемехом с отражательным шитом.

кабестановый ролик с одним витком трения. Канат растянут вдоль лавы, огибает кабестановый ролик и закреплен по концам при помощи амортизирующих устройств к натяжной и приводной головкам конвейера, чем обеспечивается требуемое натяжение сбегающей ветви каната. Скорость подачи комбайна может плавно регулироваться вручную и автоматически.

Комбайн направляется по раме забойного конвейера специальными направляющими, установленными на подающей и режущей части, чем обеспечивается его хорошая устойчивость.

Достоинства комбайна: применение эффективного исполнительного органа в виде барабана, обеспечивающего надежность действия и выскок к. п. д. благодаря отсутствию трения скольжения в баровых органах; применение нового способа подачи по растянутому вдоль лавы канату, что позволяет устранить операцию по переноске упорной стойки; расширение диапазона регулировки скорости подачи; относительная простота конструкции и управления комбайном; значительный диапазон применения комбайна по мощности пластов и крепости углей; схема работы с рамы конвейера, обеспечивающая работу комбайна в бессточном пространстве.

Существенные недостатки комбайна: односторонняя схема работы; невозможность изменения высоты зарубки для комбайна низкого типа; снижение сортности угля вследствие значительного измельчения барабанным органом.

§ 92. Прогрессивные направления в совершенствовании механизации выемки угля

Существующие конструкции угольных комбайнов, а также осуществляемые ими способы выемки угля имеют ряд существенных недостатков, оказывающих сдерживающее влияние на дальнейшее развитие механизации.

Созданные конструкции комбайнов далеко еще не охватывают всего разнообразия горногеологических условий угольных бассейнов по крепости, мощности и залеганию пластов, по свойствам и устойчивости боковых пород.

При существующих способах выемки угля комбайнами остаются в основном немеханизированными такие операции, как переноска конвейера, крепление и управление кровлей, составляющие по трудоемкости более 30% всех работ в очистном забое. Зачастую эти операции осуществляются раздельно, благодаря чему не достигается достаточное использование машин и механизмов по времени.

Отсутствует комплексность механизации выемки угля, вследствие чего значительно снижается эффективность работы отдельных высокопроизводительных машин и механизмов.

Совершенно недостаточно применяется автоматизация работы машин и их управления и регулировки.

Дальнейшее развитие механизации выемки угля возможно только при условии устранения этих недостатков, т. е. при осуществлении комплексной механизации и автоматизации всех производственных операций по выемке угля в подавляющем большинстве горногеологических условий угольных бассейнов.

Основной машиной при механических способах выемки угля является комбайн (выемочная машина), и поэтому степень его совершенства определяет в совокупности с другими машинами эффективность механизации.

Таким образом, для того чтобы определить прогрессивные направления в механизации выемки угля, следует установить наиболее выгодные типы и параметры основных узлов машины и схему ее работы.

При выборе машины необходимо установить: тип исполнительного органа; величину захвата; характер подачи; схемы компоновки узлов; схемы работы и способы крепления и управления кровлей.

Рассмотрим, какие решения этих вопросов можно считать прогрессивными.

1. Тип исполнительного органа. В настоящее время в существующих конструкциях комбайнов преимущественно применяются два резко отличающихся типа исполнительных органов: орган, образующий врубовые щели (бар), и орган, отбивающий уголь с поверхности забоя (резцовая головка).

Эти исполнительные органы отличаются следующим.

Бар, работая во врубовой щели, подвержен заштыбкам и зажиму верхней пачкой; разрушает уголь в напряженном состоянии, образует много угольной мелочи и пыли; имеет низкий к. п. д.; осуществляет отбойку угля только за счет саморазваливания пачек между зарубными щелями; имеет большое количество режущих инструментов.

Резцовая головка, работая с поверхности забоя, не подвержена заштыбкам и зажиму верхней пачкой; разрушает отжатый целик угля, с образовавшимися трещинами; образует меньше угольной мелочи и пыли; имеет более высокий к. п. д.; имеет небольшое количество режущих инструментов.

Из приведенного сравнения особенностей бара и резцовой головки прогрессивной вполне обоснованно можно считать последнюю.

Кроме того, для разрушения угольного пласта применяются струги, отличающиеся: отделением угля по всей мощности пласта с поверхности забоя; малой энергоемкостью и малым измельчением угля, простотой конструкции и обслуживания, вследствие чего может быть осуществлен вывод людей из лавы. Однако струги требуют значительного тягового усилия, надежной ориентировки по специальным направляющим при движении вдоль забоя и при переходе к съему следующей стружки, как правило, нуждаются в верхней и нижней части лавы в наличии ниш.

Поэтому применение стругов для выемки угля ограничено.

2. Величина захвата. Захват выемочной машины (ширина выемочной полосы пласта) в применяемых машинах в настоящее время имеет размер от 0,1 до 2,0 м.

Условно считают захват «узким» при ширине полосы до 1,0 м и «широким» при ширине свыше 1,0 м.

Широкий захват требует для навалки угля на забойный конвейер наличия специального грузчика; определяет большое некрепленное пространство; большей частью вызывает необходимость разборки забойного конвейера при переноске; затрудняет отбойку угольного целика в основном из-за того, что исполнительным органам машины приходится в значительной части работать в ненарушенном массиве пласта.

Узкий захват не требует специального грузчика и позволяет производить навалку угля на забойный конвейер при помощи простых отвалов, в отдельных случаях используется самонавалка; переноска забойного конвейера в большинстве случаев производится без разборки (последовательно за счет изгиба решетчатого става или одновременно всего конвейера по всей длине лавы); облегчает разрушение угольного

массиве пласта; наряду с этим следует отметить, что объем вспомогательных работ, не совмещенных с выемкой, возрастает пропорционально уменьшению захвата.

Таким образом, узкий захват, обеспечивающий рациональное использование естественных условий при разрушении угольного целика, а также обеспечивающий упрощение конструкции выемочной машины и облегчение переноски конвейера, следует считать прогрессивным.

3. Характер подачи. Во всех современных комбайнах применяются вариаторы скорости подачи, обеспечивающие прерывистое или непрерывное вращение канатного барабана или звездочки подающей части. К первым относятся храповые и пульсирующие вариаторы, ко вторым — гидравлические.

Прерывистое вращение барабана характеризуется периодическими остановками элементов передач, из-за которых ухудшаются условия смазки; вызывает неравномерное приложение нагрузок в отдельных частях привода; при ступенчатом изменении средней скорости подачи обуславливает невозможность выбора рациональной скорости подачи.

Непрерывное вращение, без периодических остановок, с плавным изменением скорости исключает все отмеченные недостатки.

Поэтому гидравлические вариаторы, безусловно, следует считать прогрессивными. Характер подачи при этом отличается плавностью и отсутствием периодических остановок машины.

4. Схема компоновки. Подавляющее большинство существующих угольных комбайнов имеет механизм подачи с канатным барабаном и схему исполнительных органов, обуславливающую одностороннюю работу. Вследствие ограниченной канатоемкости барабана в работе комбайна возникают периодические остановки для переноски вручную упорной стойки.

В последних конструкциях угольных комбайнов, особенно в зарубежной практике, применяется механизм подач в виде специальной лебедки, установленной на штреке, или механизмы подачи с ведущими звездочками вместо барабанов. Этим исключаются периодические остановки в работе комбайна для переноски упорной стойки. Схемы исполнительных органов в последних конструкциях применяются симметричные, обеспечивающие двустороннюю работу с полной выемкой пласта по всей мощности (регулировка по высоте зарубки) и самозарубку исполнительных органов в пласт.

Прогрессивными в данном случае следует считать схемы компоновки, обеспечивающие непрерывное движение машины при работе, выемку угля по всей мощности и возможность самозарубки.

5. Схема работы. Подавляющее большинство существующих конструкций угольных комбайнов работает по схеме, определяемой как фланговая, односторонняя с машинной дорогой.

Исходя из анализа схем работы угольных комбайнов, можно заключить, что более выгодной будет фланговая схема с рамы конвейера или в лоб заходки при двухсторонней работе с механизированной выемкой ниш и с совмещением переноски конвейера с работой по выемке угля.

Наиболее прогрессивной схемой работы является фронтальная схема, обеспечивающая отсутствие вспомогательных операций, не совмещенных с выемкой, и непрерывную работу в пределах вынимаемого шахтного поля.

6. Способ крепления и управления кровлей. В последние годы в области механизации крепления, имеющего значительный удельный вес в общем объеме работ по выемке угля, проделана большая работа и на-

мысленных типов крепей с механизацией операций по их управлению (установка, распор, разгрузка, перемещение).

Механизация операций с крепями осуществляется или при помощи специальных передвижчиков, которые использовались также и для передвижки забойного конвейера, или при помощи специальных механизмов, встроенных в самой крепи.

Первый способ механизации с применением специальных передвижчиков отличается:

а) сложностью работы передвижчика, обусловливаемой значительным количеством установок и операций, связанных с последовательным перемещением крепей вслед за комбайном. Поэтому работа передвижчика может ограничивать скорость продвижения комбайна;

б) многооперационностью при необходимости точной установки передвижчика, что требует ручного управления и поэтому плохо поддается автоматизации.

Второй способ механизации с применением встроенных механизмов отличается:

а) простотой действия, достигаемой, однако, за счет увеличения количества механизмов в забое и большей скоростью перестановки;

б) возможностью дистанционного управления и автоматизацией управления;

в) большей скоростью перестановки крепей, благодаря чему не ограничивается скорость продвижения комбайна.

Второй способ механизации операций с крепями следует признать более прогрессивным, как не ограничивающий работу комбайна и обеспечивающий автоматизацию и безопасность работ.

Таким образом, можно заключить, что прогрессивными направлениями в механизации выемки угля следует считать направления, характеризующиеся применением:

1. Исполнительных органов типа резцовой головки или, где это возможно, струга, работающего по принципу отделения угля с поверхности забоя.

2. Машины с узким захватом, обеспечивающей навалку угля на забойный конвейер при помощи отвала или самонавалкой и передвижку конвейера без разборки.

3. Непрерывной подачи с плавным автоматическим изменением скорости в соответствии с переменными условиями работы машины.

4. Компоновки узлов, обеспечивающей устранение ручных операций и перерывов в работе.

5. Схемы работы с минимальными потерями производительного времени.

6. Механизированного крепления, исключающего трудоемкие ручные операции по управлению кровлей и передвижке стоек крепи.

Глава XIII

КОМПЛЕКСЫ И АГРЕГАТЫ

§ 93. Общие сведения

Основным назначением комплексов и агрегатов является механизация всех производственных и вспомогательных операций по выемке угля (зарубки, отбойки, навалки, доставки угля, переноски конвейера, передвижки крепи и др.) при условии максимального повышения эффективности и облегчения труда обслуживающего персонала. Повышение эффективности здесь достигается наиболее полной механизацией и автоматизацией всех операций и совмещением их во времени, благодаря чему обеспечивается многоцикличная или поточная работа в очистных забоях.

Для этой цели требуются наиболее совершенные конструкции и характеристики машин для выемки и доставки угля, обеспечивающие повышенные режимы работы, максимальную механизацию всех операций, минимальный объем вспомогательных работ, простую организацию труда, повышенную надежность действия и пр. Большую роль в составе комплексов и агрегатов приобретают механизмы и оборудование для крепления и управления кровлей, определяющие в значительной степени организацию труда и основные параметры машин для выемки (захват, размеры, скорость подвигания забоя и др.).

Комплексы отличаются от простой совокупности необходимых для выемки угля машин, механизмов и оборудования взаимной увязкой в работе этих машин и механизмов, обеспечиваемой конструкцией и соответствием основных параметров.

В настоящее время создание комплексов проводится в двух направлениях, соответственно чему различают:

1) широкозахватные комплексы, предусматривающие использование существующих конструкций комбайнов и схем их работы без каких-либо изменений;

2) узкозахватные комплексы, предусматривающие использование как вновь спроектированных выемочных машин в соответствии с новыми требованиями, так и существующих конструкций комбайнов с изменением основных параметров и усовершенствованием отдельных узлов.

Агрегаты представляют собой сочетание выемочной машины, забойного конвейера и крепления с такой степенью взаимной увязки в работе, когда создаются условия для автоматизации процесса выемки и поточной работы без присутствия людей в забое, кроме случаев ремонта, контроля, монтажа и наладки работы механизмов.

В настоящей главе рассматриваются наиболее характерные типы и конструкции комплексов и агрегатов. Техническая характеристика рассматриваемых комплексов и агрегатов приведена в табл. 36.

Таблица 36

Техническая характеристика комплексов и агрегатов для выемки угля в пологих пластах

Показатели	Широко-захватный комплекс КМ-9	Узкозахватные комплексы				Агрегаты	
		КУ-2	УМК-1	МК	КМ-87	А-2	А-3
Мощность пласта, <i>м</i>	0,7	1,3	1,3	1,0	1,1—1,6	1,3	1,8
Ширина захвата, <i>м</i>	1,55	1,0	1,0	0,8	0,625 (при ком- байне К-52м)	До 0,1	До 0,08
Длина лавы, <i>м</i>	100	150	150	130	120	60	50
Суточное подвигание забоя, <i>м</i>	3,1	3,0	3,0	3,2	4,0	8,0	10,6
Суточная производительность, <i>т/сутки</i>	280	675	710	430	1000	800	1200
Производительность труда по лаве на выход, <i>т</i>	8,7	15,3	14,5	10,0	20,0	22,0	33,0
Расход леса на 1000 <i>т</i> добычи, <i>м³</i>	—	7,0	—	—	—	—	—
Вес комплекта оборудования на лаву, <i>т</i>	42	84	56	91	180	135	266
в том числе металлокрепь .	25	58	—	—	150	110	153

Примечание. В таблице указаны мощности пластов, принятые для расчета основных показателей работы. Диапазон разрабатываемых пластов приводится в описании комплексов и агрегатов.

§ 94. Комплекс КМ-9

Комплекс КМ-9 предназначается для пластов мощностью 0,55—0,75 *м* при углях средней крепости и кровле средней устойчивости, допускающей некрепленое пространство не менее 6 *м²*.

Комплекс КМ-9 (рис. 198) состоит из комбайна УКТ-2м 1 или КЦТ, забойного конвейера КС-15 2, комплектной крепи М-9 4 и 5, передвижчика крепи и конвейера М-10 3.

Применяемые в комплексе комбайны имеют обычную конструкцию и могут отличаться только размерами исполнительного органа, которые устанавливаются по мощности пласта.

Забойный скребковый конвейер КС-15 — передвижной, специальной конструкции для работы с комбайном УКТ-2м и КЦТ. Конвейер без разборки передвигается передвижчиком за счет изгиба решетчатого става, который допускает угловое смещение звеньев в горизонтальной плоскости на 3° и в вертикальной на 4°. Конвейер может быть смонтирован с различным количеством приводов, от одного до четырех. В последнем случае на каждом конце конвейера устанавливается по два привода. Приводы конвейера снабжены гидромуфтами, с устройством для отключения при нагреве масла до 90°. Тяговым органом в конвейере служат круглозвенные калиброванные цепи. Для приспособления к работе с комбайном высота бортов конвейера понижена до 145 *мм*.

При тяжелых условиях работы в конвейере предусматривается применение трехцепного тягового органа вместо обычного двухцепного. При трехцепном тяговом органе допустимы большие нагрузки, при порыве одной цепи скребок не теряет правильного положения и разорванный участок всегда может быть выведен на рабочую ветвь для замены.

Комплектная крепь М-9 служит для механизации крепления и управления кровлей и состоит из забойных и посадочных комплектов.

Забойный комплект крепи 4 состоит из двух стоек ТС-10 и гибкого

ный комплект 5 состоит из посадочной стойки ОКМ или М-85 с дистанционной разгрузкой, стойки ТС-10 и гибкого верхняка, шарнирно соединенного с посадочной стойкой, и предназначается для управления кровлей. Верхняк забойного комплекта поддерживает кровлю в пролете 2,2 м, достаточном для передвижки конвейера.

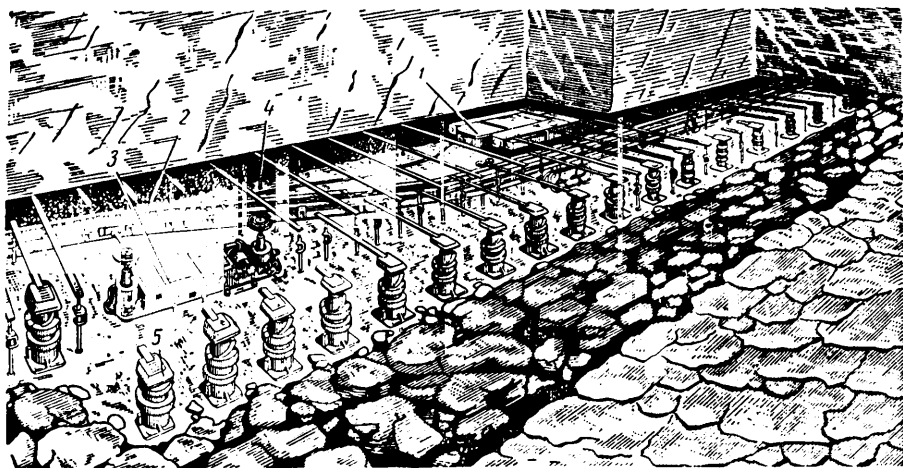


Рис. 198. Схема забоя с комплексом оборудования КМ-9

Трубчатая стойка ТС-10 относится к стойкам постоянного сопротивления и по конструкции является стойкой трения. Отличительная особенность такой стойки заключается в том, что поверхности трения параллельны. Стойки имеют встроенное в головку выдвижной части винтовое распорное устройство и клиновой механизм самозатяжки. Благодаря винтовому распорному устройству обеспечивается повышенная раздвижность стойки. Стойки типа ТС отличаются малым весом и поэтому удобны в эксплуатации.

Посадочная стойка ОКУМ (рис. 199) представляет усовершенствованную конструкцию стойки ОКУ. Стойка ОКУ относится к группе стоек возрастающего сопротивления и состоит из основания и выдвижной части со специальной четырехзаходной нарезкой. В выдвижной части имеется винт раздвижки с самотормозящейся резьбой, заканчивающийся самоустанавливающейся головкой. Четырехзаходная нарезка выдвижной части несамотормозящаяся и имеет два опорных и два тормозных витка. Тормозные витки по поверхности выступов выполнены с уклоном и зажимаются клиновым замком между стенкой и плашкой в основании стойки. Избыточное давление кровли сверх того, которое погашается трением в опорных витках, воспринимается упругой замковой частью, которая деформируется по мере опускания выдвижной части. При малом уклоне витков трения, примерно в 1° , при упругих деформациях замковой части обеспечивается значительная податливость стойки.

Разгрузка стойки осуществляется выбивкой клина замка вручную, распор стойки производится также вручную посредством винта раздвижки после установки выдвижной части в верхнем положении и запирании замкового устройства.

Усовершенствования конструкции стойки ОКУ заключаются в применении эксцентриково-рычажного механизма, обеспечивающего дистанционную разгрузку, благодаря этому разгрузка и передвижка стой-

тается немеханизированной, но для облегчения вывинчивания вручную выдвижной части внутри основания стойки помещена поддерживающая цилиндрическая пружина.

Гибкий верхняк сварной конструкции обеспечивает полное прилегание к кровле и может удерживать коржи весом до 3 т при упругом прогибе до 40 мм. Верхняк представляет собой легкую балку из двух стальных полос, скрепленных сваркой друг с другом посредством вставок.

Забойный комплект крепи переносится вручную, а посадочный перемещается передвигчиком после извлечения стойки ТС-10 при опущенном на почву переднем конце верхняка. При установке стойки ОКМ после передвижки распор осуществляется вращением корпуса стойки, в то время как верхняк удерживает на месте головку винта.

Передвигчик М-10 состоит из двухбарабанной механической лебедки, двух вертикальных и одного горизонтального гидравлических цилиндров. Один барабан лебедки используется для перемещения его по лаве. Лебедка имеет две скорости, причем меньшая скорость используется для разгрузки стойки. Вертикальные цилиндры служат для распора передвигчика между почвой и кровлей при работе. Эти цилиндры имеют дополнительные винты для регулировки по мощности пласта. Горизонтальный цилиндр двойной телескопичности служит для передвижки конвейера на новую дорогу. В сжатом положении горизонтальный цилиндр не выступает за габариты корпуса передвигчика, обеспечивая передвижку на 1,5 м.

Для челноковой работы передвигчик имеет дублированный блок управления.

Схема работы комплекса в очистном забое предусматривает определенный порядок операций по выемке угля.

По мере продвижения комбайна по лаве сразу вслед за ним переносятся забойные комплекты крепи. При этом передняя стойка комплекта ставится в непосредственной близости от забоя, а задняя с завальной стороны конвейера таким образом, что за комбайном образуется закрепленное упругими верхняками бесстоечное пространство шириной 2,2 м, в котором передвигчик передвигает конвейер. Затем передвигаются посадочные комплекты. Передвижка конвейера и крепи заканчивается вслед за окончанием выемки угля комбайном. После разворота комбайна УКТ-2м оборудование комплекса готово к выполнению следующего цикла.

При работе комплекса дистанционная разгрузка и механизированная передвижка посадочной крепи исключают применение контрольных деревянных стоек.

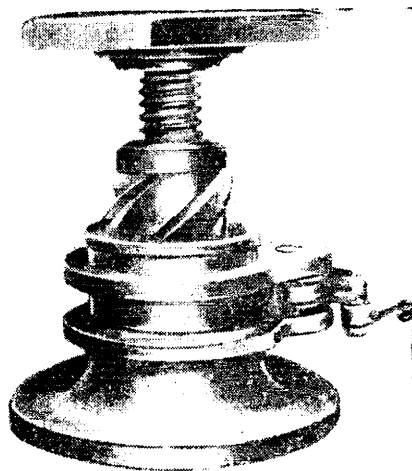


Рис. 199. Посадочная стойка ОКУМ

§ 95. Комплекс КУ-2

Комплекс КУ-2 (рис. 200) предназначается для пластов мощностью 0,85—1,3 м с углами различной крепости и вязкости при кровлях допус-

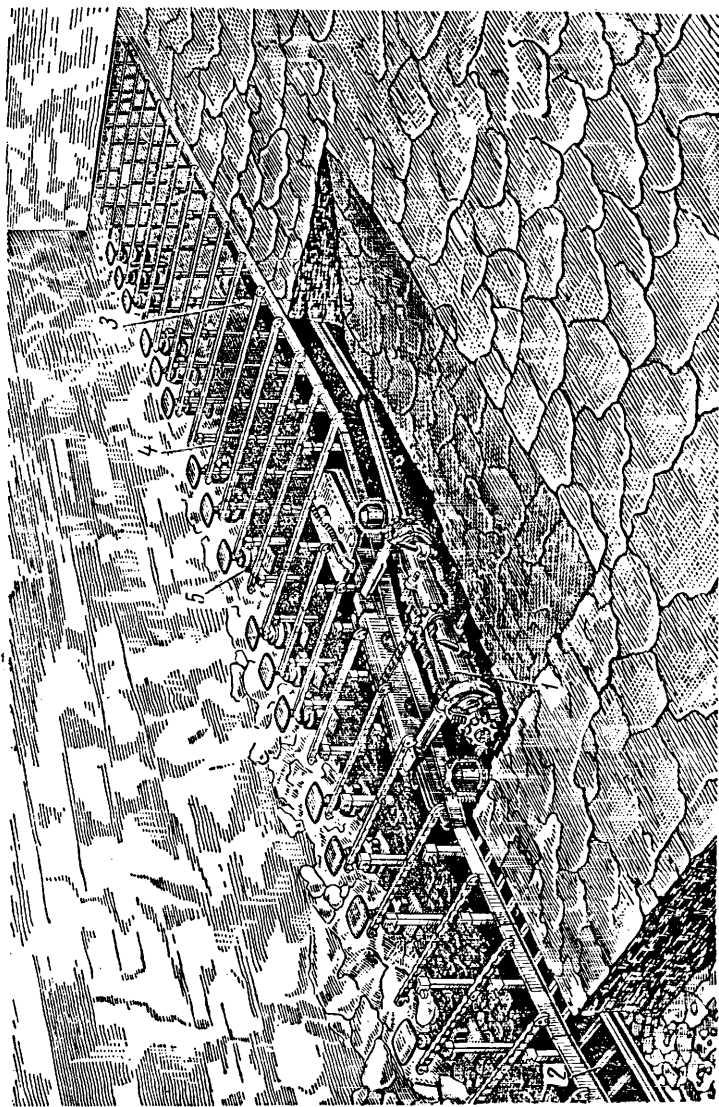


Рис. 200. Схема забоя с комплексом оборудования КУ-2

Комплекс состоит из комбайна КУ-2 1, передвижного конвейера КС-9 2 и комплекта металлической индивидуальной крепи 3, 4 и 5.

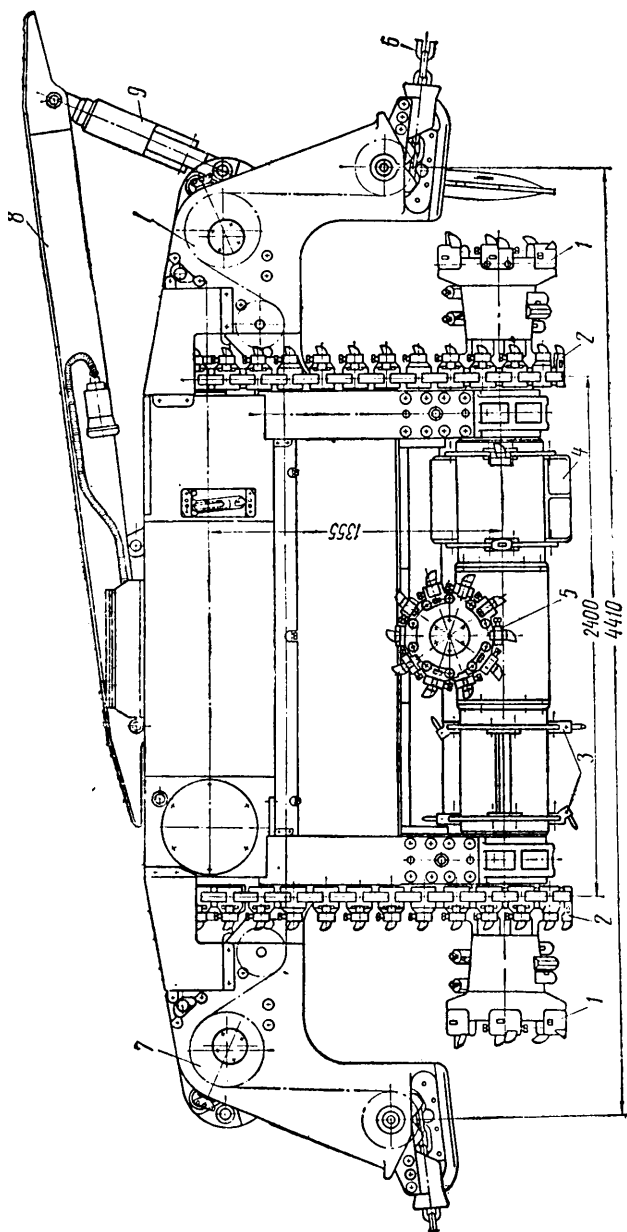


Рис. 201. Комбайн КУ-2

Исполнительные органы выемочной машины располагаются вдоль борта конвейера, а приводы исполнительных органов, механизм подачи и электродвигатель располагаются вдоль противоположного борта конвейера. Таким образом, конвейер охватывается с двух сторон узлами машины, что дает возможность при наклонном расположении забоя осуществлять передвижку конвейера механизированным способом одновременно с работой машины. При подаче машины вдоль забоя забойный конвейер передвигается на новую дорогу; при этом машина стремится отжиматься от забоя, чему противодействует направляющая лыжа, опирающаяся на забойную крепь.

Исполнительные органы машины одинаковые и расположены симметрично по концам машины, благодаря чему обеспечивается возможность челноковой работы.

Исполнительный орган машины КУ-2 (рис. 201) состоит из коронок 1 с приводом от режущих цепей 2, режущих дисков с зуб-

ками 3, расположенных по главной горизонтальной оси, и режущей головки в виде набора дисков 5, расположенной на середине по вертикальной оси. Между режущими дисками 3 располагаются лопасти 4 для навалки разрушенного угля на забойный конвейер.

Исполнительным органом машины обеспечивается сплошная обработка угольного пласта в пределах диаметра коронок и режущих дисков 3. Верхняя пачка пласта у кровли обрабатывается режущей головкой, выполненной регулируемой по высоте.

Подача машины вдоль забоя осуществляется при помощи круглозвенной калиброванной цепи 6, растянутой по всей длине лавы и закрепленной по концам через натяжные устройства пружинного типа. На машине цепь проходит по направляющим роликам и огибает ведущие звездочки 7.

Направляющая лыжа 8 шарнирно закреплена на машине при помощи регулируемых винтовых распорных стоек 9 и может легко устанавливаться в требуемое положение для работы вверх и вниз по лаве. Регулировка распорных стоек позволяет также изменять величину захвата машины.

Металлическое крепление кровли состоит из забойных стоек 3, шарнирных консольных верхняков 4 и посадочных стоек 5 крепи ОКУМ (см. рис. 200).

Схема работы выемочной машины в комплексе — в лоб заходки, челноковая с перемонтажом направляющей лыжи.

Вслед за продвижением машины производится перестановка забойной крепи вручную и перестановка посадочной крепи с применением приспособлений, облегчающих работу.

С применением этого комплекса обеспечивается большая эффективность, он выгодно отличается минимальным объемом вспомогательных работ, так как по концам лавы требуются ниши небольших размеров.

§ 96. Комплекс с комбайном УМК-1

Комплекс (рис. 202) предназначается для пластов пологого падения мощностью 1,1—1,5 м с крепкими и вязкими углями и породами кровли средней устойчивости.

Комплекс состоит из узкозахватного комбайна УМК-1 1, забойного изгибающегося конвейера КС-9 или КСП-1 2, гидравлической забойной крепи ГС 3, шарнирных облегченных верхняков 1ВДУ-1 4 и посадочной крепи ОКУ-150 5 [12].

Комбайн УМК-1 (рис. 203) работает с рамы конвейера, имеет баровый исполнительный орган, состоящий из нижнего ступенчатого бара 5 и пакета 4 плоских баров. Нижний бар изогнут у корпуса комбайна для полной выемки пласта и расположен перпендикулярно к оси машины. Верхние плоские бары расположены горизонтально над конвейером под углом 30° к оси машины и крепятся со стороны забоя на кронштейне нижнего бара, а со стороны корпуса комбайна опираются на раму через направляющий кронштейн. Верхние бары за исключением последнего приводятся в движение посредством вала, связанного с направляющей звездочкой на головке нижнего бара. Последний верхний бар приводится в движение от направляющей звездочки предпоследнего бара и выполнен подвижным по высоте для регулировки, которая осуществляется двумя гидравлическими домкратами в пределах 220 мм.

Принятая конструкция исполнительного органа позволяет производить выемку угля по челноковой схеме, без перемонтажа.

При работе влево (см. рис. 203) позади исполнительного органа устанавливается оградительный щит 6 с оросительным устройством. При работе в обратном направлении щит снимается и оросительное устройство перемонтируется. Навалка разрушенного угля в обоих случаях производится рабочими ветвями режущих цепей, для чего производится их реверсирование и они снабжаются двусторонними режущими зубками.

Подающая часть 1 комбайна принята от комбайна «Донбасс-2» с увеличенной скоростью подачи до 2 м/мин. Электродвигатель 2 типа ЭДК-120 соединен с редуктором исполнительного органа 3.

Схема работы комбайна фланговая, с рамы конвейера, челноковая, с нишами вверх и вниз лавы.

При работе комбайна на пластах мощностью 1,3—1,5 м в исполнительном органе дополнительно устанавливается шестой бар.

Схема работы комплекса предусматривает передвижку забойного конвейера без разборки вслед за комбайном с отставанием в 12—15 м.

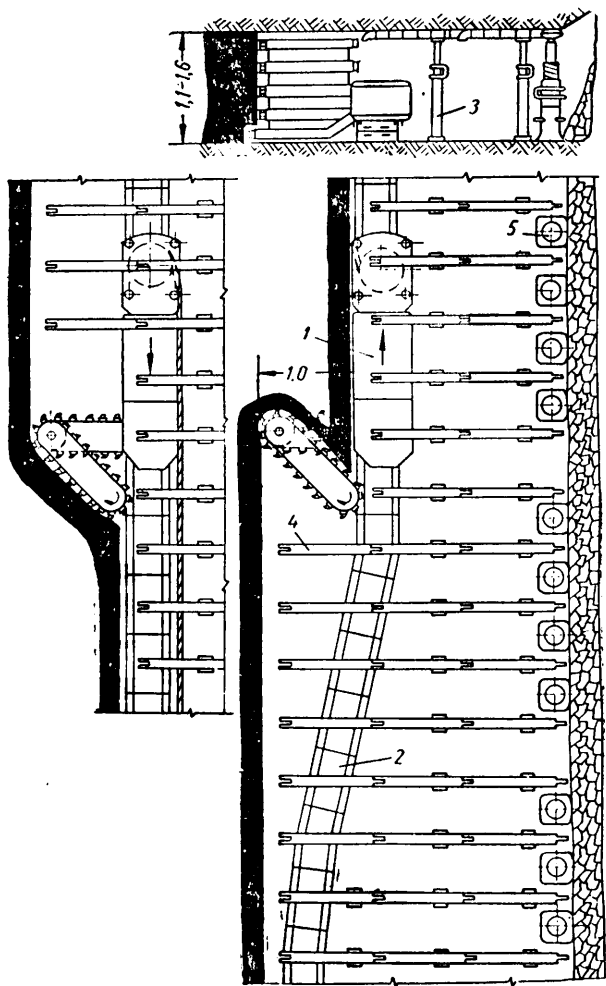


Рис. 202. Схема комплекса с комбайном УМК-1

Передвижка производится при помощи каната, закрепленного на комбайне и проходящего через ролик на упорной стойке у забоя и крепящегося быстроразборным замком к конвейеру на изогнутом участке. При движении комбайна забойный конвейер подтягивается к забою до требуемого положения.

На участке изгиба забойного конвейера поддержание кровли временное, консольными верхняками без установок стоек.

Для работы комбайна в обратном направлении производят перестановку щита, растяжку каната со стороны выработанного пространства и реверсирование двигателя. Кроме этого, одновременно производят

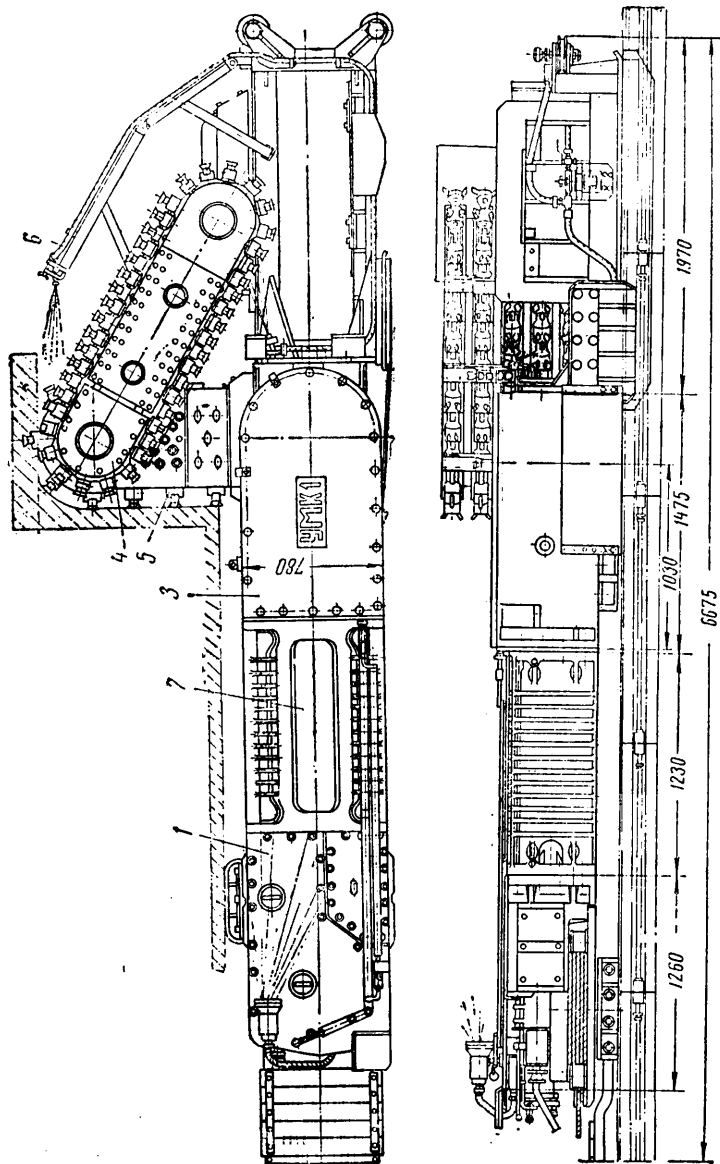


Рис. 203. Комбайн УМК-1

передвижку головки конвейера на глубину захвата и части решетчатого става у комбайна (изогнутый участок).

Работа по переноске забойной и посадочной крепи в комплексе производится вручную.

Схема работы комплекса обеспечивает совмещение во времени основных операций по выемке угля в очистном забое и устранение некоторых вспомогательных работ, благодаря чему повышается эффективность работы.

§ 97. Комплекс МК

Комплекс МК (рис. 204) предназначен для толстых пластов мощностью 0,7—1,0 м с крепкими и вязкими углями и породах кровли средней устойчивости.

Комплекс состоит из четырех комбайнов 1, низкого скребкового конвейера 2, комплекта металлической индивидуальной забойной крепи 3, 4 и посадочной крепи типа ОКУ 5.

Отличительной особенностью комплекса является многокомбайновая выемка угля — в лаве работает несколько комбайнов упрощенной конструкции. Каждый из комбайнов работает независимо от остальных на своем участке, осуществляя погрузку угля на общий конвейер. Благодаря этому работа по выемке угля рассредоточивается по длине забоя, т. е. фронт работ увеличивается, сокращается время цикла.

Исполнительный орган комбайна МК-1 (рис. 205) представляет собой раздвижной барабан с режущими зубками, расположенный вертикально и приводимый во вращение

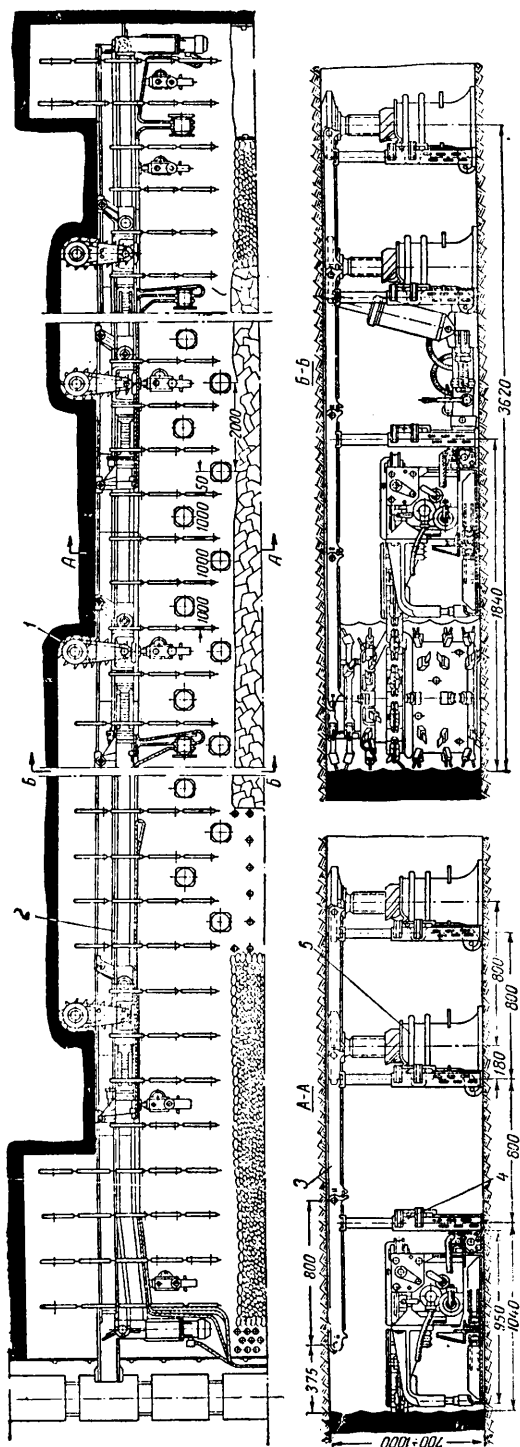


Рис. 204. Схема забоя с комплексом оборудования МК

режущей цепью плоского бара машины. Диаметр барабана по зубкам принимается примерно равным ширине вынимаемой заходки.

Конструкция исполнительного органа обеспечивает выемку угля по всей мощности пласта за счет раздвижки барабана и навалку угля на забойный конвейер двусторонними режущими зубками барабана, для чего последний имеет необходимое направление вращения (правое

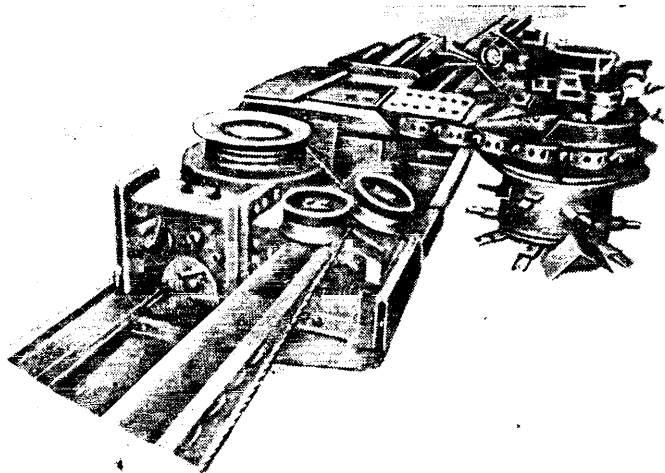


Рис. 205. Комбайн МК-1

или левое). Комбайн может самозарубываться в угольный пласт и работать по челноковой схеме благодаря симметричности исполнительного органа относительно продольной оси в плане.

Возможность самозарубки исполнительных органов нескольких комбайнов исключает необходимость промежуточных ниш для начала следующего цикла.

Все выемочные машины работают с рамы конвейера: подача канатная, навстречу друг другу, попарно.

Забойный конвейер с консольными скребками при расположении рабочей и холостой ветви в одной плоскости имеет небольшую высоту, что облегчает навалку угля.

Для большей устойчивости машина опирается специальным кронштейном на передний борт конвейера.

Передвижка конвейера производится посредством гидродомкратов, смонтированных вдоль завального борта конвейера.

Схема работы комплекса предусматривает выемку угля по всей длине забоя, после чего следуют передвижка конвейера на забой с одновременной зарубкой всех выемочных машин в пласт и выемка заходок в обратном направлении; при этом выемочные машины реверсируются.

Работы по переноске индивидуальной металлической крепи в комплексе не механизированы.

В случае выхода из строя одной из выемочных машин работа комплекса задерживается в связи с тем, что подмена машины возможна только после того, как соседняя машина закончит свою работу.

Комплекс КМ-87 (рис. 206) с комбайном К-52м предназначен для выемки угля, крепления, управления кровлей и передвижки конвейера при выемке пологих пластов с углями любой крепости и вязкости мощностью от 1,1 до 1,6 м.

Кровля пласта должна допускать незакрепленное пространство в зоне работы комбайна не менее 8 м².

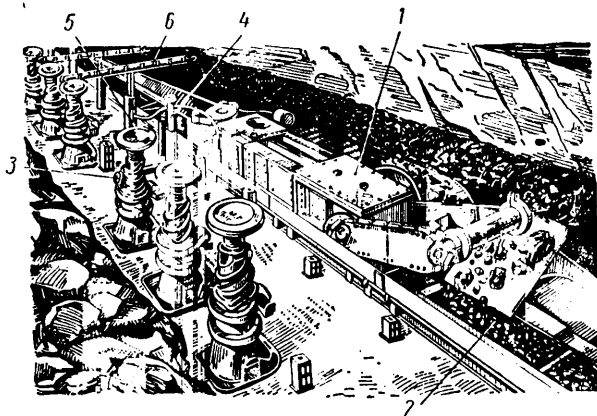


Рис. 206. Комплекс КМ-87

Комплекс состоит из узкозахватного комбайна К-52м 1, установленного на раме конвейера; передвижного забойного конвейера КС-9 или КСП-1 2 и крепи М-87 (3, 4, 5, 6).

Передвижка конвейера осуществляется гидравлическими домкратами, связанными с рамой конвейера и упорными гидравлическими стойками.

Выемка полосы угля производится при движении комбайна снизу вверх, после чего комбайн перегоняется вниз лавы, при этом его отвал производит зачистку и навалку угля на конвейер.

После перегона комбайна производится передвижка конвейера.

§ 99. Агрегат А-2

Агрегат А-2 предназначен для пологих пластов мощностью 0,85—1,8 м с углями средней крепости и боковыми породами средней устойчивости.

Схема работы агрегата — фланговая, двусторонняя с периодической подачей на забой на величину снимаемой стружки (50—150 мм).

Агрегат А-2 (рис. 207) состоит из скоростного струга 1, цельнопередвижного скребкового конвейера 2 и передвижной гидрофицированной крепи 3 и 4.

Скоростной струг 1 движется по конвейеру 2, опираясь своим корпусом в нижней части на направляющую трубу 5, а хоботом — на задний борт конвейера. Струг двустороннего действия представляет собой стальную отливку, симметричную относительно средней поперечной оси. Струг имеет сменные резцы, установленные по наклонным линиям, так что работа верхних резцов облегчается опережающим снятием стружки ниже расположенными резцами. Отбойка угля производится снятием стружек резцами и скалыванием промежуточных целиков между ними.

Для изменения высоты зарубки верхняя часть струга выполнена выдвижной и посредством гидравлического сервоцилиндра и копирных линеек устанавливается в требуемое положение. Этим обеспечивается выемка пласта на полную мощность по всей длине лавы.

Струг перемещается посредством бесконечной сварной калиброванной цепи, холостая ветвь которой проходит в направляющей трубе струга. Цепь приводится в движение приводом, расположенным на верхнем конце конвейерного става и снабженным турбоуфтой.

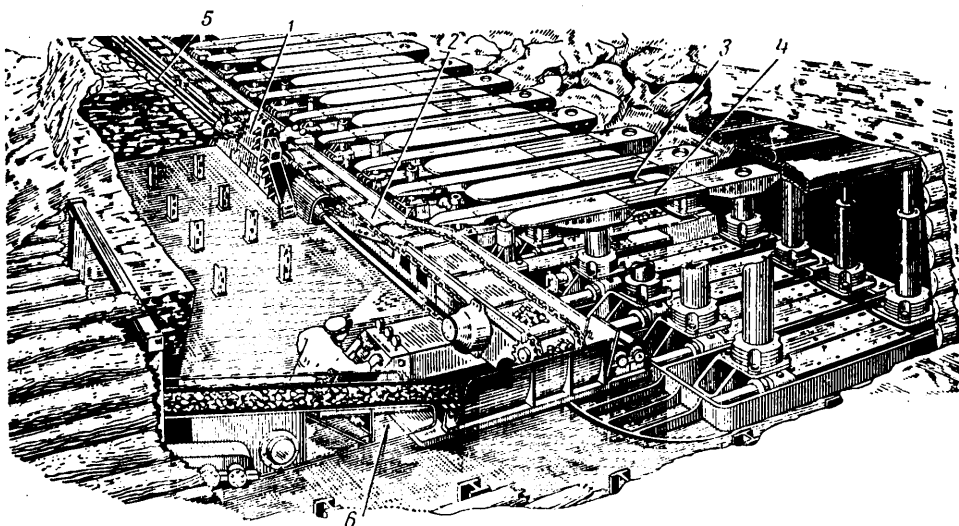


Рис. 207. Агрегат А-2

Скорость перемещения струга 42 м/мин, усилие перемещения до 30 т при разрывном усилии цепи 50 т.

Рабочий цикл струга автоматизирован при помощи концевых переключателей привода цепи, установленных на концах направляющей трубы. Обычно в нижней части лавы струг со всем агрегатом подается на забой на величину заданной стружки и включается привод струга. Дойдя до верха лавы, струг переключает концевой выключатель, реверсируя привод подачи, и движется вниз, зачищая забой. Возвратившись в исходное нижнее положение, струг нижним концевым выключателем отключает привод, после чего опять следует подача на забой и включение привода струга.

На концах направляющей трубы предусматриваются буферные устройства пружинного или гидравлического типа для гашения ударов при выходе струга в крайние положения.

Цельнопредвижной скребковый конвейер служит для доставки угля на откаточный штрек и одновременно является базой всего агрегата. Для этого рама конвейера выполнена массивной, а замковые соединения ее секций создают жесткость в направлении подачи агрегата на забой, но обеспечивают гибкость в вертикальном направлении для приспособления к гипсометрии пласта.

Для управления агрегатом в вертикальной плоскости на задней стороне конвейера предусмотрены регулируемые по высоте винтовые опоры, с помощью которых изменяется угол наклона става конвейера и струга относительно почвы пласта. Благодаря этому всегда удастся совместить опорную плоскость агрегата с плоскостью резания нижних резцов

струга, образующих почву, что является обязательным для нормальной работы агрегата, так как в противном случае возможен уход агрегата в кровлю или почву.

Привод конвейера обычного типа, располагается со стороны откаточного штрека и сообщает скребковой цепи скорость 1,1 м/сек. Для доступа к холостой ветви цепи рама конвейера имеет съемные решетки.

От забойного конвейера уголь посредством штрекового перегружателя 6 подается в вагонетки или на ленточный конвейер.

Крепление агрегата состоит из двух видов секций — забойных и посадочных. Забойные секции 3 подсоединены перпендикулярно к раме конвейера и состоят из литого основания гидравлической стойки с рабочим сопротивлением в 20 т и гибкого рессорного верхняка. Передняя консоль поддерживает кровлю над конвейером, а задняя — над людским ходком агрегата.

Посадочные секции 4 располагаются между забойными секциями и гидродомкратами подачи, а также связаны с рамой конвейера. Посадочные секции состоят из литого основания, двух гидравлических стоек по 100 т сопротивления каждая и упругого рессорного верхняка с передней консолью. На боковых поверхностях каждой посадочной секции, обращенных к верхней части лавы, имеются плоские пружины, обеспечивающие правильное взаимное положение забойных и посадочных секций и устраняющие возможность сползания агрегата по падению пласта. Пружины поддерживают забойные секции, жестко закрепленные на раме конвейера во время подачи агрегата на забой, когда забойные секции разгружаются и не могут фиксировать положение агрегата в забое.

В основаниях забойных и посадочных секций расположены гидроблоки местного управления и порционеры, с помощью которых регулируется подача на забой става конвейера.

Забойные секции передвигаются одновременно по всей длине лавы с малым шагом, подхватывая обнаженную после прохода струга кровлю. Посадочные секции передвигаются поодиночке или группами через каждые 0,8 м продвижения агрегата. Такая система поддержания и управления кровлей снижает вредное влияние частых и значительных по величине изменений сопротивления крепи.

Гидросистема крепи позволяет вести передвижку забойных и посадочных секций с остаточным подпором без нарушения контакта с кровлей, благодаря чему обеспечивается полная безопасность работы обслуживающего персонала и хорошая устойчивость пород кровли.

Насосная станция агрегата, обслуживающая гидросистему, располагается в нише на откаточном штреке на расстоянии 100—150 м от лавы. По штреку к гидравлическому пульту управления агрегата прокладываются напорный и сливной трубопроводы, которые укорачиваются по мере продвижения забоя. Гидропроводы в лаве проложены вдоль задней стороны рамы конвейера.

Магнитная станция агрегата располагается на штреке и ею осуществляется дистанционное управление электродвигателями привода струга, привода конвейера, насосной станции, оросительной установки, а также звуковая и световая сигнализация.

При нормальной работе всех узлов агрегата управление им может осуществляться с центрального пульта управления и при этом не требуется присутствия людей в очистном забое. Это является большим преимуществом сравнительно со всеми другими способами механизации выемки угля.

Недостатком агрегата является трудность поддержания кровли при сопряжении очистного забоя с откаточным штреком. Разгрузочный

конец скребкового конвейера на выходе в штрек требует непрерывного перекрепления штрека при продвижении агрегата. Верхняки крепления штрека над конвейером поддерживаются спаренными вандрутными балками и гидравлическими стойками, которые приходится переносить вручную, что может задерживать продвижение агрегата и снизить производительность труда.

Экспериментальный образец агрегата А-2 успешно прошел шахтные испытания в лаве длиной 25 м.

§ 100. Агрегат А-3

Агрегат А-3 предназначается для пластов пологого падения мощностью 1,45—2,0 м с неустойчивой кровлей и слабой почвой при средней крепости угля.

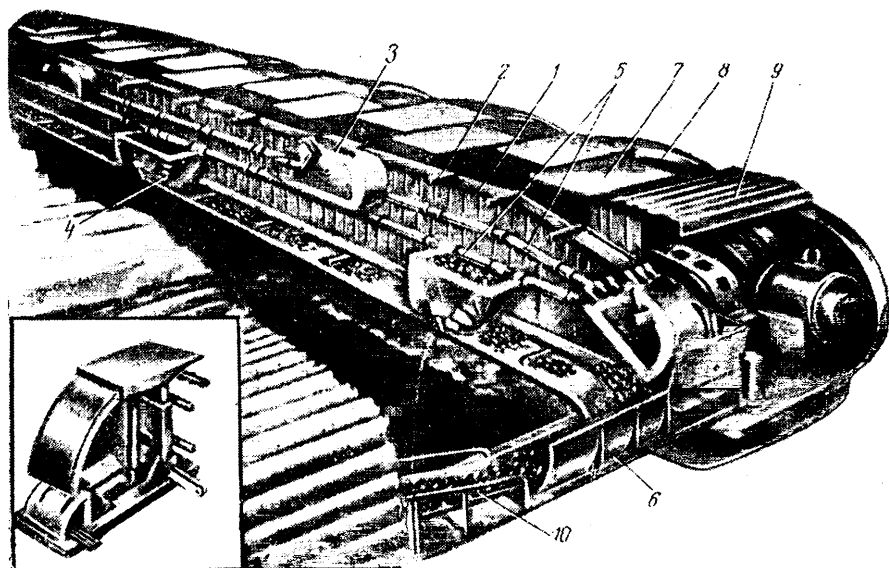


Рис. 208. Агрегат А-3

Схема работы агрегата фронтальная с непрерывной подачей на забой.

Агрегат состоит из отбойно-доставочного исполнительного органа, передвижной гидрофицированной крепи и скребкового перегружателя (рис. 208).

Исполнительный орган состоит из крупнозвенной (шаг 365 мм) бесконечной пластинчатой цепи 1 со скребками 2 и каретками 3, несущими крупные резцы 4, которыми обрабатывается забой от почвы до кровли по всей длине лавы. Цепь движется в направляющих передней стенки агрегата, расположенных по внешнему контуру. Шарнирно связанные между собой трубчатые направляющие 5 в средней части передней стенки служат второй опорой кареткам. Направляющие могут перемещаться в вертикальной плоскости для изменения высоты зарубки.

Цепь с каретками приводится в движение от двухконцевого привода. По концам агрегата расположены редукторы с ведущими звездочками и электродвигатели. Для натяжения цепи редукторы приводов соедине-

ны с основаниями концевых секций при помощи салазок и натяжных гидродомкратов.

Разрушение угольного массива осуществляется снятием с поверхности забоя резами кареток крупной стружки. Остающийся между каретками небольшой целик разрушается и не требуется дополнительных средств.

Передняя стенка агрегата, на которой смонтированы направляющие пластинчатой цепи и кареток, собрана из секций, соединенных между собой горизонтальными шарнирами у почвы в один общий став, благодаря чему обеспечивается необходимая для работы агрегата жесткость в направлении подачи на забой и гибкость вдоль линии забоя для приспособления к гипсометрии пласта. Передние части оснований секций служат постелью, по которой с помощью скребков и кареток с резами разрушенный уголь доставляется вдоль агрегата к нижнему штреку. Каждая секция имеет вертикальную стенку б, несущую направляющие и отделяющую исполнительный орган от людского ходка агрегата. Передние стенки секций расположены в одной вертикальной плоскости. Для регулирования положения верхних направляющих исполнительного органа стенки имеют выдвижную часть с ходом раздвижки 600 мм.

Основания секций имеют проем для опорного башмака гидравлической стойки с сопротивлением 90 т, верхняк 7 которой имеет шарнирно связанную с ним стенку 8 для защиты рабочего пространства внутри агрегата от проникновения породы со стороны выработанного пространства.

Для передвижения крепи и подачи агрегата на забой каждая линейная секция имеет два горизонтальных гидродомкрата с ходом 400 мм. Один из них расположен у основания секции, другой — под верхняком стойки.

Концевая секция 9 со стороны нижнего штрека состоит из основания, стойки с верхняком, домкратов передвижения и двух дополнительных домкратов, служащих для опоры основания на почву пласта.

Концевая секция со стороны верхнего штрека, пройденного без подрывки, аналогична линейной секции.

Передвижная крепь агрегата состоит из ряда гидравлических стоек, встроенных в секции и связанных с ними горизонтальными гидродомкратами.

При работе две трети всех гидростоек крепи находится в распертом состоянии между почвой и кровлей. При этом в верхние и нижние гидродомкраты этих стоек от насосной станции подается масло и, таким образом, нижние гидродомкраты подтягивают став секций к распертым стойкам, а верхние толкают его на забой, благодаря чему осуществляется непрерывная подача агрегата на забой.

Остальная треть гидростоек имеет пониженный до 2—5 т распор, под которым они передвигаются вперед в исходное положение.

После продвижения агрегата на 120—130 мм производится переключение на вторую группу гидродомкратов и стоек, а затем производится переключение на третью группу.

В тех случаях, когда по состоянию кровли или по другим причинам необходимо выполнять внеочередное выдвижение верхняка или вытянуть стойку из почвы, эти операции осуществляются при помощи ручных гидрораспределителей секций без перерыва нормальной подачи агрегата на забой.

Для управления движением агрегата в плоскости пласта все гидростойки разделены на две группы. При подаче различного количества

масла в эти группы стоек агрегат разворачивается в сторону, куда подается большее количество масла.

Для управления движением агрегата в вертикальной плоскости на нижней кромке лобовой поверхности оснований секций имеется шарнирно закрепленный носок, угол наклона которого регулируется с помощью винтов, расположенных между передними стенками секций.

Скребковый перегружатель 10 агрегата представляет собой специальный скребковый конвейер, передвигающийся с помощью порталных колесных опор по рельсам, расположенным по обе стороны штрекового ленточного конвейера КРШ-220. Привод перегружателя спаренный, мощностью по 15 кВт, с турбомуфтами.

Насосная и магнитная станции агрегата размещены по обе стороны перегружателя и передвигаются вместе с ним по мере подачи агрегата на забой.

Для поддержания сопряжения штрека с лавой оба конца агрегата имеют спаренные рессорные верхняки, которые по мере продвижения агрегата поочередно подхватывают деревянные верхняки штрековой крепи.

Управление агрегатом производится дистанционно с центрального пульта, расположенного на концевой секции у нижнего штрека. Кроме дистанционного, предусматривается также и местное ручное управление перемещением гидростоек агрегата.

Скорость подачи агрегата на забой составляет 0,14 м/мин.

ПРОХОДЧЕСКИЕ КОМБАЙНЫ

Глава XIV

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

§ 101. Условия работы проходческих комбайнов и требования, предъявляемые к ним

Условия работы

Проходческие комбайны предназначены для проведения подготовительных выработок по углю или породе при выемке пластовых полезных ископаемых подземным способом.

Проходческий комбайн одновременно осуществляет отделение угля или породы от целика, выгрузку отбитого материала из забоя и погрузку на транспортные устройства, а иногда и временное поддержание кровли над комбайном.

Объем подготовительных работ при выемке угля весьма значителен: на каждые 1000 т суточной добычи в среднем по стране проходится до 10 м подготовительных выработок, а в отдельных бассейнах — до 18 м.

Проведение высокими темпами такого большого объема подготовительных выработок буровзрывным способом представляет большие трудности.

При проведении подготовительных выработок комбайнами по сравнению с буровзрывными способами проходки с механизированной погрузкой взорванной массы увеличивается примерно в 2,5 раза скорость, более чем в два раза производительность и снижается трудоемкость.

Применение проходческих комбайнов увеличивает безопасность труда проходчиков и обеспечивает большую устойчивость выработок, так как окружающий выработку массив остается не нарушенным.

Требования, предъявляемые к конструкции проходческих комбайнов

Условия работы проходческих комбайнов характеризуются следующими особенностями.

1. Проходческие комбайны работают в забоях малых размеров, что ограничивает размеры машины.

2. Физико-механические свойства пород, разрушаемых проходческими комбайнами, отличаются большим разнообразием.

3. Крепость разрушаемых комбайном пород разнообразна: от мягких (глины, мягкий каменный уголь, коэффициент крепости по шкале М. М. Протодяконова 0,8) до пород с коэффициентом крепости порядка 5 (для существующих в настоящее время комбайнов).

4. При проведении выработок встречаются породы, обладающие высокой абразивностью; крепость и абразивность пород в значительной степени определяют выбор типа инструмента и его износа.

5. Устойчивость боковых пород характеризуется большим разнообразием; встречаются устойчивые горные породы, когда выработку можно не крепить, и неустойчивые и обводненные, когда выработку необходимо крепить вплотную к забою, что также определяет конструкцию и способ работы комбайнов.

6. Выработки, проводимые комбайнами, имеют различную площадь сечения и различное расположение относительно горизонта (горизонтальные и наклонные).

7. Значительная часть горных выработок проводится смешанным забоем (по породе и углю).

8. Форма выработки, проведенной комбайном, должна быть удобной для крепления без дополнительных работ.

9. Целесообразно, чтобы в контакте с забоем одновременно находилось небольшое число зубков исполнительного органа комбайна, что уменьшит необходимое напорное усилие и мощность, идущую на разрушение породы. Однако число одновременно работающих зубков не должно быть малым, так как при этом увеличивается неравномерность нагрузки на исполнительный орган.

10. От забоя к исполнительному органу передается реактивный крутящий момент, который стремится повернуть комбайн относительно оси выработки. Удерживать комбайн от поворота, особенно в круглой выработке, весьма сложно. Поворот комбайна относительно оси выработки крайне нежелателен, так как возвратить комбайн в исходное положение весьма затруднительно. Следовательно, исполнительный орган должен быть полностью уравновешен или иметь малый реактивный момент.

11. Проходческие комбайны имеют большой вес, громоздки и требуют больших затрат времени и труда для транспортирования и монтажа, поэтому могут дать большой технико-экономический эффект лишь при проведении выработок большой протяженности, когда не требуются частые перегоны комбайнов.

Исходя из перечисленных особенностей работы проходческих комбайнов, к ним предъявляются следующие требования:

- 1) выработки должны проводиться нужного сечения и формы, удобной для крепления (трапецевидная, арочная);
- 2) исполнительный орган должен быть достаточной производительности, прочный, износостойкий и негромоздкий;
- 3) реактивный момент на исполнительном органе должен быть мал;
- 4) при работе в смешанном забое исполнительный орган должен производить разделную выемку угля и породы;
- 5) должно создаваться достаточное напорное усилие на забой;
- 6) должно устойчиво выдерживаться заданное направление;
- 7) комбайн должен управляться в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
- 8) иметь надежное и эффективное погрузочное устройство.

§ 102. Проведение выработок и классификация проходческих комбайнов

Проведение выработок

Средние скорости проведения подготовительных выработок по смешанному забою с применением проходческих комбайнов в настоящее время являются еще сравнительно невысокими.

Темпы проведения подготовительных выработок определяются скоростью подачи комбайна и использованием комбайна во времени.

Техническая характеристика проходческих комбайнов

Тип комбайна	Тип исполнительного органа	Сечение выработок				Возможный угол подъема или наклона выработки, град	Производительность комбайна, м ³ /ч	Основные размеры комбайна, м			Всего комбайнов, шт	Среднее давление на попу, кг/см ²	Количество электродвигателей	Общая установленная мощность, кВт	Скорость резания, м/сек	Тип погружного органа
		форма	высота, м	ширина, м	площадь, м ²			длина	ширина	высота						
ШБМ-2	Роторный	Арокная	3,0	3,0	7,5	±15	До 10 по уголю, до 5 по породе	7,00 без конвейера	1,25	1,70	30	—	5	101,5	—	Ковшовый
ПК-3	Фрезерный	Различная	2,0—2,8	2,8—3,5	5,5—9,0	±15	8	6	2,5—2,8	1,7	10,7	0,5	6	46,6	2,4—7,2	Одноопный скребковый конвейер
ПК-4	То же	То же	2,6—3,0	4,1—5,7	10—15,9	±15	8	8,2	3,8—5,0	1,8	17	0,7	7	74	3,7—10,2	То же
ПК-5	»	»	2,1—3,25	3—4,7	5,7—14,7	±15	8	6,8	2,8—4,7	1,8	12,7	0,59	6	69,2	2,14—3,8	»
ДГИ	»	»	2,5—3,1	2,2—3,0	5,5—8,5	±10	3	6,2	1,2	1,4	5,5	1,08	6	39	Средняя 0,57	Ленточный конвейер
ПК-2м	Баровый	Трапециевидная	2,1—2,8	2,82—3,37	5,6—8,0	±5	6	10,2	2,6—3,2	2,1	10,5	0,8	4	40,1	1,7	Двухцепной скребковый конвейер
КН-1	То же	Прямоугольная	0,65—1,5	3,6	2,3—5,4	±20	1,5—2	6,5 с конвейером 4,4 без конвейера	1,72	0,57	8,38	—	1	47 или 65	—	Скрепер или скребковый конвейер
КН-2	»	То же	0,75—1,2	2,6	1,95—3,12	±20	1,5—2	—	0,93	0,68	5,8	—	1	47	—	Скрепер или конвейер
ПКГ-3	Планетарный	Арокная	2,3	2,3	4,3	+30—15	14	6	2,3	2,3	16	1,0—1,35	4	70,2	1,35—2,0	Погрузочные ковшки на исполнительном органе
ПКГ-4	То же	То же	1,8	1,8	2,8	+30—10	28	5,5	1,8	1,8	10	0,85—1,15	3	80,4	2,3—3,9	Гидросмыв
» Караганда-1м»	»	»	2,3	2,3	4,3	±15	—	—	2,3	2,3	17	—	—	—	—	Скребок конвейер
ПКС-3	Корончатый	Трапециевидный	2—2,8	2,8—3,6	5,12—7,4	±15	7,6	5,6	2,4—2,8	2—2,18	11,5	0,53	6	51,6	2,2	Одноопный скребковый конвейер

Указанные параметры, крепость и абразивность разрушаемых пород и углей определяют тип исполнительного органа, мощность двигателя и его механические характеристики (главы I, IV, V и VI).

Для повышения уровня механизации в текущем семилетии необходимо обеспечить скорость проведения подготовительных выработок по углю до 500—1500 м, а по смешанному забою и породе до 300—500 м в месяц [105].

Определение скорости подачи, обеспечивающей заданную производительность комбайна, можно производить следующим образом.

Устанавливается время, отводимое для работы машины, которое определяется по графику организации работ. Обычно в каждую смену отводится примерно 1 час для осмотра и подготовки комбайна к работе, а остальное время для работы комбайна и производства смежных операций.

Фактическое время работы комбайна получим, умножив отводимое время на коэффициент использования комбайна.

Коэффициент использования комбайна, например для машины ПК-2м в условиях Подмосковского угольного бассейна [18], составляет $K_{\text{и}} = 0,5$ при откатке угля от комбайна лебедками и 0,54 при электровозной откатке.

Классификация проходческих комбайнов

Проходческий комбайн состоит из следующих основных узлов:

- 1) исполнительного органа;
- 2) двигателя (одного или нескольких);
- 3) подающего органа;
- 4) погрузочно-транспортного устройства.

Наиболее часто классифицируют проходческие комбайны по типу исполнительного органа, который может быть:

- 1) роторным, вращающимся концентрично центральной оси выработки;
- 2) планетарным;
- 3) баровым;
- 4) в виде вращающихся коронок;
- 5) фрезерным.

В приведенную классификацию не включены комбайны, разрушающие забой ударом, экскаваторным органом, колонковыми бурами, комбинированными органами и др., так как они в настоящее время для проведения горных выработок в угольных шахтах используются весьма редко¹.

Техническая характеристика комбайнов приведена в табл. 37.

¹ Данная классификация не является единственной. Можно встретить классификацию проходческих комбайнов по характеру движения исполнительного органа относительно забоя [145]. Хотя такая классификация и дает возможность уменьшить число групп комбайнов, но она не разделяет комбайны на принципиально отличные по конструкции группы.

Глава XV

КОМБАЙНЫ С РОТОРНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ

§ 103. Особенности роторных исполнительных органов

Роторный исполнительный орган, предназначенный для работы по угольным и смешанным забоям, прорезает в забое глубокие (до 300—350 мм) концентрические щели шириной по 50 мм. Остающиеся между щелями целики скалываются специальными скалывателями.

Резцы располагаются на державках, обеспечивающих получение щели необходимой глубины. Центральная часть органа снабжается забурником.

Роторный исполнительный орган обычно проходит выработку круглого сечения, которой придается арочная форма посредством бермовых фрез.

Большая часть площади забоя разрушается скалыванием, но так как зубки в щелях работают в условиях блокированного реза, энергоемкость процесса резания велика.

На забой, как правило, одновременно воздействует большое число зубков, что требует большого расхода мощности и значительных напорных усилий с применением тяжелых подающих механизмов с распором в стенки выработки, нарушающих слабые или неоднородные породы.

Режущие зубки расположены на различном расстоянии от оси вращения, а потому имеют различную скорость резания и неравномерно изнашиваются. Это приводит к частым заменам более удаленных зубков и затрудняет выбор наиболее эффективного режима работы для всех зубков.

В процессе работы роторного исполнительного органа возникает большой реактивный момент, который передается комбайну, стремясь повернуть его относительно оси выработки. Для удержания комбайна от поворота необходимо иметь специальные устройства.

Для того чтобы не иметь перегрузок двигателя в случае поломки зубка и облегчить замену зубков, в державках устанавливаются дублирующие зубки (по два зубка одного положения).

Замена изношенных зубков в процессе работы представляет значительные трудности, так как для этого необходимо отводить исполнительный орган от забоя, что связано с большими затратами времени.

Для удобства крепления зубки имеют державку конической формы.

В процессе работы происходит интенсивное трение зубков о забой, в результате чего получается большое количество пыли. Для создания гигиенических условий работы необходимо предусматривать установки для борьбы с пылью (оросительные, пылеотсасывающие и др.).

Расход зубков при работе резцового роторного исполнительного органа по крепким породам чрезвычайно велик, поэтому он может дать

удовлетворительные технико-экономические показатели на породах крепостью не выше 4—5 по шкале проф. М. М. Протодяконова.

При работе по смешанному забою невозможна раздельная выемка угля и породы.

Выгрузка угля из призабойного пространства при работе роторного исполнительного органа производится обычно ковшами.

Этот тип погрузочного органа прост по конструкции, но обладает рядом недостатков: имеет малую производительность, сдерживающую продвижение комбайна, и непригоден для погрузки мокрых углей и пород.

§ 104. Комбайн ШБМ-2 [35, 37, 101]

Комбайн ШБМ-2 предназначен для проведения горизонтальных выработок диаметром 3 м вчерне по крепким углям и породам ниже средней крепости (до $f = 4$ по шкале проф. Протодяконова).

Комбайн (рис. 209) состоит из исполнительного органа 1 с погрузочными ковшами 2, редуктора привода исполнительного органа 3 с электродвигателем 4, двух бермовых фрез 5 с двумя редукторами с электродвигателями, передней опоры 6, задней опоры 7, распорной балки 8 с двумя распорными домкратами, двух домкратов 9 подачи, конвейера 10 с приводом 11, канавопроходчика 12, отгораживающего щита 13 с разгрузочными окнами, гидравлического щита управления 14, предохранительного щита 15, магнитной станции 16 с электрическим пультом управления 17, оросительной установки 18, пылеотсасывающей установки 19, гидропривода 20.

Исполнительный орган представляет собой трехлучевую коронку, к каждому лучу которой крепятся болтами державки, оснащенные зубками 22, образующими три линии резания на каждой державке. В центральной части органа на конусном конце выходного вала редуктора закреплен забурник 23.

При вращении исполнительного органа зубки прорезают в забое концентрические щели глубиной до 300 мм и шириной до 60 мм. Остающиеся между щелями щелики шириной до 120 мм отламываются коническими скальвателями 21.

При работе комбайна ШБМ-2 скалыванием разрушается до 60% площади забоя, что значительно снижает энергоемкость комбайна, так как сопротивление пород скалыванию и отрыву значительно меньше, чем резанию.

Редуктор исполнительного органа передает движение через четыре пары зубчатых колес ($i = 165$): первая пара от электродвигателя — косозубая, вторая — прямозубая, третья и четвертая — шевронные. Вал исполнительного органа соединен с редуктором при помощи зубчатой муфты. Редуктор соединен с двигателем посредством эластичной муфты.

Хобот корпуса редуктора имеет четырехгранное сечение, посредством которого он связан с распорной балкой и передает ей реактивный момент.

Для разделки круглого сечения выработки под арочное (для возможности крепления выработки) применены две бермовые фрезы, приводимые от одного редуктора.

Выгрузка разрушенной массы из призабойного пространства осуществляется тремя ковшами 2, укрепленными на концах лучей коронки. Ковши, загружаясь породой в нижней части забоя, поднимают ее и выгружают в приемный бункер через окно в верхней секции отгораживающего щита. Далее порода поступает на конвейер комбайна.

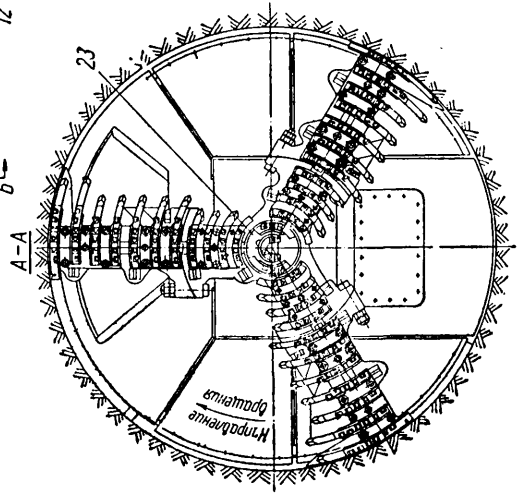
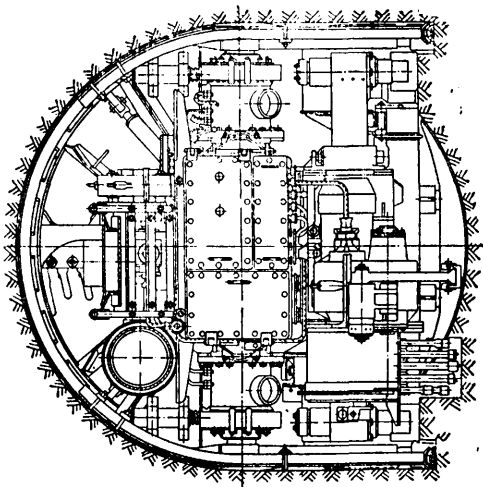
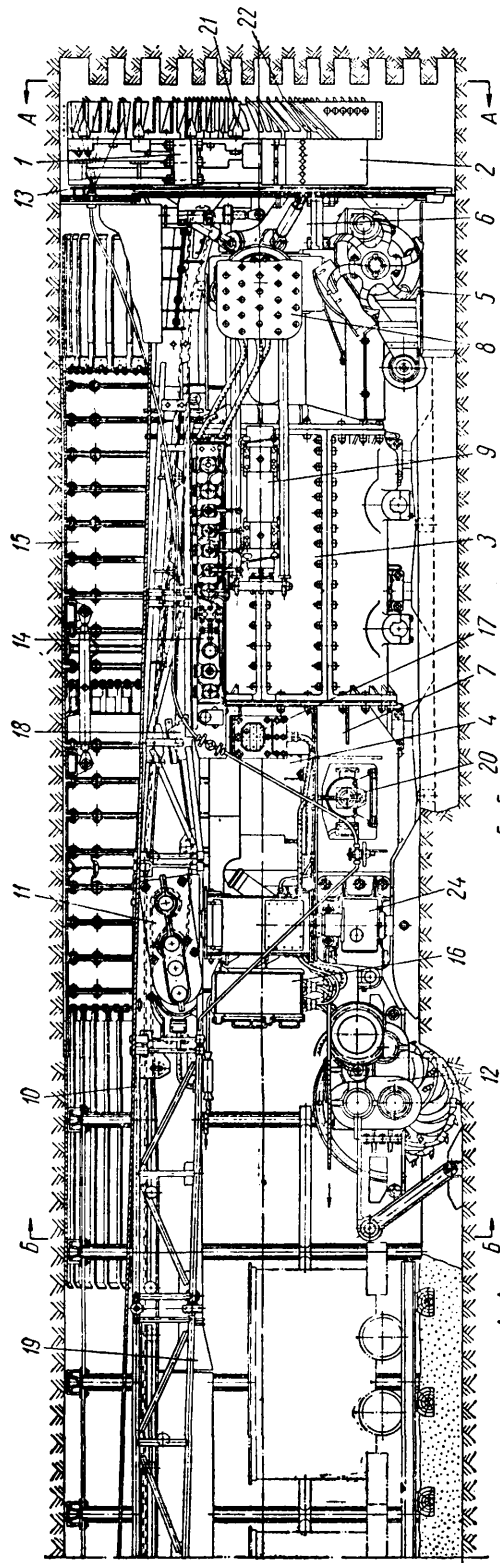


Рис. 209. Проходческий комбайн ШБМ-2

Ковшовый погрузочный орган является наиболее простым и достаточно эффективным погрузочным устройством, но он плохо работает при влажных углях и потребляет сравнительно большую мощность.

Подача комбайна на забой — шагающая, осуществляется при помощи четырех гидравлических домкратов (два домкрата подачи и два — распорных). В процессе рабочего хода распорная балка удерживает комбайн от поворота вокруг оси выработки и служит опорой для двух домкратов подачи.

Цилиндры домкратов подачи укреплены на корпусе главного редуктора.

При неподвижной распорной балке домкраты подачи передвигают комбайн на забой (шаг подачи 700 мм). Затем балка освобождается от распора и домкратами подачи перемещается в исходное положение для следующего шага.

Конструкция распорной балки позволяет осуществить центрирование комбайна относительно более устойчивого бока выработки.

Гидродомкраты подачи обеспечивают плавное изменение скорости комбайна до 20 см/мин и дают, таким образом, возможность выбрать более целесообразный режим работы комбайна в данных условиях.

В комбайне применен маслосос поршневого типа Н-401 производительностью 7,5 л/мин, создающий давление 200 атм.

Изменение направления движения комбайна в вертикальной плоскости осуществляется посредством изменения высоты передней опоры гидравлическим домкратом. В горизонтальной плоскости комбайн управляется при помощи гидравлических домкратов поворота, размещенных в перекладе 24 задней опоры 7.

Чтобы комбайн при изменении направления движения не расклинивался в выработке, на крайних державках и ковшах установлены оконтуривающие зубки, вступающие в работу только при изменении направления движения комбайна.

Комбайн ШБМ-2 имеет плохую маневренность, поворот комбайна как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости осуществлять трудно, радиус поворота комбайна оказывается очень большим (не менее 40 м).

В процессе работы комбайна происходит большое пылеобразование. Значительное количество пыли образуется в результате трения передней и задней граней зубков по породе.

Оросительное устройство комбайна в результате ограниченного количества воды, которую можно подавать в забой, не дает положительных результатов; увеличение подачи воды ухудшает выгрузку отбитой массы из ковшей, затрудняет работу конвейера и образует в выработке грязь.

В связи с этим, кроме орошения, комбайн снабжен пылеотсасывающей установкой, состоящей из вентилятора «Проходка-400» и фильтра из хлопчатобумажной ткани. Параллельная работа оросительной и пылеотсасывающей установок снижает запыленность призабойного пространства в несколько раз, но и при этом запыленность, как правило, велика.

Опыт работы комбайна на шахтах Донбасса показал, что скорость проходки выработок по сравнению с обычным способом (буровзрывным с механизированной погрузкой) увеличилась в три-четыре раза, производительность в два-три раза; стоимость проведения 1 м выработки снизилась на 15—20 %.

Достоинством комбайна ШБМ-2 является простота конструкции

исполнительного органа и надежность действия в условиях, соответствующих назначению комбайна (крепость угля не выше 4 по шкале проф. М. М. Протодяконова, пласты необводненные).

§ 105. Комбайны ППК-1 и ППК-2

Эти комбайны, выпущенные в опытных образцах, предназначались для работы по крепким породам. Как в первой, так и во второй моделях (рис. 210) в качестве исполнительного органа применена шестилучевая крестовина, оснащенная шарошками.

Шарошки, прижимаясь к забою и обкатываясь по нему, разрушают породу, образуя выработку круглого сечения.

Бермовые шарошечные фрезы разделяют круглое сечение под арочное. Разрушенная порода из забоя удалялась гидротранспортом. Подача комбайна на забой — шагающая гидравлическая, с распором в стенки выработки.

В процессе испытаний комбайнов была установлена их малая эффектив-

ность при работе по крепким породам, очень быстрый износ шарошек и большое отклонение комбайна от заданного направления.

Первые два обстоятельства явились результатом недостаточного давления зубьев шарошек на забой, создаваемого подающим устройством.

Разрушение породы зубом шарошки можно разделить на три этапа. По мере увеличения давления зуба на забой вначале порода уплотняется на площадке контакта, затем образуется сдвиг породы и, наконец, наступает этап отделения частиц от массива (объемное разрушение), когда давление на площадке контакта превосходит сопротивление породы разрушению (сжатию). При недостаточном напорном усилии взаимодействие зуба шарошки с породой ограничивается двумя первыми этапами (уплотнение и сдвиг породы) и, следовательно, объемного разрушения породы не наступает. Вследствие этого разрушающее воздействие шарошек на породу сильно снижается, а износ зубьев шарошек остается неизменным, так как он определяется в основном первыми двумя этапами воздействия шарошек на забой. При этом удельный износ шарошек (отнесенный к единице длины пройденной выработки) сильно увеличивается.

У комбайнов ППК-1 и ППК-2 удельное давление зубьев шарошек на породу оказалось в 1,7—2 раза ниже временного сопротивления породы сжатию, что является основной причиной недостаточной эффективности этих комбайнов. Чтобы получить необходимые давления, нужно было создать напорное усилие на забой для комбайна ППК-2 до 20 т. Такое большое напорное усилие при распоре в стенки выработки создать затруднительно, поэтому схемы комбайнов ППК-1 и ППК-2 являются нецелесообразными для работы по крепким породам.

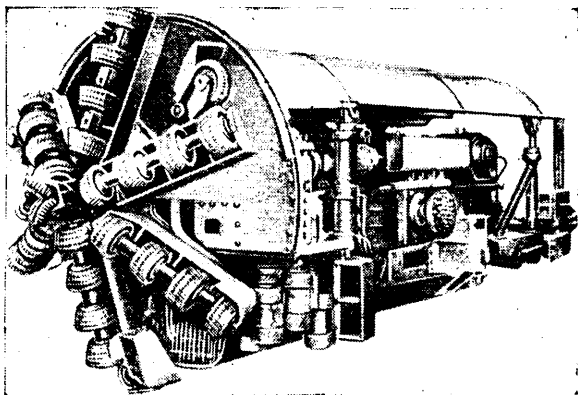


Рис. 210. Проходческий комбайн ППК-2

Оценку крепости горных пород применительно к работе проходческих комбайнов [24, 44, 161] можно производить по следующим показателям: пределу прочности при одноосном сжатии; пределу прочности на разрыв; коэффициенту крепости по раздавливанию образцов неправильной формы; коэффициенту крепости по толчению; твердости по вдавливанию штампа.

Методика определения перечисленных показателей аналогична той, которая применяется для определения крепости угля (см. главу IV).

Наиболее удобным критерием крепости породы применительно к работе проходческих комбайнов является коэффициент крепости, определяемый раздавливанием образцов породы неправильной формы.

Согласно этой методике коэффициент крепости может быть определен по формуле

$$f \approx \frac{P}{23 \sqrt[3]{n}} \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma}{G}\right)^2}, \quad (259)$$

где P — суммарное разрушающее усилие всех образцов, кг;

n — число образцов;

γ — удельный вес породы, г/см³;

G — вес всех образцов, г.

Глава XVI

КОМБАЙНЫ С ПЛАНЕТАРНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ [14, 15, 16, 17, 18, 43]

§ 106. Взаимодействие инструмента планетарного исполнительного органа с забоем

В планетарных исполнительных органах режущий инструмент совершает относительно забоя сложное (планетарное) движение, одновременно двигаясь относительно оси рабочего диска и относительно оси выработки.

Это дает возможность получить большое разнообразие способов разрушения забоя и выбрать наиболее выгодные параметры органа.

Инструмент планетарных исполнительных органов может обрабатывать забой по его поверхности или прорезать в нем концентрические щели, щели между которыми отбиваются скалывателями.

При этом можно получить одинаковые условия работы всех зубков по скоростям и нагрузкам, что дает возможность выбрать для всех зубков наиболее рациональный режим работы.

Энергоемкость планетарного органа по сравнению с другими типами органов (например, роторными или цепными) значительно меньшая.

Небольшое количество зубков, одновременно действующих на забой, определяет малую величину необходимого напорного усилия и позволяет сосредоточить на инструменте значительную мощность, что обеспечивает эффективное разрушение забоя.

При работе комбайнов с планетарными исполнительными органами возникает сравнительно небольшой реактивный момент.

Следует отметить, что комбайны с планетарным исполнительным органом имеют, как правило, сложную конструкцию редуктора.

Основным в работе планетарных исполнительных органов является характер взаимодействия инструмента с забоем, определяющийся следующими параметрами.

1. Взаимным расположением векторов угловых скоростей относительного движения ω_d (вращение рабочих дисков 4) относительно осей (рис. 211) и переносного движения ω_b (вращение водила 1).

Если угол γ между этими векторами находится в пределах $0 < \gamma < \gamma_r$ (рис. 211, а), забой получается сферической формы, а инструменты движутся по циклоидальным кривым, расположенным на сфере. Такая группа исполнительных органов называется сферической.

γ_r — граничное значение угла, при котором сферический исполнительный орган переходит в кольцевой.

Если угол $(180 - \gamma_r) > \gamma > \gamma_r$, то исполнительный орган обрабатывает на поверхности забоя кольцевые щели и называется кольцевым.

Кольцевые исполнительные органы могут иметь перпендикулярные (рис. 211, б) и наклонные (рис. 211, в) оси.

Если угол $\gamma = 0$ или 180° (рис. 211, г), то поверхность забоя оказывается плоской и такие планетарные исполнительные органы можно называть плоскими.

2. Числом степеней свободы редуктора привода, который может быть планетарным (с одной степенью свободы) или дифференциаль-

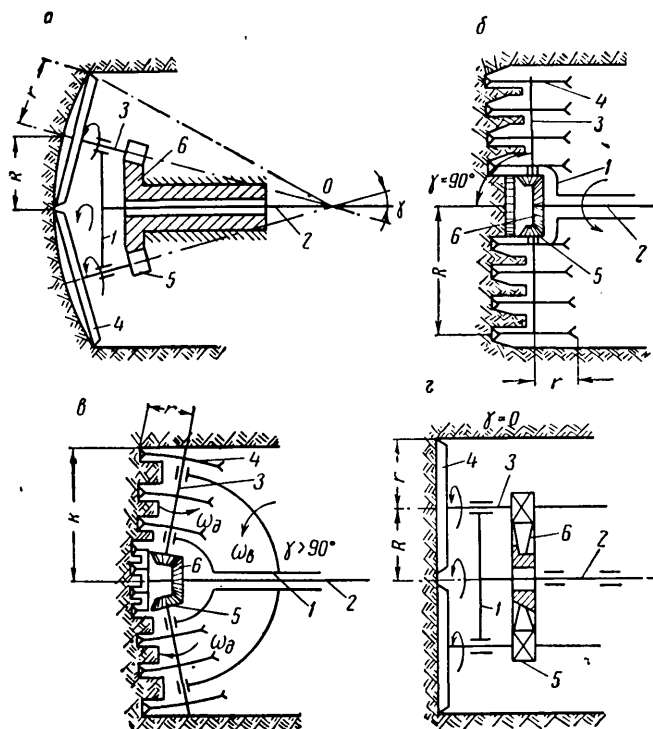


Рис. 211. Планетарные исполнительные органы проходческих комбайнов:

1 — водило; 2 — ведущий вал; 3 — ось сателлита; 4 — рабочие диски; 5 — зубчатое колесо сателлита; 6 — солнечное колесо

ным (с двумя или несколькими степенями свободы). Последний позволяет регулировать движение рабочего диска в широком диапазоне и поэтому может быть назван регулируемым, первый — нерегулируемым. Регулируемые планетарные исполнительные органы позволяют получать разнообразные режимы работы инструмента и, следовательно, выбирать наиболее целесообразный для данных условий. В нерегулируемых исполнительных органах отношение угловой скорости рабочих дисков ω_d к угловой скорости водила ω_b — величина постоянная:

$$i = \frac{\omega_d}{\omega_b} = \text{const.}$$

В регулируемых исполнительных органах $i \neq \text{const.}$

3. Направлением движения водила и дисков.

Если угловые скорости водила и дисков плоского планетарного механизма (рис. 211, г) направлены в одну сторону (т. е. $i > 0$), тогда их движения как бы складываются и такие планетарные исполнительные органы можно назвать суммирующими.

Инструмент здесь движется по эпициклоидам.

При противоположном вращении водила и рабочих дисков (т. е. $i < 0$) их движение как бы вычитают и такие органы можно назвать вычитающими.

4. Отношением $\lambda = \frac{R}{r}$, т. е. отношением радиуса водила к радиусу диска.

Для кольцевого планетарного исполнительного органа это отношение следует выбирать таким, чтобы находящиеся у забоя зубки имели примерно одинаковую линейную скорость.

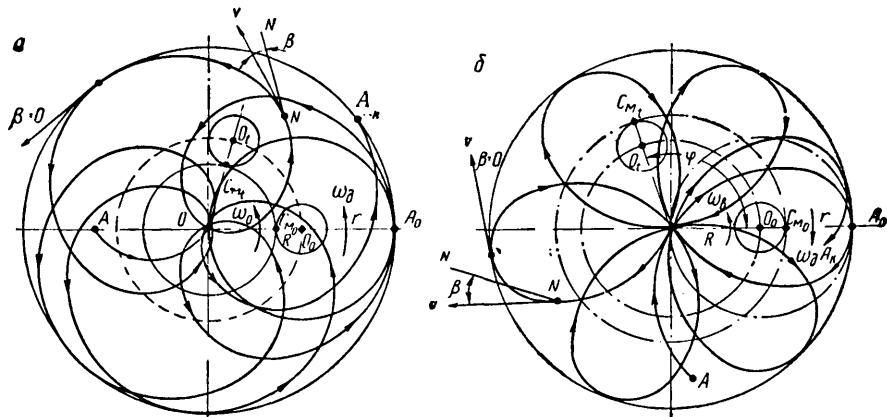


Рис. 212. Траектория движения инструмента плоского планетарного исполнительного органа:

а — при $i > 0$; б — при $i < 0$

Перечисленные параметры планетарных исполнительных органов определяют конструкцию исполнительного органа и характер его воздействия на забой.

§ 107. Характер движения инструмента

В плоском планетарном исполнительном органе с совпадающими направлениями вращения водила (ω_v) и рабочих дисков ω_d , $i > 0$ (рис. 212, а) сателлит обкатывается по центральному колесу. На рабочем диске, вращающемся с такой же угловой скоростью, как и сателлит, укреплен зубок в точке А, лежащей вне начальной окружности сателлита.

При повороте водила на угол φ инструмент, двигаясь по удлинённой эпициклоиде, опишет кривую A_0ON (на рисунке взята траектория, проходящая через центр). Точки касания катящейся и неподвижной окружностей (C_{m_0} , C_{m_1}) являются мгновенными центрами вращения исполнительного диска относительно забоя (абсолютного движения).

При $i < 0$ (рис. 212, б) инструмент движется по удлинённой гипоциклоиде.

В сферическом планетарном исполнительном органе зубки движутся по аналогичным кривым, но расположенным на сфере.

По мере увеличения угла γ радиус сферы уменьшается.

При определенном угле γ_r наступит такой момент, когда зубок не все время будет соприкасаться с забоем и планетарный исполнительный орган будет уже не сферическим, а кольцевым.

Поскольку вектор $\overline{O_1A'_0}$ образует с горизонтальной плоскостью $хоу$ угол γ , то проекции вектора $\overline{O_1A'_0}$ равны

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r \cos \gamma \cos \varphi, \\ y_1 &= r \cos \gamma \sin \varphi, \\ z_1 &= -r \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (265)$$

Вектор $\overline{O_1F}$ касателен к траектории точки O_1 и поэтому его проекции равны

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= -r \sin \varphi, \\ y_2 &= r \cos \varphi, \\ z_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (266)$$

Подставляя в уравнение (261) значения γ , из уравнений (262—266) получаем параметрическое уравнение траектории инструмента

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R \cos \varphi + r \cos \gamma \cos \varphi \cos i \varphi - r \sin \varphi \sin i \varphi, \\ y_A &= R \sin \varphi + r \cos \gamma \sin \varphi \cos i \varphi + r \cos \varphi \sin i \varphi, \\ z_A &= -r \sin \gamma \cos i \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (267)$$

Положив в уравнения (267) $\gamma = 0$, получим параметрическое уравнение движения инструментов плоского планетарного исполнительного органа, а при $\gamma = 90^\circ$ — кольцевого.

Скорость движения инструмента определяется зависимостью

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} \quad (268)$$

Так как $\varphi = \omega_B t$, то $dt = \frac{d\varphi}{\omega_B}$;

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \omega_B; \quad \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\varphi} \omega_B; \quad \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\varphi} \omega_B.$$

Дифференцируя уравнения (267) по φ и подставив полученные значения в выражение (268), после преобразования получим

$$v_{сф} = r \omega_B \sqrt{\lambda^2 + (\cos \gamma + i)^2 + 2\lambda (\cos \gamma + i) \cos i \varphi + \sin^2 \gamma \sin^2 i \varphi}, \text{ м/сек.} \quad (269)$$

Из выражения скорости инструмента сферического планетарного исполнительного органа (269) легко получить скорость инструмента плоского планетарного исполнительного органа, подставив в выражение (269) $\gamma = 0$, и кольцевого при $\gamma = 90^\circ$.

Скорость инструмента изменяется при постоянных параметрах исполнительного органа в зависимости от угла $i\varphi$ поворота исполнительного диска периодически, например, как на рис. 214. Период изменения скорости равен 2π .

Уравнение (269) позволяет получить скорость инструмента в любой точке забоя. Приравняв производную от правой части уравнения (269) нулю, получаем, что максимальные и минимальные значения скорости инструментов получаются при $i\varphi = m\pi$, где m — любое целое число или нуль.

Максимальная скорость инструмента планетарного исполнительного органа будет

$$v_{\max} = [r \omega_B (i + \cos \gamma + \lambda)] \quad (270)$$

$$v_{\min} = [r \omega_B [i + \cos \gamma - \lambda)]. \quad (271)$$

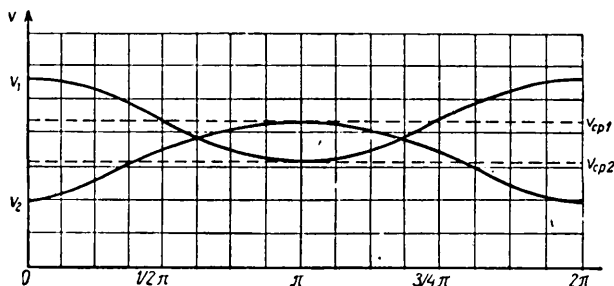


Рис. 214. График скорости инструмента плоского планетарного исполнительного органа:
 v_1 — при $i > 0$; v_2 — при $i < 0$

§ 109. Поворот инструмента, относительно следа, оставляемого резцом на забое

Важной особенностью работы инструмента планетарных исполнительных органов является непрерывное изменение его положения относительно следа, оставляемого им на забое.

Поворот инструмента относительно следа определяется углом β (см. рис. 212, б), т. е. углом между касательной NN к рабочему диску в точке установки резца и вектором его скорости v .

Это обстоятельство должно учитываться при проектировании планетарного исполнительного органа и выборе геометрии инструмента для него, в противном случае зубки задней и боковыми поверхностями будут касаться пород и работать неудовлетворительно.

Угол β изменяется от нуля в крайних точках забоя до максимума в некоторых средних точках забоя.

Максимальное значение угла β для сферического органа определяется по выражению

$$\cos \beta = r \sqrt{\frac{(\cos \gamma + i)^2 - \lambda^2}{\sin^2 \gamma + (\cos \gamma + i)^2}}. \quad (272)$$

Максимальное значение угол β приобретает на расстоянии от центра водила, равном

$$R_1 = r \sqrt{\lambda^2 + i + \frac{2\lambda^2 \cos \gamma}{\cos \gamma + i}}. \quad (273)$$

Выражения (272) и (273) справедливы для любого планетарного исполнительного органа. Приняв $\gamma = 0$, получим выражение β и R_1 для плоского планетарного исполнительного органа, а приняв $\gamma = 90^\circ$, — для кольцевого.

Для нормальной работы зубков необходимо, чтобы его задний угол и углы уклона боковых поверхностей были больше максимального значения угла β .

§ 110. Сетка разрушения забоя

Резцы исполнительного органа, двигаясь относительно забоя, покрывают его множеством следов, которые можно назвать «сеткой разрушения», определяющей характер взаимодействия резцов с забоем и эффективность работы органа.

Если не обратить внимания при проектировании исполнительного органа комбайна на сетку разрушения, то может случиться, что при повторных оборотах инструменты будут попадать в следы первого оборота или в след одного инструмента при следующем обороте будет попадать другой инструмент.

В этом случае подача резцов по радиусу будет отсутствовать и, следовательно, разрушение породы будет производиться только за счет подачи всего комбайна на забой. Такая сетка разрушения забоя сведет к минимуму преимущества планетарного исполнительного органа.

Исследованиями установлено [16], что для получения оптимальной сетки разрушения исполнительный орган должен удовлетворять следующим условиям:

1) отношение $i = \frac{\omega}{\omega_B}$ не должно быть целым числом; если это число окажется целым, инструмент при повторных оборотах будет попадать в один и тот же след;

2) величина i_0 , которую нужно прибавить к i , чтобы получить целое число, ближайшее к i , должна быть такой, чтобы произведение $i_0 z$ (z — число резцов на рабочем диске) не было рациональным числом; в противном случае в след одного инструмента при следующем обороте водила попадет другой инструмент;

3) так как i в конечном счете является отношением чисел зубьев шестерен и всегда является рациональным, то $i_0 z$ рационально и, следовательно, второе требование выполнено полностью быть не может; для практических целей вполне достаточно, чтобы величина n_0 , которую нужно прибавить к $i_0 z$ для получения целого числа, давала обратную величину $\frac{1}{n_0}$ в виде целого числа.

§ 111. Взаимное расположение совместно работающих дисков

В планетарных исполнительных органах, как правило, применяют не менее двух рабочих дисков. При этом важное значение имеет их взаимное расположение. При неправильном расположении рабочих дисков относительно друг друга их зубки будут снимать стружки неодинакового сечения, что приведет к неравенству нагрузок различных дисков. Комбайн будет преодолевать излишнюю периодически изменяющуюся нагрузку, инструмент будет изнашиваться неравномерно и эффективность работы комбайна снизится. Для выравнивания нагрузки на комбайн необходимо, чтобы зубки всех дисков снимали равные стружки.

Равные стружки снимались бы зубками двух дисков в том случае, если бы вместо двух дисков был бы один, но с удвоенным числом зубков. Очевидно, что при наличии двух дисков второй диск нужно установить относительно первого так, чтобы его зубки при повороте водила на 180° (т. е., когда второй диск займет начальное положение первого) располагались посередине между зубками первого диска.

Путем аналогичных рассуждений можно прийти к выводу, что для снятия зубками различных дисков равных стружек при наличии в исполнительном органе любого числа рабочих дисков необходимо, чтобы при повороте водила на угол, при котором последующий диск занимает первоначальное положение предыдущего, зубки последующего диска располагались между зубками предыдущего на расстоянии $\frac{t}{k}$ от его зубков, где t — шаг зубков, k — число рабочих дисков.

При i дробном этому условию удовлетворяют два способа взаимного расположения любого числа совместно работающих дисков [43].

При первом, более простом, способе все диски должны одновременно находиться в «одной фазе»; если в данный момент на одном из дисков инструмент находится в некоторой фазе, например на верхнем конце вертикального диаметра, то и на всех остальных дисках в этот момент инструмент должен быть в этой же фазе (для указанного примера — на верхнем конце вертикального диаметра).

§ 112. Разрушение забоя кольцевым планетарным исполнительным органом

Значительным преимуществом кольцевых планетарных исполнительных органов перед сферическими и плоскими является разрушение резцами лишь части забоя. При этом преобладающая часть породы

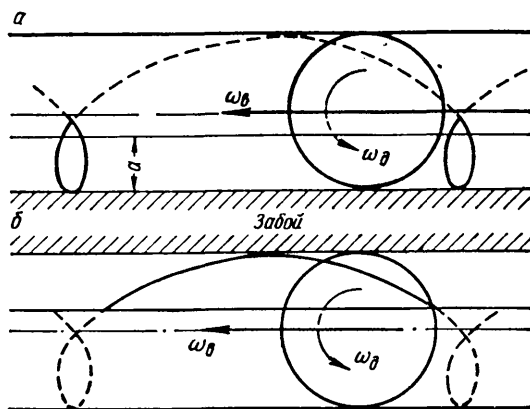


Рис. 215. Траектории движения зубка кольцевого планетарного исполнительного органа при $i > 0$ и их расположение относительно забоя: а — правильное; б — неправильное

отделяется от забоя специальными скалывателями сравнительно большими кусками.

Это преимущество обуславливает малую энергоемкость кольцевого исполнительного органа и ряд других его достоинств.

Траектория движения зубка рабочего диска (рис. 215) оказывается пологой (радиус кривизны большим) при $i > 0$ на той стороне рабочего диска, где окружные скорости водила и рабочего диска складываются, и крутой на той стороне, где эти скорости вычитаются.

При воздействии на забой той стороной дисков, где окружные скорости водила и дисков складываются (рис. 215, б), рабочая часть траектории зубка оказывается длиннее, сечение стружки получается малым, а длина большой, кроме того, скорость резания получается большой, что увеличивает энергоемкость и износ инструмента.

При воздействии на забой щели той стороной дисков, где окружные скорости водила и дисков вычитаются (рис. 215, а), рабочая часть траектории зубка и длина стружки уменьшаются, а сечение стружки увеличивается. Этот режим разрушения забоя является более выгодным, так как он менее энергоемок и обеспечивает большую износостойчивость зубка в результате уменьшения времени его воздействия на забой.

При разрушении породы в щели зубок может снимать стружку не только с ее дна, но и со стенок. Снятие породы со стенок щели является чрезвычайно нецелесообразным, увеличивающим объем породы, разрушаемый зубком, и время его контакта с породой.

Кроме того, стружка, снимается со стенок щели, имеет невыгодные размеры (малая высота и большая площадь).

Для уменьшения объема породы, снимаемого со стенок щели, нужно центр сферы расположить на линии, перпендикулярной оси вращения водила и делящей глубину щели пополам (рис. 216).

При этом, однако, нужно учитывать, что диски получают форму усеченного конуса, диаметр крайних дисков оказывается большим и условия разрушения породы на дне щели характеризуются почти полным блокированием резцов. По такой схеме создан рабочий орган типа КПГ.

§ 113. Комбайны ПКГ-3 и ПКГ-4 [37, 124]

Комбайн ПКГ-3 (рис. 217) предназначен для проведения выработок арочного сечения по угольным пластам мощностью не менее 2,5 м и по слабым породам.

Отличительной особенностью комбайна является его исполнительный орган, который состоит из центрального забурника, закрепленного на центральном валу планетарного редуктора, и двух штанг с рабочими дисками, оснащенными зубками. Штанги с дисками вращаются вокруг своих осей в противоположные стороны и вокруг оси выработки. В результате этого резцы дисков, двигаясь по пространственным эпициклоидам,

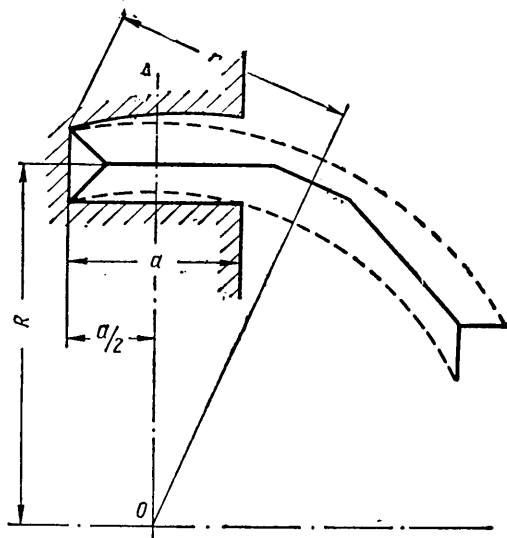


Рис. 216. Наивыгоднейшее расположение центра сферы

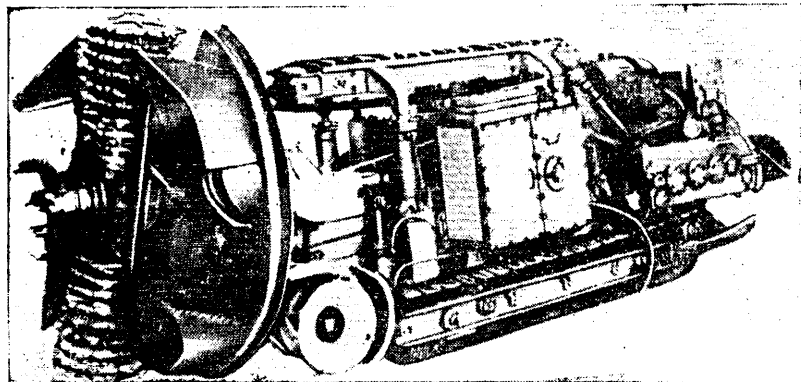


Рис. 217. Проходческий комбайн ПКГ-3

соприкасаются с забоем и снимают стружку с его поверхности. Диски образуют на поверхности забоя концентрические щели, целики между которыми отбиваются скалывателями, укрепленными на боковых поверхностях дисков.

Исполнительный орган дает круглое сечение выработки, которое разделяется под арочное двумя бермовыми фрезами, выполненными в виде шнеков, на периферии которых укреплены зубки. Бермовые фрезы разрушают уголь и убирают его с бермовых дорожек.

Погрузка отбитого угля из забоя осуществляется четырьмя ковшами, установленными на конвейерном устройстве. На конвейерном устройстве

попадает на перегружатель, который грузит его на конвейер, настилаемый в выработку.

Подача комбайна на забой осуществляется при помощи гусеничного хода. В последних конструкциях верхняя гусеница не предусматривается.

Комбайн управляется в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В вертикальной плоскости управление комбайном осуществляется посредством подъема и опускания исполнительного органа гидродомкратами. Задние боковые домкраты обеспечивают поворот комбайна в горизонтальной плоскости.

На рис. 218 приведена кинематическая схема привода исполнительного органа 1, бермовых фрез 2 и конвейера 3 комбайна ПКГ-3.

Исполнительный орган, бермовые фрезы и скребковый конвейер приводятся в движение от главного двигателя. Гусеницы имеют индивидуальный привод. Ленточный перегружатель и тягальная лебедка, служащая для подтягивания натяжной и промежуточных секций при наращивании штрекового конвейера, приводятся одним двигателем.

Исполнительный орган имеет ряд достоинств, которые обеспечили высокие эксплуатационные показатели комбайна.

В процессе эксплуатации было установлено, что возможности исполнительного органа комбайна используются еще не полностью.

Скорость проведения выработок ограничивается ковшовым погрузочным устройством. Каждый ковш за один оборот забирает примерно 20—25 $\kappa\Gamma$ угля. Четыре ковша комбайна ПКГ-3 при скорости вращения водила $n_v = 14,8$ об/мин могут выгрузить примерно 80 т угля в час, что обеспечивает проведение выработки 14—15 м/ч.

Так как выгрузка угля из ковшей производится под действием собственного веса угля, а уголь в ковшах совершает вращательное движение относительно оси выработки, то выгрузка возможна, когда вес угля больше центробежной силы

$$mg > m\omega_b^2 R,$$

где m — масса куска;

ω_b — угловая скорость водила;

R — радиус вращения наиболее удаленного от оси куска, находящегося в ковше.

Если принять радиус вращения центра тяжести, наиболее удаленного от оси куска, равным радиусу проводимой выработки, то из приведенного условия вытекает, что скорость вращения ковшей должна удовлетворять выражению

$$n_{вкр} \leq 30 \sqrt{\frac{1}{R}}.$$

Для комбайна ПКГ-3 эта скорость равна 28 об/мин. Для удовлетворительной разгрузки ковшей за время прохождения ими разгрузочных окон необходимо, чтобы

$$n_b \approx 0,5 n_{вкр}.$$

Так как у комбайна ПКГ-3 $n_b = 14,8$ об/мин и увеличение числа ковшей невозможно, для дальнейшего увеличения производительности комбайна требуется более производительное устройство для выгрузки угля из призабойного пространства.

Это обстоятельство учтено в конструкции комбайна ПКГ-4 (рис. 219), предназначенного для проведения подготовительных выработок сечением 2,8 м в гидрошахтах [37].

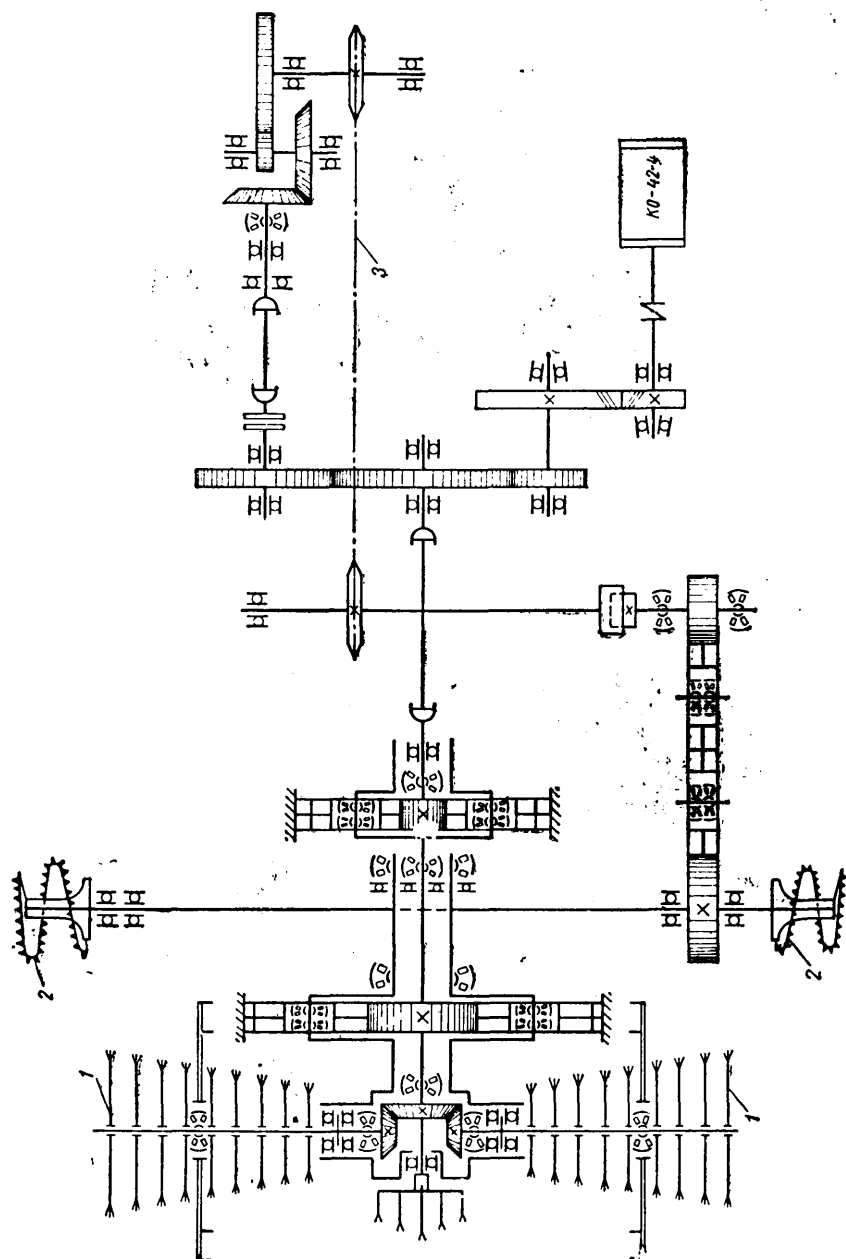


Рис. 218. Кинематическая схема комбайна ПКГ-3

Отличительной особенностью этого комбайна является применение гидротранспорта угля из призабойного пространства. Разрушенный уголь смывается водой и транспортируется по желобу, имеющемуся в почве выработки.

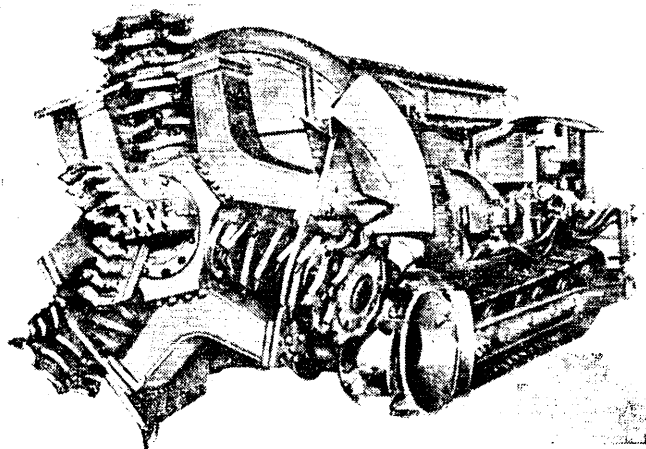


Рис. 219. Проходческий комбайн ПКГ-4

Исполнительный орган комбайна имеет не две, а три штанги с дисками и вместо ковшей — лопасти, сгребающие уголь к центру нижней

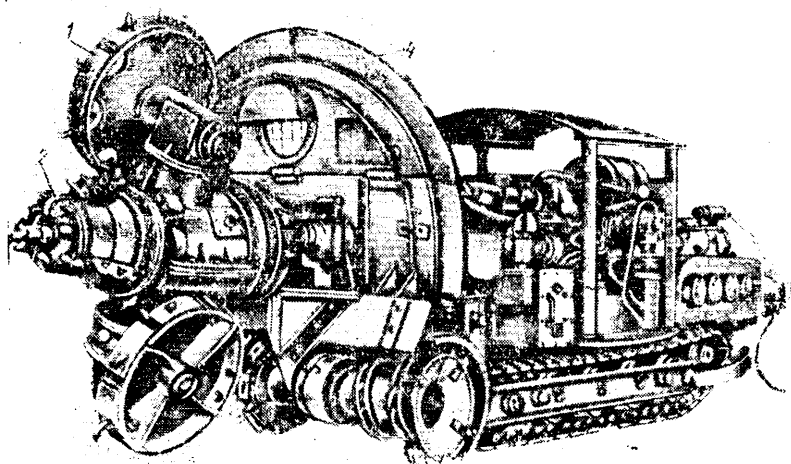


Рис. 220. Проходческий комбайн «Караганда-1м»

части забоя под струю воды. Комбайн ПКГ-4 на шахте «Полысаевская-Северная» в Кузбассе в январе 1958 г. прошел 1434 м выработки. Часовая скорость подвигания комбайна достигла 28 м, а сменная 87 м. Эксплуатация комбайнов типа ПКГ показала, что в настоящее время они являются наиболее перспективными для проведения выработок по углю и слабым породам.

§ 114. Комбайн «Караганда-1м»

На рис. 220 показан опытный образец проходческого комбайна «Караганда-1м» [123, 169]. Исполнительный орган комбайна состоит из двух рабочих дисков 1, расположенных перпендикулярно поверхности забоя так, что их оси скрещиваются с осью водила, забурника 2 и бермовых фрез 3. Исполнительный орган разрушает всю поверхность забоя.

Диски, вращаясь в разные стороны, отбрасывают отбитый уголь к отгораживающему щиту 4 и, находясь в нижней части забоя, грузят отбитый уголь на конвейер.

Остальные узлы комбайна использованы с некоторыми изменениями от комбайнов ПК-3 и ПКГ-3.

§ 115. Комбайн ТПК-1

Комбайн ТПК-1 (Торевский проходческий комбайн, первая модель) (рис. 221) предназначен для проведения подготовительных выработок круглого сечения площадью $8,04 \text{ м}^2$ по крепким породам.

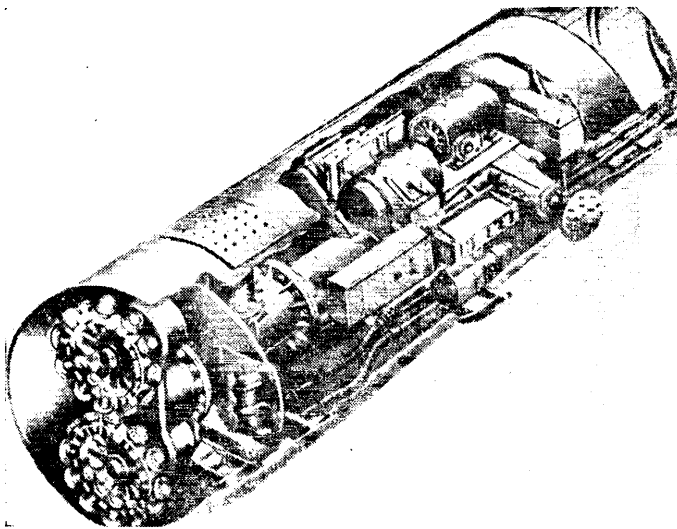


Рис. 221. Проходческий комбайн ТПК-1

Исполнительный орган комбайна представляет собой два рабочих диска с шарошками по контуру дисков. Диски вращаются относительно своих осей и относительно оси выработки. Вращение дисков относительно оси выработки не принудительное и определяется сопротивлением породы (реактивным моментом). Таким образом, угловая скорость водила автоматически устанавливается в зависимости от сопротивления породы и напорного усилия. Чем легче разрушается порода, тем большая угловая скорость водила и, следовательно, большая производительность комбайна.

Выгрузка породы из призабойного пространства осуществляется гидравлическим способом. Подача комбайна на забой — гидравлическая шагающая с распором домкратов в стенки выработки. Комбайн управляется в горизонтальной и вертикальной плоскостях посредством гидродомкратов.

Отличительные особенности конструкции комбайна следующие.

1. Направленность движения комбайна посредством автоматического регулирования и контроля заданного направления в вертикальной (с точностью $\pm 30''$) и горизонтальной (с точностью $\pm 1^\circ$) плоскостях при помощи регуляторов специальной конструкции.

2. Устойчивость положения комбайна в круглой выработке за счет малого реактивного момента и наличия устройства для поворота распорной рамы до $\pm 22^\circ$.

3. Автоматическое регулирование напорного усилия в зависимости от величины угловой скорости водила планетарного механизма.

4. Рациональная траектория движения шарошек, обеспечивающая отсутствие повторного качения шарошек по одной и той же дорожке.

5. Достаточная величина удельных давлений на породу для объемного ее разрушения за счет малой площади контакта зубьев шарошек с забоем.

Глава XVII

КОМБАЙНЫ С БАРОВЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ

§ 116. Особенности баровых исполнительных органов

Баровые исполнительные органы проходческих комбайнов представляют собой один или несколько баров, обрабатывающих забой, как правило, с поверхности полосками небольшой глубины (до 25 мм).

Баровым исполнительным органам присущи все недостатки, свойственные врубным цепям; однако здесь отсутствует заштыбовка, поэтому для некоторых проходческих комбайнов, когда цепной орган обрабатывает только поверхность забоя, без образования врубных щелей, применение такого органа оправдано.

§ 117. Комбайн ПК-2м

Комбайн ПК-2м (рис. 222) предназначен для проведения подготовительных выработок трапециевидного сечения по угольным пластам мощностью не менее 2,1 м и углом падения не более 10° [19, 40, 157].

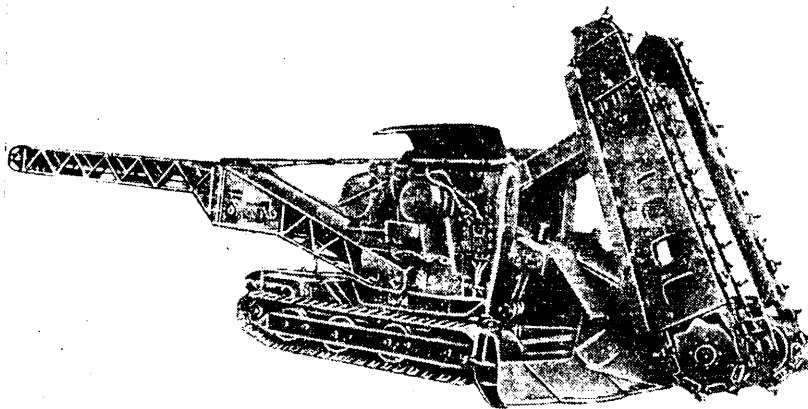


Рис. 222. Проходческий комбайн ПК-2м

Исполнительный орган комбайна представляет собой два плоских бара, расположенных в вертикальной плоскости параллельно друг другу.

Бары наклонены к горизонту под некоторым углом, величину которого можно изменять.

В процессе работы цепи, имеющие две линии резания 0 и 45° , движутся в направляющих баров, а бары совершают качательное движение.

ние относительно вертикальной оси в обе стороны примерно на 20° от среднего положения.

Так как бары наклонены к горизонтали, то при повороте на определенный угол их верхние части, находящиеся ближе к вертикальной оси поворота баров, описывают меньшую дугу, а нижние — большую, поэтому выработка имеет трапецевидную форму.

С изменением угла наклона баров изменяется угол наклона боковой стороны трапеции и ее высота.

В исполнительном органе предусмотрено два типоразмера баров: один для получения выработки высотой 2760 мм, другой — от 2360 до 2490 мм.

Погрузка отбитого угля на ленточный перегружатель осуществляется скребковым конвейером, расположенным внизу между барами.

Скребковый конвейер поворачивается вместе с барами и таким образом обеспечивается необходимый фронт погрузки.

Ленточный перегружатель грузит уголь в шахтные вагонетки.

Подача комбайна гусеничная. Комбайн управляется в горизонтальной и вертикальной плоскостях; в горизонтальной плоскости — посредством гусеничного хода, в вертикальной — посредством подъема (на 160 мм) или опускания (на 150 мм) баров относительно почвы. Подъем и опускание баров производятся винтовым домкратом.

Поворот баров (поперечная подача) осуществляется кривошипно-кулисным механизмом, который приводится в движение червячной парой, расположенной на кулисе (поворотной плите, к которой прикреплены бары). Червяк приводится во вращение цепной передачей от приводного вала скребкового конвейера. Для предохранения механизма поворота от перегрузки и поломки передача к червяку осуществляется через фрикционную муфту.

Ширина выработки может быть уменьшена или увеличена за счет изменения дуги качания баров посредством регулирования длины кривошипа (308, 281 и 234 мм).

Работа комбайна осуществляется следующим образом. После включения скребкового конвейера и исполнительного органа в крайних положениях баров производится подача комбайна к забою на 5—30 мм в зависимости от физико-механических свойств угля, и осуществляется последовательное снятие полосы угля со всей поверхности забоя.

Включение двигателей гусеничного хода для подачи комбайна на забой в крайних положениях баров осуществляется автоматически автоматчиком.

Комбайн ПК-2м обеспечивает высокую скорость проведения штреков по уголю и производительность труда рабочего.

В благоприятных горногеологических условиях скорости проведения штреков превысили 1700 м в месяц.

Комбайн ПК-2м имеет неравномерную нагрузку исполнительного органа, обусловленную переменной скоростью поперечной подачи баров. Непостоянство скорости поперечной подачи баров определяется кривошипно-кулисным механизмом поворота баров. На рис. 223 приведен график угловой скорости поворота баров. Средняя скорость движения баров вправо примерно в два раза меньше, чем влево.

Повышение нагрузки возникает также в период подачи комбайна на забой, когда зубки баров работают в условиях, приближающихся к условиям блокированного реза. При этом половина зубков (те, которые отклонены от плоскости бара на угол 43°) подминают уголь боковыми гранями из-за малой величины угла уклона боковых поверхностей зубка.

В начальный период поворота исполнительного органа забой обра-

батывают зубки обоих баров, пока они не пройдут по хорде пути, равный расстоянию между ними (910 мм). В дальнейшем обработка забоя производится только одним баром. Очевидно, что при работе обоих баров нагрузка на комбайн будет примерно в два раза больше, чем при работе одного бара.

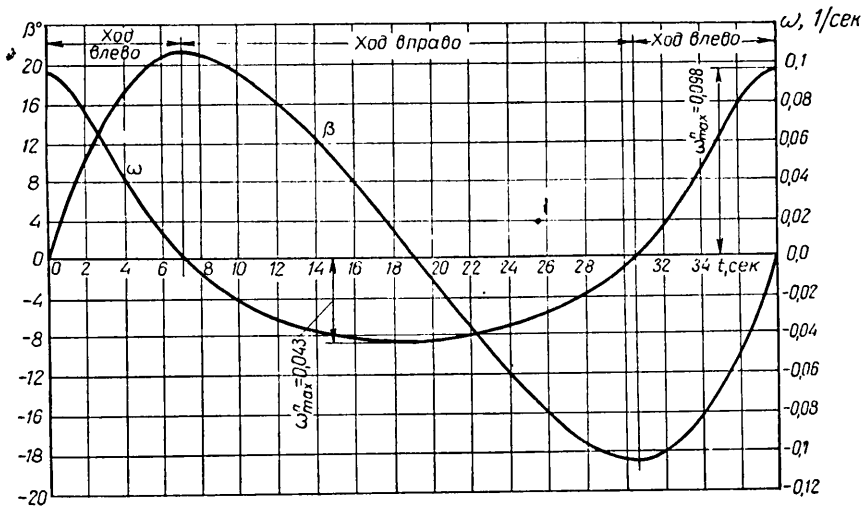


Рис. 223. График изменения угловой скорости ω поперечной подачи и угла поворота β при ходе баров вправо и влево

На рис. 224 представлена схема неравномерной нагрузки в зависимости от положения исполнительного органа в забое. Комбайн при ходе

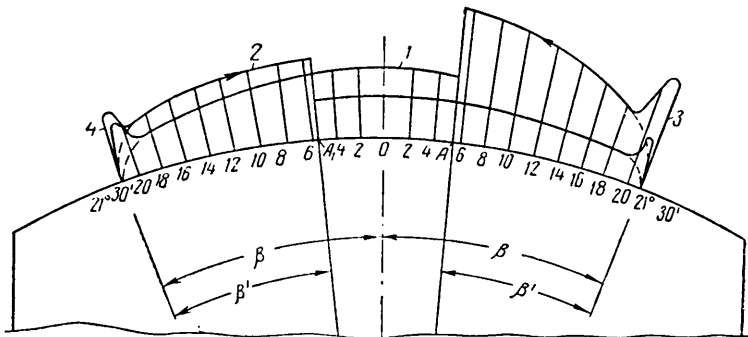


Рис. 224. Схема нагрузки исполнительного органа, приведенная к плоскости забоя:

1 — график нагрузки при ходе баров влево; 2 — график нагрузки при ходе баров вправо; 3 и 4 — пики нагрузки при подаче комбайна на забой; β — угол поворота исполнительного органа при работе обоих баров

баров вправо недогружен примерно на 40%, что снижает его возможную производительность.

Таким образом, только за счет выравнивания нагрузки на исполнительный орган, улучшения геометрии зубков и схемы их набора можно значительно увеличить производительность комбайна.

Для выравнивания нагрузки необходимо:

- 1) выравнивать скорость поворота баров;
- 2) в момент окончания совместной работы двух баров как при дви-

жении влево, так и при движении вправо осуществлять дополнительную подачу на забой, равную примерно $\frac{1}{4}$ первоначальной подачи;

3) изменить геометрию зубка, увеличив угол уклона его боковых поверхностей до 12° и уменьшить угол наклона крайних зубков с 43 до 19° .

Выравнивание нагрузки значительно проще можно осуществить, применив гидравлический механизм поперечной подачи баров.

В результате модернизации комбайна ПК-2м выпущен комбайн под маркой ПК2-1 [157].

Комбайн ПК2-1 отличается от ПК-2м следующим:

- 1) увеличена мощность главного двигателя до 32 кВт ;
- 2) уменьшены размеры баров, что позволяет применять комбайн в пластах меньшей мощности;
- 3) усовершенствован автоподатчик гусеничного хода;
- 4) улучшены смазка и крепление отдельных деталей.

§ 118. Нарезные комбайны [63, 66]

Нарезные комбайны предназначены для механизированной нарезки печей, просеков, сбоек, лав и других выработок в пологих пластах мощностью до $1,8 \text{ м}$. Важность механизации нарезных работ определяется большим их объемом. Так, только в Донбассе ежегодно нарезается до 50 км печей и просеков.

Создание надежной конструкции нарезного комбайна усложняется следующими условиями его работы.

1. Схема работы только в лоб заходки.
2. Ширина захвата должна быть не менее ширины машины и конвейера.
3. Длина транспортного устройства для доставки угля от комбайна по нарезанной выработке должна изменяться по мере проведения выработки.
4. Необходимы надежные и эффективные средства борьбы с пылью и проветривания глухой выработки.
5. Требуется хорошая транспортабельность комбайна и всего оборудования в связи с частыми перебросками комбайна из забоя в забой.

§ 119. Нарезной комбайн КН-1

Комбайн КН-1 (рис. 225) предназначен для нарезных работ по пологим пластам мощностью от $0,65$ до $1,5 \text{ м}$.

Исполнительный орган комбайна состоит из двух ступенчатых баров 1, на концах которых расположены отбойные головки 2, состоящие из барабанов и дисков, оснащенных зубками.

В процессе работы бары, расположенные у почвы, совершают встречное дугообразное движение от положения, когда они перпендикулярны к оси машины, в положение вдоль ее оси и обратно. Подача машины производится в исходном положении баров (т. е. когда они расположены перпендикулярно к оси машины) на величину до $0,5 \text{ м}$ в зависимости от физико-механических свойств угля.

Таким образом, комбайн снимает дугообразные полосы угля шириной до $0,5 \text{ м}$. Комбайн может приспосабливаться к различной мощности пласта за счет изменения высоты отбойной головки, которое достигается изменением числа дисков.

Подача комбайна на забой производится гидродомкратом с опорой в раму, распирающуюся между кровлей и почвой.

Подающий механизм обеспечивает бесступенчатое изменение скорости до 0,7 м/мин (фрикционно-пульсирующий вариатор).

Дуговое движение баров также осуществляется гидродомкратом.

Отбитый уголь захватывается цепями баров, движущимися во встречном направлении, и перемещается к одноцепному скребковому конвейеру комбайна с консольными скребками. Скребковый конвейер перемещает уголь вдоль комбайна и выгружает его на специальный

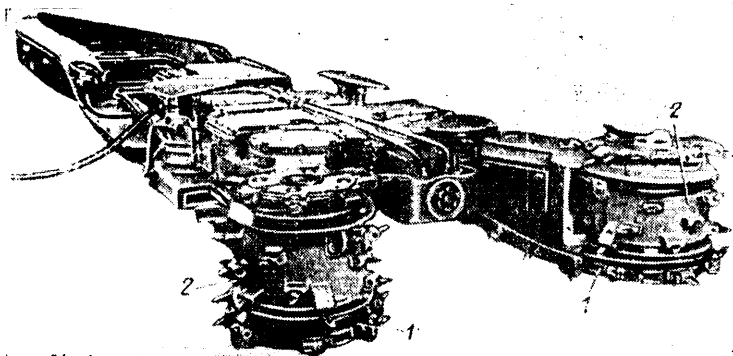


Рис. 225. Нарезной комбайн КН-1

удлиняющийся конвейер КС-13. Привод конвейера КС-13 установлен на штреке, а хвостовая звездочка и став рештаков установлены на комбайне.

Комбайн перемещает за собой рештачный став и цепь. Цепь удлиняется за счет петлевого устройства, а рештаки наращиваются через каждые 15—20 м проведения выработки.

Для борьбы с пылью комбайн оснащен оросительной и пылеулавливающей установками. Пылеулавливающая установка состоит из специального вентилятора и пылеуловителя. Пылеулавливающая установка смонтирована на комбайне и перемещается вместе с ним.

Комбайн нарезает выработку шириной 3,6 м. Все механизмы комбайна приводятся от одного двигателя мощностью 47 или 65 кВт.

В процессе эксплуатации комбайна достигнуто среднее подвигание выработки 3 м в смену. При этом производительность труда проходчика выросла на 60% по сравнению с проведением выработки буровзрывным способом.

§ 120. Нарезной комбайн КН-2

Комбайн КН-2 (рис. 226) предназначен для проведения нарезных работ по пологим угольным пластам мощностью 0,7—1,2 м.

КН-2 сконструирован на базе электродвигателя и подающей части врубной машины КМП-2.

Исполнительный орган комбайна состоит из двух баров: верхнего 1 и нижнего 2. Верхний бар совершает качательные движения от кровли пласта к почве и обратно относительно горизонтальной оси, параллельной забою, и снимает стружку угля толщиной 20—40 мм. Нижний бар разрушает пачку угля, остающуюся у почвы, и грузит весь отбитый уголь на конвейер комбайна. Конвейер комбайна 3 (одноцепной с консольными скребками) выгружает уголь в скрепер или на конвейер.

Подача комбайна на забой канатная. Чтобы уменьшить скорость

подачи до 0,04—0,1 м/мин, применяется полиспаг, состоящий из двух роликов.

Качание верхнего бара осуществляется кривошипно-шатунным механизмом. Амплитуда качания верхнего бара устанавливается в зависимости от вынимаемой мощности пласта в пределах от 0,7 до 1,2 м

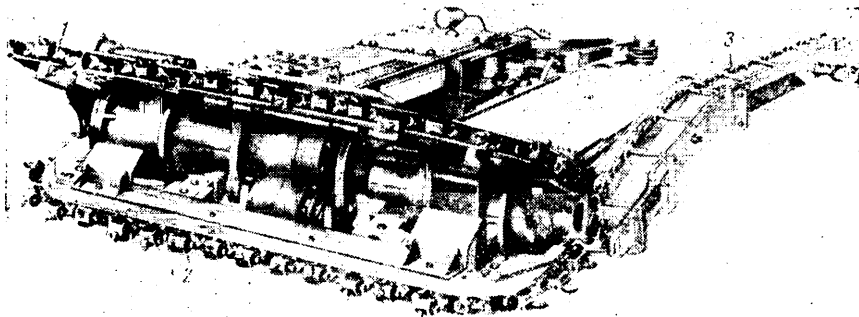


Рис. 226. Нарезной комбайн КН-2

посредством изменения длины кривошипа. Число качаний верхнего бара: 3,28; 4,18; 4,9 в минуту.

Управление комбайном в горизонтальной плоскости производится лыжей, упирающейся в стенку выработки, в вертикальной плоскости — изменением положения нижнего бара при помощи специального механизма.

Отличительной особенностью комбайна является неравномерность нагрузки исполнительного органа из-за переменной скорости качания верхнего бара, пульсирующей подачи и т. п.

В процессе эксплуатации комбайн в среднем проходил в смену 2,8 м выработки сечением $2,5 \times (0,7—1,2)$ м. Режим нагрузки для расчета на выносливость деталей редукторов конвейера и режущей цепи принят проектировщиками по следующему ступенчатому графику. Нагрузка на валу двигателя $M_1 = 31,4$ кгм при длительности $t_1 = 0,05$ Т, $M_2 = 0,85M_1$ при $t_2 = 0,17$ Т, $M_3 = 0,5M_1$ при $t_3 = 0,78$ Т, где Т — расчетная долговечность, равная 5000 ч.

Проверка статической прочности деталей произведена по вращающему моменту на валу двигателя $M = 71$ кгм.

Комбайны КН-1 и КН-2 в отличие от других комбайнов имеют свободный доступ к исполнительному органу, что особенно важно при осмотре, ремонте, замене зубков и т. п.

Глава XVIII

КОМБАЙНЫ С ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ ТИПА ВРАЩАЮЩИХСЯ КОРОНОК

§ 121. Исполнительный орган с вращающимися коронками

Этот тип исполнительного органа обеспечивает сравнительно малую энергоемкость процесса разрушения угля, так как в работе участвует малое количество зубков, на которых концентрируются большие усилия, что обуславливает выход более крупных классов угля. Проходческие комбайны с таким исполнительным органом могут работать не только по углям, но и по мягким породам.

Характер воздействия зубка на забой и меньшая энергоемкость органа дают возможность несколько уменьшить размеры комбайна, что важно в условиях стесненного пространства, в которых работают проходческие комбайны.

Исполнительный орган содержит несколько коронок, вращающихся в различных направлениях, поэтому реактивный момент оказывается значительно меньшим, чем в роторном исполнительном органе. Уменьшена также величина необходимого напорного усилия.

Это предопределяет возможность использования в проходческом комбайне подающего устройства без распора в стенки выработки (например, гусеничного), что обеспечивает хорошую маневренность комбайна и малые его размеры.

§ 122. Комбайн ПКС-3

Комбайн ПКС-3 (рис. 227) предназначен для проведения подготовительных выработок трапецевидного сечения по горизонтальным угольным пластам мощностью более 2 м. Комбайн может успешно работать при слабых боковых породах, так как требует малого некрепленного пространства.

Основные узлы комбайна: исполнительный орган 1; кольцевой погрузочный конвейер 2; гусеничный ход 3.

Исполнительный орган комбайна представляет собой три трехрезцовые коронки, установленные одна над другой на корпусе редуктора, приводящего их во вращательное движение. Коронки с редуктором и электродвигателем помещены на поворотной платформе и совершают качательное движение относительно вертикальной оси.

Для уменьшения реактивного момента средняя коронка исполнительного органа вращается в сторону, противоположную двум другим коронкам (рис. 228). Одновременно с качанием исполнительного органа комбайн подается на забой гусеничным ходом. Качательное движение исполнительного органа производится гидродомкратом.

Отбитый уголь транспортируется из призабойного пространства кольцевым скребковым конвейером с консольным расположением скребков и ленточным перегружателем. Ленточный перегружатель подает

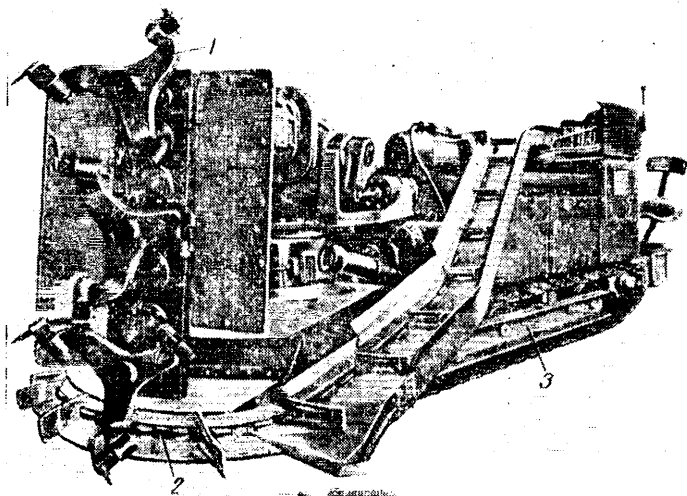


Рис. 227. Проходческий комбайн ПКС-3

уголь на конвейер, расположенный в проводимой выработке, и обеспечивает непрерывную работу комбайна без наращивания конвейера.

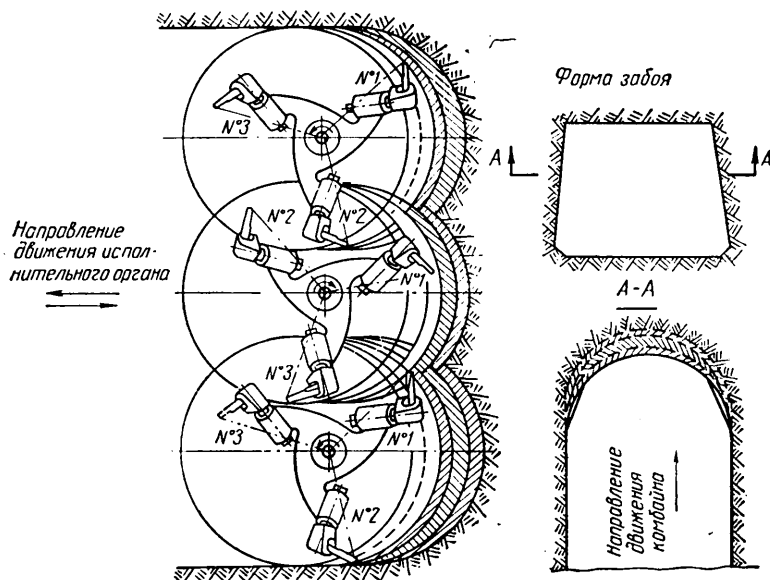


Рис. 228. Схема обработки забоя исполнительным органом комбайна ПКС-3

Комбайн оснащен оросительным устройством.

Гусеничный ход, погрузочный конвейер и ленточный перегружатель приняты от комбайна ПКС-3.

Глава XIX

КОМБАЙНЫ С ФРЕЗЕРНЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ

§ 123. Фрезерный исполнительный орган

Фрезерная головка снимает узкую полоску угля глубиной до 800 мм и поэтому может быть использована для раздельной выемки угля и породы при работе по смешанному забою.

Этот тип исполнительного органа позволяет получить выработку любой формы. Энергоемкость процесса разрушения более низка, чем баровых органов.

При работе комбайна с фрезерным исполнительным органом выработку можно крепить непосредственно у забоя, в связи с этим комбайны с таким органом возможно применять при слабых кровлях.

Комбайны этого типа для нормальной работы не требуют больших напорных усилий.

Малые удельные давления на почву (порядка $0,45 \text{ кг/см}^2$) позволяют применять комбайн при слабых и обводненных почвах.

К недостаткам фрезерного исполнительного органа можно отнести невозможность работы по породам, крепость которых выше 4 по шкале М. М. Протодьяконова.

§ 124. Комбайн ПК-3

Комбайн ПК-3 (рис. 229) предназначен для проведения подготовительных выработок различных форм сечением от 6 до 14 м^2 по углю, породе и смешанному забою (с раздельной выемкой угля и породы) при породах до средней крепости. Комбайн может работать в сложных горно- и гидрогеологических условиях при слабых боковых породах, требующих крепления выработки непосредственно у забоя [1, 85, 98, 107].

Комбайн состоит из исполнительного органа 1, кольцевого скребкового конвейера 2, ходовой части 3, ленточного перегружателя и гидравлической системы.

Исполнительный орган представляет собой фрезерную головку, укрепленную на стреле и приводимую в движение отдельным электродвигателем через редуктор. Все элементы исполнительного органа скреплены между собой и образуют жесткую конструкцию, шарнирно укрепленную на поворотной колонке комбайна.

Фрезерная головка, совершая вращательное движение относительно своей оси, может перемещаться в вертикальной плоскости при помощи цилиндров вертикального подъема и в горизонтальной плоскости вместе с поворотной рамой посредством цилиндра горизонтального поворота. При подаче комбайна на забой фрезерная головка внедряется в уголь на глубину 600—800 мм в зависимости от крепости разрушенного угля или породы. После внедрения на требуемую глубину включаются

гидродомкраты поворота исполнительного органа и последовательно разрушается вся поверхность забоя.

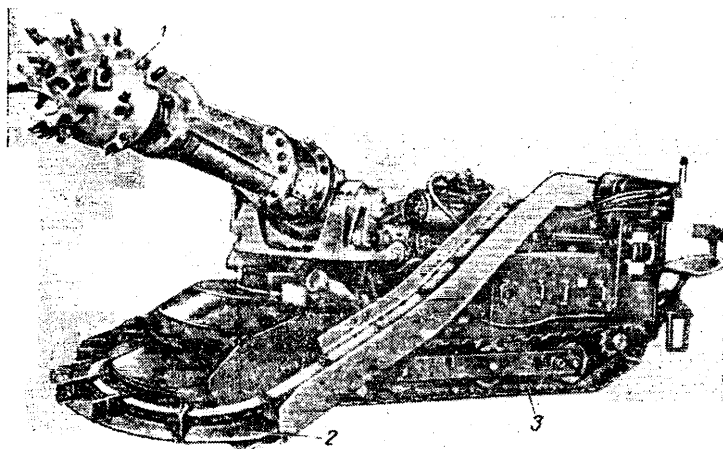


Рис. 229. Проходческий комбайн ПК-3

Отбитый уголь или порода выгружается из забойного пространства кольцевым скребковым конвейером с консольными скребками, перемещающими уголь по желобам к ленточному перегружателю.

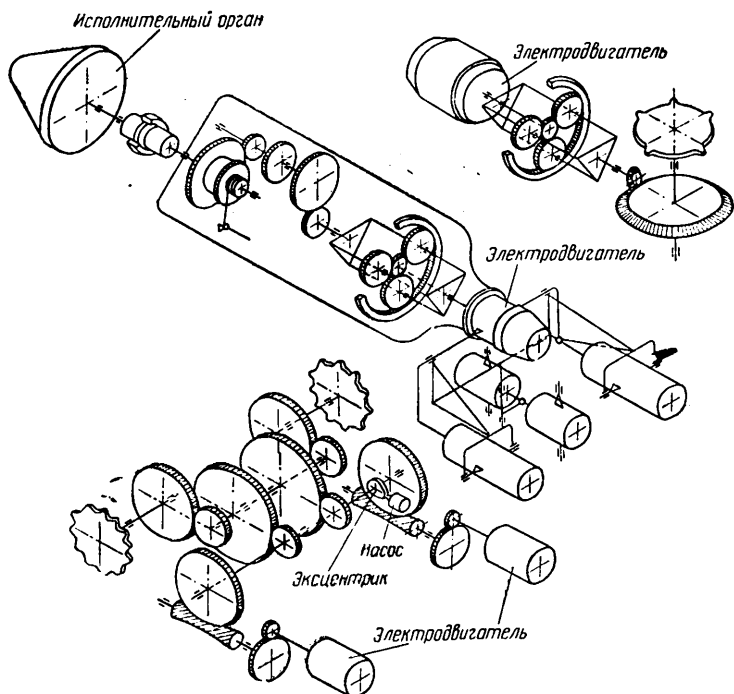


Рис. 230. Кинематическая схема комбайна ПК-3

Приемная часть скребкового кольцевого конвейера соединяется с желобами шарнирно и может быть поднята гидроцилиндром подъема выше уровня почвы на 230 мм и опущена на 100 мм, что необходимо для

изменения направления движения комбайна в вертикальной плоскости. При шарнирной подвеске приемной части грузчика обеспечивается хорошая зачистка почвы и приспособляемость к волнистым залеганиям пластов.

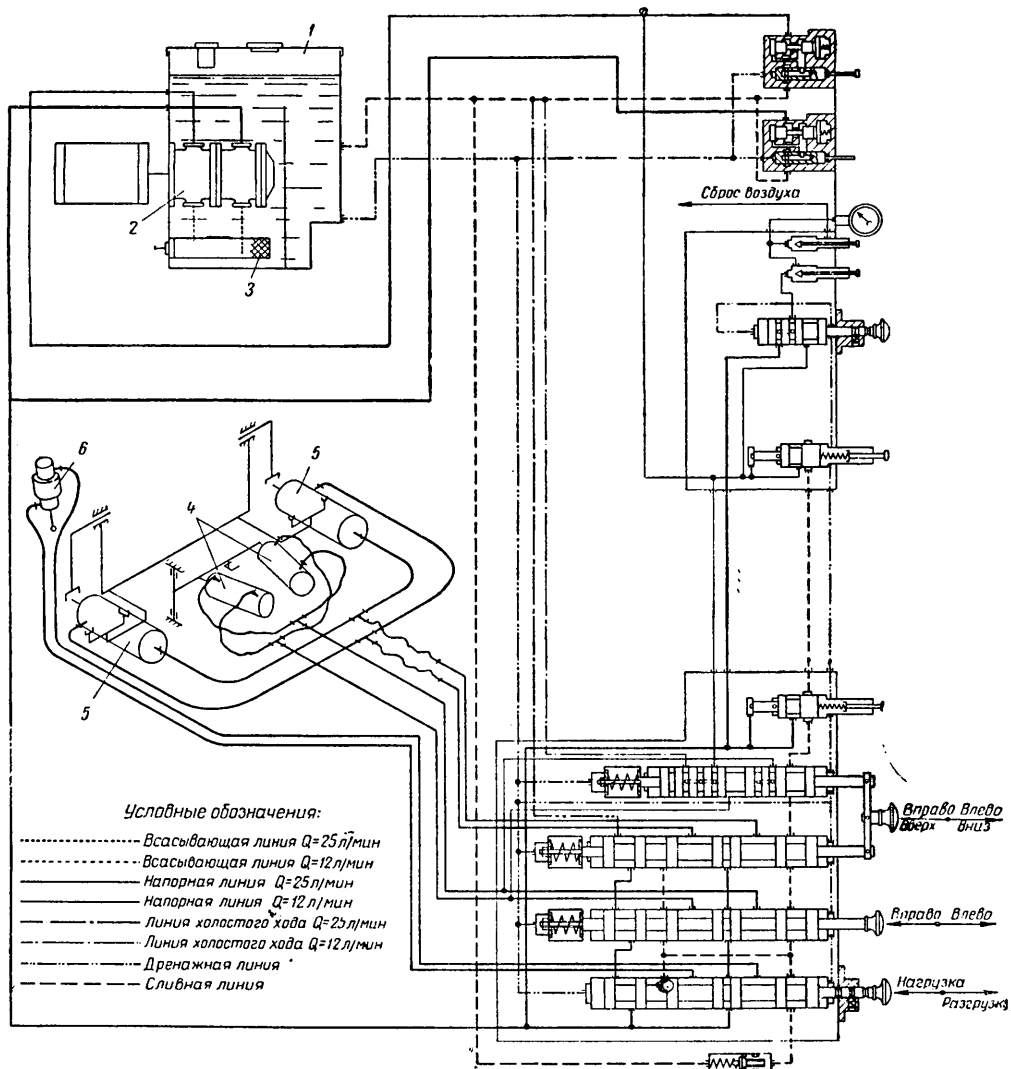


Рис. 231. Схема гидропривода комбайна ПК-3:

1 — бак для масла; 2 — насос лопастной двояный; 3 — фильтр сетчатый; 4 — цилиндры поворота; 5 — цилиндры подъема; 6 — цилиндры приемного лотка

Ходовая часть комбайна является несущей для всех остальных элементов комбайна и состоит из рамы и редукторов гусениц¹. Каждая гусеница имеет индивидуальный привод, что повышает маневровую способность машины.

Кинематическая схема комбайна приведена на рис. 230.

Гидравлическая часть комбайна осуществляет поворот исполнительного органа в горизонтальной плоскости, подъем и опускание орга-

¹ Расчет гусеничного хода приведен в книге Е. Д. Львова [86].

на с одновременным поворотом влево и подъем или опускание приемного лотка грузчика. Схема гидропривода комбайна ПК-3 приведена на рис. 231.

§ 125. Комбайны ПК-4 и ПК-5

Комбайн ПК-4 (рис. 232, а) по своему устройству аналогичен комбайну ПК-3, но отличается от него тем, что может проходить выработку сечением от 8,7 до 18,6 м².

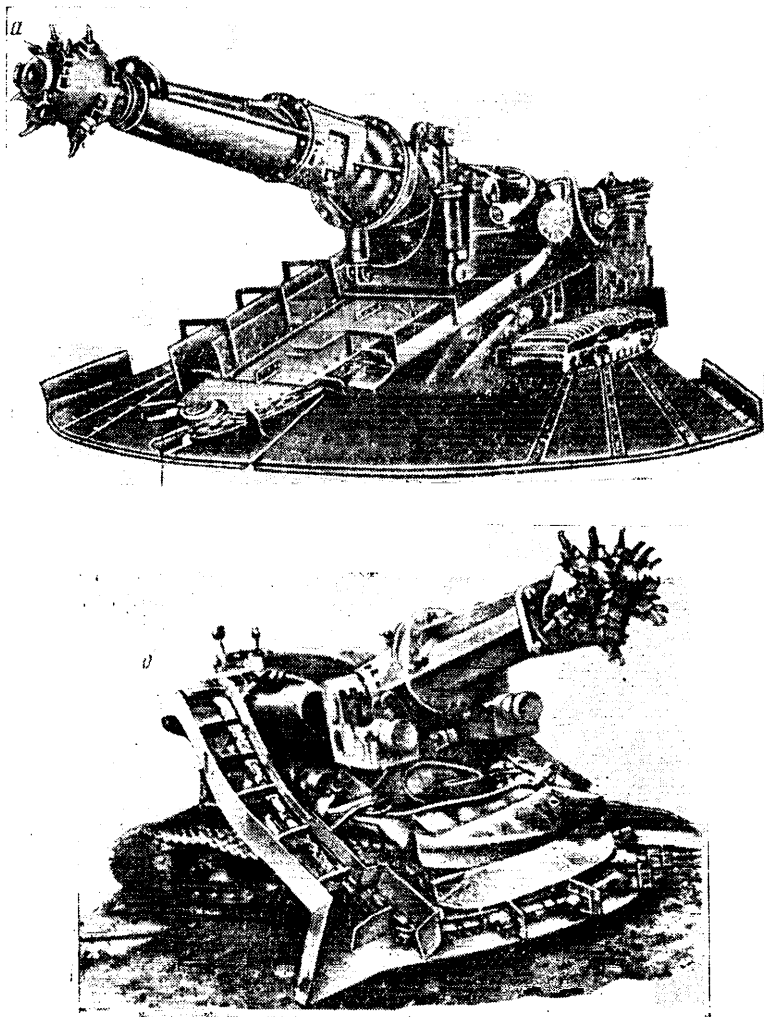


Рис. 232. Проходческие комбайны:

а — ПК-4; б — ПК-5

Основным отличием комбайна ПК-4 от ПК-3 является удлинение стрелы исполнительного органа и конструкция погрузочного устройства. Вместо кольцевого скребкового грузчика, неподвижно закрепленного на раме, в комбайне ПК-4 применен бар с цепью.

При поворотах исполнительного органа погрузочный бар поворачивается вместе с ним вокруг оси поворотной платформы.

Комбайн ПК-5 (рис. 232, б) имеет конструктивную схему комбайна ПК-3, но рукоять его исполнительного органа удлинена на 400 мм, а угол поворота ее увеличен на 120° .

За сравнительно небольшой срок в угольной промышленности внедрено значительное количество проходческих комбайнов, которые обеспечивают высокие темпы проведения выработок при повышенной производительности труда. Однако объем проведения горных выработок горнопроходческими комбайнами еще очень низок.

Совершенно отсутствуют проходческие комбайны для работы по крепким и средней крепости породам.

Более высокую производительность проходческих комбайнов можно получить при одновременной механизации крепления выработок и других вспомогательных процессов.

Глава XX

ЗАРУБЕЖНЫЕ ПРОХОДЧЕСКИЕ КОМБАЙНЫ

[31, 42, 69, 99]

Из зарубежных рассмотрим те комбайны, которые имеют отличные от ранее рассмотренных конструктивные решения и наиболее распространены.

В настоящее время за рубежом применяются проходческие комбайны в США, Чехословацкой Социалистической Республике, Англии, Венгрии и других странах.

Комбайны, выпускаемые в США, предназначены для камерных систем разработки и используются как в очистных, так и в подготовительных выработках.

§ 126. Комбайны с баровым исполнительным органом

Комбайн «Континьюс-Майнер» типа СМ фирмы Джой (США) (рис. 233). Исполнительный орган комбайна состоит из 5—7 баров, постав-

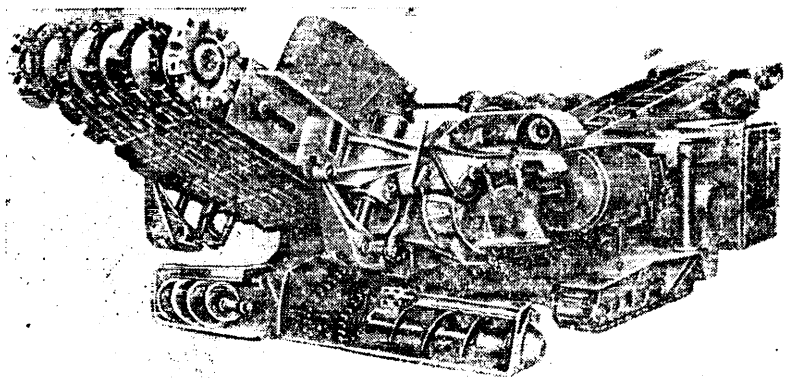


Рис. 233. Комбайн «Континьюс-Майнер» фирмы Джой

ленных на ребро, и установлен на поворотном корпусе. Исполнительный орган, кроме поворота в горизонтальной плоскости, совершает качательные движения относительно осей нижних звездочек.

Ширина режущей головки по зубкам 650—900 мм. Головка может подаваться на забой при неподвижной ходовой части. Под режущей головкой расположены два боковых поворотных шнека, которые грузят уголь на конвейер комбайна и далее в вагонетки или другие транспортные средства.

Подача, поворот, подъем и опускание режущей головки и поворот хвостового конвейера осуществляются гидравлическими домкратами.

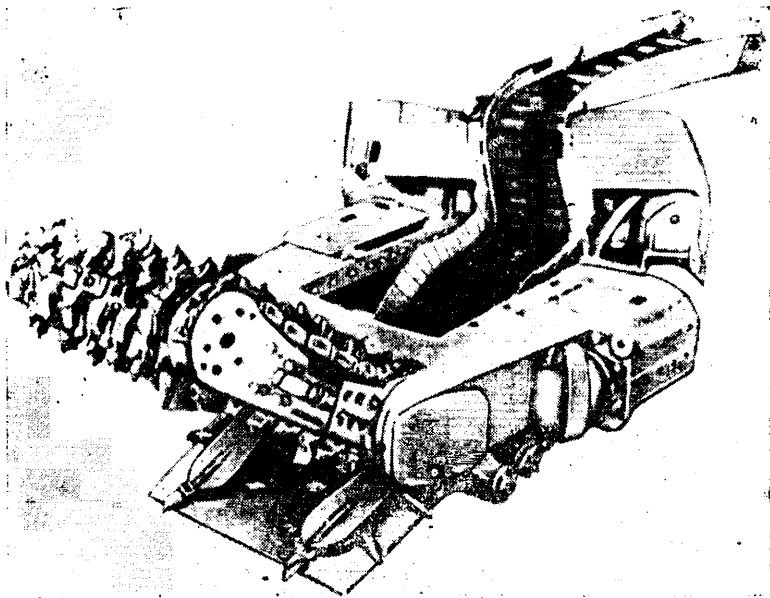


Рис. 234. Комбайн фирмы Гудмен

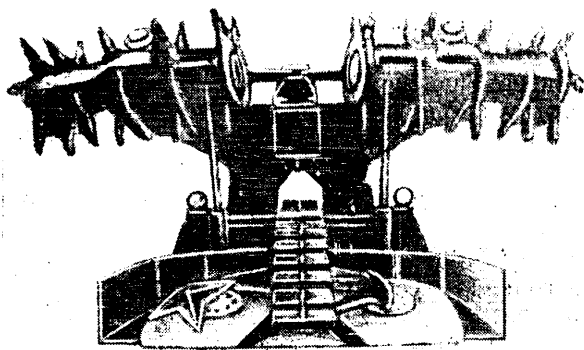
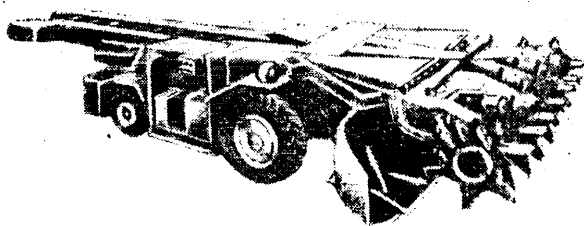


Рис. 235. Комбайн «Коул-Мастер» фирмы Ли-Норзе

Выемка угля производится заходками шириной 650—900 мм на глубину 0,4—0,6 м по всей мощности пласта от 1,35 до 2,6 м шириной до 5 м.

Комбайн фирмы Гудмен (США) (рис. 234) также может быть отнесен к машинам с баровым исполнительным органом.

В процессе работы исполнительный орган внедряется в забой у почвы на глубину до 0,5 м и, поднимаясь до кровли, отбивает уголь.

Для увеличения захвата комбайна (в некоторых комбайнах до 5 м) исполнительный орган может поворачиваться относительно вертикальной оси. Комбайны этого типа смонтированы на гусеничном ходу.

Близкими к рассмотренным комбайнам по конструкции являются машины Бартоша Чехословацкой Социалистической Республики и комбайн «Коул-Мастер» США (рис. 235).

В качестве исполнительных органов в этих комбайнах применяется режуще-отбойная штанга (машина Бартоша) или набор дисков с зубками.

Исполнительные органы перечисленных комбайнов отбивают уголь аналогично комбайнам (см. рис. 233), но имеют меньшую энергоемкость и обеспечивают выход более крупных фракций угля. Эти комбайны самоходны. Комбайн Бартоша перемещается на гусеницах, а комбайн «Коул-Мастер» — на пневматических баллонах.

Все комбайны с баровыми исполнительными органами имеют малый к. п. д., что обуславливает привод исполнительного органа большой мощности, порядка 60—100 кВт.

§ 127. Комбайны с фрезерным исполнительным органом

Комбайн F-4 (рис. 236, а) на гусеничном ходу создан в Венгерской Народной Республике [31]. Исполнительным органом в комбайне служит режущая головка (рис. 236, б), состоящая из двух полусфер, вращающихся в разные стороны со скоростью (по зубкам) 10 м/мин. Противоположное вращение полусфер уравнивает усилия, возникающие на фрезерной головке. Работа комбайна F-4 аналогична комбайну ПК-3. Выгрузка отбитого угля из призабойного пространства на скребковый конвейер производится посредством двух трехскребковых звездочек, каждая из которых приводится во вращение отдельным двигателем.

Благодаря перемещению фрезерной головки по забою можно обрывать выработку шириной до 4 м и высотой до 2,2 м.

К недостаткам комбайна следует отнести его большие размеры и большое удельное давление гусениц на почву ($0,83 \text{ кг/см}^2$).

В результате модернизации комбайна F-4 разработана конструкция проходческого комбайна F-5. Конструкция этого комбайна обладает большими эксплуатационными возможностями, чем комбайна F-4.

Фрезерная головка имеет несколько скоростей вращения, что дает возможность выбрать наиболее целесообразный режим разрушения угля. Уменьшено удельное давление гусениц на почву до $0,71 \text{ кг/см}^2$ и, таким образом, расширена область применения комбайна на менее устойчивые почвы. Уменьшена высота комбайна с 1480 до 1200 мм, что также расширило область применения комбайна по мощности угольных пластов. Для большей устойчивости между гусеницами комбайна расположен ящик, в который можно поместить 1,5 т груза.

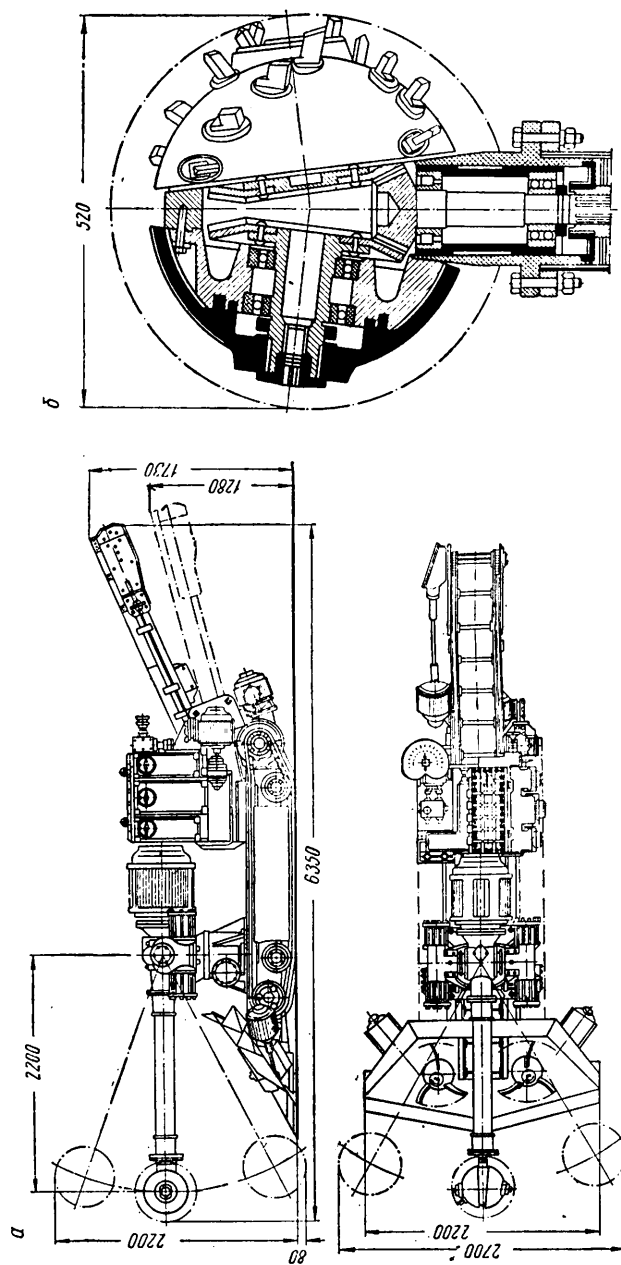


Рис. 236. Комбайн F-4:
а — общий вид; б — режущая головка

§ 128. Комбайны с комбинированным исполнительным органом

Комбайны «Горняк-500» (рис. 237, *а*) и «Горняк-425» (рис. 237, *б*). Оба комбайна предназначены для проведения подготовительных работ по углю. Эти комбайны аналогичны по конструкции и схеме работы, но отличаются друг от друга размерами и конструкцией исполнительного органа.

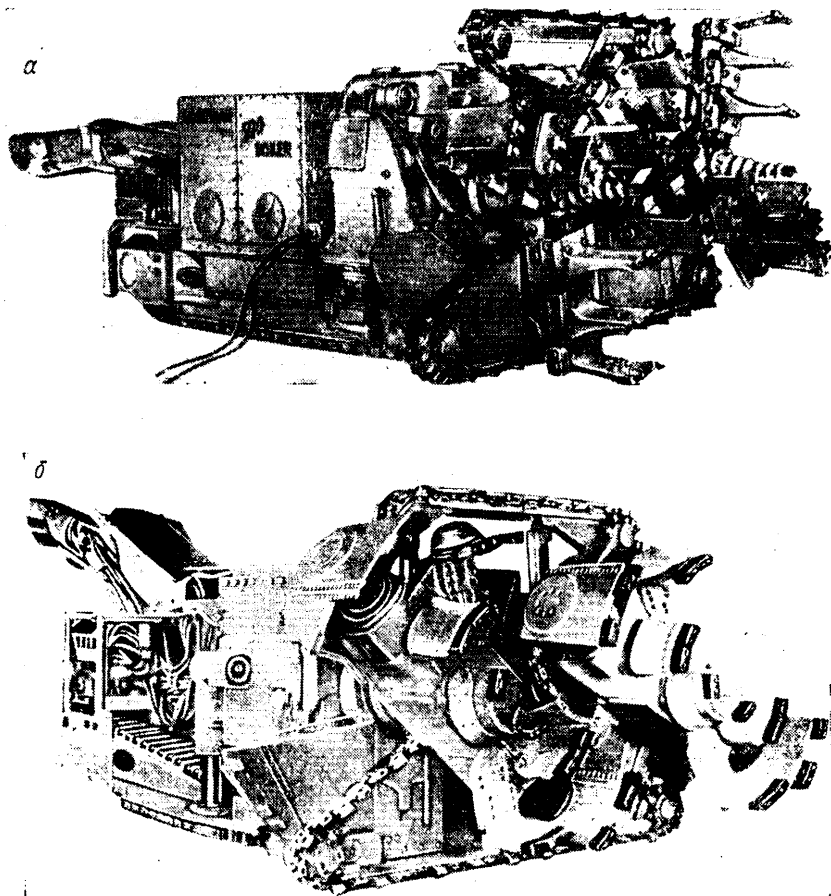


Рис. 237. Комбайн фирмы Гудмен (США):
а — «Горняк-500»; *б* — «Горняк-425»

Исполнительный орган комбайна «Горняк-500» выполнен в виде двух режущих головок, вращающихся навстречу друг другу.

Головки состоят из заборника с раздвоенным резцом и трех лучей, на каждом из которых имеются по три державки с резцами. Режущие головки подгребают уголь к центру комбайна и затем подают на конвейер.

Изменение положения исполнительного органа, выдвижение державок, опускание и подъем режущих цепей осуществляются гидравлическим приводом.

Такая конструкция исполнительного органа позволяет комбайну легко перемещаться по выработкам. Это имеет очень важное значение

при разработке полезного ископаемого камерами, когда комбайн часто переходит из одной камеры в другую.

В 1960 г. фирмой Гудмен выпущена новая модель комбайна «Горняк-425». Этот комбайн более компактен и при той же мощности двигателя, что и у комбайна «Горняк-500», имеет большую производительность и больший диапазон сечений проходимых выработок.

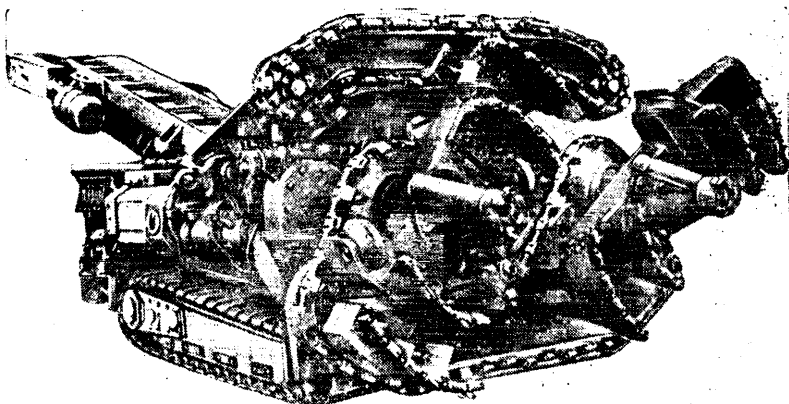


Рис. 238. Комбайн «Твин-Борер» типа VT-2

Комбайны имеют гусеничный ход. Каждая гусеница приводится отдельным гидродвигателем, дающим большой диапазон изменения скорости подачи.

Нужно отметить, что сочетание в одном исполнительном органе коронок и цепей не может считаться целесообразным.

Комбайн «Твин-Борер» типа VT-2 (рис. 238). Исполнительный орган этого комбайна состоит из двух буровых коронок с державками, оснащенными резцами, и двух режущих цепей. Зубки прорезают целики угля, которые не разрушаются коронками. По мере продвижения комбайна отбитый уголь подается коронками к скребковому конвейеру, который перегружает его на транспортирующие средства.

Корпус комбайна с исполнительным органом укреплен шарнирно на основной раме и может быть поднят, опущен или смещен гидравлическим приводом.

БУРЕНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД

Глава XXI

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

§ 129. Элементы классификации

Внедрение комбайнов для очистных работ, а также значительное сокращение управления кровлей частичной закладкой обусловили уменьшение взрывных работ, а следовательно, и работ по бурению. Однако подготовительные работы до сего времени в большинстве случаев ведутся с применением взрывных работ, и поэтому одним из условий успешного проведения подготовительных выработок является повышение производительности при бурении. Кроме того, создаваемые новые системы очистных работ в условиях крутого падения, расширяющееся применение нагнетания воды в пласт, работы по дегазации пластов и др. обусловили все более широкое применение машин для бурения скважин различного назначения.

Все это свидетельствует о том, что область работ, связанных с образованием шпуров и скважин, остается достаточно большой.

Бурение шпуров. Диаметр шпуров определяется наибольшей эффективностью применения взрывчатых веществ. Однако с увеличением диаметра патрона свыше 45 мм увеличивается опасность воспламенения метана и каменноугольной пыли. Поэтому при проведении выработок в шахтах, опасных по газу или пыли, рекомендуется применять шпуры диаметром до 50 мм (диаметр патрона 40 мм). В шахтах, не опасных по газу и пыли, может быть целесообразным увеличение диаметра шпуров до 60 мм. В очистных забоях при бурении шпуров по уголю их диаметр выбирается в пределах от 40 до 47 мм (диаметр патрона от 32 до 40 мм) в зависимости от требуемой кусковатости угля.

Длина шпуров в зависимости от принятой организации работ по проведению подготовительных выработок или в очистных забоях колеблется в пределах: при бурении по уголю от 1,5 до 3,0 м и по породе от 1,5 до 5 м.

Бурение скважин. Диаметр скважин зависит от назначения выработки, при образовании углеспускных скважин он достигает 800 мм, при бурении скважин для спуска воды, вентиляции, дегазации пластов и др. — колеблется от 160 до 300 мм. В ряде случаев применяются скважины и меньшего диаметра. Длина скважин также колеблется в больших пределах: от 15 до 150 м и более.

В горной промышленности в зависимости от длины и диаметра скважины, а также крепости породы применяются различные способы бурения. Основными способами бурения являются: вращательное, ударное (оно же ударно-поворотное) и вращательно-ударное. В последнее время получает распространение термический способ бурения.

Вращательное бурение. При вращательном бурении инструмент разрушает породу или полезное ископаемое в забое скважины или шпура,

бой. Инструмент, перемещаясь в процессе бурения по винтовой линии, скалывает частицы массива своей передней гранью. Так как вращение и подача происходят непрерывно, то производительность вращательного бурения может быть достаточно высокой.

Как правило, вращательное бурение не применялось в условиях крепких пород, так как в этом случае для получения высокой производительности необходимо значительное усилие подачи, осуществить которое при применявшихся сверлах и инструменте затруднительно. Следует также отметить, что работа с малой подачей за один оборот сверла приводит к разрушению породы не только скалыванием, но также в значительной степени истиранием резца о породу, что обуславливает высокую энергоемкость процесса разрушения и повышенный расход инструмента.

В последнее время благодаря проведенным работам по выбору оптимальных режимов бурения и геометрии инструмента, а также создания сверл с повышенными напорными усилиями область применения вращательного бурения значительно расширена.

Применение инструмента, разрешающего бурить с оставлением центральной части (керна) неразрушенной или разрушенной на относительно крупные куски, дает возможность при одном и том же усилии подачи увеличить удельное давление на рабочей части инструмента, что разрешает применять вращательное бурение на более крепких породах, чем при сплошном разрушении породы на мелкие частицы.

Ударное бурение. При ударном бурении буровой инструмент своим лезвием наносит удар по забою шпура, образуя в нем углубление — вруб. Последующие удары наносятся при повороте инструмента на некоторый угол. Таким образом, весь забой постепенно обрабатывается и только частицы между соседними углублениями скалываются.

Сравнивая вращательное бурение с ударным, нетрудно убедиться, что первое в условиях, когда усилие напора достаточно для обеспечения скалывания породы, более производительное и менее энергоемко. При вращательном бурении процесс бурения происходит непрерывно, при ударном — неизбежны холостые ходы. Кроме того, для большинства горных пород сопротивление раздавливанию в 12÷20 раз больше сопротивления скалыванию.

Ударное бурение целесообразно в тех случаях, когда вращательное вследствие крепости породы не дает достаточной эффективности. Ударное бурение благодаря большой энергии удара и малым площадям контакта инструмента с породой практически применимо при бурении любых по крепости пород.

К ударному бурению может быть также отнесено шарошечное бурение. В этом случае удары наносятся зубьями шарошки, катящейся по забою.

Шарошечное бурение обычно применяется при значительном диаметре скважины и поэтому в угольной промышленности находит применение только на карьерах при разработке месторождений открытым способом. На шахтах, добывающих руды, шарошечное бурение в подземных условиях успешно применяется при бурении скважин от 100 мм [103].

Вращательно-ударное бурение сочетает преимущества ударного и вращательного. Сущность его заключается в том, что по непрерывно вращающемуся инструменту — резцу наносятся удары. В момент нанесения удара инструмент работает по принципу ударного бурения, что обеспечивает заглубление инструмента при породах повышенной крепости, а между ударами работает по принципу вращательного, снимая слой, соответствующий образованному в результате удара заглублению.

§ 130. Основные положения теории вращательного бурения

Подавляющее число шпуров образуется сплошным разбуриванием. В этом случае резцу придается форма по рис. 239. Резец вращается вокруг оси y и перемещается со скоростью подачи v_n вдоль этой оси. Каждое перо резца имеет две режущие кромки, главную и кромку рассечки.

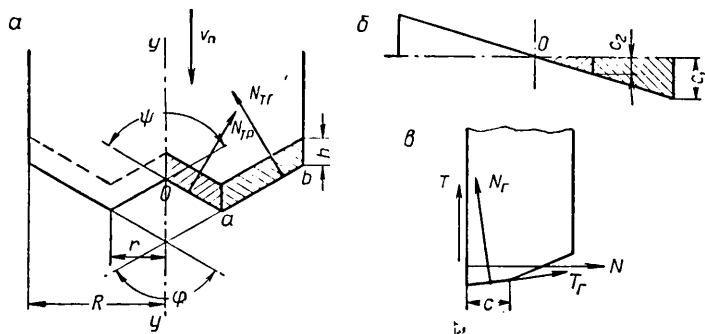


Рис. 239. Схема действия сил, приложенных к резцу

Глубина реза, образуемого каждым пером,

$$h = \frac{v_n}{nz}, \quad (274)$$

где v_n — скорость подачи резца, мм/мин;
 n — скорость вращения резца, об/мин;
 z — число перьев резца.

Площадка, по которой передняя грань пера соприкасается с породой (пренебрегая конусностью резца) (рис. 239, а):
на участке главной кромки

$$F_r = h(R - r), \quad (275)$$

на участке кромки рассечки

$$F_p = hr. \quad (276)$$

В. Г. Михайлов¹ рекомендует принимать торцовую площадку затупления (по которой задняя грань соприкасается с породой) в форме треугольника, так как наибольший износ наблюдается на удаленных от оси вращения элементах резца.

Тогда (рис. 239, б) торцовая площадка на участке главной кромки

$$F_{tr} = \frac{c_1 + c_2}{2} ab, \quad (277)$$

на участке кромки рассечки

$$F_{trp} = \frac{c_2}{2} oa. \quad (278)$$

Здесь c_1 — ширина торцовой площадки на периферии главной кромки резца, мм; c_2 — то же, у рассечки.

Так как

$$ab = \frac{R - r}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \quad (279)$$

¹ Михайлов В. Г. Сверление шпуров. Металлургиздат, 1947.

$$oa = \frac{r}{\sin \frac{\psi}{2}} \quad (280)$$

и обозначив

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r}{R} = A, \quad (281)$$

то

$$F_{\text{т}} = \frac{c_1 R (1 - A^2)}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \quad (282)$$

и

$$F_{\text{тр}} = \frac{c_1 R A^2}{2 \sin \frac{\psi}{2}}. \quad (283)$$

Величина площадок, временное сопротивление смятию и коэффициент трения между резцом и породой обуславливают силы, действующие на резец. Но при этом необходимо учитывать, что хрупкость породы, периодическое ее скалывание, обуславливающее контакт между породой и рабочими элементами резца не на всей передней площадке, а также ряд других причин снижают величину сил, действующих на резец. Снижение учитывается коэффициентом k меньше единицы при временном сопротивлении смятию. Произведение $k \sigma_{\text{см}}$ представляет сопротивление породы бурению. По проф. В. Г. Михайлову рекомендуется принимать $k = 0,5-0,7$.

Тогда в первом приближении на переднюю площадку действуют нормальные силы

$$N_{\text{г}} = k F_{\text{г}} \sigma_{\text{см}} \quad (284)$$

и

$$N_{\text{п}} = k F_{\text{п}} \sigma_{\text{см}}, \quad \kappa \Gamma, \quad (285)$$

а также силы трения

$$T_{\text{г}} = N_{\text{г}} f = k F_{\text{г}} \sigma_{\text{см}} f \quad (286)$$

и

$$T_{\text{п}} = k F_{\text{п}} \sigma_{\text{см}} f. \quad (287)$$

То же, на торцовых площадках (рис. 239, в).

Нормальные силы на торцовых площадках

$$N_{\text{тг}} = F_{\text{тг}} \sigma_{\text{см}} \quad (288)$$

и

$$N_{\text{тп}} = F_{\text{тп}} \sigma_{\text{см}}. \quad (289)$$

То же, силы трения

$$T_{\text{тг}} = F_{\text{тг}} \sigma_{\text{см}} f \quad (290)$$

и

$$T_{\text{тп}} = F_{\text{тп}} \sigma_{\text{см}} f. \quad (291)$$

Усилие подачи равно проекции сил, действующих на резец, на вертикальную ось. При этом можно пренебречь влиянием на величину проекций сил заднего угла, так как при этом допущении ошибка при обычно принимаемых задних углах не превосходит 5%.

Тогда усилие подачи

$$Q_0 = \left[T_{\text{г}} + N_{\text{тг}} \sin \frac{\varphi}{2} + T_{\text{п}} + N_{\text{тп}} \sin \frac{\psi}{2} \right] z; \quad (292)$$

учитывая приведенные зависимости, получим

$$Q_0 = \sigma_{\text{см}} R \left(k f h + \frac{c_1}{2} \right) z, \quad \kappa \Gamma. \quad (293)$$

Сила, обуславливающая момент сил сопротивления на резце, равна проекции сил, действующих на резец на плоскость, перпендикулярную оси вращения. Плечо приложения равнодействующей проекций сил рекомендуется принимать равным $\frac{2}{3}$ радиуса резца.

Момент сил сопротивления

$$M = z \sigma_{\text{см}} \frac{2R^2}{3} \left[kh + \frac{f_{c1}}{2} \left(\frac{1-A^2}{\sin \frac{\varphi}{2}} + \frac{A^2}{\sin \frac{\psi}{2}} \right) \right], \text{ кгмм} \quad (294)$$

и мощность на резце

$$N = 1,15 \frac{\pi n R^2 z 10^{-3}}{102 \cdot 45} \sigma_{\text{см}} \left[kh + \frac{f_{c1}}{2} \left(\frac{1-A^2}{\sin \frac{\varphi}{2}} + \frac{A^2}{\sin \frac{\psi}{2}} \right) \right], \text{ кВт.} \quad (295)$$

Коэффициент 1,15 введен в связи с сопротивлениями, не учитываемыми изложенной методикой определения мощности на сверле.

§ 131. Определение оптимальных условий бурения и классификация бурильных машин

Для определения оптимальных параметров [52, 171] производят бурение при постоянном осевом усилии, но разной угловой скорости шпинделя. По этим данным строят графики зависимости мощности от скорости подачи (рис. 240, а). Получив оптимальную угловую скорость вращения шпинделя для данного пласта, бурят при этой скорости, прилагая различную осевую силу, и измеряют скорость подачи и мощность. На основании последнего исследования строят графики, изображающие зависимость удельных энергозатрат и скорости подачи от осевого усилия (рис. 240, б). По этому графику и определяют оптимальное осевое усилие, при котором удельные энергозатраты минимальны или скорость бурения максимальна.

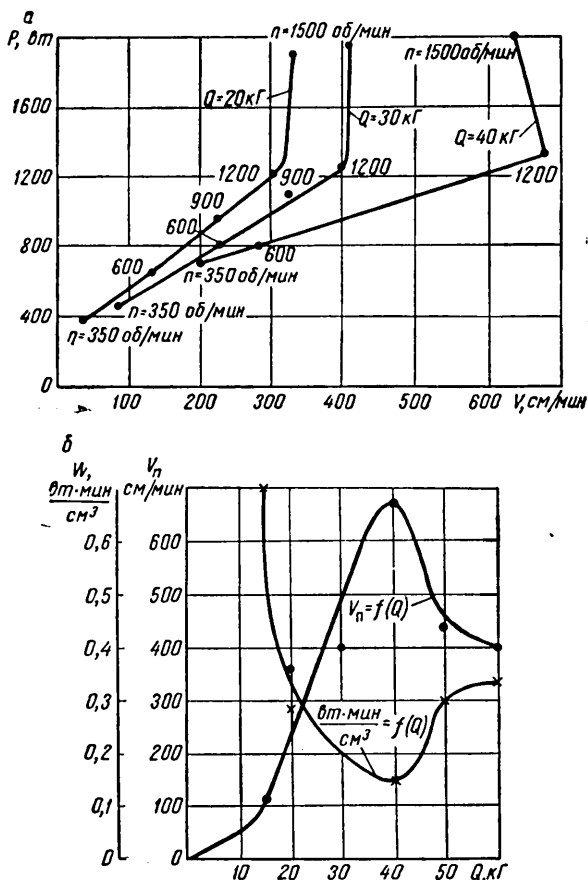


Рис. 240. Графики зависимости:

а — мощности, затрачиваемой на бурение от скорости подачи при различных значениях осевых усилий и скоростей вращения резца; б — скорости подачи V_n и энергетических затрат от осевого усилия Q при бурении с оптимальной для данного пласта скоростью вращения резца $n = 1200$ об/мин

Бурильные машины, кроме классификации по принципу бурения горных пород, можно квалифицировать по назначению.

По этому признаку следует различать:

а) машины для бурения шпуров — сверла ручные, колонковые и бурильные молотки;

б) машины для бурения скважин — сбоечно-буровые машины, буровые станки и станки ударно-канатного бурения и др.

По виду энергии следует различать бурильные машины с электрическим приводом, пневматическим и гидравлическим. Последние в связи с расширением гидромеханизации могут найти на гидрошахтах широкое применение.

Глава XXII

МАШИНЫ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ

§ 132. Сверла. Назначение и классификация

Сверла применяются для вращательного бурения шпуров по углю и по породам главным образом ниже средней крепости. От сверла на резец действуют вращающий момент и осевое усилие.

Различают:

- 1) ручные сверла для бурения по углю и мягким породам;
- 2) сверла с принудительной механической или ручной подачей, устанавливаемые на легких колонках, — для бурения по крепким углям и породам ниже средней крепости;

- 3) колонковые сверла для бурения по породам средней крепости.

Сверла, перечисленные в пунктах 1 и 2, называются легкими.

Для более крепких и абразивных пород пригодны сверла с большим осевым усилием и меньшей скоростью вращения, а также с промывкой шпура.

По типу привода сверла делятся на электрические, пневматические и гидравлические.

Электрические сверла имеют взрывобезопасное выполнение. Во многих случаях управление двигателем дистанционное.

§ 133. Легкие сверла

Ручные электросверла имеют характеристику, приведенную в табл. 38. Устройство сверл видно из приводимых рисунков.

Одна пара шестерен редуктора сверла СЭР-19Д (рис. 241) является сменной, что позволяет получить две скорости вращения шпинделя.

Ось вращения шпинделя сверла ЭР-4 (рис. 242) расположена выше оси ротора, что позволяет бурить шпуры на близком расстоянии (40—50 мм) от кровли, почвы или стен выработок.

Существенным является вес ручного сверла. Поэтому созданы ручные сверла, питаемые током повышенной частоты 150 гц, например СВЧ-2 (рис. 243) и СВП-1, отличающиеся от СВЧ-2 лишь наличием принудительной подачи. Вес их значительно меньше веса сверл той же мощности, питаемых током с частотой 50 гц, однако они требуют установки преобразователей частоты на штреках.

Не только вес, но и мощность ручного сверла должны быть ограничены, чтобы реактивный момент, действующий от сверла на руки бурильщика, не был слишком велик. Так, при мощности $P = 1,2$ кВт сверла ЭБР-19 и угловой скорости шпинделя $n = 338$ об/мин вращающий момент на шпинделе при к. п. д., равном единице, будет $M = 346$ кгсм, что при расстоянии между рукоятками $l = 28$ см соответствует силе

Таблица 38

Техническая характеристика ручных электросверл

Показатели	Тип сверла									
	ЭР-4	ЭР-5	ЭРП-5	СВЧ-2	ЭБР-19	СЭР-19Д	СЭР-20	СРП-1	СА-1	СВП-1
Электродвигатель:										
мощность получасовая, <i>квт</i>	0,9	1,0	1,0	1,4	1,2	1,2	1,4	1,4	1,4	1,4
напряжение, <i>в</i>	127	127	127	127	127	127	127	127	127	127
частота, <i>гц</i>	50	50	50	150	50	50	50	50	50	150
скорость вращения, <i>об/мин</i> :										
ротора двигателя	2750	2750	2750	8440	2800	2660	2660	2660	2580	8440
шпинделя	710	500	330; 500	920	338—690	690; 338	338; 690	525; 775 630; 920	506* 144**	900
Скорость принудительной подачи, <i>м/мин</i>	—	—	0,50; 0,74	—	—	—	—	0,68; 1,05 0,82; 1,25	0,68	—
Максимальное усилие подачи, <i>кг</i>	—	—	200	—	—	—	—	250	250	200
Управление двигателем	Ручное				Ручное	Дистанцион- ное	Ручное	Дистанционное		
Размеры, <i>мм</i> :				Дистан- ционное	Ручное	Дистанцион- ное	Ручное	Дистанционное		
длина	325	370	400	300	391	414	441	445	505	418
ширина	316	316	316	332	316	316	316	316	316	332
высота	224	224	240	220	230	230	230	230	290	328
Вес кабеля и штанги, <i>кг</i>	14,6	17,7	21,5	9,6	18	18	20	24,4	29	12,95
Завод-изготовитель	Томский завод им. Вахру- шева									
	Конотопский завод «Красный металлист»									

* При бурении

** При затяжке гаек.

12,4 кГ. Так как пусковой момент сверла примерно в 4 раза больше номинального [171], то усилие на руку при полностью заторможенном шпинделе может дойти до 50 кГ.

Легкие сверла для бурения с колонки. С целью облегчения работы бурильщика, повышения производительности труда и расширения области применения легких электросверл были созданы конструкции сверл

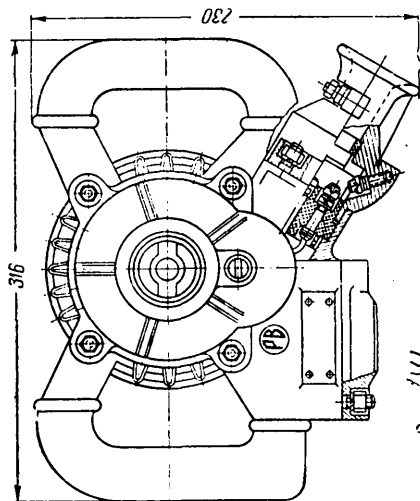
ЭРП-5, СРП-1, СА-1, СВП-1 с редукторами для принудительной подачи.

Сверло СРП-1 (рис. 244) позволяет переключением муфты получить две скорости вращения шпинделя и соответственно две скорости вращения червячного колеса, вал которого через многодисковую фрикционную муфту передает вращающий момент по валу барабанчика, на который навивается тросик с крючком на свободном конце. Крючок крепится к колонке у забоя для получения принудительной подачи.

Величина осевого усилия сверла СРП определяется свойствами буримого материала, геометрией инструмента и скоростью подачи. Максимальная величина осевого усилия зависит от момента, который может передавать фрикционная муфта, и, следовательно, от силы, сжимающей диски. Вращением маховика можно на ходу плавно (благодаря пружине) изменять усилие подачи от 0 до 250 кГ.

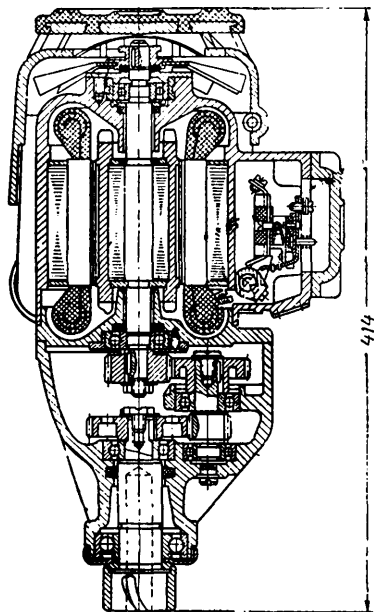
Сверло СА-1 (рис. 245) предназначено для бурения шпуров под анкерную крепь в породах до 5-й категории крепости по проф. М. М. Протоdjаконову и затягивания гаек анкерной крепи. При бурении блок шестерен 1 смещен вправо и шпиндель, вращающийся с угловой скоростью 506 об/мин, через обычный патрон передает движение ин-

струменту. Для заворачивания гаек в сидящую на шпинделе кулачковую муфту вставляется гаечный ключ 2, а блок шестерен 1 сдвигается влево и шпиндель вращается с угловой скоростью 144 об/мин. Когда крутящий момент достигнет $20 \div 30$ кГм, на который отрегулирована муфта предельного момента, кулачковые полумуфты, сжатые пружиной, расходятся, и заворачивание гайки прекращается.



Р - 54

Рис. 241. Электросверло СЭР-19Д



414

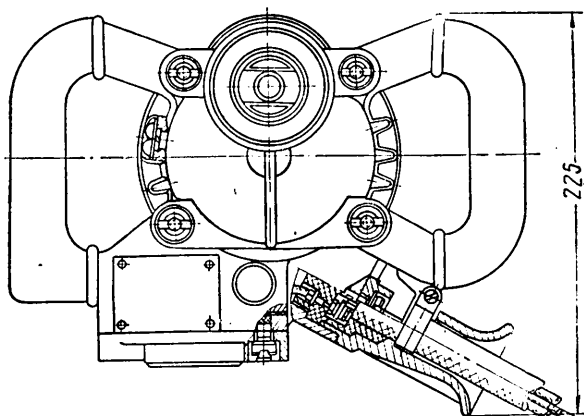
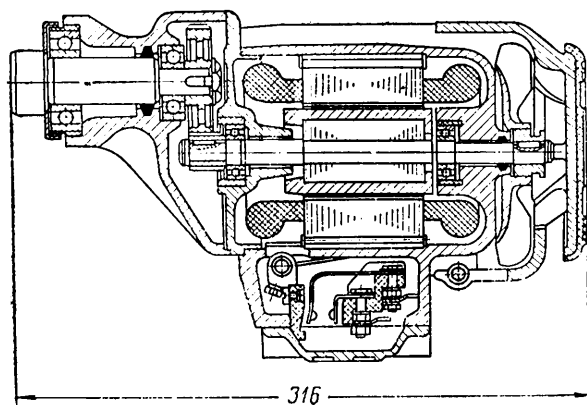


Рис. 242. Электросверло ЭР-4

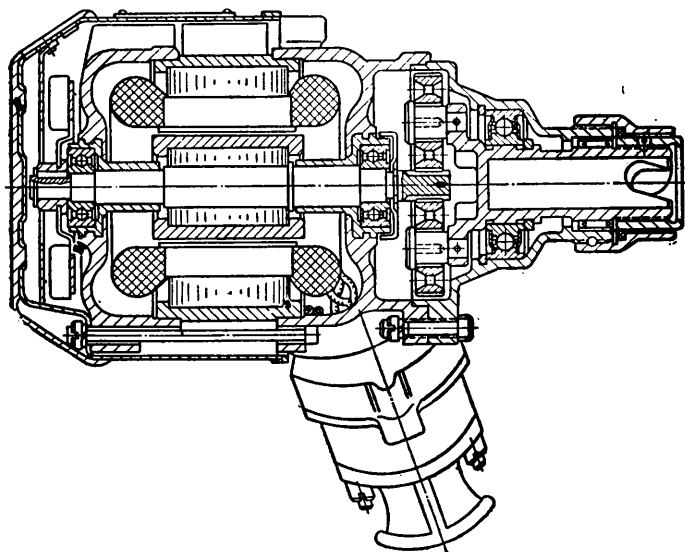


Рис. 243. Высокочастотное сверло СВЧ-2

Колонка сверла СА-1 распирается между стенками забоя (рис. 246), сверло же перемещается вдоль направляющей, которая распирается между колонкой и кровлей.

Пневматические и гидравлические ручные сверла. В тех условиях, когда электрические сверла по условиям их эксплуатации не могут обеспечить безопасность труда, применяют пневматические и гидравлические

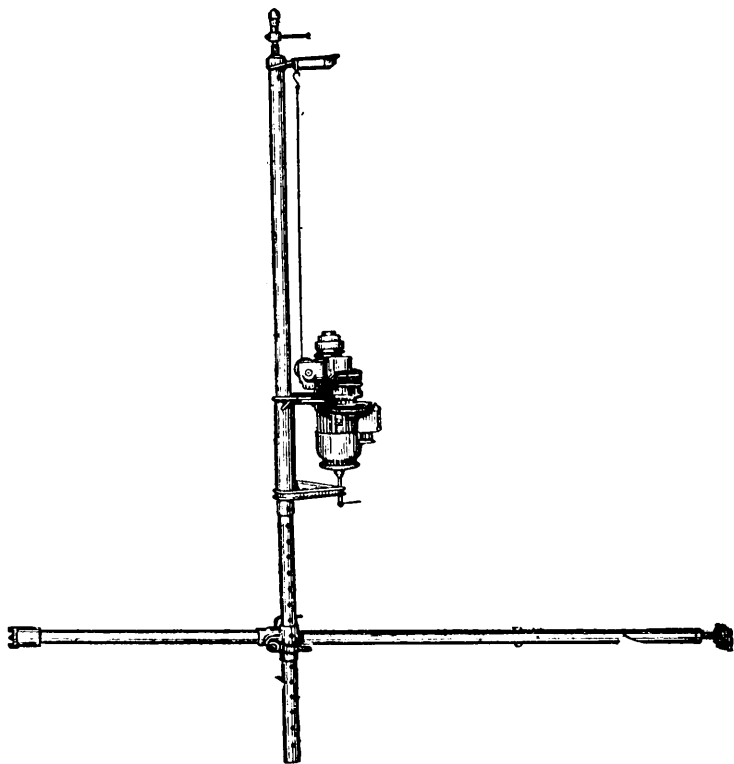


Рис. 246. Сверло СА-1 на колонке

сверла. Скорость вращения их шпинделей легко изменяется бурильщиком на ходу, что позволяет производить забуривание на малых скоростях вращения шпинделя. Они компактнее и легче электрических (не считая высокочастотных).

Техническая характеристика пневматических сверл приведена в табл. 39.

Сжатый воздух в сверло типа СПР-11 (рис. 247) впускают воздействием на курок 1, смещающий впускной клапан 2; этим же курком изменяют на ходу скорость двигателя. Воздух действует на лопасти двигателя, выдвигающиеся из пазов при работе. Вращение шпинделю передается через планетарный редуктор с колесами, расположенными в два ряда в сверле СПР-11-4 и в один ряд в сверле СПР-11-5. Скорость ротора ограничивается центробежным регулятором 3, действующим через рычаг 4 на дроссельное устройство 5.

Пневматические сверла применяются для бурения в угле и мягких породах шпуров диаметром 36—50 мм, а также горизонтальных и наклонных шпуров большего диаметра для дегазации пластов, склонных к внезапным выбросам.

Техническая характеристика пневматических сверл

Показатели	Тип сверла		
	СПР-11-4	СПР-11-5	СПР-11-15*
Мощность, л. с.	2	2	2
Скорость вращения шпинделя, об/мин:			
под нагрузкой	290	515	300
на холостом ходу	420	670	430
Вращающий момент на шпинделе, кгсм	492	278	477
Рабочее давление сжатого воздуха, кг/см ²	5	5	5
Расход воздуха, м ³ /мин	2	2	2
Диаметр шланга, мм	16	16	16
Размеры сверла, мм:			
длина	370	370	345
ширина	345	345	355
Вес сверла, кг	12,1	12,1	15

* С принудительной подачей.

Гидравлические сверла применяются при гидродобыче. Они конструктивно просты, надежны и безопасны в эксплуатации. На рис. 248 изображено сверло СГР-3 [93]. От вал-шестерни, на которой сидит турбинка 1, движение передается водилу 3 планетарного механизма. Это водило и является шпинделем, в который вставляется буровая штанга. Подшипники вала турбинки защищены от попадания воды колпачками 5 и манжетами 6. Сзади гидросверла снабжено защитным колпачком 4. Пусковое устройство 2 вмонтировано в правую рукоятку. Конструкция гидросверла обеспечивает бурение наклонных шпуров под углом $\pm 25^\circ$ к горизонтальной плоскости. При большом наклоне наступает подтопление турбинки, что ведет к снижению ее мощности, а затем к полному торможению.

Техническая характеристика гидросверла СГР-3

Мощность, л. с.	2,5
Скорость вращения, об/мин:	
шпинделя	650
турбины	4650
Рабочее давление воды, кг/см ²	30
Расход воды при рабочем давлении, м ³ /ч	5
Размеры, мм:	
длина	335
ширина	340
высота	250
Вес сверла, кг	12

§ 134. Сверла для бурения по породе

Электросверла. До последнего времени вращательное бурение электросверлами применялось при крепости пород не выше $6 \div 8$ по шкале проф. М. М. Протодяконова. В этих условиях производительная работа достигалась при осевом усилии до 1000 кг (мелкозернистый песчаник средней крепости).

Применение резцов Д-2С при усилии подачи 2000 кг дает возможность заменить бурение перфораторами вращательным бурением при мощности на валу двигателя до 4 квт.

Такие осевые усилия можно осуществить, применяя тяжелые сверла, устанавливаемые на колонках, а также на манипуляторе, укрепленном на породопогрузочной машине, или на специальных буровых каретках.

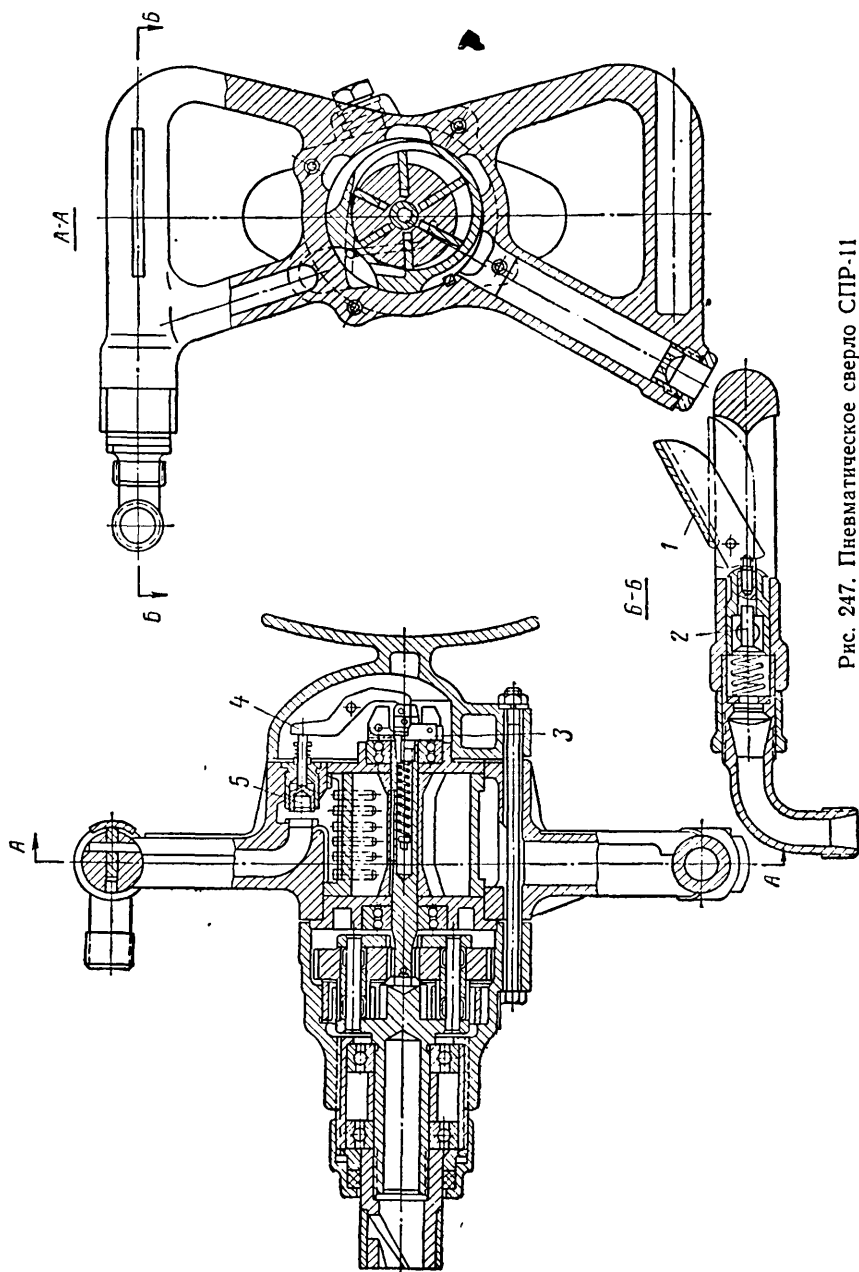


Рис. 247. Пневматическое сверло СПР-11

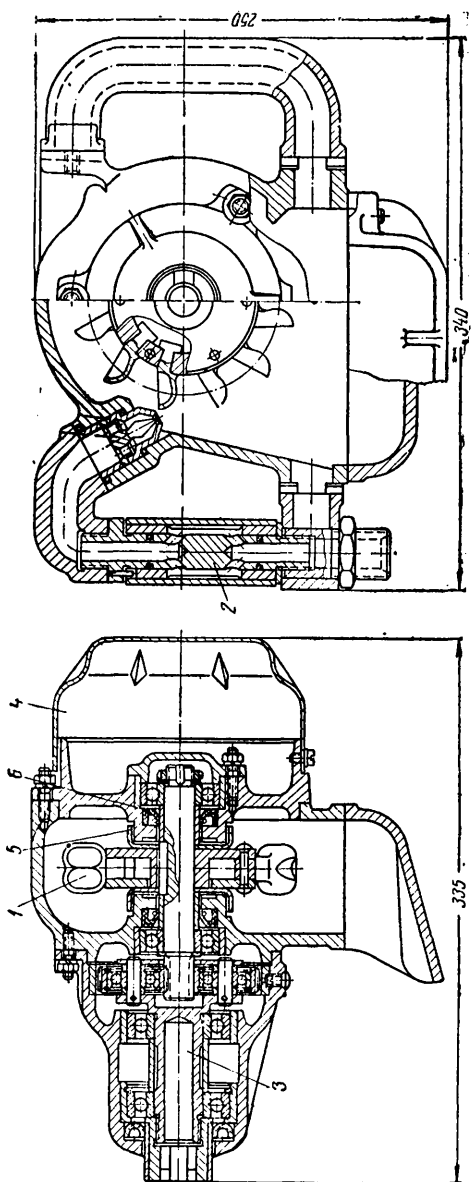


Рис. 248. Ручное гидравлическое сверло СГР-3

На рис. 249 изображена колонка со сверлом ЭБК-2А. Колонка представляет собой раздвижную сварную конструкцию из труб, раскрепляющуюся при помощи винта между почвой и кровлей. Сверло крепится в кронштейнах колонки, позволяющих устанавливать его под необходимым углом наклона к горизонту.

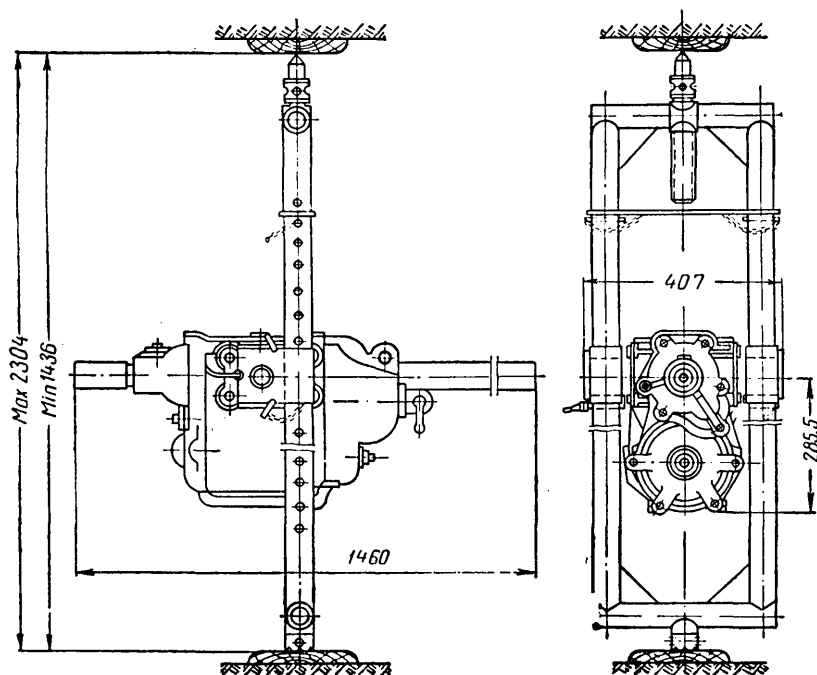


Рис. 249. Колонковое электросверло ЭБК-2А

Техническая характеристика колонковых сверл приведена в табл. 40.

Таблица 40

Техническая характеристика колонковых сверл

Показатели	ЭБК-2А	ЭБК-5
Часовая мощность, <i>квт</i>	2,7	3,4/2
Напряжение, <i>в</i>	220/380	127
Скорость вращения, <i>об/мин</i> :		
ротора (синхронная)	3000	3000/1500
ротора (асинхронная)	2875	
шпинделя	120	120/60
То же	160	160/80
»	205	205/102
»	280	280/140
»	305	305/152
»	420	420/210
Осевое усилие на шпинделе, <i>кг</i>	800—1000	200—1500
Максимальный ход шпинделя, <i>мм</i>	890	890
Подача за один оборот шпинделя, <i>мм</i>	1,86; 2,88; 0,88	1,86; 2,88; 0,88
Вес (без колонки и кабеля), <i>кг</i>	110	110
Размеры сверла, <i>мм</i> :		
длина	1460	1460
ширина	407	407
высота	360	360

Кинематическая схема колонкового сверла ЭБК-2А приведена на рис. 250.

Двигатель через колеса 1—2, 3—4, 5—6 вращает втулку 7, имеющую две внутренние шпонки, входящие в шпоночные канавки винта-шпинделя 8—9, вследствие чего шпиндель имеет ту же угловую скорость, что и втулка. Торцевая ступица шестерни 4 представляет собой кулачковую

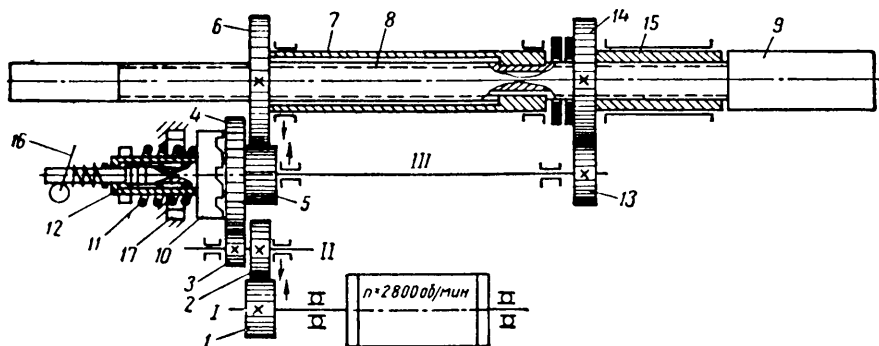


Рис. 250. Кинематические схемы колонкового сверла ЭБК-2А

полу муфту, с которой на рабочем ходу сцеплена прижатая пружиной 11 вторая полу муфта 10. Внутри полу муфты 10 вмонтирована фрикционная муфта, передающая движение втулке 12, валу III и посредством пары 13—14 гайке 15, которая на рабочем ходу (положение рукоятки 16 по рис. 250) вращается в ту же сторону, что и втулка, но с большей скоростью, в результате чего винт подается вперед со скоростью

$$v = s(n - n_{\text{ш}}), \text{ мм/мин.},$$

где s — шаг винтовой линии, мм;

n — угловая скорость гайки, об/мин;

$n_{\text{ш}}$ — угловая скорость винта, об/мин.

При повороте рукоятки 16 в среднее положение (несколько влево от изображенного на чертеже) полу муфта 10 отодвигается влево, ее торцы выходят из зацепления, вал III получает возможность свободно вращаться относительно блока колес 4—5, и гайка вращается со скоростью винта, увлекаемая силами трения, действующими на нее от винта. При этом винт не смещается в осевом направлении — шпур «прорабатывается». При повороте рукоятки в крайнее левое положение полу муфта 10 прижимается к неподвижному упорному кольцу 17 и тормозится вместе с валом III и гайкой. Шпиндель, вращаясь в неподвижной гайке, быстро отходит назад.

Усилие зажатия фрикциона должно устанавливаться в зависимости от крепости буримых пород. Скорость вращения и скорость подачи винта изменяют, сменяя шестерни, для чего приходится разбирать редуктор.

В сверле ЭБК-5, имеющем ту же принципиальную схему и примерно те же параметры, что и ЭБК-2А, применен двухскоростной электродвигатель. Переключая число пар полюсов, можно получить скорости вращения ротора (синхронные) 3000 и 1500 об/мин.

В сверле ЭБК-5 предусмотрена возможность изменения в работе усилия, сжимающего диски фрикциона и соответственно момента на гайке.

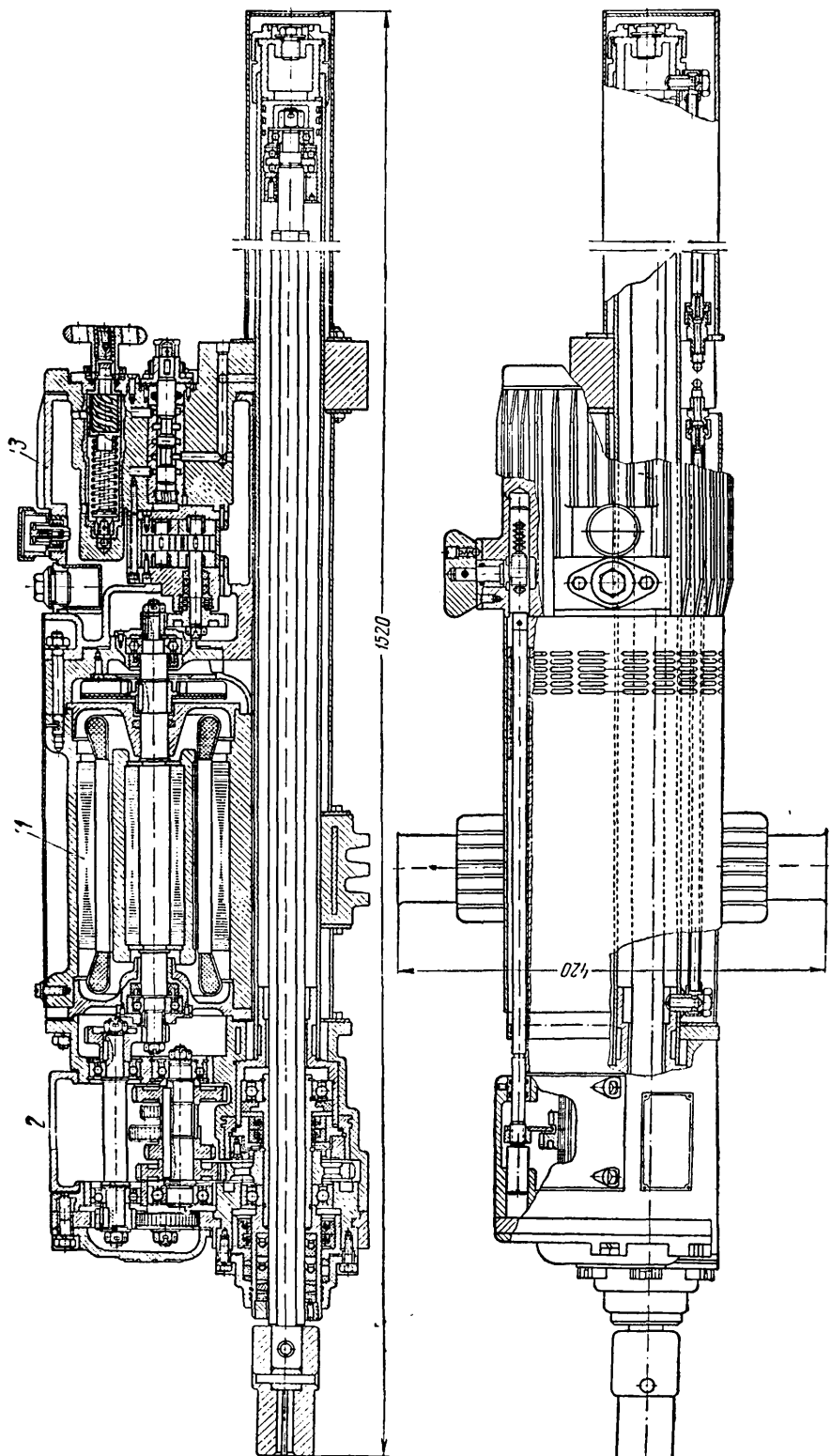


Рис. 251. Схема колонкового сверла ЭСПП-4 с гидравлической подачей.
1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — гидросистема

Изменение усилия и скорости подачи на ходу позволяет осуществить сверла с гидравлической подачей. Колонковое электросверло ЭСПП-4 (рис. 251) с гидравлической подачей предназначается для бурения шпуров в породах различной крепости при проведении горизонтальных и наклонных выработок в угольных и сланцевых шахтах. Редуктор в этом сверле двухскоростной. Возможность замены шестерен позволяет получить 6 скоростей вращения шпинделя.

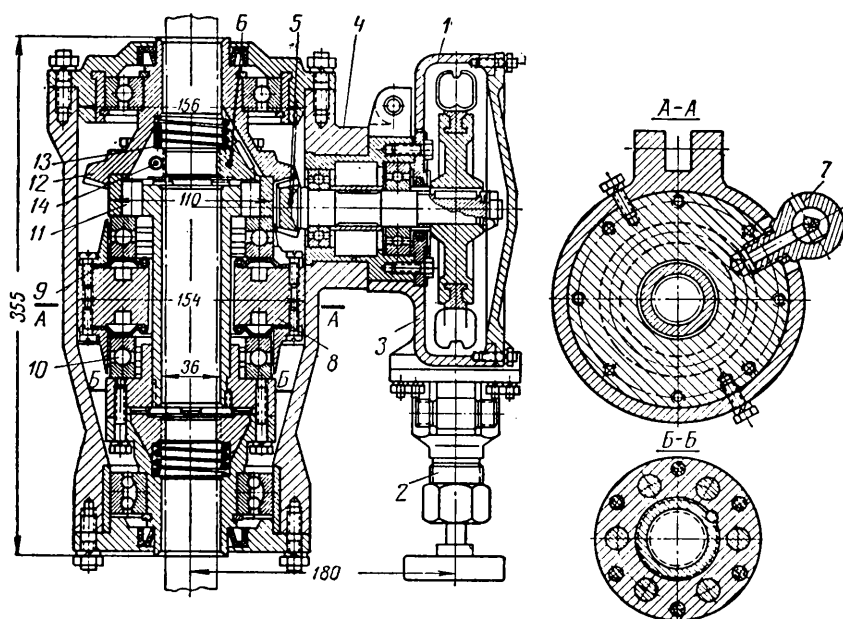


Рис. 252. Колонковое гидросверло СГК-2

Особенностью сверла является независимость скоростей подачи и вращения. Подача шпинделя в обоих направлениях может производиться без вращения шпинделя.

Гидравлическое колонковое сверло СГК-2 (рис. 252) предназначено для бурения по углю шпуров длиной до 20 м и может быть использовано для бурения по слабым породам. Бурение производится с промывкой шпура напорной водой, подаваемой в торец последней штанги.

Сверло крепится на распорной гидравлической колонке, позволяющей располагать его в любом положении относительно вертикальной и горизонтальной плоскостей. Подача сверла на забой и извлечение штанг производятся гидроподатчиком, причем усилие подачи устанавливается при помощи редукционного клапана по шкале, отградуированной на 50, 100, 150, 200 кг. Пуск, остановка, реверс, изменение скорости подачи осуществляются рукояткой крана редукционного клапана.

Вода на лопатки турбины 1 подается через регулируемую насадку 2. Корпус турбины 3 шарнирно соединен с корпусом зажимов 4, что позволяет сохранить положение сливной воронки и избежать подтопления турбины и снижения ее мощности при любом положении оси шпинделя.

Турбина передает вращение шпинделю посредством конической пары 5, 12. Осевое усилие и крутящий момент передаются буровой штанге трехкулачковыми зажимами 6. Для зажатия штанги через кран 7 и муфту 8, неподвижно соединенную с корпусом зажимов, вода под высоким давлением действует на две прорезиненные кольцевые диафрагмы 9,

передающие усилие через упорные подшипники 10 и пальцы 11 трехлапчатым зажимам, выполненным в виде сегментов — по три с каждой стороны. Зажимы, будучи соединены с вращающимся патроном при помощи шпонок, могут перемещаться относительно него только поступательно. Для увеличения сцепления со штангой на внутренней поверхности зажима, обращенной к штанге, сделана насечка. Для освобождения штанги сбрасывается давление воды на кольцевые диафрагмы. Тогда пружины 13 смещают зажимы вдоль оси шпинделя, а пружины 14 разводят их в осевом направлении. Применение двух систем зажимов имеет целью увеличение базы закрепления штанги и увеличения передаваемых штанге моментов и усилий.

Описанная конструкция зажимов и полый шпиндель обеспечивают возможность применения длинных буровых штанг и легкость их замены.

Техническая характеристика гидросверла СГК-2

Диаметр скважины, мм	40—70
Длина скважины, м	До 20
Длина хода податчика, мм	680
Скорость вращения, об/мин:	
турбины	4000
шпинделя	1000
Мощность на шпинделе, квт	5
Напор рабочий, кг/см ²	30
Номинальный расход воды, м ³ /ч	9,5
Вес, кг	97

§ 135. Буровой инструмент для ручных и колонковых сверл

Буровой инструмент состоит из буровых штанг и резцов. Штанги работают на кручение и продольный изгиб; так как бурение ручными и большинством колонковых сверл производится без промывки шпура,

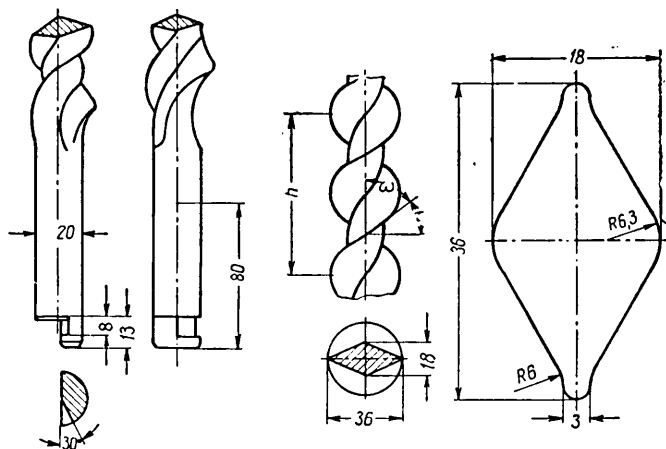


Рис. 253. Витые буровые штанги

то измельченную породу должны выдавать штанги. Штанги изготавливаются из витых прутков углеродистой стали (рис. 253) с шагом спирали 60—90 мм. Измельченная порода выдается витками винтовой спирали штанг. Для ручных сверл применяют штанги длиной 1, 2, 3 м, а для колонковых 0,7 ÷ 5 м с интервалом через 0,7 м. С одного конца штанга имеет хвостовик с секторным вырезом для закрепления в патроне, с другого — гнездо для закрепления резца.

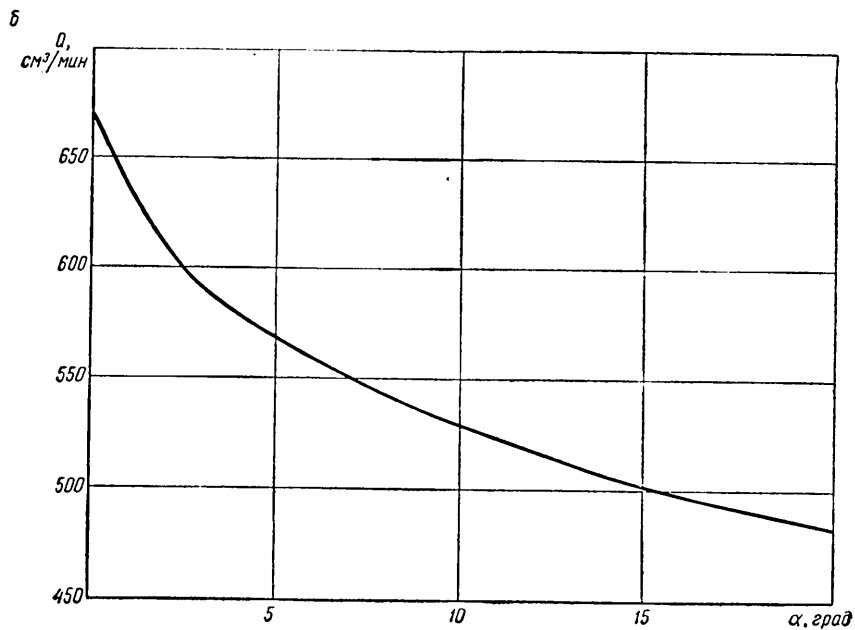
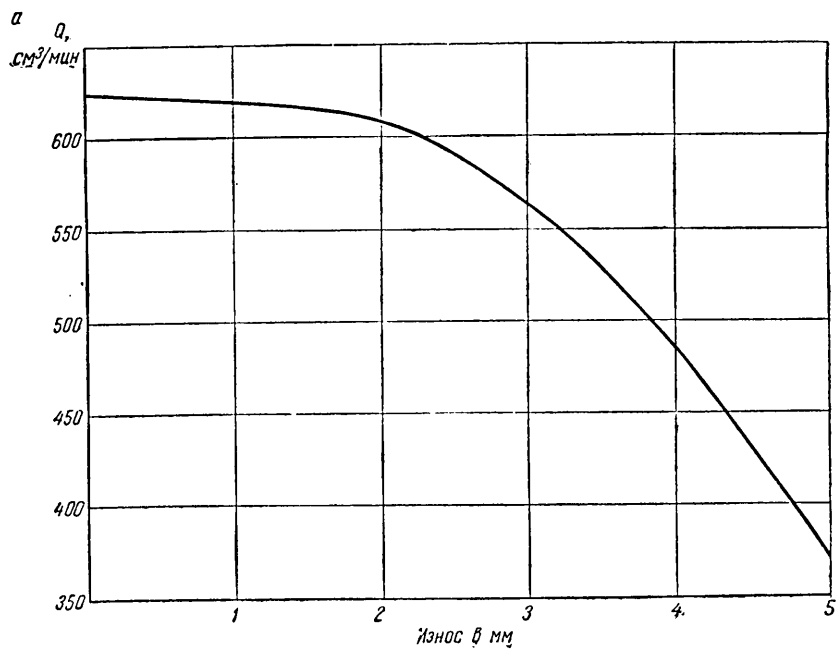


Рис. 254. зависимость производительности витой штанги:
 а — от износа ребер; б — от угла наклона шпура

Исследования транспортирующей способности штанг [82] ромбического сечения 35×18 , длиной 0,9 м при бурении резцом РУ-1 диаметром 40 мм бокситовой руды крепости 4 по шкале проф. М. М. Протодьконова, при угловой скорости шпинделя колонкового сверла ЭКМ-1, равной 470 об/мин, и принудительной подаче 0,6 мм за оборот показали следующие результаты: 1) с увеличением шага спирали в пределах от 50

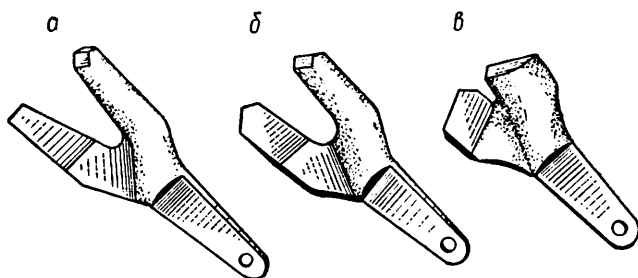


Рис. 255. Резцы угольные:
а — РУ-4; б — РУ-6; в — РП-2м

до 110 мм количество мелочи, выдаваемой штангой, снижается прямо пропорционально углу подъема винтовой линии спирали или обратно пропорционально корню кубическому из шага винтовой линии; 2) движение буровой мушки происходит только в зоне непосредственного соприкосновения ее с ребрами штанги; 3) с увеличением износа ребер витков производительность штанги по выносу штыба снижается (рис. 254, а); 4) снижение идет сравнительно медленно до износа в 3 мм на сторону (6 мм на диаметр), при большем износе двигатель опрокидывается из-за заштыбовки штанги; 5) при бурении наклонных шпуров сверху вниз с увеличением наклона производительность штанги по выносу штыба снижается, как показано на рис. 254, б, для штанги сечения 25×18 с шагом свивки 110 мм.

Наиболее распространенные резцы показаны на рис. 255. Различают тело резца, перья, заканчивающиеся режущими лезвиями, и хвостовик, служащий для крепления резца в штанге. Геометрия изображенных резцов определяется следующими элементами (рис. 256): условной плоскостью резания касательной к конической поверхности, образованной лезвием при вращении резца вокруг его оси; перпендикулярной к лезвию — главной секущей плоскостью; перпендикулярной к этим двум плоскостям — основной плоскостью, а также передней и задней гранями резца. На рис. 256 изображены все эти элементы, относящиеся к наружному лезвию. Аналогичные элементы имеются и по отношению к внутреннему лезвию. Главные углы резца измеряются в главной секущей плоскости: α — главный задний угол; β — угол заострения;

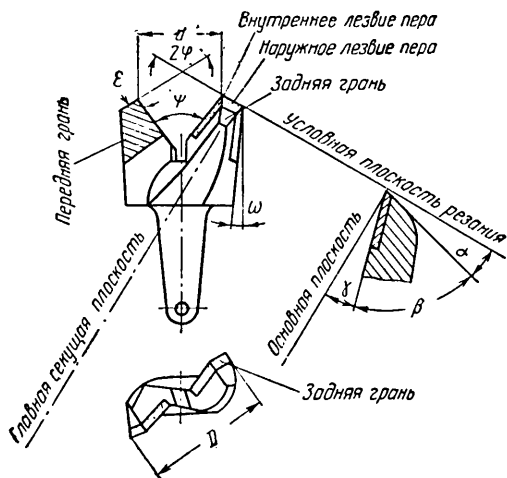


Рис. 256. Геометрия резца

γ — передний угол; $\delta = \alpha + \beta$ — угол резания. Аналогичные углы берутся по отношению к внутреннему лезвию. Кроме того, различают углы: ω — угол конусности резца; ψ — внутренний угол резца; 2φ — концевой угол; ε — угол приострения пера.

В настоящее время применяются в основном резцы: РУ-4 — для бурения мягких и средней крепости углей, РУ-6 — для бурения крепких углей и мягких пород; РП-2м — для бурения колонковыми сверлами пород средней крепости.

Резцы РУ-4 и РУ-6 имеют: диаметр $D = 43 \pm 2$ мм; $\gamma = 0^\circ$ и $\beta = 65^\circ$. Резец РП-2м имеет: диаметр 45 ± 2 мм; $\gamma = 0^\circ$; $\beta = 72 \pm 2^\circ$; $\omega = 5 \pm 2^\circ$; $\psi = 90 \pm 6^\circ$; $2\varphi = 140 \pm 4^\circ$; $d = 15 \pm 1$ мм. Перья этих резцов армируются металлокерамическим вольфрамо-кобальтовым сплавом ВК-6 и ВК-8.

Угол конусности служит для уменьшения трения боковых кромок резца о стенки шпура, но при большой величине этого угла на стенке шпура образуется винтовая нарезка, препятствующая удалению из шпура раздробленного материала, поэтому стремятся к уменьшению этого угла.

Существуют резцы с тремя и четырьмя режущими лезвиями, а также иной формы, например трубчатые. От формы резца, формы и крепления пластинок ВК зависит устойчивость резца от поломок и истирания, а также скорость бурения.

Многочисленные исследования Новочеркасского политехнического института [100] показали, что применительно к угольным бассейнам СССР, учитывая разнообразие горногеологических условий, рационально изготавливать три-четыре типа породных и три типа угольных резцов разработанной институтом конструкции.

Исследования, проведенные Днепропетровским горным институтом, показали, что можно существенно расширить область применения вращательного бурения колонковыми сверлами за счет менее экономичного и менее производительного ударно-поворотного бурения пневматическими перфораторами, пробуравивая шпуры в породах крепостью до 16—18 по шкале проф. М. М. Протодяконова, если: а) применять резцы конструкции Днепропетровского горного института (рис. 257), допускающие большие удельные давления без растрескивания и отслаивания твердого сплава и обеспечивающие разрушение основного материала не за счет разбуривания, а за счет скалывания; б) удалять из шпура разрушенный материал промывкой; в) применять штанги, допускающие подачу промывочной жидкости и обладающие большей стойкостью на скручивание и изгиб, чем применяемые до сих пор; г) выбирать угловую скорость инструмента, наиболее выгодную для бурения данной породы (на основании тех же исследований эта скорость для пород крепостью 6—16 лежит в пределах 80—300 об/мин).

Резец Д-2С (рис. 257) армирован четырьмя пластинками твердого сплава, симметрично расположенными относительно оси вращения. При принятом креплении пластинок и расположении режущих кромок осевое усилие 500—600 кГ не вызывает на пластинке марки ВК-8 или ВК-6 образования трещин, сколов, отслаивания. Небольшая длина режущих лезвий обуславливает высокие удельные давления. Опережение внутренних пластинок над периферийными облегчает забуривание, обеспечивает самоцентрирование резца в шпуре, создает в забое вторую грань обнажения. Благодаря боковым режущим граням шпур получается цилиндрической формы. Выигрыш в мощности получается за счет того, что резцы разбуривают всего 40—45% всей площади шпура (светлые кольцевые полосы на рисунке). Остальная часть площади порядка 55—60%

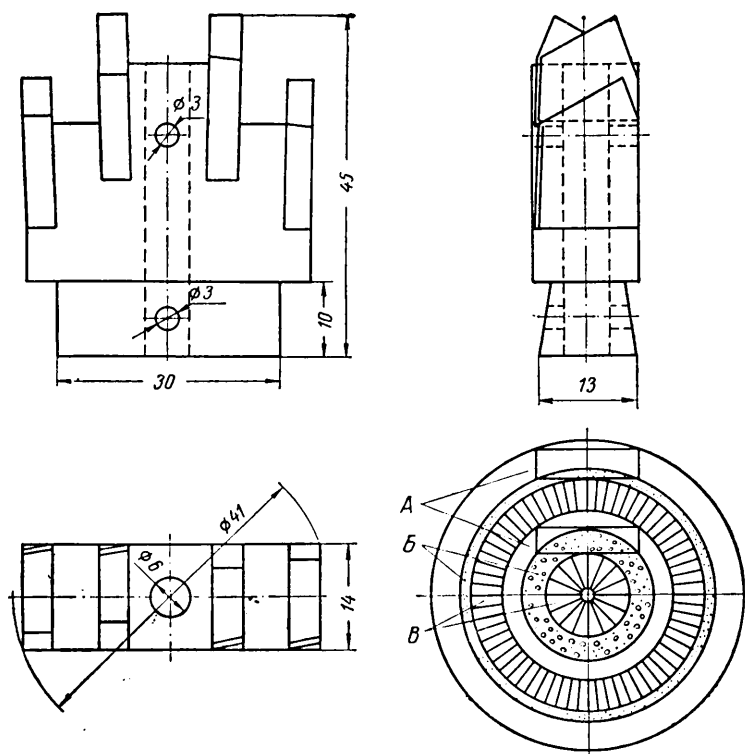


Рис. 257. Резец Днепропетровского горного института Д-2С:
А — зона резания; Б — первые зоны скалывания; В — вторые зоны скалывания

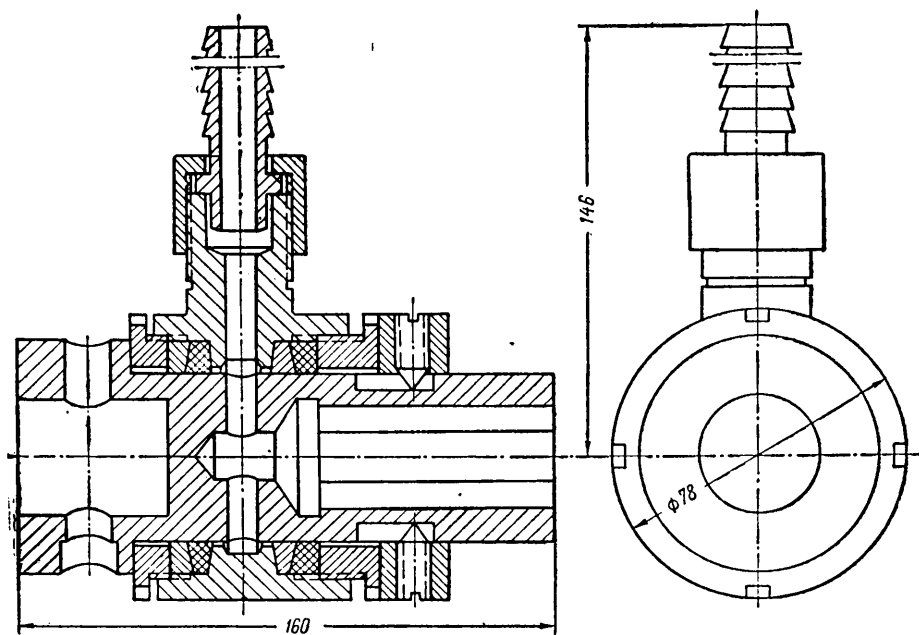


Рис. 258. Патрон-муфта для передачи движения от шпинделя к штанге и для подвода жидкости

разрушается скалыванием. В корпусе резца предусмотрены сквозные отверстия для промывочной жидкости. Для прочного и надежного закрепления резца в штанге предусмотрено соединение «ласточкин хвост» с расшплинтовкой. Чтобы буровая штанга, имея свободную длину 1,2—1,5 м, не прогибалась при осевом усилии в 2—2,5 т, она должна иметь круглое сечение диаметром 32 мм с отверстием диаметра 6—8 мм. При пустотелом шпинделе рекомендуется осевая подача промывочной жид-

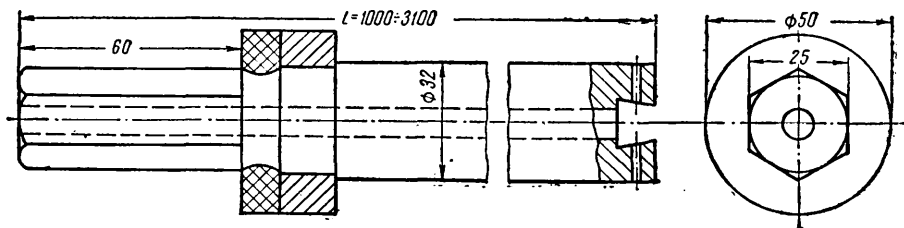


Рис. 259. Штанга к резцу Д-2С

кости. Боковая промывка осуществляется через патрон-муфту (рис. 258), которая насаживается на соединительный патрон шпинделя электро-сверла.

Соединение штанг (рис. 259) с электросверлом осуществляется при помощи шестигранного хвостовика, который вставляется в патрон-муфту.

Удаление из шпура буровой мелочи промывкой, уменьшая запыленность воздуха, значительно улучшает условия труда в забое.

§ 136. Теория работы механизмов с дифференциальным винтом

В буро-сбоечных машинах, а также в колонковых электросверлах для сообщения инструменту винтового движения часто применяются дифференциальные винты. Двигатель через редуктор сообщает обычно неодинаковые угловые скорости сидящим на этом винте гайке и втулке. Винт имеет угловую скорость втулки, соединенной с ним скользящей шпонкой. Если угловая скорость винта не равна скорости гайки, винт, вращаясь относительно неподвижной в осевом направлении гайки, сам перемещается вдоль оси.

Рассмотрим, как передается мощность от электродвигателя к винту. В одних случаях мощность передается винту и втулкой и гайкой; в других — только гайкой, а втулка, тормозя винт, является ведомой; в третьих — только втулкой, а гайка, тормозя винт, является ведомой. В последних двух случаях некоторые элементы передают мощность, превосходящую развиваемую двигателем мощность, а потому и должны быть рассчитаны на эту «циркулирующую» мощность.

Рассмотрим два варианта.

1. Втулка вращается быстрее гайки.
2. Втулка вращается медленнее гайки.

Кинематические соотношения

Винт перемещается вдоль оси, если он вращается относительно гайки, не смещающейся в осевом направлении. Если угловая скорость винта (втулки) n_v , а угловая скорость гайки n , то угловая скорость винта относительно гайки

$$n_v - n, \text{ об/мин.}$$

Если шаг резьбы s мм, то скорость подачи, равная скорости осевого перемещения винта относительно гайки,

$$v = s(n_b - n), \text{ мм/мин.} \quad (296)$$

При $n_b > n$ винт перемещается в одном направлении, при $n_b < n$ — в противоположном, соответственно чему по уравнению (296) получается $v < 0$. При равенстве скоростей n_b и n винт в осевом направлении не перемещается.

Обычно винт во время работы вращается по часовой стрелке для наблюдателя, который смотрит на него со стороны рукоятки управления. Тогда правый винт (машина СБМ-3у) подается на забой, если втулка вращается быстрее гайки, а левый винт (сверло ЭБК) подается на забой, если втулка вращается медленнее гайки.

Действующие усилия

На винт действуют:

R — сопротивление подачи, противоположное осевому перемещению винта;

M — момент сил сопротивлений, противоположный вращению винта;

N — нормальная сила от гайки;

F — сила трения от гайки;

N_1 — нормальная сила от втулки;

F_1 — сила трения от втулки.

N и F представляют собой приведенные в одну точку силы, действующие от гайки на винт по всей поверхности контакта в резьбе. Аналогично N_1 и F_1 — приведенные в одну точку силы, действующие на винт от втулки.

В а р и а н т п е р в ы й (рис. 260). Втулка вращается быстрее гайки (бурение машиной СБМ-3у). Из условий равновесия сила N должна быть направлена так, чтобы ее проекция на ось винта была противоположна силе R . Силы трения действуют на винт противоположно его скольжению относительно втулки и гайки.

Обозначив угол подъема резьбы на среднем радиусе r буквой ψ , получим уравнение проекций на ось винта

$$N \cos \psi - F \sin \psi - F_1 - R = 0.$$

Так как при скольжении

$$F = fN \text{ и } F_1 = f_1 N_1,$$

где f — коэффициент трения в резьбе;

f_1 — коэффициент трения в шпоночной канавке, то

$$N (\cos \psi - f \sin \psi) - f_1 N_1 - R = 0. \quad (297)$$

Обозначив радиус приложения силы N_1 буквой r_1 , получим уравнение моментов относительно оси винта

$$-N (\sin \psi + f \cos \psi) r - M + N_1 r_1 = 0. \quad (298)$$

Из уравнений (297) и (298)

$$N = \frac{R r_1 + f_1 M}{(\cos \psi - f \sin \psi) r_1 - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (299)$$

и

$$N_1 = \frac{M (\cos \psi - f \sin \psi) + P r (\sin \psi + f \cos \psi)}{(\cos \psi - f \sin \psi) r_1 - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (300)$$

или

$$N_1 = \frac{M + Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{r_1 - f_1 r \operatorname{tg}(\psi + \rho)},$$

где $\rho = \operatorname{arctg} \psi$ — угол трения.

На винт от гайки действует момент $N(\sin \psi + f \cos \psi)r$, направленный против движения винта, следовательно, в системе винт — гайка винт является ведущим, а гайка — ведомой и мощность при бурении машиной СБМ-3у не разветвляется от конического колеса в направлении на

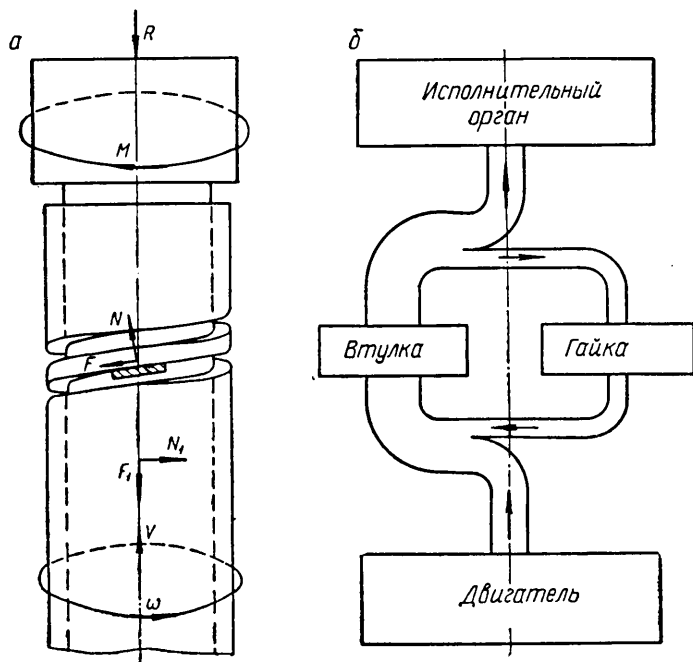


Рис. 260. Схемы:

а — сил; б — распределение мощности при правом винте, когда втулка вращается быстрее гайки

гайку и на втулку, а у конического колеса сливаются вместе два потока мощности: от двигателя и от гайки. Общий поток направляется через втулку к винту, где разветвляется: к инструменту и на циркулирующую часть к гайке, фрикционной муфте, коническому колесу.

На винт действует только одна движущая сила N_1 . Ее мощность

$$P_d = \frac{N_1 n_b r_1}{975\,000}, \text{ кВт.} \quad (301)$$

Полезными сопротивлениями являются R и M . Их мощности

$$P_1 = \frac{M n_b}{975\,000}, \text{ кВт} \quad (302)$$

и

$$P_2 = \frac{Rr(n_b - n) \operatorname{tg} \psi}{975\,000}, \text{ кВт.} \quad (303)$$

Потеря мощности в шпоночной канавке равна произведению силы трения на скорость скольжения

$$P_3 = \frac{jN_r(n_n - n) \operatorname{tg} \psi_{r1}}{975\,000}, \text{ кВт.}$$

Аналогично потеря мощности в резьбе

$$P_4 = \frac{jN_r(n_n - n)}{975\,000}, \text{ кВт.}$$

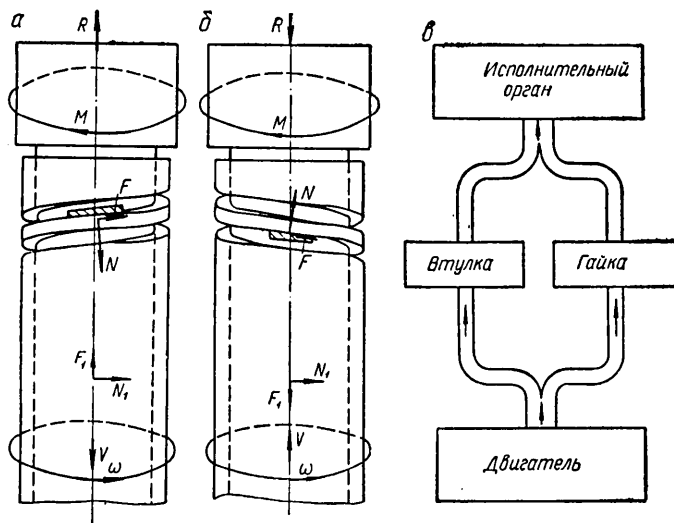


Рис. 261. Схемы сил, действующих:

а — на правый винт; б — на левый винт; в — распределение мощности при вращении гайки с большей скоростью, чем втулки и $M > Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho)$

Мощность, передаваемая гайке (циркулирующая), равна моменту сил, действующих от винта на гайку, умноженному на угловую скорость гайки

$$P_5 = \frac{N(\sin \psi + f \cos \psi) r n}{975\,000}, \text{ кВт.} \quad (304)$$

В уравнения (301 ÷ 304) значения N и N_t подставляются из уравнений (299) и (300), причем размеры в мм, силы в кГ, а моменты в кГмм.

Так как согласно уравнению (299) сила N зависит главным образом от сопротивления подаче R , то величина циркулирующей мощности зависит в основном от сопротивления подаче.

Следует учитывать, что величина момента, который передается гайке, а следовательно, величина силы N ограничивается фрикционной муфтой.

Вариант второй. Гайка вращается быстрее втулки (разбуривание машиной СБМ-3у или бурение сверлом ЭБК). Возможны два режима работы: а) втулка является ведущей и б) втулка является ведомой.

Режим первый. Втулка является ведущей соответственно схемам СБМ-3у (рис. 261, а) и ЭБК (рис. 261, б). Сила N_t направлена так, что момент ее относительно оси винта противоположен M . Сила N направлена так, что ее проекция на ось противоположна силе R . Силы трения направлены противоположно скольжению винта относительно

втулки и гайки. Тогда согласно распределению сил и втулка, и гайка являются ведущими (рис. 261, в), следовательно, мощность, передаваемая двигателем, на промежуточном валу разветвляется: часть передается винту через гайку, а часть — через втулку.

Уравнение проекций на ось винта

$$-R + N \cos \psi - F \sin \psi - F_1 = 0$$

или

$$-R + N (\cos \psi - f \sin \psi) - f_0 N = 0. \quad (305)$$

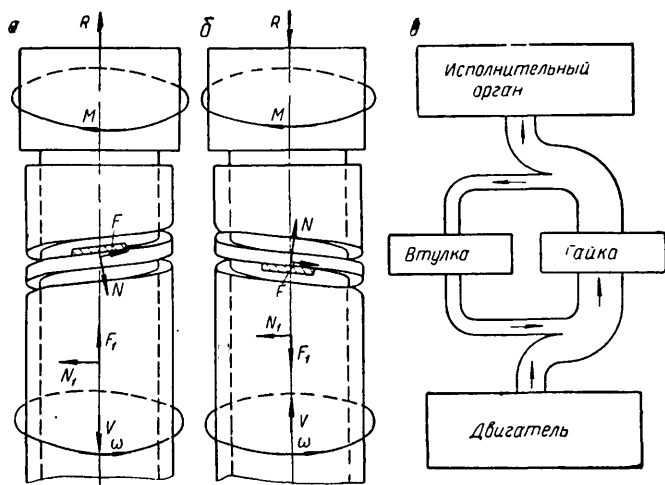


Рис. 262. Схемы сил, действующих:

а — на правый винт; б — на левый винт; в — распределение мощностей при вращении гайки с большей скоростью, чем втулки и $M < Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho)$

Уравнение моментов относительно оси винта

$$-M + Nr \sin \psi + Fr \cos \psi + N_1 r_1 = 0$$

или

$$-M + Nr (\sin \psi + f \cos \psi) + N_1 r_1 = 0. \quad (306)$$

Из уравнений (305) и (306) получим

$$N = \frac{Rr_1 + f_1 M}{r_1 (\cos \psi - f \sin \psi) + f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (307)$$

и

$$N_1 = \frac{M (\cos \psi - f \sin \psi) - Rr (\sin \psi + f \cos \psi)}{r_1 (\cos \psi - f \sin \psi) + f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (308)$$

или

$$N_1 = \frac{M - Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{r_1 + f_1 r \operatorname{tg}(\psi + \rho)}.$$

Режим второй. Втулка является ведомой. Если числитель уравнения (308) — величина отрицательная, т. е.

$$M (\cos \psi - f \sin \psi) - Rr (\sin \psi + f \cos \psi) < 0,$$

или, что равносильно,

$$M < Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho), \quad (309)$$

то сила N_1 получается величиной отрицательной. Это означает, что она направлена (рис. 262, а и 262, б) в противоположную сторону по

сравнению с рис. 261 и, следовательно, не втулка вращает винт, а винт вращает тормозящую его втулку.

В этом случае мощность, получаемая винтом от гайки, разветвляется (рис. 262, в): часть передается инструменту, а часть (циркулирующая) — втулке и через зубчатую передачу — промежуточному валу, где сливается с потоком мощности от двигателя и далее общим потоком направляется через фрикционную муфту к гайке.

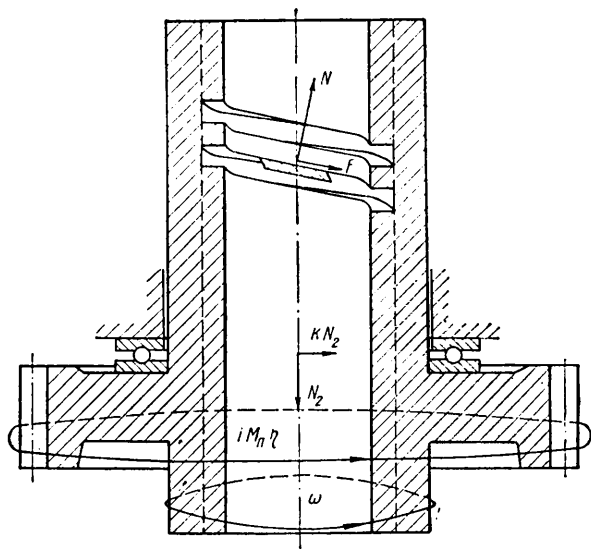


Рис. 263. Силы, действующие на гайку

Уравнение проекций (305) свой вид сохраняет. Уравнение моментов получает вид

$$-M + Nr(\sin \psi + f \cos \psi) - N_1 r_1 = 0. \quad (310)$$

Из уравнений (305) и (310) получаем

$$N = \frac{Rr_1 - f_1 M}{r_1 (\cos \psi - f \sin \psi) - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (311)$$

и

$$N_1 = \frac{Rr(\sin \psi + f \cos \psi) - M(\cos \psi - f \sin \psi)}{r_1 (\cos \psi - f \sin \psi) - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (312)$$

или

$$N_1 = \frac{Rr \operatorname{tg}(\psi + \rho) - M}{r_1 - f_1 r \operatorname{tg}(\psi + \rho)}. \quad (313)$$

Момент, передаваемый втулкой, $M_v = N_1 r_1$. Величина циркулирующей мощности равна произведению этого момента на угловую скорость втулки.

Обозначив (рис. 263) момент на промежуточном валике M_n , передаточное отношение от него к гайке i и коэффициент полезного действия этой пары η , нормальную реакцию подшипника N_2 и приведенную силу трения в подшипнике kN_2 , радиус приведения r_{np} и пренебрегая тем, что гайка приводится в движение не парой сил, а силой, согласно рисунку получим следующие уравнения равновесия гайки, когда она вращается быстрее втулки:

$$\begin{aligned} iM_n \eta - Nr(\sin \psi + f \cos \psi) - kN_2 r_{np} &= 0, \\ -N(\cos \psi - f \sin \psi) + N_2 &= 0. \end{aligned}$$

откуда

$$M_n = \frac{N [r (\sin \psi + f \cos \psi) + k r_{np} (\cos \psi - f \sin \psi)]}{i \eta}. \quad (314)$$

Подставив в это уравнение значение N , получим для первого режима (отсутствие циркулирующей мощности)

$$M_n = \frac{R r_1 + f_1 M}{i \eta} \cdot \frac{r \operatorname{tg} (\psi + \rho) + k r_n}{r_1 + f_1 r \operatorname{tg} (\psi + \rho)}. \quad (315)$$

Для второго режима (наличие циркулирующей мощности)

$$M_n = \frac{R r_1 - f_1 M}{i \eta} \cdot \frac{r (\sin \psi + f \cos \psi) + k r_n (\cos \psi - \sin \psi)}{r_1 (\cos \psi - f \sin \psi) - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)} \quad (316)$$

или

$$M_n = \frac{R r_1 - f_1 M}{i \eta} \cdot \frac{r \operatorname{tg} (\psi + \rho) + k r_n}{r_1 - f_1 r \operatorname{tg} (\psi + \rho)}.$$

Для случая, когда втулка вращается быстрее гайки, из аналогичных уравнений получим

$$M_n = \frac{(R r_1 + f_1 M) \eta}{i} \cdot \frac{r (\sin \psi + f \cos \psi) - k r_n' (\cos \psi - f \sin \psi)}{(\cos \psi - f \sin \psi) r_1 - f_1 r (\sin \psi + f \cos \psi)}. \quad (317)$$

Следует учитывать, что величина M_n ограничивается силой сжатия фрикционной муфты.

§ 137. Сбочно-буровые машины

1. Общие сведения

Добыча угля при разработке крутых и наклонных пластов связана с проведением большого количества восстающих выработок и скважин, используемых для вентиляции, дренажа, спуска леса, транспорта угля на нижний горизонт под действием сил собственного веса, прокладки кабелей, изучения залегания пластов и дегазации пластов, опасных по внезапным выбросам угля и газа.

Длина восстающих выработок особенно велика при щитовой системе выемки пластов, опасных по внезапным выбросам угля и газа. В Кузбассе за год проводится около 200 км восстающих выработок (порядка 20—25 м на 1000 т добываемого угля); в Донбассе на некоторых шахтах, разрабатывающих крутые пласты, проводится за год 11,5 км и более (например, на шахте им. К. Маркса треста Орджоникидзеуголь комбината Артемуголь — 11 779 м).

Проведение восстающих выработок буровзрывным способом и отбойными молотками трудоемко, сложно, опасно, а иногда и недопустимо по Правилам техники безопасности и не обеспечивает требуемых темпов.

Применение сбочно-буровых машин и буровых станков по сравнению с ручной работой увеличивает скорость проведения выработок в 3—4, а производительность труда рабочих в 2—3 раза [98].

Техническая характеристика сбочно-буровых машин приведена в табл. 41, а буровых станков — в табл. 42.

2. Сбочно-буровая машина СБМ-3у (рис. 264) [28, 128]

Машина предназначена для бурения снизу вверх восстающих скважин диаметром 390—850 мм с основных штреков по угольным, как правило, крутым пластам.

Таблица 41

Технические характеристики сбоечно-буровых машин

Показатели	Тип машины			
	СБМ-3у	ЛБС-4	МБС-2	МБС-3
Производительность в смену, м:				
при бурении скважины	40	42	38	—
при разбуривании скважины	23	30	17,8	—
Угол наклона скважины, град	0—90	0—90	0—90	0—90
Диаметр скважины, мм:				
при бурении	250; 350; 390	300	390	390
при разбуривании	До 850	500	До 900	850
Длина скважины, м:				
при бурении под углом 0—45° . . .	До 80	30	40	40
при бурении под углом 45—90° . .	До 150	60	До 100	100
Скорость подачи бурового инструмента, см/мин:				
при бурении	19,2	21	0—12,2	До 70
при разбуривании	6,96	9,92	4,45	До 114
при спуске	68,0	128,4; 138 и 148,8	82,0	—
Основные размеры в рабочем, вертикальном, положении, мм:				
высота	2293	1827	1823	2100
длина	2222	970	1240	2675
ширина	1160	632	870	1160
Мощность:				
электродвигателя, квт	16	4,2	11+0,9	15+1,4
пневмодвигателя, л. с.	16	10	—	—
Вес машины с двигателем, кг	2630	708	1040	1732
Вес машины с комплектом инструмента и оборудования, кг	9400	2300	5700	6257

Таблица 42

Технические характеристики буровых станков

Показатели	Тип станка				
	БВ	БВу	БШ	СБС-100	БС-1
Производительность бурения, м/смен	46	48	50	—	—
Угол наклона скважины, град:					
при бурении вниз	5	5	50—90	0—90	0—90
при бурении вверх	10	35	50—90	—	—
Диаметр скважины, мм:					
при бурении вниз	92	92 и 180	160	100	42—45
при бурении вверх	92	92; 180 и 250	160; 250; 300	—	—
Длина скважины, м	8—10	8—15	120—150	100	50
Скорость подачи бурового инструмента, м/мин:					
при бурении	0,2—0,4	0,2—0,4	0,2—0,4	До 18	0—5
при холостой подаче	1,0	1,0	0,8	—	1380
Длина штанги	1300	1300	1200	—	—
Усилие подачи, кг:					
при бурении	200	200—500	300—400	max 1500	—
при внедрении обсадных труб	1070	900	—	—	—
Основные размеры станка, мм:					
длина	2275	2275	2500—3100	1250	1640
ширина	650—2050	650—2050	1100	1100	—
высота	625	585	600	1500÷1500	1500÷2000
Количество двигателей	2	1	1	2	1
Общая мощность двигателей, л. с.	2,8	5	20	9,8 квт	3 квт
Вес станка (без бурового инструмента), кг	150	150	1500	1090	110

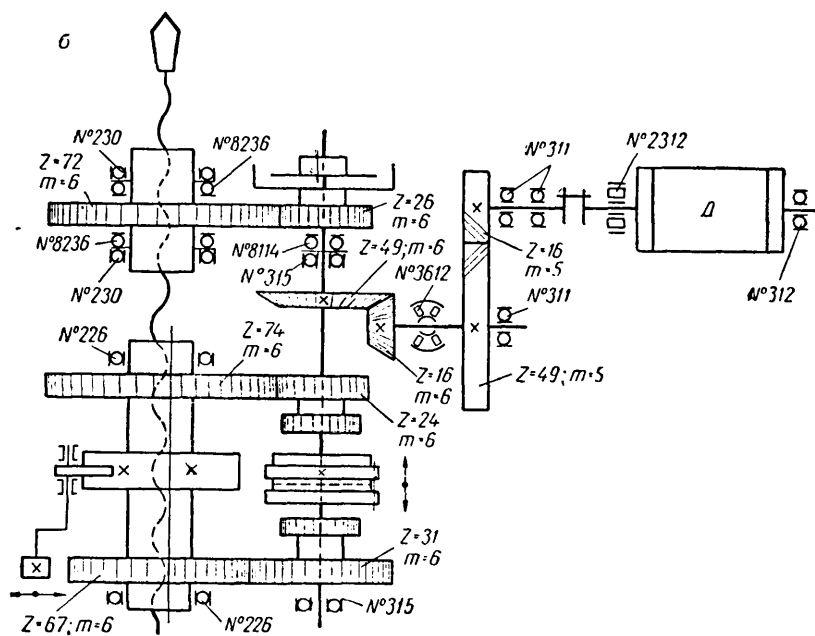
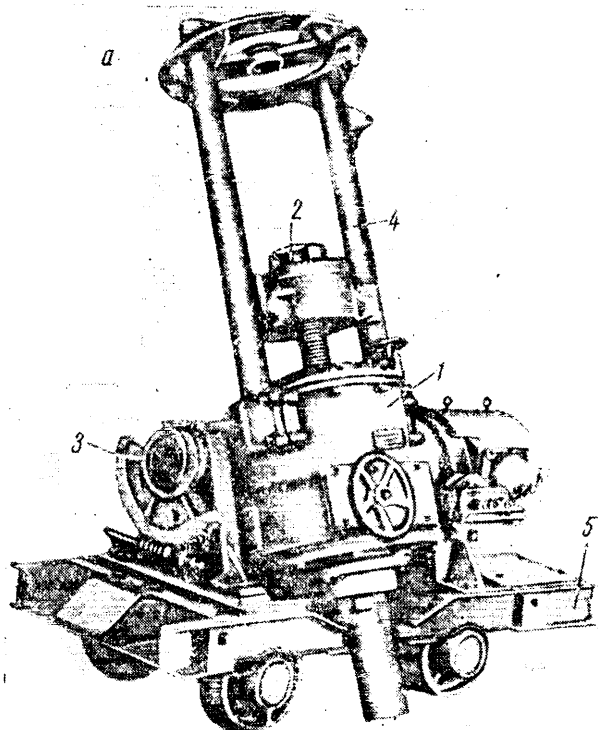


Рис. 264. Сбочно-буровая машина СБМ-3у:

а — внешний вид; б — кинематическая схема

При использовании специального бурового става машина может применяться для бурения выработок под углом от 0 до 45°.

При бурении выработок под углом 45—90° максимальная длина выработки составляет 150 м, а при бурении под углом 0—45° — 80 м.

Бурение выработки диаметром 390 мм осуществляется в процессе подачи бурового става снизу вверх, а разбуривание до диаметра 850 мм — сверху вниз (рис. 265).

Проведение выработки осуществляется участками путем последовательного наращивания бурового става штангами длиной 600 мм при бурении и укорачивании бурового става при разбуривании.

Машина СБМ-3у (см. рис. 264, а) состоит из редуктора 1 с механизмами управления, бурового замка 2, механизма поворота 3, параллелей 4 и тележки 5. Машина снабжена винтовыми распорными стойками для крепления в выработке, буровым ставом и инструментом.

Редуктор СБМ-3у (рис. 266) содержит дифференциальный винтовой механизм, позволяющий при небольших размерах редуктора осуществить одновременно с вращением весьма малые скорости подачи шпинделя 14.

При помощи редуктора шпинделю сообщаются следующие движения:

- 1) вращение и подача снизу вверх на рабочем ходу при бурении скважины;
- 2) вращение в том же направлении и подача сверху вниз при разбуривании скважины;
- 3) маневровую подачу вверх и вниз без вращения;
- 4) вращение без подачи.

При работе шпиндель, имеющий правую нарезку с шагом 12 мм, и подающая гайка 15 вращаются в одном направлении (правом). Вследствие разности скорости вращения шпинделя и гайки осуществляется подача шпинделя со скоростью, которая определяется по формуле

$$v = (n_{\text{ш}} - n_{\text{г}}) t, \text{ мм/мин}, \quad (318)$$

где $n_{\text{ш}}$ — угловая скорость шпинделя, об/мин;

$n_{\text{г}}$ — угловая скорость подающей гайки, об/мин;

t — шаг нарезки шпинделя, мм.

Положительным направлением скорости подачи принята подача шпинделя снизу вверх.

Для производства бурения зубчатая муфта 11 должна быть соединена с шестерней 10, а диски фрикционной муфты Φ сжаты пружиной 12. В этом случае движение от вала 1 двигателя через эластичную муфту 2 передается посредством зубчатых передач 3, 4, 5, 8 валу 6, затем через передачи 10, 16 шпинделю, а на подающую гайку через передачи 3.

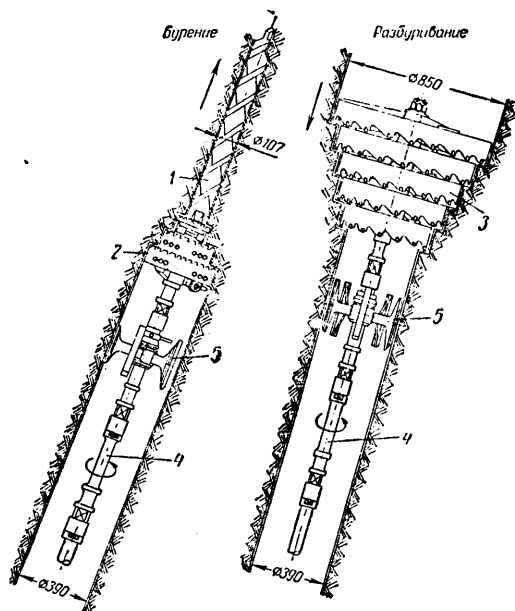


Рис. 265. Буровой инструмент машины СБМ-3у при бурении и разбуривании

4, 5, 8, 7 и 19. Шпиндель получает угловую скорость на 16 об/мин большую, чем гайка, и в соответствии с формулой (318) подается вверх со скоростью 192 мм/мин.

Для производства разбуривания нужно зубчатую муфту 11 соединить с шестерней 9 и тогда вращение шпинделя будет осуществляться

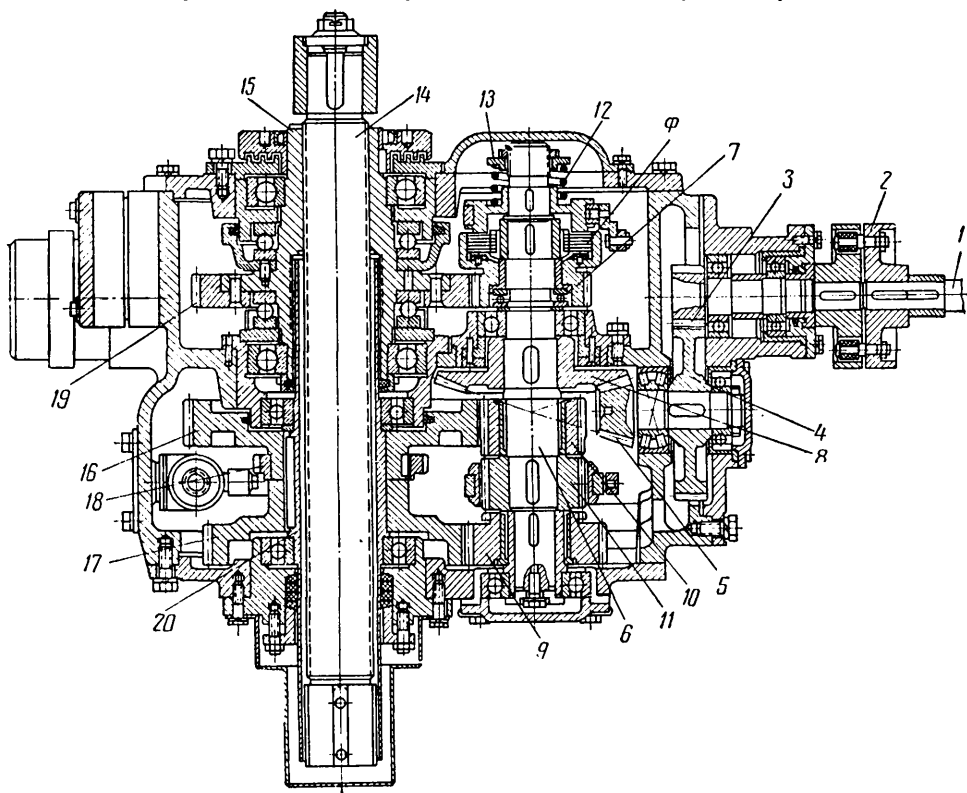


Рис. 266. Редуктор машины СБМ-3у

через зубчатую пару 9—17. В этом случае шпиндель вращается на 5,8 об/мин медленнее гайки и, следовательно, подается вниз со скоростью 69,6 мм/мин. Вращение шпинделю передается направляющей втулкой 20 посредством четырехшлицевого подвижного соединения.

Маневровая подача шпинделя достигается постановкой зубчатой муфты в нейтральное положение и его стопорением храповым механизмом 18. При $n_{ш} = 0$, а $n_r = 56,8$ об/мин шпиндель будет подаваться вниз без вращения со скоростью 681,6 мм/мин. Для подачи шпинделя вверх нужно реверсировать двигатель.

Маневровая скорость используется при разборе става, при наращивании става в процессе бурения (опускании шпинделя вниз), при укорачивании става в процессе разбуривания (подъем шпинделя вверх).

Вращение шпинделя без подачи (проработка скважины) осуществляется, если диски фрикционной муфты не сжаты пружиной. Освобождение дисков от усилия пружины производится перемещением вверх зажимного кольца 13 маховиком управления фрикционной муфтой. В этом случае благодаря проскальзыванию дисков муфты гайка не получает принудительного вращения и, увлекаемая силами трения в витках нарезки, движется с одинаковой со шпинделем угловой скоростью.

Из формулы (318) видно, что в этом случае подача шпинделя будет равна нулю.

Фрикционная муфта является также предохранительным элементом машины.

При расчете машины следует учитывать циркулирующую мощность, возникающую в процессе бурения скважины. Величина циркулирующей мощности может быть определена по формулам, приведенным в § 136.

Корпус редуктора укреплен на раме машины и может поворачиваться при помощи механизма поворота для установки шпинделя (бурового става) в заданном направлении. К шпинделю прикреплен клиновой замок для присоединения бурового става. Замок перемещается по двум параллелям. Для исключения переподъема и чрезмерного опускания шпинделя вверх и вниз одной параллели установлены концевые выключатели для выключения фрикционной муфты.

Для удержания става в скважине при его наращивании или укорачивании на параллелях укреплен подхват.

Буровой инструмент машины СБМ-3у (см. рис. 265) состоит из: забурника 1, коронки 2, расширителя 3, буровых штанг 4 и опорных фонарей 5.

Забурник предназначен для первоначального забуривания и направления бурового инструмента. Длина забурника 1200 мм, диаметр 105 мм. Рабочая часть забурника оснащена режущими пластинами из сплава ВК-8. Для транспортирования штыба забурник имеет форму шнека. Со стороны става забурник имеет цилиндрическую трапециевидную резьбу, при помощи которой он может быть соединен со шпинделем или расширителем прямого хода.

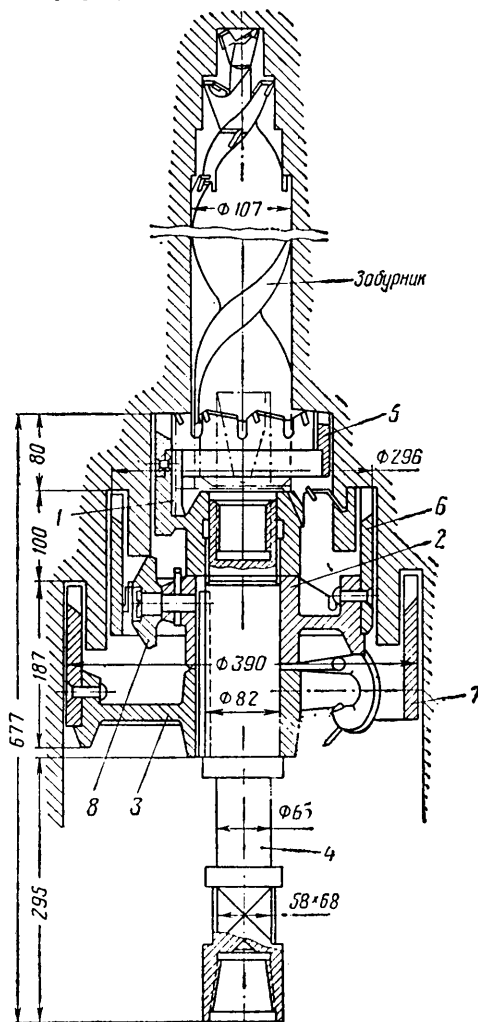


Рис. 267. Кольцевая коронка

Коронки применяются кольцевые или конические. Кольцевая коронка (рис. 267) имеет три крестовины 1, 2, 3, закрепленные на валу 4, и три режущих кольца 5, 6, 7, армированных победитовыми пластинами. Вал коронки имеет две резьбы: одну для соединения с забурником, другую — со штангой. Коронка прорезает в забое три концентрических щели шириной 20 мм и глубиной до 80—85 мм. Целики, остающиеся между щелями, разрушаются роликовыми скалывателями 8.

Коническая коронка (рис. 268) состоит из вала 1 и стального литого корпуса 2 с четырьмя коническими лучами. Конические коронки весь

отбитый уголь превращают в штыб и поэтому являются более энергосъемкими, чем кольцевые.

Расширители по своей конструкции аналогичны коронкам.

Буровая штанга (рис. 269), служащая для передачи движения буровому инструменту, представляет собой стержень длиной 670 мм (рабочая длина 600 мм). Для соединения друг с другом штанги имеют (для

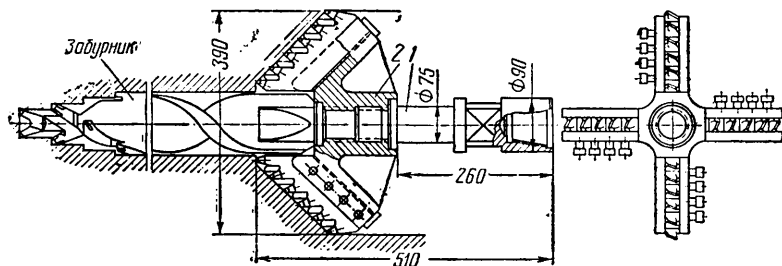


Рис. 268. Коническая коронка

быстроты соединения штанг и предотвращения саморазвинчивания) на одном конце внутреннюю коническую резьбу, на другом — наружную. В нижней части штанги имеет квадратное сечение для соединения с зам-

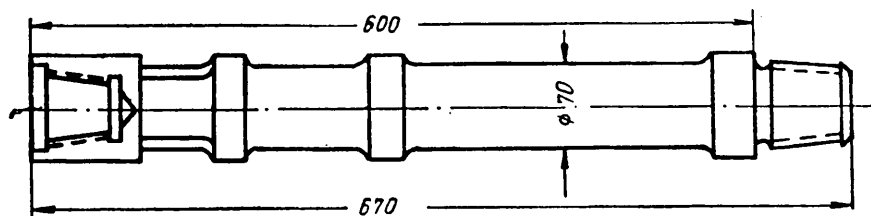


Рис. 269. Буровая штанга

ком шпинделя и для удержания штанги ключами при наращивании или укорачивании става. Нижняя цилиндрическая часть штанги служит

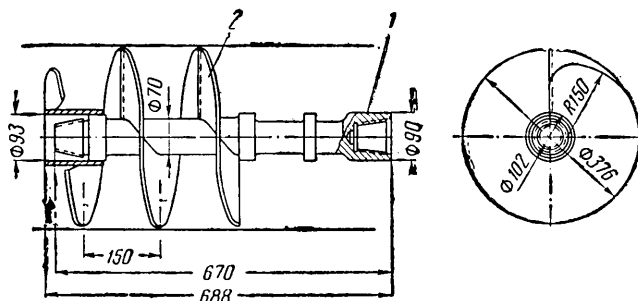


Рис. 270. Буровая штанга-шнек:

1 — штанга; 2 — шнек

для заводки подхвата при удержании става в скважине. Для транспортирования угля при бурении в наклонных и горизонтальных пластах применяется штанга-шнек (рис. 270).

Для поддержания става в скважине и предотвращения его прогиба используются опорные фонари (рис. 271), устанавливаемые через 6—8 штанг. Каркас опорного фонаря 2 устанавливается на валу 1 на брон-

зовых втулках 3 и крепится специальными гайками 4, 5. Гайка 5 имеет эксцентричную форму, благодаря которой она дополнительно разрыхляет уголь и облегчает его проход через фонарь. Важное значение имеет надежное уплотнение каркаса фонаря от заштыбовки. При заштыбовке каркас начинает вращаться вместе со ставом, разбивает стенки выработки; в результате став изгибается и разрушается. Необходимо тщательно контролировать состояние уплотнения и регулярно пополнять смазку.

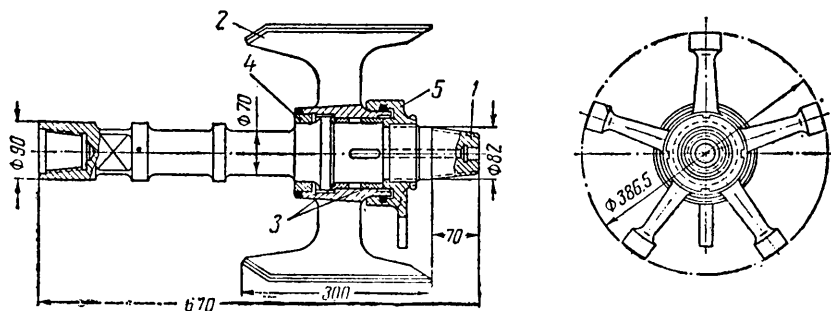


Рис. 271. Опорный фонарь

Ответственной операцией перед началом работы сбоечно-буровых машин является правильная установка машины на рабочем месте, в противном случае скважина окажется дефектной. Для выравнивания машины в горизонтальной плоскости служит уровень, помещенный на корпусе машины. Для точной установки машины под необходимым углом служат: шкала, имеющаяся на корпусе машины (для предварительного контроля правильности установки машины), и специальные приборы (транспортир-уровень). После окончательной установки машина распирается между кровлей и почвой винтовыми распорными стойками, а редуктор фиксируется специальным стопорным болтом.

Опыт эксплуатации показал, что средняя сменная производительность машины СБМ-3у составляет по бурению 40 м, а по разбуриванию 23 м.

Машина имеет следующие недостатки.

1. Невозможность получения строго направленной выработки из-за недостаточной жесткости бурового става.

2. Большие размеры и вес машины, не дающие возможности применять ее для бурения скважин с параллельных и вентиляционных штреков.

3. Невозможность регулирования скорости подачи в зависимости от крепости углей.

4. Быстрый износ подающей гайки, фрикционной и зубчатой муфт.

Машина СБМ-3у приводится электрическим двигателем мощностью 16 квт или пневмодвигателем ПРШ-16м мощностью 16 л. с. при расходе 16 м³/мин «свободного» воздуха при давлении 3,5 атм.

3. Легкие сбоечно-буровые станки ЛБС-2 и ЛБС-4

В условиях, где машина СБМ-3у не может работать из-за больших размеров на угольных пластах различной крепости и падения (вертикальные, наклонные и горизонтальные), применяются станки ЛБС-2 и ЛБС-4.

Станок ЛБС-2 предназначен для бурения скважин диаметром до 300 мм при различной крепости угольных пластов. В основном станок

служит для бурения скважин с параллельных и вентиляционных штреков.

Кинематическая схема станка ЛБС-2 приведена на рис. 272.

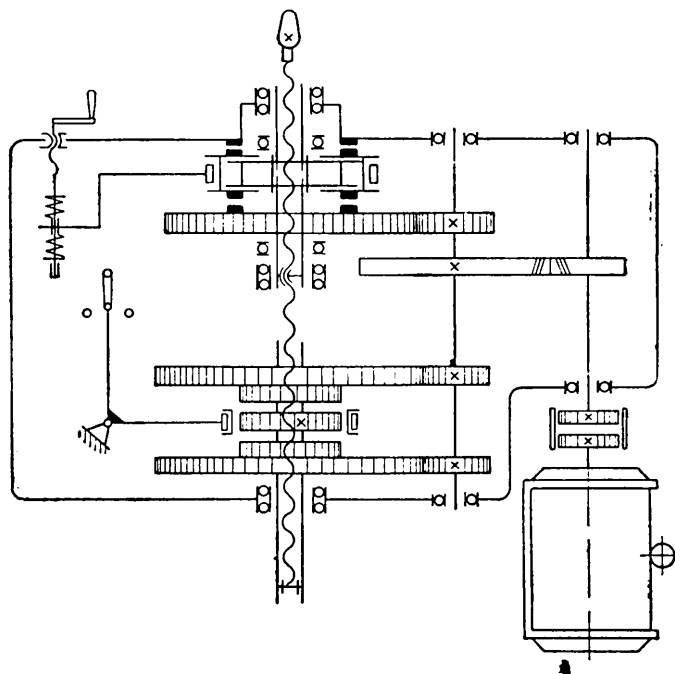


Рис. 272. Кинематическая схема легкого сбоечно-бурового станка ЛБС-2

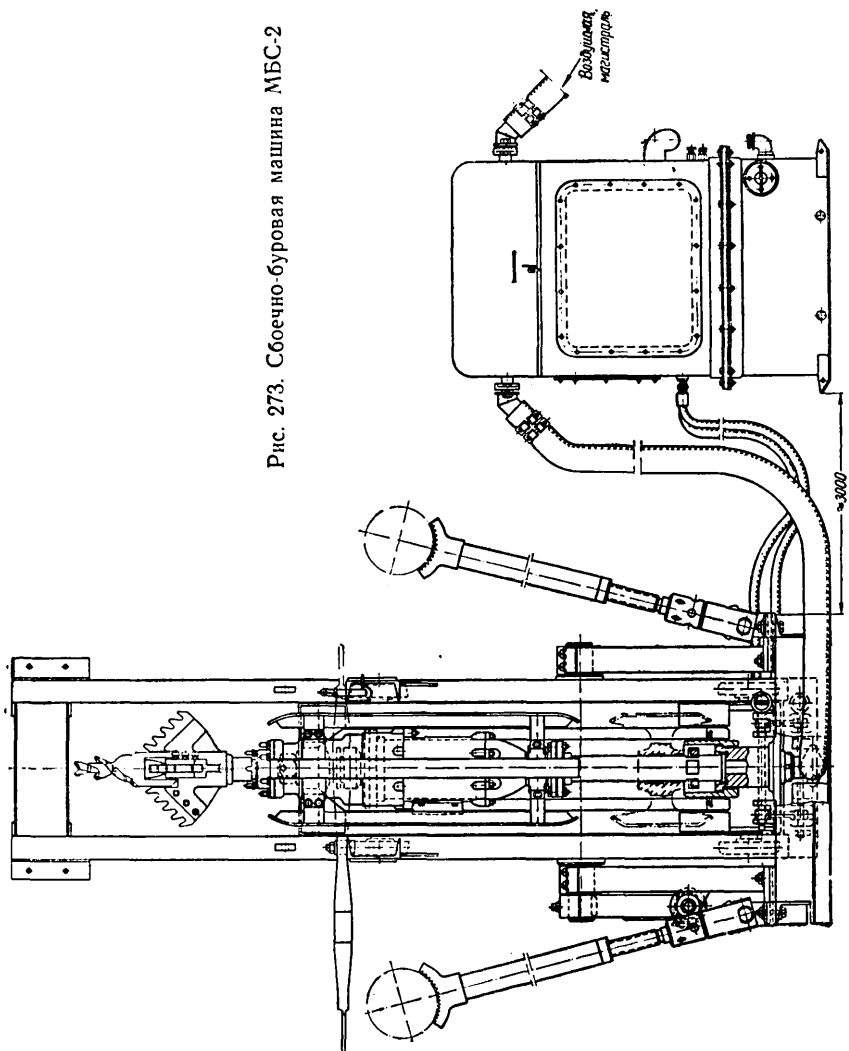
Легкий сбоечно-буровой станок ЛБС-4 является модернизированной моделью станка ЛБС-2. Станком ЛБС-4 можно разбуривать скважины до диаметра 500 мм сверху вниз, для чего применяются расширители.

4. Сбоечно-буровая машина МБС-2 [98, 128]

Машина МБС-2 (рис. 273) предназначена для бурения скважин снизу вверх диаметром 300 мм в вертикальных, горизонтальных и наклонных угольных пластах с последующим разбуриванием скважин сверху вниз до диаметра 900 мм. По способу работы машина аналогична СБМ-3у, но, имея меньшие размеры и вес, может работать с промежуточных штреков. МБС-2 состоит из механической части, гидравлической системы бурового инструмента и электрооборудования. Вращение шпинделя 7 (62 об/мин) (рис. 274) передается от двигателя через зубчатую муфту 1, зубчатые колеса 2—3—4—5 и шлицевую втулку 6. Подача шпинделя вверх и вниз осуществляется двумя гидравлическими домкратами 8, укрепленными на продолжении параллелей. Штоки домкратов соединены шарнирно с буровым замком 9. Подача домкратов (шаг подачи 750 мм) осуществляется гидроприводом, обеспечивающим изменение скорости подачи шпинделя в больших пределах, что позволяет выбрать наиболее рациональный режим разрушения различных по зарубаемости углей.

Исследования машины МБС-2 в Кузбассе [140] показали, что для проведения скважин диаметром 390 мм и разбуривания их до диаметра 850 мм рациональными параметрами сбоечно-буровой машины являются:

Рис. 273. Сбочно-буровая машина МБС-2



- 1) мощность главного двигателя 15 кВт;
- 2) скорость вращения шпинделя при бурении порядка 100 об/мин, а при разбуривании $50 \div 60$ об/мин;
- 3) усилие подачи на расширитель до 3,5 т;

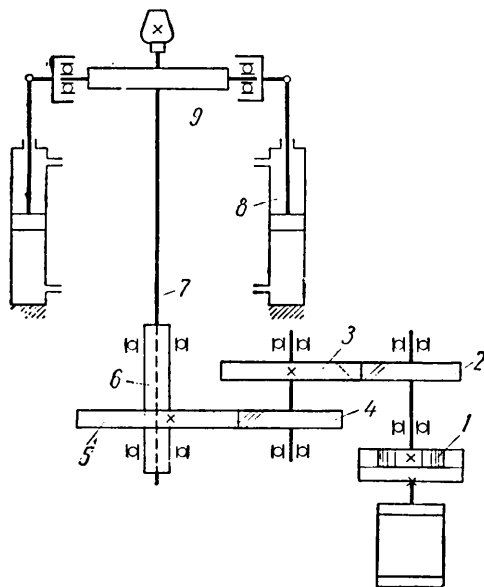


Рис. 274. Кинематическая схема МБС-2

4) наиболее эффективным является кольцевая коронка с уменьшенным числом резцов и меньшей площадью забоя, разрушаемого ими.

Эти данные использованы при проектировании более совершенной и производительной машины МБС-3 с гидравлической подачей.

§ 138. Буровые станки

1. Буровой автомат БА-1 (рис. 275) [80, 128]

Буровой автомат БА-1 предназначен для бурения скважин под углом $45-90^\circ$ по углю снизу вверх диаметром 150 мм для вентиляции, спуска воды, пропуска канатов и т. д. БА-1 представляет собой самоход-

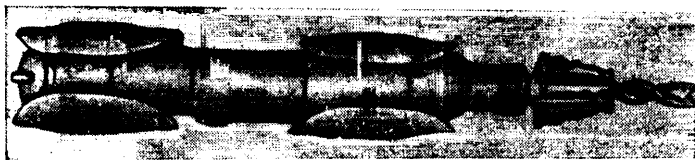


Рис. 275. Буровой автомат БА-1

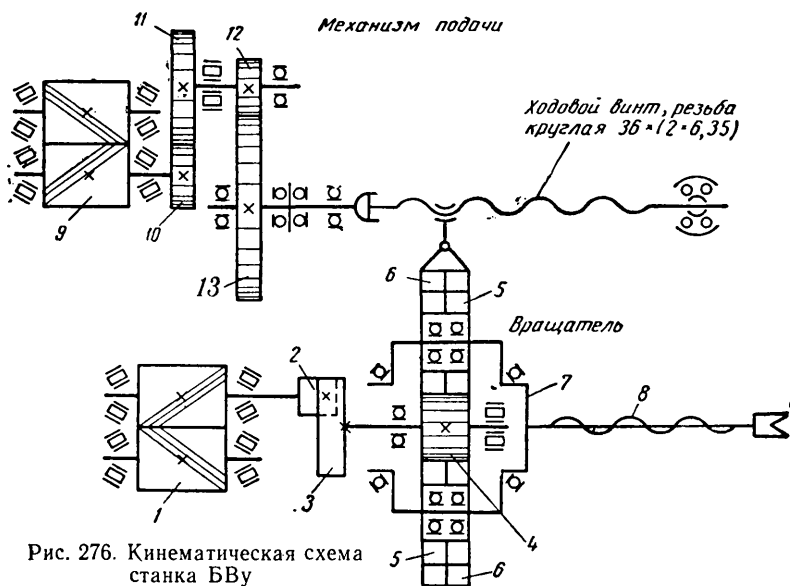
ный снаряд весом 25 кг и длиной 940 мм, состоящий из буровой (передней) и подающей (задней) частей, питающихся сжатым воздухом от одного шланга. Каждая часть имеет по два опорных фонаря. Во время работы бурового автомата при непрерывном вращении инструмента (приводимого роторным пневмодвигателем мощностью 3 л. с.) происходит

поочередный распор в стенки выработки буровой и подающей частей с шагом подачи 16 мм. Длина скважины ограничивается лишь длиной шланга, подающего к автомату сжатый воздух.

Для запуска бурового снаряда используется специальное стартовое приспособление. Особенностью бурового автомата является простота реверсирования его движения; после каждой остановки и последующей подачи сжатого воздуха автомат меняет направление движения на противоположное.

2. Буровой станок БВу [64, 128]

Буровой станок БВу предназначен для бурения скважин диаметром 92 и 180 мм и длиной 8 м под опережающее крепление в верхних кутках угольных забоев откаточных штреков, проводимых в крутых пластах мощностью от 0,7 до 2 м, подверженных внезапным выбросам угля и газа, для дегазации и предотвращения внезапного выброса. Станок снабжен набором бурового инструмента и сменных узлов.



Станок БВу (рис. 276) имеет два самостоятельных привода для вращения инструмента и для подачи.

Пневматический двигатель 1 через шестерни 2—3, планетарную передачу 4, состоящую из шестерни 5, зубчатого венца 6, водила 7, приводит в движение буровую штангу 8. Вращатель подвешен к гайке подвижной каретки механизма подачи. Вращение винта механизма подачи осуществляется от пневмодвигателя 9 через шестерни 10—11—12—13.

Независимость вращения инструмента и его подачи позволяет в широких пределах изменять скорость и усилие подачи при бурении и подбирать наиболее оптимальный режим бурения в данных условиях. Бурение скважины производится последовательным наращиванием буровых штанг длиной 1,3 м.

3. Буровой станок БШ (рис. 277)

Буровой станок БШ предназначен для бурения дегазационных скважин на пластах с углом падения от 50 до 90°, мощностью от 0,5 до 2 м. Станок может бурить скважины сверху вниз диаметром 160 мм буровым

инструментом, состоящим из витого и долотчатого буров и шнековых штанг, и снизу вверх диаметром 160, 250, 300 мм буровым инструментом машины СБМ-3у. Вращение бурового инструмента осуществляется пневматическим шестеренчатым двигателем и редуктором планетарного типа

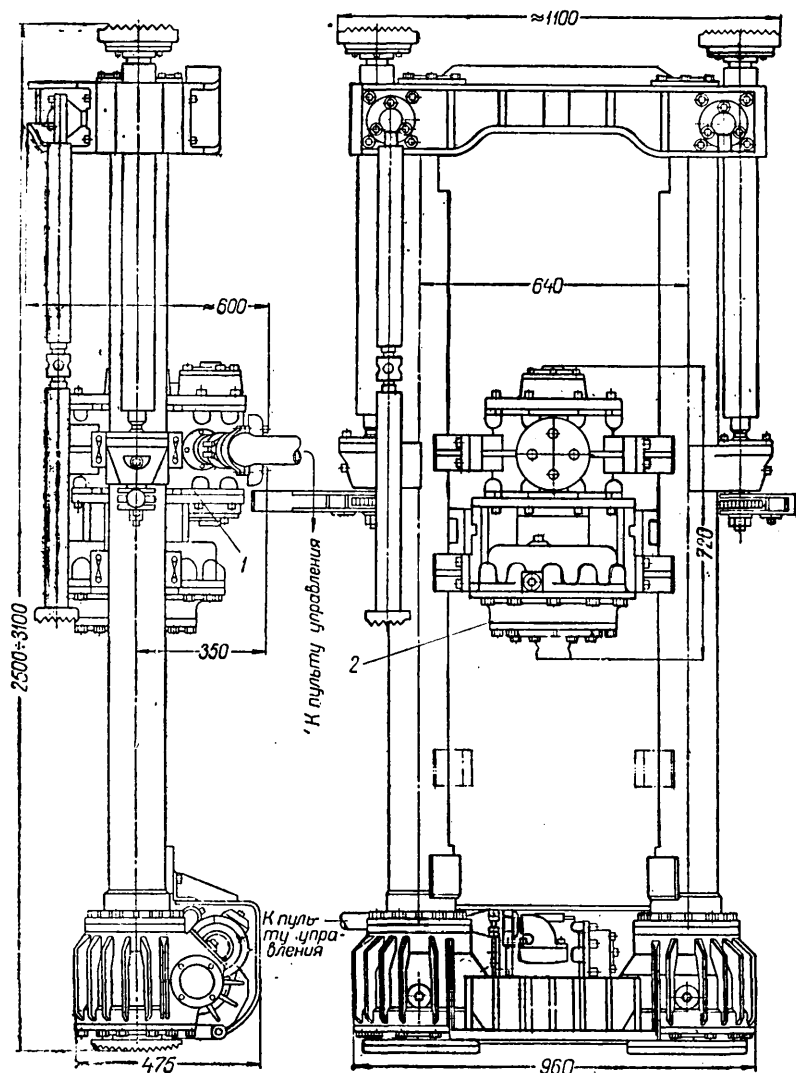


Рис. 277. Буровой станок БШ:

1 — пневмодвигатель вращателя; 2 — вращатель

с реверсивным ходом: подача — пневматическим двигателем и червячно-винтовым редуктором. Для закрепления станка в выработке применены два винтовых домкрата с ручным приводом. Производительность станков БШ составила при бурении сверху вниз 6—7,5 м/ч, а снизу вверх 6—11 м/ч.

Глава XXIII

МАШИНЫ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

А. ОТБОЙНЫЕ МОЛОТКИ

§ 139. Назначение отбойных молотков и их классификация

Отбойные молотки в угольной промышленности применяются для отбойки угля различной крепости при очистных и подготовительных работах, а также для разборки и дробления породы при проходке стволов подготовительных выработок.

По роду потребляемой энергии отбойные молотки делятся на пневматические и электрические.

Электрические отбойные молотки в угольной промышленности применения не нашли.

По способу впуска сжатого воздуха отбойные молотки бывают: 1) с неавтоматическим пусковым устройством (принудительным пуском воздуха и 2) с автоматическим пусковым устройством.

Принудительный пуск сжатого воздуха осуществляется при любом положении молотка курковым (рис. 278) или клавишным устройством (см. рис. 281).

При автоматическом впуске сжатый воздух поступает в молоток только при его рабочем положении, когда молоток своей пикой прижат к забою. Автоматическое пусковое устройство применено, например, в отбойном молотке МО-10.

По весу молотки делятся на: 1) легкие — вес которых колеблется в пределах 8 кг; 2) средние — не более 10,5 кг и 3) тяжелые — более 10,5 кг.

По принципу воздухораспределения отбойные молотки бывают: 1) с клапанным распределением и 2) с золотниковым.

Золотниковое воздухораспределение осуществляется посредством рубчатого или плоского золотника. Техническая характеристика данных молотков приведена в табл. 43.

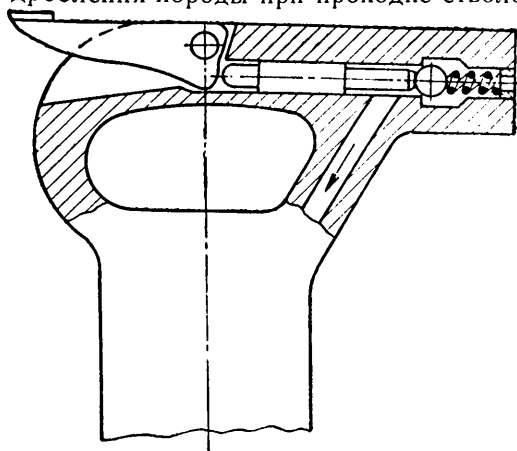


Рис. 278. Курковое устройство впуска воздуха

§ 140. Принцип действия и конструкция пневматических отбойных молотков

Отбойный молоток МО-10 с полым трубчатым золотником

На рис. 279 представлен продольный разрез отбойного молотка МО-10, выпускаемого серийно Ленинградским заводом «Пневматика» взамен молотка ОМПС-5.

Молоток МО-10 состоит из пускового автоматического устройства, воздухораспределительного и ударного механизмов.

Пусковое устройство заключается в следующем: в промежуточное звено 1 со стороны его торца запрессована вентильная букса 2, в которую вставлен ventиль 3. Ventиль имеет посредине проточку. Нижним торцом он упирается в пружину 4, а верхним — в стальную пластинку 5, впрессованную в дно силиuminовой рукоятки 6. Последняя свободно насажена на промежуточное звено и отжимается вверх пружинами 7, вставленными в гнезда промежуточного звена. Через овальное отверстие рукоятки проходит футорка 8, которая ввинчивается в промежуточное звено. К футорке прикрепляется резиновый шланг для подвода к молотку сжатого воздуха.

В футорке имеется сетка 9, предохраняющая молоток от попадания внутрь грязи и пыли.

Для впуска сжатого воздуха в молоток необходимо нажать на рукоятку 6. При этом пусковой ventиль 3 станет своей кольцевой проточкой против впускного канала. Для выключения молотка прекращают нажим, и рукоятка 6 пружинами 7 отжимается от промежуточного звена, позволяя пружине 4 поднять ventиль 3 и перекрыть доступ воздуха в молоток. Воздухораспределительный и ударный механизм состоят из золотниковой коробки 10, трубчатого трехступенчатого золотника 11 и ударника 12, движущегося в стволе 13. В передней части ствола запрессована букса 14, в которую вставляется хвостовик пики 15. Колпак 16 навинчивается на ствол и удерживает пик от выпадения.

Штифт 17 предохраняет промежуточное звено от самоотвинчивания со ствола.

Золотниковая коробка закрывается крышкой 18. Щиток 19 удерживает штифт 17 от выпадения и, кроме того, служит для направления струи отработанного воздуха в сторону от забойщика.

Для прохода сжатого и отработанного воздуха в золотниковой коробке и в стволе молотка просверлен ряд продольных и радиальных каналов. Подобно молотку МО-10 устроен молоток ОМСП-5. Он отли-

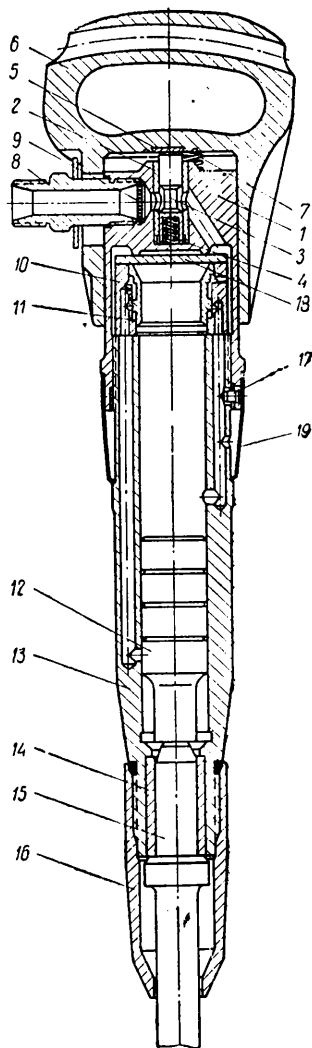


Рис. 279. Отбойный молоток МО-10

чается от молотка МО-10 только конфигурацией ударника и имеет вместо колпачка пикодержательную пружину. Ударник молотка ОМСП-5 может наносить удары по перемычке ствола, когда пика выдвигается из молотка при работе, что случается довольно часто, в результате чего происходит поломка ствола и порча ударника. Поэтому конфигурация ударника в молотке МО-10 выполнена с удлинённой ударной частью.

Воздухораспределение у обоих молотков одинаково.

Схема воздухораспределения показана на рис. 280, а, здесь каналы, расположенные по окружности в стволе и золотниковой коробке, изображены в одной плоскости, а золотник и ударник — в двух крайних положениях.

В зависимости от соотношений давлений на поверхности золотника F_1 ; F_2 ; F_3 (условно показанные на рис. 280, е) он может быть прижат опорными кольцевыми поверхностями или перемещаться. В зависимости от положения золотника открываются и закрываются входы в каналы, оканчивающиеся в разных местах по длине ствола, что и управляет в основном движением ударника. Перемещаясь, ударник также открывает и закрывает выходы из этих каналов, чем воздействует как на свое движение, так и на движение золотника. График движения (переброски) золотника представлен на рис. 280, б, график движения ударника — на рис. 280, в, график давления воздуха на верхнюю поверхность ударника в полости А — на рис. 280, г, на нижнюю поверхность в полости Б — на рис. 280, з.

Рабочий ход. Левая сторона (рис. 280, а). Ударник в верхнем положении, золотник — в нижнем. Сжатый воздух поступает из предзолотниковой камеры (кольцевого зазора между промежуточным звеном и золотниковой коробкой) в полость А над ударником.

Полость Б каналами VIII—2 соединена с атмосферой. На площадку F_1 и F_2 золотника действует рабочее давление p_p , на площадку F_3 почти атмосферное p_a . Так как

$$p_p F_1 > p_p F_2 + p_a F_3,$$

то золотник удерживается в нижнем положении.

Под действием сжатого воздуха ударник движется и график его движения изображается правой ветвью кривой от точки ВП (верхнее положение).

После того как ударник закроет канал VIII (точка НС — начало сжатия на рис. 280, в), воздух из полости Б вытесняется через каналы IX—I—IV — кольцевая проточка золотника — V—2 в атмосферу, а давление под ударником (линия 1'—3', рис. 280, г) возрастает из-за увеличения сопротивления выходу воздуха в удлинённых каналах.

Когда ударник своей верхней кромкой откроет канал VII (точка ОК — открывание коротких каналов), воздух по каналу 3 поступит под площадку F_3 , а так как на площадку F_2 действует то же давление, что и в предзолотниковой камере (линия 1—2"—3"—4", рис. 280 в), которое больше давления в полости А, то начинается движение золотника вверх (точка а на рис. 280 б). Пока ударник откроет выход воздуху из полости А через канал VIII в атмосферу ИВ — начало выхлопа (рис. 280, в), золотник дойдет до точки с (рис. 280, б) и перекроет выпуск воздуха в полость А.

В точке d золотник соединяет каналы VI и V, открывая дополнительный выход из полости А в атмосферу по пути VII—3—VI—V—2 и в этот момент начинается впуск сжатого воздуха в полость Б по

The diagram illustrates the mechanical components and operating conditions of a piston and crank mechanism. On the left, a cross-sectional view of the piston and crank is shown, with various parts labeled with Roman numerals (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX) and letters (A, B). The piston is connected to the crankshaft via a connecting rod. On the right, a series of graphs are plotted against time (t) and crank angle (φ). The top graph shows the change in pressure in the combustion chamber (Изменение давления в под-зопатниковой камере), with curves labeled 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100. The middle graph shows the change in temperature (t) and pressure (p) during the combustion process, with curves labeled 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100. The bottom graph shows the change in pressure (p) and temperature (t) during the combustion process, with curves labeled 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100. The graphs show the variation of pressure and temperature over time and crank angle, with key points labeled such as HP (Highest Pressure), NP (Net Pressure), and VP (Valve Pressure). The time intervals t_x and t_p are indicated, along with the total time $T = \frac{1}{16}$ сек.

а — схема воздухораспределения; *б* — график движения золотника; *в* — график давления над ударником (в полости *А*); *г* — график давления под ударником (в полости *Б*); *д* — график движения поршня (характерные моменты связаны пунктиром с каналами, которые в эти моменты открываются или закрываются, или с положениями ударника); *е* — золотник и площадки давления, которые перемещают его

Холостой ход. К началу холостого хода (точка *НП*, рис. 280, *д*) золотник полностью открывает канал *II*, ударник наносит удар и, отскочив, начинает свое движение вверх.

В это время давление воздуха в полости *A* близко к атмосферному (кривая 4—5, рис. 280, *в*). Воздух из полости *A* при подъеме ударника вытесняется в атмосферу по каналам *VIII* — 2, а после перекрытия отверстий *VIII* верхней кромки ударника *HC* — начало сжатия (рис. 280, *д*) — по каналам *VII* — 3 — *VI* — *V* — 2 (кривая 5—6, рис. 280, *в*). При этом золотник удерживается в верхнем положении, так как давление p_p на площадку F_2 больше атмосферного и, следовательно,

$$p_a F_1 < p_p F_2 + p_a F_3.$$

После закрытия отверстия *VII* ударником (*ЗК* — закрытие коротких каналов) воздуху нет выхода из полости *A* и в ней образуется воздушная подушка (кривая 6—7), необходимая для переброски золотника и остановки ударника в конце холостого хода.

Золотник начинает двигаться (точка *f* на рис. 280, *б*) после открывания отверстия *VIII* нижней кромкой ударника *HB* — начало выпуска воздуха из полости *Б* (рис. 280, *д*).

В конце холостого хода давление воздушной подушки превышает давление в предзолотниковой камере за счет гашения энергии ударника. После переброски золотника вниз точка *m* (рис. 280, *б*) ударника доходит до точки *ВП* и цикл заканчивается. Малое отверстие в золотнике (рис. 280, *а*) предназначено для запуска молотка при работе снизу вверх.

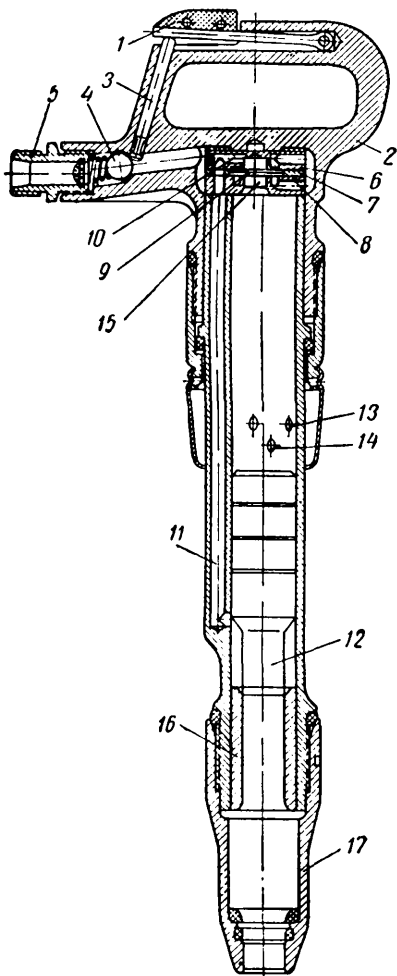


Рис. 281. Отбойный молоток МО-8А

Отбойный молоток МО-8А с пластинчатым клапаном

Принцип действия другой группы молотков с клапанным воздухораспределением рассмотрим на примере отбойного молотка МО-8А.

Пневматический отбойный молоток МО-8А легкого типа (рис. 281) предназначен для работы вверх при проведении гезенков.

Впуск сжатого воздуха в молоток осуществляется клавишным устройством. При нажиме на клавишу 1 рукоятки 2 стержень 3 отождмет клапаншарик 4, и сжатый воздух через футорку 5 поступит в клапанную коробку.

Клапанная коробка молотка МО-8А состоит из верхней крышки 6, промежуточными крышками находится плоский клапан 9.

К началу холостого хода клапан опущен, и сжатый воздух проходит через канал 10 над клапаном и по длинному продольному каналу 11 поступает под ударник 12. Ударник движется вверх и вытесняет остаточный воздух наружу через отверстие 13.

После закрытия отверстия 13 впереди ударника образуется воздушная подушка, которая нажимает на пластинчатый клапан снизу.

Когда ударник своей нижней кромкой откроет отверстие 14, поступающий воздух устремится в атмосферу, и давление над клапаном упадет. Давление снизу поднимет клапан, и сжатый воздух через отверстие 15 поступит в верхнюю часть ствола, пройдя под клапаном. Начнется рабочий ход ударника.

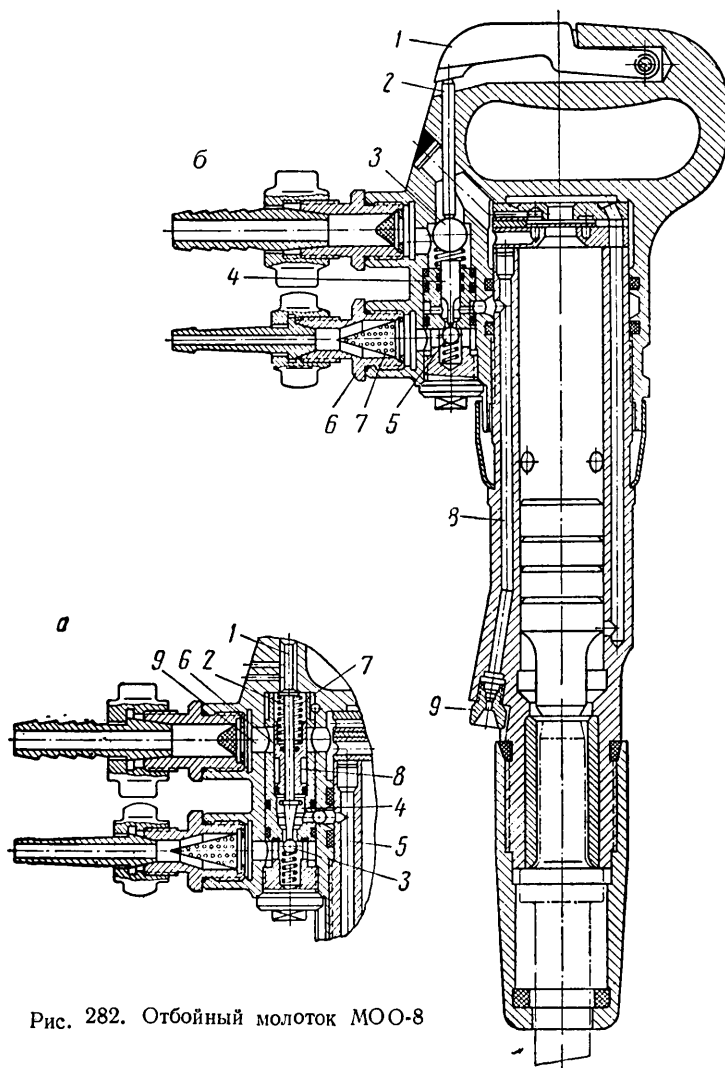


Рис. 282. Отбойный молоток МОО-8

Переброска клапана в конце рабочего хода ударника будет проходить в аналогичной последовательности.

В молотке МО-8А центральный канал ствола не имеет перемычки. Концевая буска 16 предохраняется от ударов ударника 12 воздушным буфером, образуемым ударником в конце рабочего хода в пространстве между пикой, буксой и ударником.

При чрезмерно больших зазорах между пикой и буксой или высоком давлении подаваемого из сети сжатого воздуха давление в буфере, в

пространстве между пикой, буксой и ударником, может оказаться недостаточным для торможения ударника в конце рабочего хода, вследствие чего ударник будет бить о буксу, выпрессовывая последнюю из ствола.

Пика удерживается от выпадения из молотка специальным колпаком 17, в котором имеются амортизирующие прокладки. Колпак, кроме того, защищает ствол молотка от загрязнения и одновременно служит направляющей для пики, предохраняя ее от перекоса, заедания и поломки.

Отбойный молоток МОО-8

Отбойный молоток МОО-8 (М — молоток, О — отбойный, О — с орошением, 8 — вес молотка, кг) предназначен для работ на мягких углях с большим пылевыведением. Молоток изготовлен на базе отбойного молотка МО-8 в двух вариантах МОО-8В₁ (рис. 282, а) и МОО-8В₃ (рис. 282, б). В молотке МОО-8В₃ предусмотрена возможность работы его при отсутствии воды, молоток МОО-8В₁ не может работать при отсутствии воды. Впуск сжатого воздуха и воды для орошения в молотке МОО-8В₃ производится одновременно.

При нажмие на клавишу 1 (рис. 282, б) рукоятки молотка стержень 2 нажимает на клапан-шарик 3, отодвигая его, при этом сжатый воздух будет впущен в молоток. Шарик 3 через стержень 4 отождмет клапан-шарик 5, который впустит воду через футорку 6 и сетку 7 в каналы 8. Вода по каналам 8 поступит к двум форсункам 9, орошая пыль в зоне отбойки угля. В молотке МОО-8В₁ (рис. 282, а) стержень 1 отождмет шпильку 2, которая нажмет на клапан-шарик 3. Поступившая в молоток вода из полости 4 по каналу 5 пройдет к форсункам и одновременно нажмет на клапан 6, преодолев сопротивление пружины 7; клапан 6 поднимется кверху. Проточка 8 клапана станет против воздуховпускного канала 9, через который сжатый воздух поступит к золотниковой коробке молотка.

При отсутствии давления воды клапан 6 не поднимется и сжатый воздух не поступит в молоток. Кроме перечисленных выше молотков с орошением, завод «Пневматика» выпускает молоток МОМ-10 (М-мокрый), который создан в варианте В₃ на базе МО-10, и выпускал опытный тяжелый молоток МОО-12В.

Отбойные молотки ОМП-8, ОМП-9 и ОМП-10

Эти молотки предназначены для отбойки угля различной крепости. Особенностью новых молотков является также пластинчатый клапан, но по сравнению с молотком типа МО-8 в молотках ОМП-8 и ОМП-10 клапанная коробка более простая, хотя воздухораспределение подобно таковому в отбойном молотке МО-8.

В молотках ОМП-8, ОМП-9 и ОМП-10 рукоятки покрыты резиной, что уменьшает отдачу.

Отбойный молоток ОМП-8 (рис. 283) состоит из пускового устройства, воздухораспределительного и ударного механизмов.

Пусковое устройство состоит из подвижной рукоятки 1 с пружинами 2 и вентиля 3 с буксой 4.

Пуск молотка производится нажатием подвижной рукоятки 1, с прекращением нажатия которой молоток останавливается.

Воздухораспределительное устройство молотка состоит из клапанной коробки 5 с крышкой 16 и клапана 6, которые помещены внутри промежуточного звена 7.

Ударный механизм состоит из ствола 8, с запрессованной в нем буксой 9, бойка 10 и пики 11, удержание которой от выпадения осуществляется пружиной 12, навинченной на конец ствола.

Для присоединения шланга к молотку имеются ниппель 13, футорка 14 и накидная гайка 15.

Принцип действия молотка следующий: при нажатии на рукоятку 1 пружина 2 и пружина вентиля сжимаются и клапан 3 занимает правое крайнее положение. Сжатый воздух поступает из шланга через отверстия в футорке 14 и буксе 4, кольцевую проточку вентиля в косой канал промежуточного звена 7 и в кольцевую камеру золотниковой коробки 5.

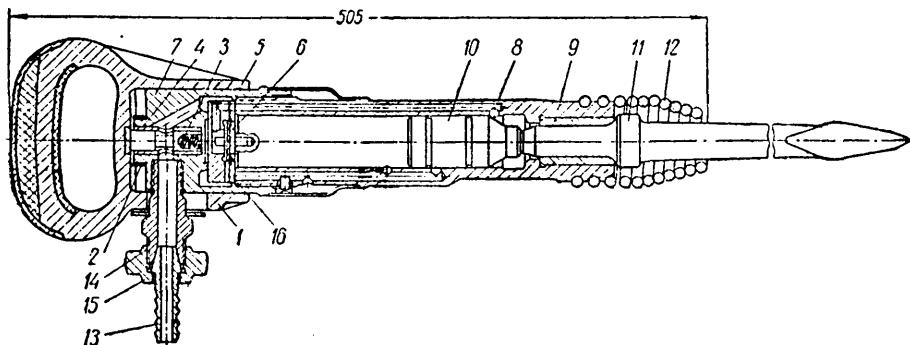


Рис. 283. Отбойный молоток ОМП-8

При прекращении нажатия рукоятки 1 она и клапан 3 под действием пружин переместятся в левое крайнее положение. При этом клапан цилиндрической частью перекроет отверстие в буксе, подача воздуха прекратится, и молоток автоматически выключится.

Простота схемы воздухораспределения с плоским клапаном, обеспечивающим минимальную потерю давления, позволяет при одном и том же давлении воздуха в сети получить на ударнике большее давление воздуха, чем в молотках типа ОМПС с трубчатым распределением.

На основании данных, полученных при эксплуатации, были внесены некоторые изменения в конструкцию отбойного молотка ОМП-8 и ему был присвоен шифр ОМП-9. Испытания отбойных молотков ОМП-9 показали хорошие результаты и в настоящее время они выпускаются серийно.

Отбойный молоток ОМП-10 принципиального отличия от молотка ОМП-8 не имеет.

Конструктивным недостатком, выявленным в процессе эксплуатации описанных молотков, является недостаточная воздушная подушка, в связи с чем по перемычке ствола наносились холостые удары и имели место разрывы стволов. Этот недостаток был устранен вставной перемычкой, запрессованной в кольцевую проточку ствола (рис. 284). Запрессовка перемычки производится конусной оправкой. При возможных ударах

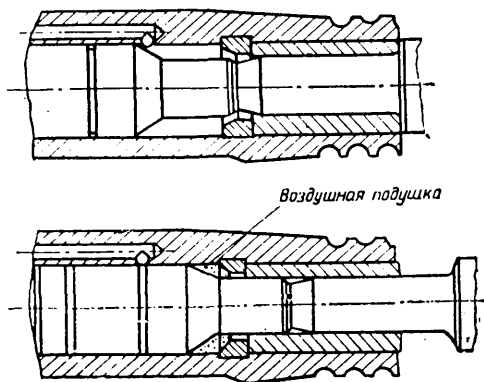


Рис. 284. Ствол отбойного молотка со вставной перемычкой

ударника перемычка работает на сжатие. С целью увеличения стойкости на разрыв и износоустойчивости стволы изготавливаются из стали марки 20Х с нитроцементацией их на глубину 0,3—0,5 мм и последующей закалкой до твердости H_{RC} 40—50. При таком изготовлении стойкость стволов на разрыв увеличилась примерно в 3—4 раза. Молотки со вставными перемычками выпускаются под марками: ОМП-9 и ОМП-10.

Элементы расчета [87]

Поместив начало координат в точке o (см. рис. 280) и учитывая, что в момент $t = 0$, давление равно p_p , а в момент t'_c давление p_c и, полагая график давления на этом интервале прямолинейным, получим при $0 \leq t \leq t'_c$ давление

$$p = p_p - ct, \text{ кг/см}^2. \quad (319)$$

Для интервала $o - t_c$

$$c_1 = \frac{p_p - p_c}{t_c}. \quad (320)$$

Обозначив площадь поперечного сечения ударника F_y , см^2 , и пренебрегая силой веса ударника и давлением выходящего воздуха на его переднюю поверхность (противодавлением), получим силу, действующую на ударник

$$pF_y = (p_p - c_1 t) F_y, \text{ кг}. \quad (321)$$

Ускорение ударника веса Q_y

$$a = (p_p - c_1 t) \frac{F_y g}{Q_y}, \text{ м/сек}^2. \quad (322)$$

После интегрирования получим

$$v = \frac{F_y g}{Q_y} \left(p_p t - \frac{c_1 t^2}{2} \right), \text{ м/сек}; \quad (323)$$

$$s = \frac{F_y g}{Q_y} \cdot \frac{3p_p t^2 - c_1 t^3}{6}, \text{ м}, \quad (324)$$

так как при $t = 0$ начальная скорость v и путь s равны нулю.

Скорость и перемещение ударника в момент открытия выхлопных каналов ($t = t_c$) получим из (323) и (324), учтя (320):

$$v_c = \frac{F_y g}{Q_y} \cdot \frac{p_p + p_c}{2} t_c, \text{ м/сек}; \quad (325)$$

$$s_c = \frac{F_y g}{Q_y} \cdot \frac{2p_p + p_c}{6} t_c^2, \text{ м}. \quad (326)$$

Зная расстояние s_c и давление p_p и p_c , можно определить время

$$t_c = \sqrt{\frac{6s_c Q_y}{(2p_p + p_c) F_y g}}, \text{ сек}. \quad (327)$$

Величину кинетической энергии ударника

$$T = \frac{Q_y v^2}{2g}$$

в момент открытия выхлопных каналов t_c получим, подставив в эту формулу значение скорости и времени из уравнений (325) и (327):

$$T = \frac{3}{4} \frac{(p_p + p_c)^2}{2p_p + p_c} F_y s_c, \text{ кгГм.} \quad (328)$$

Если среднее давление на пути s_c обозначить p_{cp} , то так как работа $A_{ц} = p_{cp} F_y s_c$, кгГм, из уравнения (328)

$$p_{cp} = \frac{3}{4} \frac{(p_p + p_c)^2}{(2p_p + p_c)}, \text{ кгГ/см}^2.$$

Чтобы определить время t'_c прохождения ударником остальной части пути s'_c , разделим этот путь на среднюю скорость на этом участке

$$t'_c = \frac{s'_c}{v_1} = s'_c \sqrt{\frac{m_y}{2kT}}, \text{ сек,}$$

где $k = 0,85—0,86$ — коэффициент, учитывающий уменьшение кинетической энергии ударника вследствие противодействия под ударником $s'_c = 0,013 \div 0,025$ м. При расчете новых молотков можно принимать $s'_c = 0,1s_c$.

Время рабочего хода

$$t_p = t_c + t'_c, \text{ сек.}$$

Время холостого хода в лучших современных отбойных молотках

$$t_x = 1,3 \div 1,5 t_p.$$

Длительность цикла

$$\tau = t_p + t_x, \text{ сек.} \quad (329)$$

Число ударов в минуту

$$n = \frac{60}{\tau}, \text{ уд/мин.} \quad (330)$$

Коэффициент восстановления при центральном ударе стали о сталь $\epsilon = 0,94$ [34, стр. 144]. Если вес пики $Q_{п}$, то коэффициент полезного действия при ударе о пик

$$\eta = \frac{Q_y + \epsilon^2 Q_{п}}{Q_y + Q_{п}}, \quad (331)$$

Работа, переданная пике за один удар,

$$A_{п} = k\eta T, \text{ кгГм.} \quad (332)$$

Б. БУРИЛЬНЫЕ МОЛОТКИ

§ 141. Назначение и классификация бурильных молотков

В горной промышленности при добыче каменного угля, черных и цветных металлов, строительных материалов и других полезных ископаемых взрывание является одним из главнейших производственных про-

цессов как при проведении горных выработок, так и во многих случаях при ведении очистных работ. Развитию взрывчатых веществ сопутствовало и развитие машин и механизмов для бурения скважин (шпуров), куда закладывалось взрывчатое вещество с тем, чтобы путем взрыва отделить добываемый материал от общего массива.

Первая пневматическая бурильная машина была сконструирована в 1857 г. Первые молотки были громоздкие, тяжелые и малопроизводительные. Постепенно бурильные молотки (перфораторы) совершенствуются: снижается их вес, повышается работа удара и частота ударов, что способствует повышению производительности молотка. Кроме того, сам буровой инструмент совершенствуется.

Буровые машины по способу бурения делятся на: 1) ударно-поворотные; 2) вращательные и 3) вращательно-ударные.

Первая группа машин (бурильные молотки) применяется при бурении шпуров по средней крепости и крепким породам, в то время как вторая группа машин (сверла) применяется для работы по углю и мягким породам. В последнее время получены хорошие результаты при вращательном бурении по крепким породам резцом типа ДС-2 (глава XXII).

Применение вращательного способа бурения по крепким и средней крепости породам ведет к быстрому износу резцов, ввиду чего бурение становится менее производительным, чем ударно-поворотное. Вращательно-ударный способ бурения объединяет свойства вращательного и ударно-поворотного.

По роду применяемой энергии бурильные молотки бывают электрические или пневматические. Электрические бурильные молотки до настоящего времени еще не имеют распространения и массовое применение получили только пневматические молотки.

По способу применения и по весу бурильные молотки делятся на:

1) ручные бурильные молотки весом от 10 до 40 кг, применяющиеся для бурения шпуров при проведении подготовительных выработок;

2) телескопные бурильные молотки весом от 25 до 50 кг, применяющиеся для бурения шпуров снизу вверх. Подача молотка осуществляется пневматической телескопной колонкой;

3) колонковые молотки (перфораторы) весом от 40 до 110 кг, применяющиеся для работы только с колонок различного типа или со специальных тележек, при бурении горизонтальных и слабонаклонных шпуров.

По способу удаления буровой муки бурильные молотки бывают с:

1) продувкой шпура сжатым воздухом;

2) промывкой забоя шпура водой или эмульсией;

3) удалением буровой мелочи из шпура путем отсасывания.

По способу воздушораспределения бурильные молотки делятся на три группы: клапанные, золотниковые и бесклапанные.

Клапанное воздушораспределительное устройство содержит клапан, перебрасываемый сжатым в цилиндре молотка воздухом. Клапаны бывают фланцевые, откидные, в виде шарика, усеченного конуса и других видов. Наибольшее применение получили фланцевые и откидные клапаны.

Золотниковое воздушораспределительное устройство содержит золотник, перебрасываемый сжатым воздухом. Основное распространение имеют молотки с цилиндрическими золотниками.

В бесклапанных бурильных молотках воздушораспределение осуществляется самим поршнем-ударником.

В табл. 44 представлены технические характеристики бурильных молотков каждой группы (параметры соответствуют 5 атм).

Таблица 44

Техническая характеристика бурильных молотков

Тип	Заводы-изготовители	Вес молотка, кг	Число ударов поршня, в минуту	Крутящий момент, кг/см	Расход воздуха, м ³ /мин	Диаметр поршня, мм	Ход поршня, мм	Работа удара, кг/м	Диаметр колонки, мм
ПР-10	«Коммунист»	11	3750	68	3,0	65	25	1,72	35—46
ПР-13Л	«Пневматика»	13	2800	50	1,8	60	42	2,0	35—40
ПР-18Л	То же	18	2400	100	2,5	70	42	4,0	35—40
РПМ-17А	»	18,8	1700	50	1,8—2,0	60	52	2,5	35—40
ПР-20	«Коммунист»	20	2500	140	3,2	76	45	4,0	46
ПА-23	То же	23	1865	85	2,5	68	50	3,5	46
ПР-20Г	»	23	2150	230	2,9	76	—	—	46
ПР-20М	»	23	2500	235	2,1	76	—	—	46
ПР-24Л;	«Пневматика»	24	3000	200	3,5	85	35	5,0	46
ПР-24ЛБ									
ПР-23	«Коммунист»	24	3200	210	4,0	100	36	6,0	46—65
ПР-35	То же	28	1690	120	2,7	72	55	5,0	35—46
ПМ-508	Ижевский	28	1700	125	2,2	63,5	—	—	46
ОМ-506Л	«Пневматика»	29	1700	85	2,4	65	65	4,0	35—46
ПР-30К	Кыштымский	30	1760	180	3,0	76	74	5,8	46
ПР-30КС	То же	30	1750	180	3,7	76	74	5,8	46

I группа. Ручные бурильные молотки

Телескопные бурильные молотки

ПР-24ЛТ	«Пневматика»	24	3000	200	3,5	85	35	5,0	35—46
ПТС-2	Завод Гипрорудмаша	33	2900	—	3,5	90	—	—	46
ПТ-29	«Коммунист»	34	2500	140	3,2	76	45	3,5	46
ПТ-36	То же	38	3000	210	4,2	100	36	6,0	65—85
ПТТ-2	Завод Гипрорудмаша	43	2700	—	6,5	110	—	—	46—85
ПТ-45К	Кыштымский	44,5	1890	165	3,2	76	54	6,5	65
ПТ-45	«Коммунист»	45	1650	165	3,6	76	54	5,0	65
ПТ-45ВМ	Кыштымский	46	2600	310	5,6	110	—	—	46—85
ТП-5С	То же	47	1750	180	3,0	76	74	6,2	65

Колонковые бурильные молотки

ПКА-1	Завод Гипрорудмаша	32	2940	568	8,8	125	—	—	65

II группа. Ручные бурильные молотки

ПР-30Л	«Пневматика»	31	1700	135	3,0	70	68	5,8	46
ПР-30ЛБ	То же	31	1700	135	2,8	70	68	5,8	46

Колонковые бурильные молотки

КЦМ-4	Ижевский	40	1750	198	4,5	76	75	8,5	85
КС-50	«Коммунист»	50	1570	235	4,5	90	75	9,0	85

III группа. Ручные бурильные молотки

ПР-21	«Коммунист»	21,0	2600	95	2,0	76	35	2,5	35—46
ПР-21В	То же	22	3100	180	3,0	76	—	—	35—46
ПР-28	»	28	6000	400	6,5	76/80	45	4,3	35—46

Телескопные бурильные молотки

ПТ-35	«Коммунист»	36	3100	190	2,5	90	35	5,0	40—65

§ 142. Принцип действия и конструкция бурильных молотков

Бурильный молоток (рис. 285, а) состоит из цилиндра 1, в котором совершает возвратно-поступательное движение поршень-ударник 2 под действием сжатого воздуха, поступающего попеременно в полости А и Б цилиндра. Поршень-ударник наносит удар при рабочем (переднем) ходе по хвостовику бура. Под действием удара бур внедряется в породу, про-

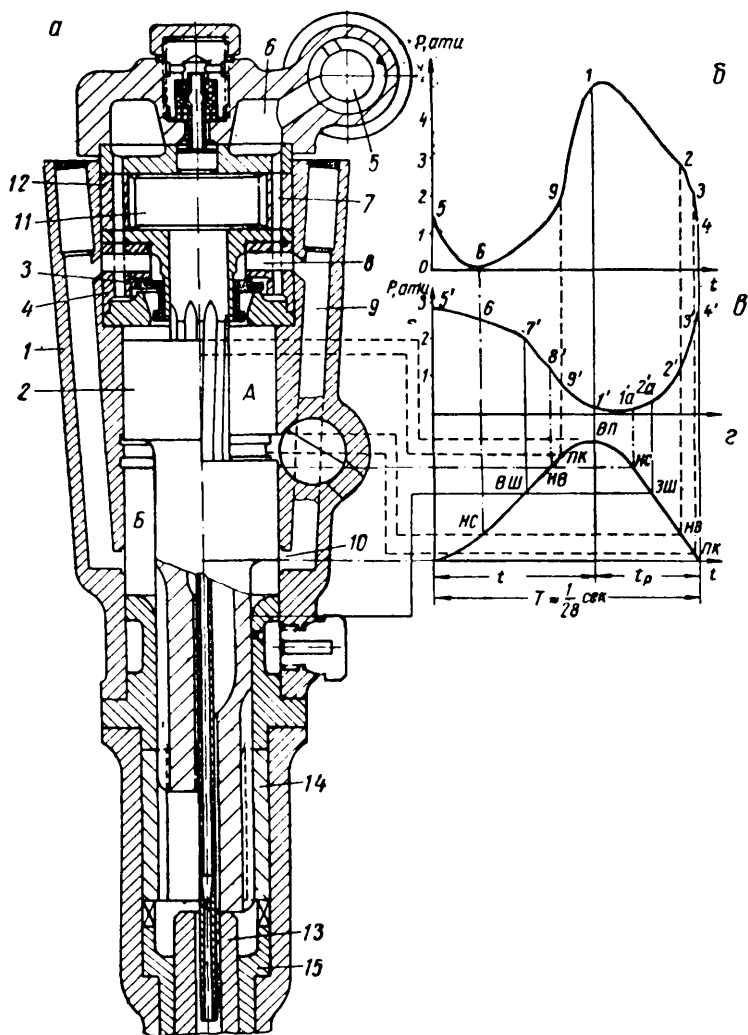


Рис. 285. Клапанное воздухораспределительное устройство:

а — молоток в разрезе с положениями клапана и поршня при рабочем и обратном ходах; б — график давления воздуха в полости А; в — график давления воздуха в полости Б; г — график движения поршня-ударника

изводя скалывание ее с поверхности забоя шпура. При обратном (холостом) ходе поршень-ударник поворачивается на некоторый угол. Бурильный молоток содержит пусковое устройство, служащее для запуска молотка, воздухораспределительное устройство, предназначенное для направления сжатого воздуха в переднюю и заднюю полости цилиндра,

псворотный механизм, который после каждого удара производит поворот бура, и устройство для очистки шпура от буровой мелочи.

Пусковые устройства

Пусковое устройство представляет собой конусный пустотелый кран, через который сжатый воздух поступает в бурильный молоток. Рукоятка крана *1* (рис. 286, *а*) имеет четыре положения (рис. 286, *б*).

«Стоп» — молоток выключен.

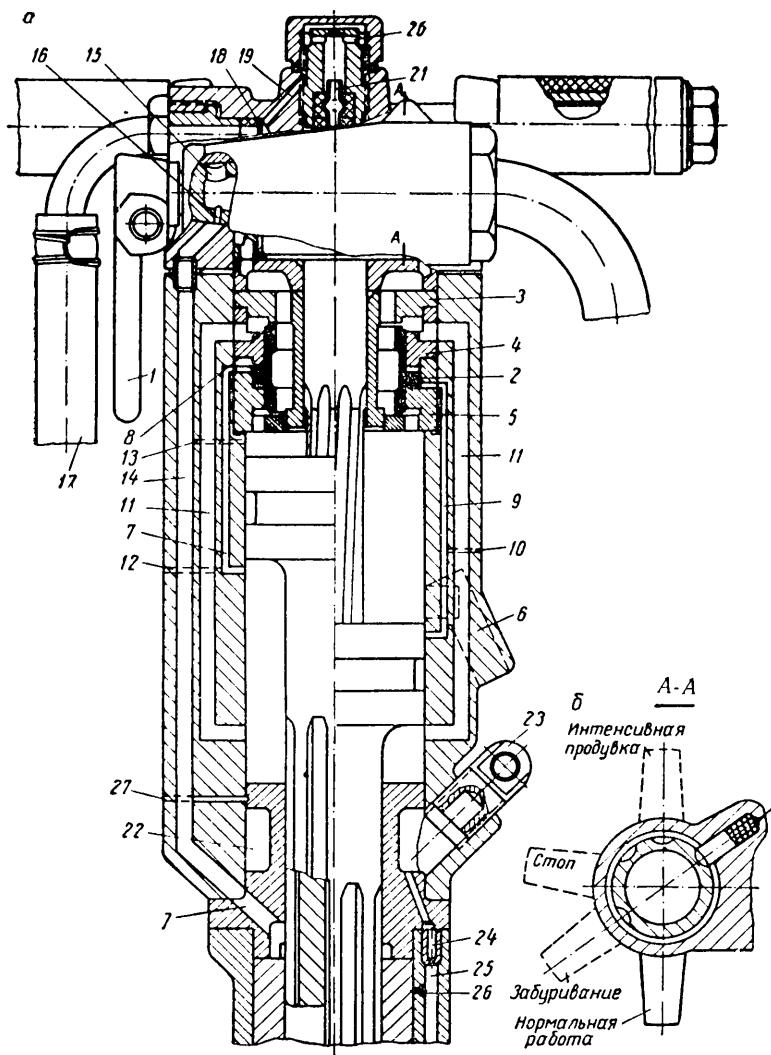


Рис. 286. Золотниковое воздухораспределение в бурильных молотках

Забуривание, когда сжатый воздух поступает через малое отверстие. Молоток работает с уменьшенным числом ударов.

«Нормальная работа», когда молоток работает на полную мощность.

«Интенсивная продувка» — весь поступающий сжатый воздух идет для удаления буровой мелочи.

В молотках, имеющих три положения рукоятки-крана, нет интенсивной продувки.

Фиксация положений крана осуществляется штифтом с пружиной.

Воздухораспределительные устройства

Клапанное воздухораспределительное устройство состоит из фланцевого клапана 3 (см. рис. 285, а) и клапанной коробки 4. Сжатый воздух из крана 5 поступает в полость 6, откуда по каналам 7 в клапанную коробку, из которой он направляется в полость цилиндра А или Б в зависимости от положения клапана.

В начале рабочего хода поршень-ударник и клапан находятся в верхних положениях (левая сторона рис. 285, а) и точка ВП (рис. 285 з). Сжатый воздух из клапанной коробки поступает в полость А цилиндра. По мере увеличения скорости поршня давление в полости А цилиндра понижается (линия 1—2) (рис. 285, б), так как количество поступающего воздуха не обеспечивает поддержания начального давления при большой скорости поршня и наличии утечек. При движении поршня нижняя кромка перекрывает выхлопное окно и начинается сжатие воздуха в полости Б (точки НС и 1'а), которое проявляется более сильно после того как шлицы полностью войдут в направляющую буксу (2'а—4'). В конце рабочего хода открывается выхлопное отверстие (точка НВ). В полости А давление резко падает (кривая 2—3), хотя поступление сжатого воздуха все еще продолжается. При этом создается непродуваемая потеря сжатого воздуха. Падение давления над поршнем и сжатие воздуха под ним вызывает переброску клапана вниз (в положение клапана при обратном ходе). Момент переброски клапана отмечен на кривой пути точкой ПК. После переброски давление в полости А падает еще резче (точки 3—4), так как выхлоп продолжается, а поступление воздуха из сети переключается на подачу его в полость Б. Сжатый воздух поступает через каналы 8—9—10 (рис. 285, а), и давление возрастает. В этот момент поршень-ударник наносит удар по хвостовику бура и отскакивает с некоторой скоростью.

После удара по хвостовику бура начинается обратный ход поршня под действием сжатого воздуха, поступающего в полость Б. Давление в этой полости значительно ниже давления в сети вследствие наличия больших сопротивлений протеканию воздуха. При движении поршня-ударника вверх давление в нижней полости постепенно падает (кривая 5—6, рис. 285, б) в связи с резким увеличением объема под поршнем, движущимся со значительной скоростью. Одновременно с этим продолжается выхлоп воздуха из верхней полости цилиндра (кривая 5—6), начавшийся в конце рабочего хода.

Затем происходит перекрытие выхлопного отверстия верхней кромкой поршня и начинается сжатие воздуха, оставшегося в полости А (точка НС и кривая 6—9—1). После выхода шлицев из направляющей буксы (точка ВШ воздух из нижней полости Б начинает вытекать через зазоры в шлицевом соединении и уходить в канал бура. Давление в полости Б понижается еще больше (точки 7'—8'). В точке НВ поршень открывает своей нижней кромкой выхлоп из полости Б, и давление резко снижается (точки 8'—1'). Понижение давления под поршнем и возрастание вследствие продолжения сжатия давления над поршнем, вызывают переброску клапана (точка ПК) в положение, соответствующее рабочему ходу. В промежутке времени между началом выхлопа из нижней полости и переброской клапана (время между точками НВ и ПК) одновременно происходит выпуск сжатого воздуха в полость А и выпуск его в

атмосферу из полости *Б*, т. е. снова непроизводительно расходуется сжатый воздух.

При пониженном давлении воздуха в сети происходит некоторое изменение в характере протекания цикла: переброска клапана в конце обратного хода поршня имеет место раньше начала выхлопа из-под поршня, что объясняется меньшей величиной давления в полости *Б* при обратном ходе и большей длительностью хода, благодаря чему еще до открытия выхлопного отверстия давление под поршнем будет снижаться (за счет утечки через шлицы) до величины, при которой произойдет переброска клапана. При рабочем давлении 3 *ати* длина хода поршня настолько уменьшается, что часть циклов протекает вообще без открывания выхлопного отверстия нижней кромкой поршня. Выхлоп из полости *Б* происходит при этом только через шлицы ударной части поршня, воздух не успевает выйти полностью и создает при рабочем ходе воздушную подушку под поршнем. Кроме этого, бур не будет поворачиваться из-за недостаточности хода поршня. Уменьшение давления сверху, действующего на поршень, и наличие противодавления воздушной подушки снизу вызывают значительное снижение работы единичного удара поршня-ударника.

Принцип действия воздухораспределительного устройства с откидным клапаном аналогичен работе с фланцевым клапаном. Откидной клапан представляет собой кольцо, имеющее по диаметру конусность 10—11°.

Бурильные молотки с клапанным воздухораспределением отличаются простотой конструкции, небольшим числом каналов, а следовательно, и дешевой изготовлением. Недостатками являются перерасход сжатого воздуха в момент переброски клапана.

Золотниковое воздухораспределение в молотке ПР-30Л (см. рис. 286, *а*) осуществляется полым цилиндрическим золотником 2. Золотниковая коробка состоит из втулки 3, промежуточного корпуса 4 и корпуса 5.

В начале рабочего хода поршень-ударник и золотник находятся сверху (положение слева). Сжатый воздух поступает через внутреннюю полость золотника в цилиндр. При этом поршень, двигаясь вниз, будет вытеснять воздух в атмосферу через выхлопные отверстия 6. При дальнейшем движении тело поршня перекрывает выхлоп и воздух вытесняется вначале через шлицевые зазоры, потом начинает образовываться воздушная подушка.

Как только верхняя кромка поршня откроет канал 7, сжатый воздух, поступивший в полость 8 золотниковой коробки, действуя на фланец золотника, заставит его опуститься, при этом воздух из-под фланца будет вытесняться в атмосферу по каналу 9 и отверстию 10.

В этот момент будет нанесен удар по хвостовику бура. После переброски золотника сжатый воздух, пройдя по каналам 11, начнет поднимать поршень-ударник вверх.

При движении поршня воздух вытесняется в атмосферу через выхлопные отверстия, затем начинает образовываться воздушная подушка, и как только нижняя кромка откроет канал 9, сжатый воздух поднимает золотник вверх, и цикл начинается сначала. При подъеме золотника воздух из верхней полости 8 вытесняется в атмосферу по каналу 7 и отверстию 12. Для уменьшения воздушной подушки при обратном ходе часть сжатого воздуха вытесняется через отверстие 13 в канал 14 для продувки.

Воздушная подушка, образующаяся в конце обратного хода, играет роль буфера, который необходим для остановки поршня-ударника и предотвращения ударов его по золотниковой коробке.

Бурильные молотки с золотниковым воздухораспределением имеют более сложную конструкцию, дополнительные каналы и, следовательно, более высокую стоимость изготовления. Однако отсутствие прямого выхода сжатого воздуха в атмосферу дает значительный экономический эффект при его эксплуатации, что окупает дополнительные затраты по изготовлению.

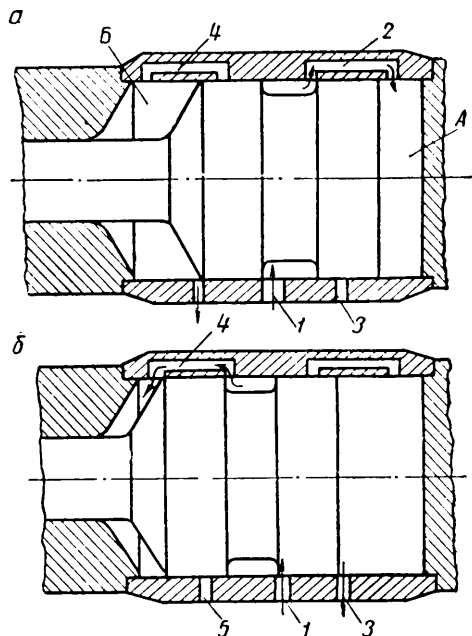


Рис. 287. Схема бесклапанного воздухораспределения

дух из полости Б выходит в атмосферу по каналу 5.

Преимуществом бесклапанных молотков является отсутствие специального воздухораспределительного устройства, простота конструкции и уменьшенный относительный расход воздуха за счет использования частичного расширения сжатого воздуха.

Недостатком является наличие специального канала для вывода поршня из состояния покоя при запуске в работу.

Поворотные механизмы буров

Поворотные механизмы делятся на: механизмы зависимого действия, в которых поршень при обратном движении поворачивает бур, и на механизмы независимого действия с индивидуальным пневматическим двигателем для осуществления поворота. Последние вследствие сложности конструкции и большого веса молотка не получили широкого распространения. В настоящее время они начали применяться в бурильных быстроударных молотках (см. рис. 294) (с числом ударов в минуту выше 5000), так как механизмы зависимого действия при такой частоте ударов подвергаются интенсивному износу.

Поворотные механизмы зависимого действия делятся на два типа.

Поворот бура механизмом первого типа (см. рис. 293) производится следующим образом: при обратном ходе поршень 1, имеющий на штоке геликоидальную резьбу и шлицевые пазы, будет поворачиваться на 10—15° за каждый ход, так как его гайка 2 с храповой буксой 3 удерживается

Бесклапанное воздухораспределение осуществляется следующим образом (рис. 287).

К началу рабочего хода поршень-ударник находится в крайнем правом положении. Сжатый воздух из сети поступает через канал 1, кольцевую проточку поршня, канал 2 в полость А. При этом поршень будет перемещаться влево, вначале под действием сжатого воздуха, поступающего из сети, потом, когда тело поршня перекроет канал 2, за счет расширения отсеченного сжатого воздуха. Как только задняя кромка поршня откроет канал 3, воздух из полости А устремится в атмосферу. Одновременно сжатый воздух через канал 4 поступит в полость Б и начнет обратное движение поршня. Последовательность операций повторяется, и в конце обратного хода расширяющийся воз-

от вращения собачками 4. Поворот бура передается от ударной части поршня шлицами через шлицевую втулку 5 и поворотную буксу 6. При рабочем ходе поршня собачки не препятствуют вращению гайки 2, поэтому он перемещается без поворота.

Принцип действия механизма второго типа аналогичен рассмотренному. Он имеет отдельный храповой стержень 11 (см. рис. 285) с геликондальной резьбой. Головка стержня имеет две или четыре собачки, которые, упираясь в зубья храповой буксы 12, удерживают стержень от поворота при обратном ходе поршня. Поршень имеет в верхней части гайку (которая видна в сечении поршня на рис. 296), а на штоке — шлицы. Поворот буру 13 (см. рис. 285) передается поршнем через верхнюю поворотную буксу 14 и нижнюю 15. Между собой буксы соединяются с помощью кулачков.

Достоинством поворотного механизма второго типа является надежность в работе и возможность легкого изменения величины поворота путем замены храпового стержня и гайки. В механизме первого типа износ от поворота выводит из строя поршень-ударник.

Устройства для очистки шпуров

Измельченную породу, препятствующую дальнейшему разрушению целика, удаляют из шпура продувкой, промывкой и отсасыванием. Некоторые молотки, например ПР-30Л, имеют устройства для продувки и промывки шпура водой.

Для интенсивной продувки в молотках ПР-30Л и некоторых других конструкциях предусмотрен отдельный канал 14 (см. рис. 286). При интенсивной продувке поворотом рукоятки пускового крана отверстие 15 совмещается с каналом 14.

Сжатый воздух при этом поступает по шлицевым зазорам к центральному каналу бура и по нему в забой шпура, выдувая буровую мелочь. При нормальной работе с каналом 14 соединяется малое отверстие 16 пускового крана, через которое часть сжатого воздуха поступает к шлицевому соединению для непрерывной продувки.

Промывка шпура может осуществляться молотками с центральной или боковой промывкой. На рис. 286 показан молоток с центральной промывкой. Вода, поступающая по шлангу 17 под давлением 1,5—2,0 атм, проходит через фильтр 18, каналы 19 и 20 к центральной трубке 21. Центральная трубка проходит через детали молотка и входит в канал бура (см. рис. 285). В молотке ПР-30Л сжатый воздух, поступающий через отверстие 16, при промывке удерживает воду от поступления ее внутрь молотка.

Некоторые конструкции молотков имеют устройства для одновременного запуска молотка и впуска воды при центральной промывке. При этом к центральной промывной трубке вода поступает только в период работы молотка. Это осуществляется следующим образом.

Поступающая по водяному колену вода (рис. 288) подводится к кольцевой проточке 1, откуда через отверстия 2 к клапану 3, который закрывает ход воде под действием пружины 4.

Когда корпус крана 5 повернут в положение впуска воздуха для полной работы, шейка крана 6 нажимает на шпильку 7. Последняя отжимает клапан 3, и вода, проходя по зазорам между клапаном и седлом, через отверстия 8 пройдет по каналам к центральной трубке в бур.

При боковой промывке вода поступает через муфту 1 (рис. 289), боковой канал в буре 2 и по отверстию бура 3 в забой шпура. Для того

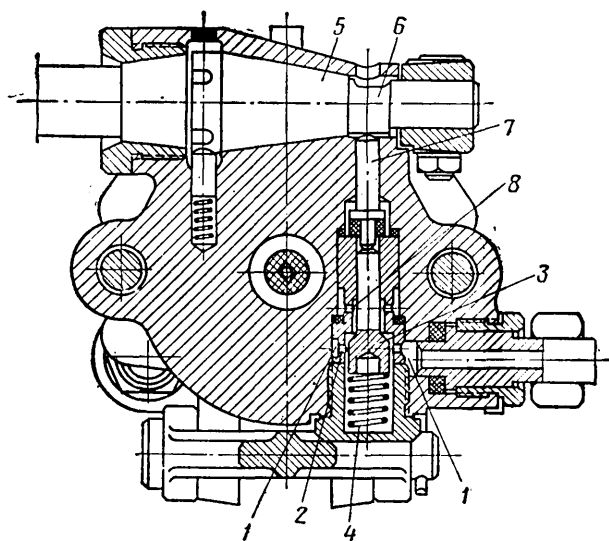


Рис. 288. Устройство для впуска воды
в молотке ПР-24Л

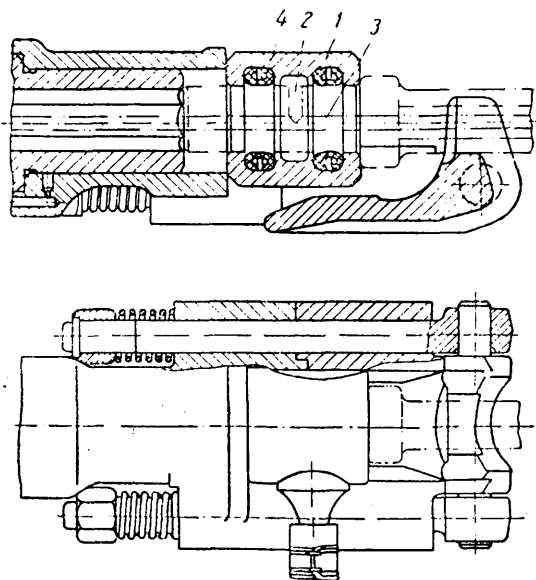


Рис. 289. Муфта для боковой промывки

чтобы вода не поступала в молоток, отверстие хвостовика бура заваривается.

Для предохранения от утечек воды муфта имеет внутри резиновые уплотнения 4. При боковой промывке буродержатель удлиняется.

На рис. 290 изображен бурильный молоток ПР-24ЛБ с муфтой боковой промывки, шлангом для подвода воды и удлиненным буродержателем.

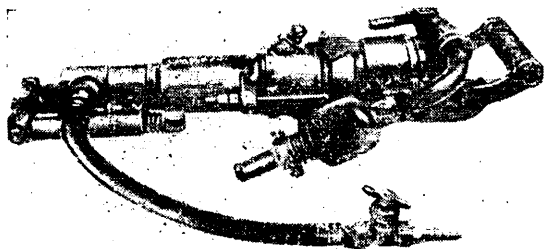


Рис. 290. Бурильный молоток ПР-24ЛБ

Пылеотсасывание. Кроме способов, указанных выше, удаление буровой мелочи осуществляется также путем отсасывания ее из шпура через центральный канал бура. Для этой цели в крышке 1 (рис. 291) молотка просверливается отверстие, куда вставляется эжектор 2, на который надет пылеотводящий шланг 3. Часть сжатого воздуха из полости 4 через специально просверленный канал проходит к эжектору, создавая

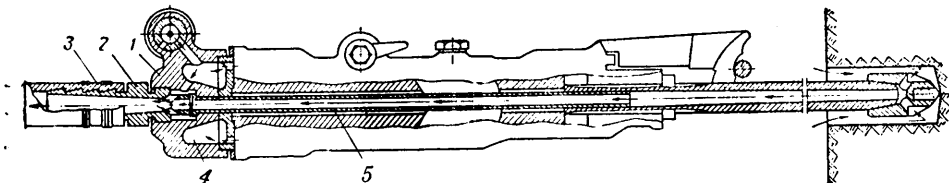


Рис. 291. Схема удаления буровой мелочи отсосом

разрежение. Пыль из шпура устремляется с отсасываемым воздухом через каналы коронки бура, центральную трубку 5, через эжектор 2 в пылеотводящий шланг 3, направляющий ее в пылесборник типа ПУР и др.

Удаление буровой мелочи интенсивной продувкой не способствует уменьшению запыленности воздуха, так как выдуваемая пыль находится во взвешенном состоянии. При промывке шпура водой буровая мелочь оседает. К тому же промывка способствует увеличению скорости бурения, так как шпур очищается лучше от буровой мелочи, чем при продувке. Нужно отметить, что при боковой промывке запыленность забоя меньшая ввиду увеличенного давления поступающей воды.

Как показали сравнительные испытания, проведенные УкрВНИИОМШС, центральная промывка по сравнению с продувкой увеличивает скорость бурения на 46%, снижая запыленность в 11 раз, а боковая промывка увеличивает скорость бурения на 78%, а запыленность снижает в 20 раз.

Испытания отсасывающего устройства в Донбассе на шахте «Ганзовка» треста Красногвардейскуголь и на шахте им. Артема треста Дзержинскуголь показали, что очистка воздуха от пыли достигает 98—99% при снижении производительности молотка на 8—30% в зависимо-

сти от крепости породы и давления воздуха. Это объясняется тем, что часть воздуха поступает к эжектору. Для устранения этого недостатка создаются молотки с выносными эжекторами.

Смазка бурильных молотков

Бурильные молотки могут смазываться вручную, а также при помощи масленок: автоматических магистральных, автоматических подвесных и встроенных в молоток.

Для смазки вручную свинчивают воздушный шланг с футорки и в нее вливают масло, затем, навинтив воздушный шланг, впускают сжатый воздух в молоток. Смазку необходимо заливать как можно чаще в течение смены. Ручная смазка недостаточно совершенна, так как масляная пленка быстро выдувается. Более совершенной является автоматическая

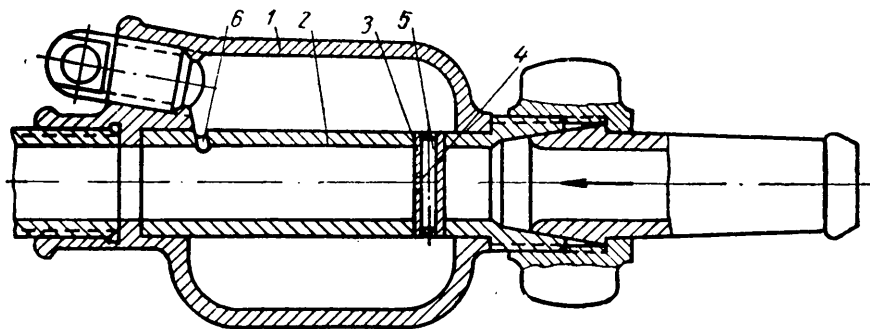


Рис. 292. Автомасленка типа МА-5

смазка, которая обеспечивает непрерывное поступление масла. Осуществляется смазка автомасленками, которые или непосредственно навинчиваются на штуцер бурильного молотка (подвесные автомасленки), или встраиваются в воздухоподающий шланг на расстоянии 2—5 м от молотка, чтобы автомасленка не мешала работе (магистральные автомасленки).

На рис. 292 представлена автомасленка МА-5 завода «Пневматика». Автомасленка состоит из корпуса 1, заполняемого маслом, и трубки 2, впрессованной в корпус. В трубке 2 помещена втулка 3, имеющая по оси масленки отверстие 4. Калиброванный стержень 5 образует с внутренним диаметром втулки зазор. Сжатый воздух, проходя по трубке 2, омывает втулку 3 и создает в зоне отверстия 4 разрежение, куда устремляется из резервуара масло. В трубке 2 имеется отверстие 6, через которое сжатый воздух поступает в корпус масленки. Увлекаемое воздухом масло осуществляет смазку деталей молотка. Магистральные масленки от подвесных отличаются большей емкостью (до 0,5 л) и имеют штуцер для питания пневмоподдержек.

Масленки других заводов в принципе аналогичны описанной.

Масленка, встроенная в самом молотке, представляет собой резервуар для масла в кольцевой полости 22 (см. рис. 286) направляющей буксы. Масло заливается через резьбовое отверстие, закрываемое пробкой 23. Из кольцевой полости масло просачивается через фитиль 24 в канал 25 ствола, откуда через радиальные отверстия 26 к поворотным буксам. Для отсечки сжатого воздуха, просачивающегося через зазор между цилиндром и направляющей буксой, служит отверстие 27. Смазка остальных деталей производится подвесной автомасленкой типа

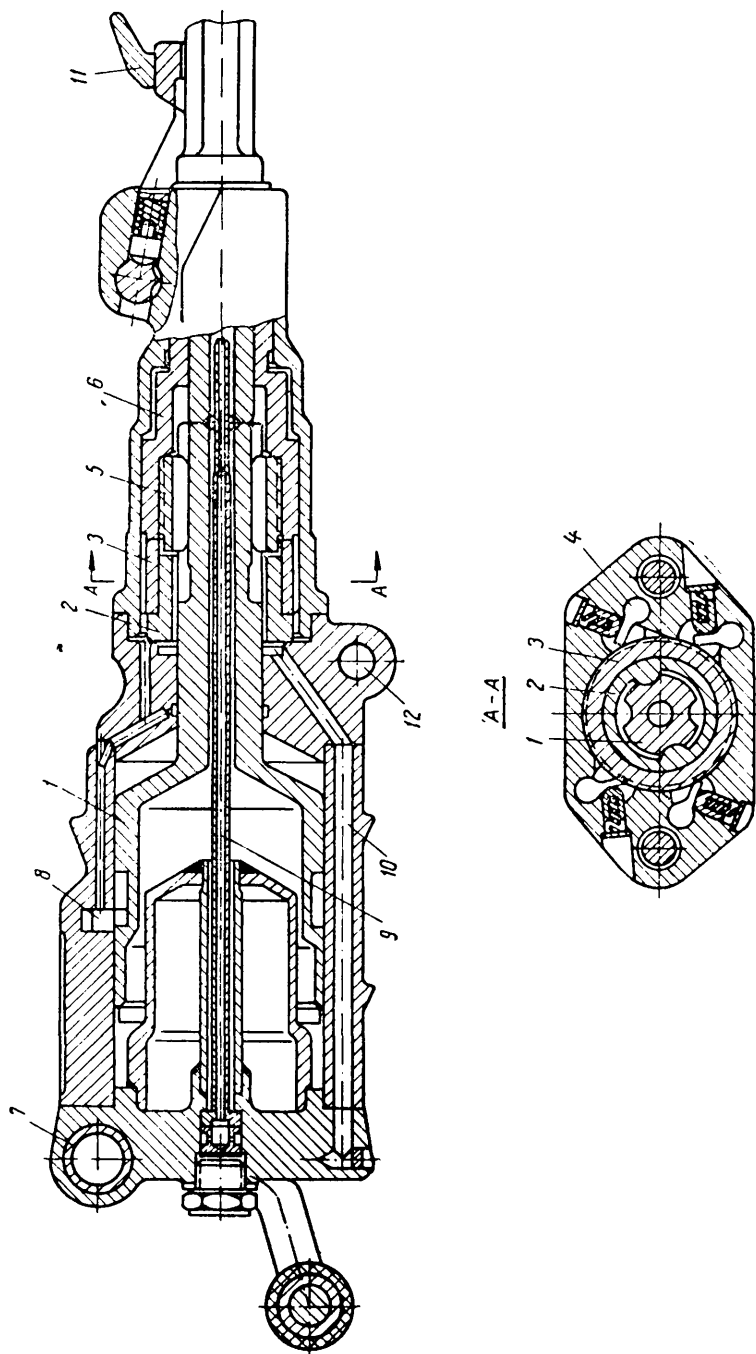


Рис. 293. Бурильный молоток ПР-21

МА-5. При этом часть сжатого воздуха, проходящая через отверстие 16 для постоянной продувки, производит смазку шлицевого соединения.

В зарубежной практике широкое распространение в настоящее время получила смазка молотков при помощи консистентных масел, содержащих коллоидный графит и сульфат молибдена, помещенных в пластмассовые ампулы. Смазка, выдавливаемая из ампул, обеспечивает работу молотка в течение 2—3 часов. Кроме того, 2—3 раза в неделю промывают молоток на месте работы раствором, помещенным также в пластмассовые ампулы.

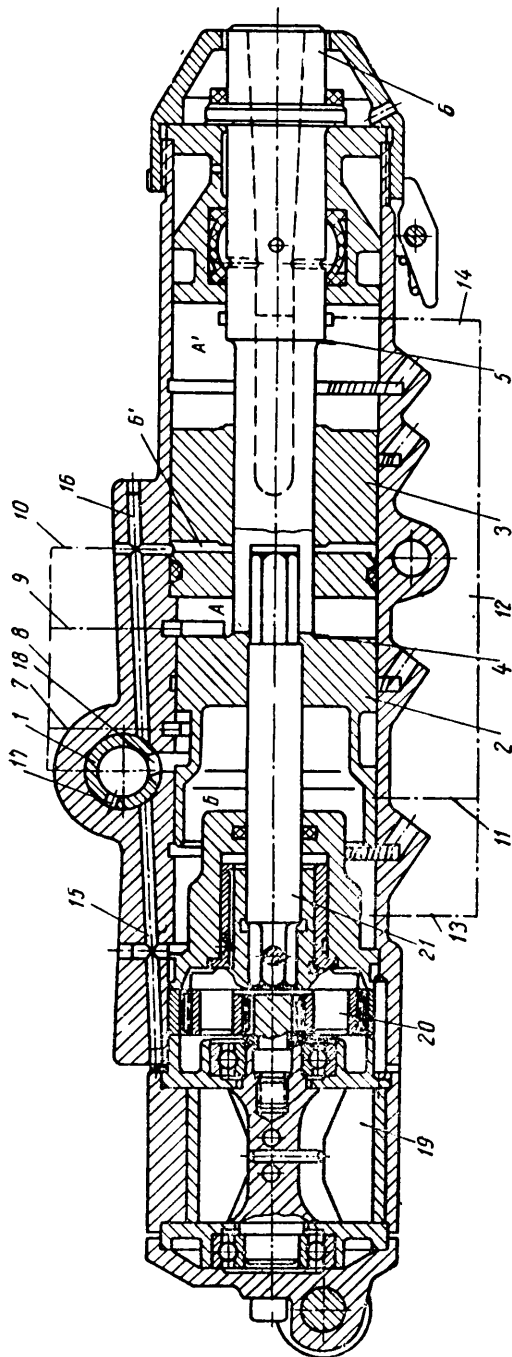


Рис. 294. Бурильный молоток ПР-28

§ 143. Типы бурильных молотков

а) **Ручные бурильные молотки.** На рис. 285 представлен ручной молоток с клапанным воздухораспределением; на рис. 286 молоток с золотниковым воздухо-распределителем типа ПР-30Л; на рис. 293 ручной бурильный молоток ПР-21 с бесклапанным воздухо-распределением. Сжатый воздух подается в молоток через пусковой кран 7 и из канала 8 в цилиндр. Воздухораспределение и поворотный механизм описаны в § 142. Удаление буровой мелочи осуществляется промывкой через центральную трубку 9 и продувкой через канал 10. Бур при работе удерживается буродержателем 11. Молоток прикрепляется к пневмоподдержке через специально предусмотренное отверстие 12.

Для увеличения производительности бурильных молотков создан молоток с большей частотой ударов (6000 уд/мин) типа ПР-28

(рис. 294). Сжатый воздух поступает через пустотелый пусковой кран 1 в цилиндр молотка. Воздухораспределение бесклапанного типа осуществ-

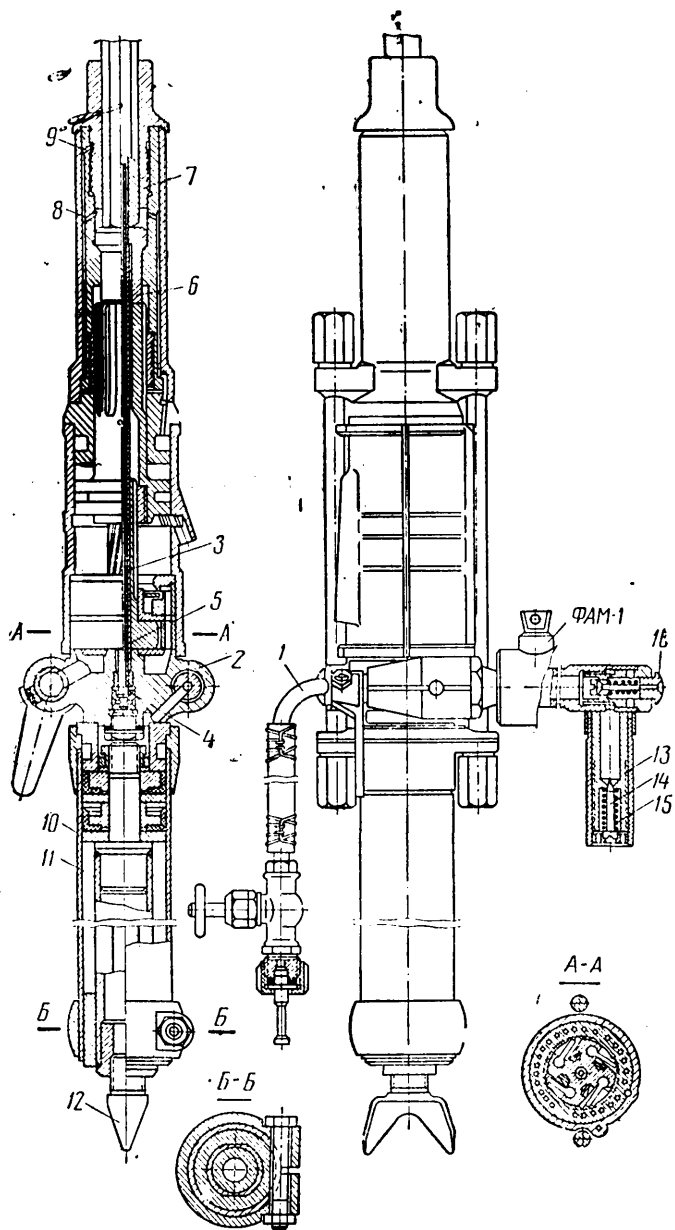


Рис. 295. Телескопный бурильный молоток ПТ-29

вляется двумя поршнями 2 и 3, движущимися навстречу друг другу. Поршни наносят попеременно удары по заплечикам 4 и 5 поворотной буксы 6. При рабочем ходе поршень 2 наносит удар по заплечикам 4 поворотной буксы, при этом поршень 3 совершает обратный ход. Распределение воздуха осуществляется следующим образом: при положении пускового крана 1, указанного на рисунке, сжатый воздух поступает по кольцевой проточке поршня 2 и далее по каналам 7, 8, 9, 10 (на рисунке каналы показаны штрихпунктирными линиями) в полости А и Б. При этом поршень 2 получит обратный ход, а поршень 3 — рабочий. В конце хода поршень 3 нанесет удар по заплечикам 5 поворотной буксы 6. При этом кольцевая проточка соединит через каналы 11, 12, 13, 14 полости А и Б цилиндров молотка, и движение поршней изменится (подробнее принцип бесклапанного воздухораспределения описан в § 142). Для установки поршней в рабочее положение перед запуском молотка в работу предусмотрены специальные каналы 15 и 16. Перед запуском молотка рукоятку пускового крана нужно повернуть в положение, когда канал 15 совместится с отверстием 17, а канал 16 — с отверстием 18. Оба поршня установятся в крайние правые положения. Теперь, если повернуть пусковой кран в положение, указанное на рисунке, поршню 2 сообщится обратный ход, а поршень 3 будет стоять на месте до тех пор, пока поршень 2 не начнет рабочий ход.

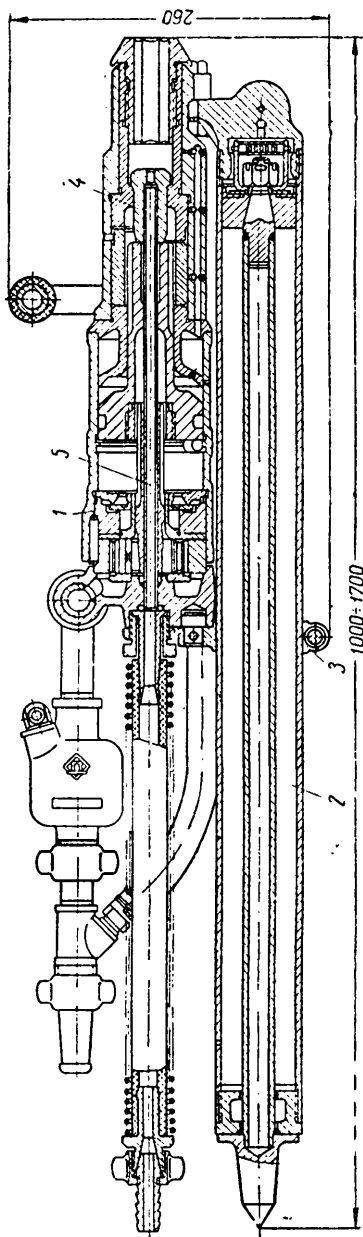


Рис. 296. Телескопный бурильный молоток ПР-24.ЛТ

Поворотный механизм независимого действия состоит из пневматического двигателя 19, планетарного редуктора 20, стержня 21 и поворотной буксы 6. Удаление буровой мелочи осуществляется боковой промывкой.

б) Телескопный бурильный молоток ПТ-29 (рис. 295) предназначен для бурения вертикальных шпуров снизу — вверх. Он состоит из собственно бурильного молотка и телескопически раздвигающегося пневматического поршневого податчика, создающего осевое давление на молоток и обеспечивающего подачу его по мере углубления шпура при бурении. Воздухо-

распределение осуществляется пластинчатым клапаном, поворотный механизм бура второго типа. Буровая мелочь удаляется промывкой.

Промывочная жидкость под давлением 2—3 ати поступает по патрубку 1 в крышку молотка 2 и по каналу к центральной промывочной трубке 3. Для того чтобы вода не могла попасть в молоток, поступаю-

ший сжатый воздух частично отводится в кольцевую камеру 4, откуда поступает в трубку 5. Боек 6 является промежуточным ударным звеном между ударником и хвостовиком бура.

Воздух, выходя из бойка с большой скоростью, подхватывает воду и с силой увлекает ее по каналу бура.

Одной из особенностей конструкции молотка является постоянная продувка патрона 7 сжатым воздухом как при включенном, так и при выключенном положении пусковой рукоятки, не допускающая попадания внутрь молотка бурового шлама.

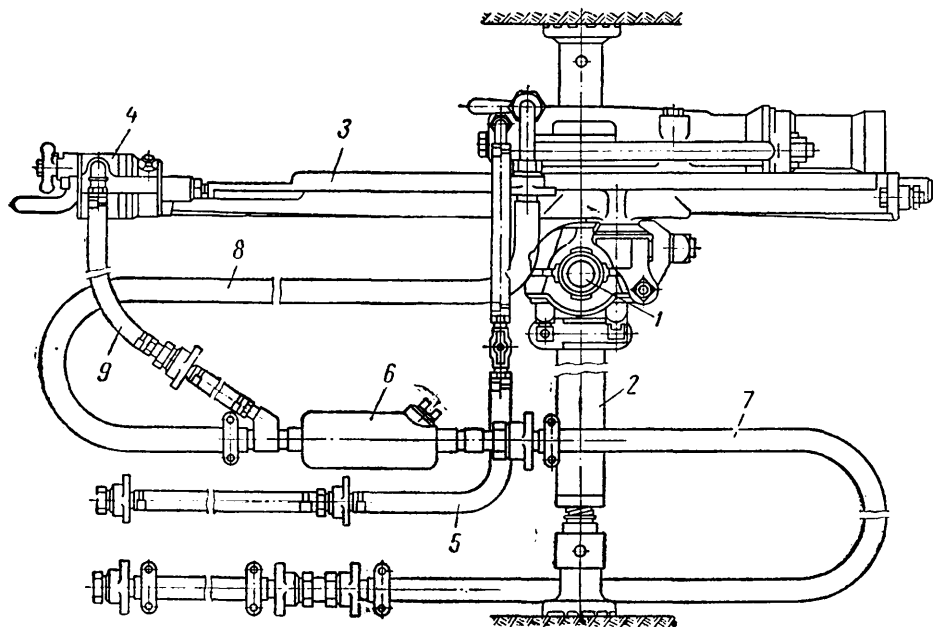


Рис. 297. Колонковый бурильный молоток КЦМ-4

Сжатый воздух к патрону поступает по каналам 8 и 9. Телескопная колонка состоит из трубы 10, в которой находится пустотелый шток 11, оканчивающийся раздвоенной упорной пятой 12. Фрезерованные лыски штока предотвращают поворачивание молотка во время работы вокруг своей оси. Такое устройство телескопной колонки позволяет бурильщику обслуживать несколько молотков. Для плавной регулировки усилия подачи молотка рукоятка 13 имеет дроссельное устройство, состоящее из стержня 14 и пружины 15. Разгрузочная кнопка 16 служит для уменьшения давления воздуха в цилиндре телескопа. При нормальной работе усилие подачи достигает 175 кГ.

Другая компоновка у молотка и колонки ПР-24ЛТ (рис. 296). Молоток 1 прикрепляется сбоку колонки 2 при помощи хомута 3 и специального прилива колонки (данный молоток отличается от молотка ПР-24Л только промежуточным бойком 4). Удаление буровой мелочи производится отсосом через центральную трубку 5 в пылесборник ПО-2.

в) Колонковый бурильный молоток КЦМ-4 (рис. 297) предназначен для бурения шпуров по крепким и средней крепости породам.

Молоток укреплен на кронштейне 1 винтовой колонки 2 и имеет прилив, которым крепится к автоподатчику. Кроме того, молоток имеет специальные направляющие, которыми он скользит в салазках 3.

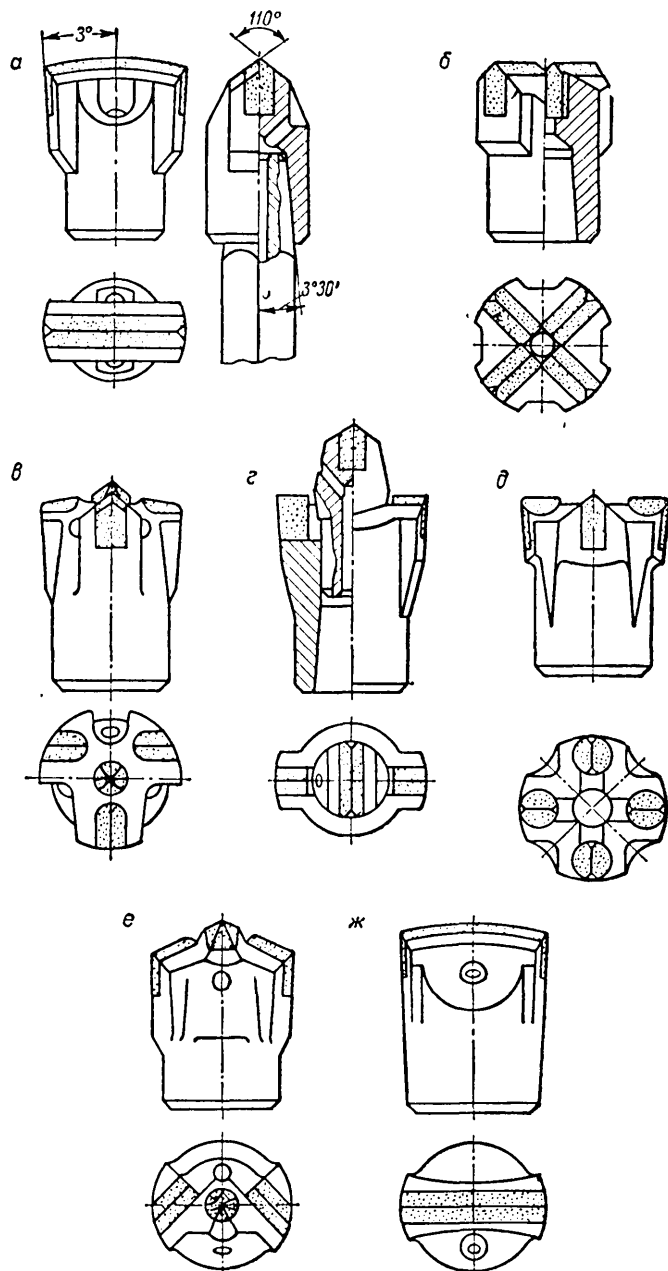


Рис. 298. Основные типы буровых коронок

Вращение винта автоподатчика осуществляется пневматическим ротационным двигателем 4. Вода для промывки шпура поступает по шлангу 5. Сжатый воздух подводится к автомасленке 6 по шлангу 7, откуда обогащенный маслом воздух направляется по шлангу 8 к молотку, а по шлангу 9 к двигателю автоподатчика.

Воздухораспределение осуществляется полым цилиндрическим золотником. Поворотный механизм — зависимого действия второго типа.

Данный молоток может применяться при бурении вертикальных скважин сверху вниз. При этом молоток используется без автоподатчика.

§ 144. Эксплуатация бурильных молотков

1. Буровой инструмент

Буры по конструкции бывают цельные, выполненные из одного прутка стали с закаленной головкой, и составные, со съемной коронкой; последние получили наибольшее применение. Буровая сталь имеет круглое, а чаще всего граненое сечение, с отверстием диаметром 6 мм вдоль всего прутка для продувки или промывки забоя шпура.

Для буров применяется в основном углеродистая сталь У7 и легированная, например сталь 95ХМА, стойкость которой в 3,7 раза выше стали У7. Составные буры с коронками, армированными твердыми сплавами, имеют ряд преимуществ по сравнению с цельными бурами: производительность бурения выше в 1,5—2 раза, сокращается расход буров, стойкость буров увеличивается в 15—40 раз.

Буры со съемными коронками могут быть с левой винтовой нарезкой (редко применяемые) и с гладкой конусообразной расточкой. Форма коронки зависит от буримой породы. В сплошной нетрещиноватой породе применяется долотчатая коронка с одним лезвием (рис. 298, а); в трещиноватой — крестообразная, со сплошной вставкой твердого сплава (рис. 298, б) или с прерывистыми вставками твердого сплава (рис. 298, в). Последние значительно экономичнее, так как расходуют меньше твердого сплава.

В сравнении с однодолотчатыми коронками коронка со вставным опережающим лезвием (рис. 298, г) обеспечивает увеличенную скорость бурения в 1,5—2 раза, так как осуществляет опережающий вруб; при этом легче разрушается остальная часть шпура. Штыб выходит более крупный. Угловая коронка со смещенными лезвиями (рис. 298, е) увеличивает скорость бурения в телескопных молотках на 20—25% благодаря тому, что дробление породы происходит под разными углами. Т-образная буровая коронка (рис. 298, в) обеспечивает повышенную скорость бурения в 1,5 раза с уменьшением расхода твердого сплава в 2 раза.

Заводом «Коммунист» выпускается долотчатая серийная коронка АК-9 (рис. 298, ж), которая способствует уменьшению пылеобразования. В последнее время заводами, исследовательскими институтами выпущены разнообразные по конфигурации съемные буровые коронки. Для выбора наиболее эффективных коронок в Донбассе были проведены сравнительные исследования 25 типов разнообразных коронок [80].

Анализ результатов испытаний коронок позволил рекомендовать для песчаников коронки типа КО (рис. 298, а), для песчанистых и глинистых сланцев — долотчатую с утолщенной пластинкой твердого сплава типа КД (рис. 298, е). Результаты испытаний показали, что твердые сплавы ВК-8 и ВК-6В оказались достаточно прочными при бурении по породам, типичным для Донбасса, и значительно изнosoустойчивее сплава ВК-15.

2. Приспособления для бурения

Для облегчения труда бурильщика и увеличения его производительности применяют различные механизмы: поддержки, манипуляторы, автоподатчики и буровые тележки.

а) **Поддержки.** Механические и пневматические поддержки применяются в случае бурения с рук. Механические — наиболее простые, они представляют собой вставленные одна в другую трубы; на одной трубе установлено приспособление для крепления бурильного молотка, на другой трубе имеется упор. В боковые отверстия вставляется штырь, удерживающий трубы в раздвинутом состоянии. Механические поддержки применяются для поддержания бурильных молотков с ручной подачей.

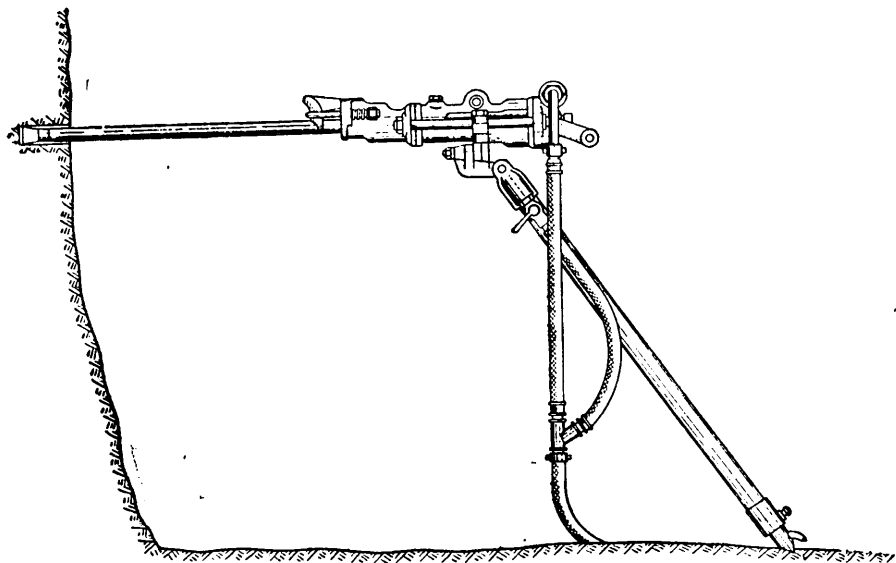


Рис. 299. Схема работы бурильного молотка с применением пневмоподдержки

Пневматические поддержки (рис. 299), кроме поддержания молотка при работе, подают его на забой с определенным усилием нажатия.

На рис. 300 показана пневматическая поддержка П-18ЛА, выпускаемая заводом «Пневматика», которую можно применить для всех ручных молотков. Поддержка состоит из цилиндра 1, в котором под действием сжатого воздуха перемещается поршень 2 механизма регулировки осевого давления. На верхнюю часть штока 3 надевается вилка бурильного молотка. Нижняя крышка цилиндра 1 имеет упор 4, которым поддержка упирается в почву при работе молотка. Регулирующий механизм состоит из рукоятки 5, положение которой фиксируется подвижной втулкой 6. Последняя прижимается пружиной 7 к втулке 8, запрессованной в корпус 9 механизма регулировки. Для фиксации положения рукоятки 5 втулки с торцов имеют зубья. При повороте рукоятки она совместно с сердечником 10, имеющим на конце резьбу, перемещается вправо. При этом стержень 11 под действием сжатого воздуха, поступающего из магистрали по рукаву 12, отжимается внутрь корпуса механизма регулировки и открывает доступ ему в цилиндр.

Регулируя зазор между стержнем 11 и верхней частью штока 13, можно изменять усилие нажатия на бурильный молоток (усилие пода-

чи). Стержень 11 работает как обратный клапан, т. е. при отключении питания сжатым воздухом поддержки он перекрывает выход воздуха из цилиндра, и молоток будет удерживаться в прежнем положении.

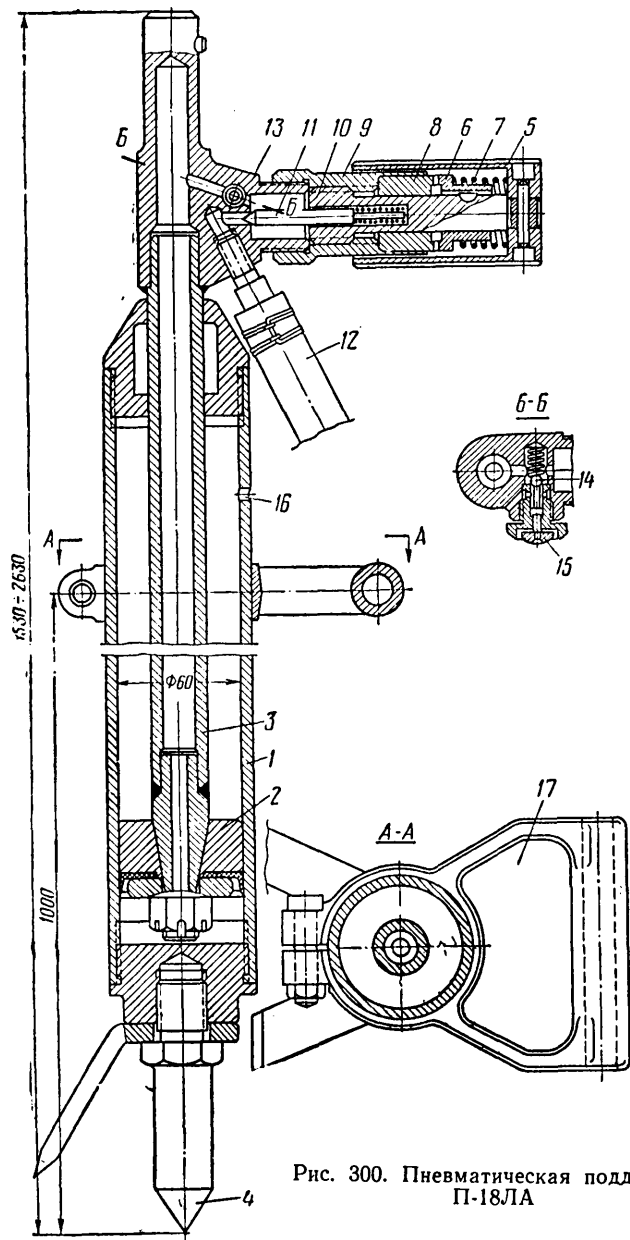


Рис. 300. Пневматическая поддержка
П-18ЛА

Для выпуска сжатого воздуха из цилиндра при опускании штока имеется шариковый клапан 14, который отжимается при нажатии на кнопку 15. При раздвижении поддержки воздух из верхней полости цилиндра выжимается поршнем в атмосферу через отверстие 16. Для удобства при переноске и установке поддержка снабжена рукояткой 17.

Техническая характеристика пневмоподдержек представлена в табл. 45.

Таблица 45

Техническая характеристика пневмоподдержек

Показателя	Тип пневмоподдержки							
	П-1	П-2	П-18ЛА	ППК-17	ППК-15	КПР-3	ППК-21	П-22РЛ
Вес, кг	12	14	16	17	15,2	18	23,5	22
Высота, мм:								
минимальная .	900	870	1530	1140	1225	1180	1328	1670
максимальная .	2200	2170	2630	1900	2025	2318	2128	2670—3570
Ход штока, мм . . .	1300	1300	1100	760	800	800	800	1000
Внутренний диаметр цилиндра, мм . . .	48	48	60	45	56	—	65	60
Подъемная сила при давлении 5 атм, кг	90	90	140	80	125	—	165	140
Завод-изготовитель .	«Пневматика» г. Ленинград			«Коммунист» г. Кривой Рог		Кыштымский механический завод	«Коммунист»	«Пневматика»

б) Манипуляторы — поддержка для бурильных молотков с автоподатчиками (рис. 301).

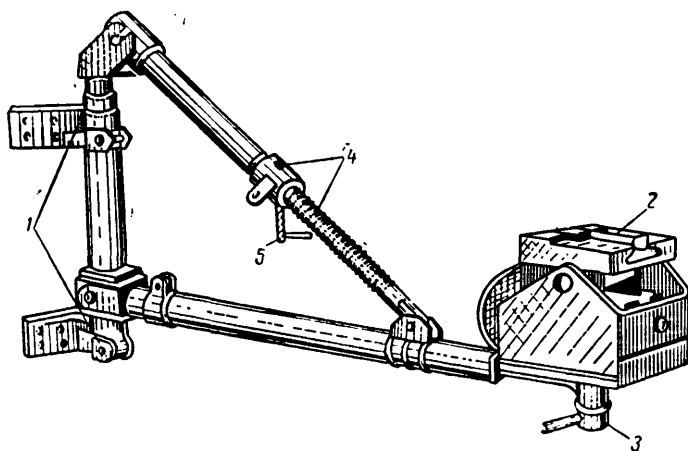


Рис. 301. Манипулятор МБИ-5у

Манипуляторы укрепляются на погрузочных машинах при помощи проушин 1. Автоподатчик молотка крепится на площадке 2, которая может поворачиваться вокруг своей горизонтальной оси и фиксируется винтом 3. Подъем и опускание молотка осуществляются винтовой парой 4 при помощи рукоятки 5. Перемещение манипулятора с молотком в горизонтальной плоскости осуществляется поворотом его вокруг оси проушин. Заводы выпускают манипуляторы типа МБИ-5у для одного молотка и типа МБМ-2 для двух молотков.

в) Автоподатчики служат для подачи бурильных молотков на забой, по мере внедрения бура в шпур.

Автоподатчики бывают: поршневые; с приводом от специального двигателя; винтовые и вибрационные. Основное применение имеют первые два типа и единичное — последние типы. Примером поршневого авто-

податчика может служить автоподатчик типа ВПК-2 с двойным выдвижением поршня (рис. 302).

По направляющей раме 1 скользят салазки 2 с молотком 3. К раме 1 хомутами 4 прикрепляется основной цилиндр 5 автоподатчика. Внутри основного цилиндра вставлен вспомогательный цилиндр 6 с поршнем 7, который через шток 8 и тягу 9 соединен с салазками 2. Рама 1 вместе с молотком и податчиком укрепляется штырем 10 во вспомогательном шпуре. При впуске воздуха через кран 11 вначале выдвигается поршень 7, подавая молоток на забой. Когда поршень 7 дойдет до крайнего положения, начнет выдвигаться вспомогательный цилиндр 6.

Винтовой автоподатчик в качестве подающего устройства имеет ходовой винт (рис. 303, б). Гайка ходового винта неподвижно скрепляется с салазками, на которых укреплен бурильный молоток — при помощи отдельного пневматического двигателя 1 через планетарный редуктор 2 вращается ходовой винт 3, который укреплен в раме 4. По винту перемещается гайка 5 вместе с бурильным молотком. Автоподатчик крепится в манипуляторе или на раздвижной колонке.

В последнее время получили применение винтовые автоподатчики с автоматическим регулированием силы подачи в зависимости от сопротивления буримой породы. На рис. 303, а представлен такой автоподатчик. При подаче сжатого воздуха в пневмодвигатель 1 он вращает винт 2 и движет ползун 3, прикрепленный к салазкам с пневматическим молотком 4. Винт 2 через подвижный подшипник воздействует на рычаг 5, удерживаемый пружиной 6. При переходе бурения на участок с более крепкой породой подающий винт 2, преодолевая сопротивление пружины 6, будет смещаться в сторону пневмодвигателя 1 и воздействовать на золотниковое устройство, уменьшая поступление сжатого воздуха в пневмодвигатель. Чем сопротивление бурению будет больше, тем поступление сжатого воздуха к двигателю меньше, скорость вращения винта 2 и подача бурильного молотка уменьшатся. С уменьшением сопротивления бурению пружина 6 через рычаг 5 будет сдвигать винт 2 в сторону забоя, увеличивая поступление сжатого воздуха в пневмодвигатель. Число оборотов пневмодвигателя увеличится, винт станет вращаться быстрее и будет подавать молоток 4 на забой.

При работе бурильного молотка замечено, что он отходит от забоя шпура и обычно к моменту нанесения удара бур не прижат к породе. Вследствие этого часть энергии удара расходуется непроизводительно на перемещение бура к забою. Избежать этого возможно, прижав бур к породе к моменту удара. На рис. 303, б представлен податчик с автоматической подачей бура на забой и автоматическим регулированием силы подачи.

Принцип действия автоматизации подачи бура на забой заключается в следующем: при рабочем ходе поршня 6 часть сжатого воздуха из цилиндра молотка поступает по каналу 7 в полость 8 и прижимает бур к породе. При обратном ходе поворотная букса 9 с буром отходит от забоя под действием сжатого воздуха, поступающего в полость 8 по каналу 10. Применение подобного принципа подачи бура на забой в молотке ПК-35ВМ увеличило скорость бурения на 60% по сравнению с молотками, не имеющими этого устройства. Для автоматизации подачи используется зависимость амплитуды колебания корпуса молотка от величины осевого усилия. Известно, что с увеличением усилия подачи амплитуда колебания корпуса уменьшается. При увеличении осевого давления порции сжатого воздуха, поступающего в полость 11, уменьшаются. При этом золотник 12 приподнимется и уменьшит сечение канала 13. Осевое давление на молоток уменьшится. И наоборот, при уменьшении осевого

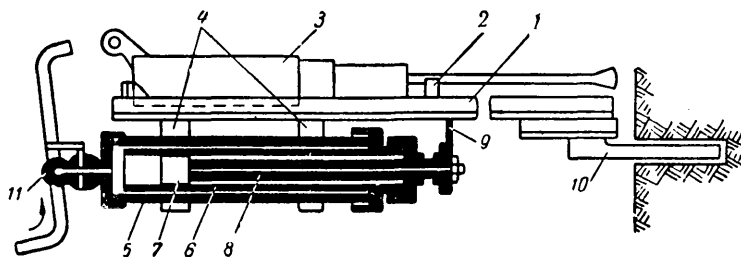


Рис. 302. Поршневой автоподатчик ВПК-2

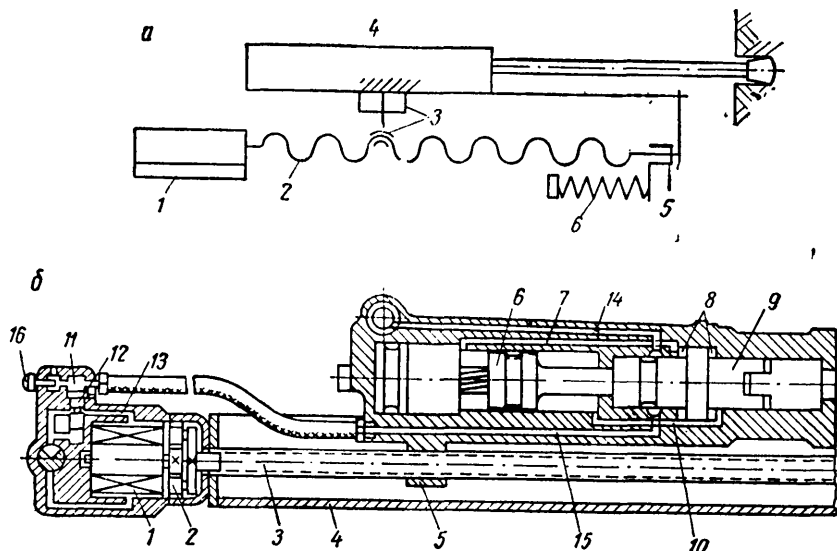


Рис. 303. Винтовые податчики с автоматическими регуляторами

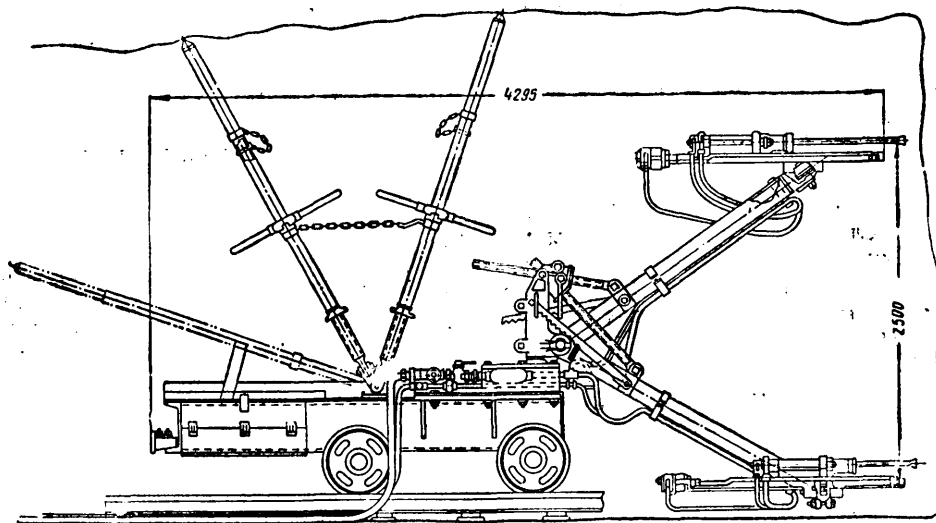


Рис. 304. Буровая тележка БК-2

усилия подачи сжатый воздух в полость 11 поступает по каналу 14, кольцевой проточке поворотной буксы и каналу 15. Величина порций сжатого воздуха, поступающих по кольцевой проточке, находится в зависимости от величины колебания корпуса. Винт 16 служит для настройки регулятора усилия подачи.

г) Буровые тележки (каретки) применяются для ускорения процесса бурения. На них устанавливаются несколько молотков, которыми одновременно производят бурение. Тележки позволяют легко перебрасывать молотки из забоя в забой, экономят время на установку молотков и этим способствует повышению производительности бурения. На тележке могут быть также установлены баки с водой и инструмент.

На рис. 304 показана буровая тележка БК-2 с двумя манипуляторами. Для четырех молотков применяют тележку БК-4, для трех — БТ-3.

Техническая характеристика буровых тележек приведена в табл. 46.

Таблица 46

Техническая характеристика буровых тележек

Показатели	Тип тележки		
	БК-2	БК-4	БТ-3
Количество бурильных молотков, устанавливаемых на тележке . . .	2	4	3
Размеры обуриваемой выработки, м:			
по высоте	3,0	3,0	2,35
по ширине	4,5	4,5	2,8
Размеры тележки, мм:			
длина	2440	2600	—
ширина	1010	1900	1110
высота	720	810	1540
Вес тележки без молотков, т	1,5	2,7	1,71
Завод-изготовитель	Кыштымский механический завод Проект НИГРИЗолото		

3. Борьба с пылеобразованием

При бурении пород всегда образуется пыль, так как весь объем породы шпура превращается в мелочь.

Для производительного бурения, как указывалось выше, необходимо удаление буровой мелочи из забоя шпура. Удаление продувкой ведет к запылению окружающего воздуха.

Наилучшим способом борьбы с пылеобразованием является способ выведения буровой мелочи из забоя шпура.

Преимущества этого способа по сравнению с продувкой следующие.

1. Пыль почти отсутствует, а с применением особых смачивателей запыленность снижается даже ниже санитарных норм.

2. Удаление буровой мелочи из забоя шпура происходит интенсивно и непрерывно. Кроме того, буровая коронка охлаждается протекающей жидкостью, что также повышает производительность бурения.

Эффективность бурения с промывкой достигается при равномерном давлении, при достаточном количестве промывочной воды и необходимой чистоте ее.

Водоснабжение бывает: централизованное — от общего шахтного водопровода, полуцентрализованное — водопровод прокладывается по главным выработкам, а к забою подается отдельными бачками, индивидуальное — бачками, доставляемыми с поверхности в забой.

Подача воды из бака к молотку производится под давлением сжатого воздуха. На рис. 305 изображена схема подачи воды из бака

к бурильному молотку, получившая распространение в Кизеловском бассейне.

От воздухопровода 1 берется отвод 2 в бак 3 с водой. В бак спущена труба 4 почти до дна. Поступающий воздух давит на воду в баке и по трубе 4, фильтру 5 и водяному шлангу 6 подает ее к бурильному молотку 7 через муфту боковой промывки 8. Перед молотком устанавливается автомасленка 9. Вода в бак заливается через горловину крана 10 при открытой пробке 11.

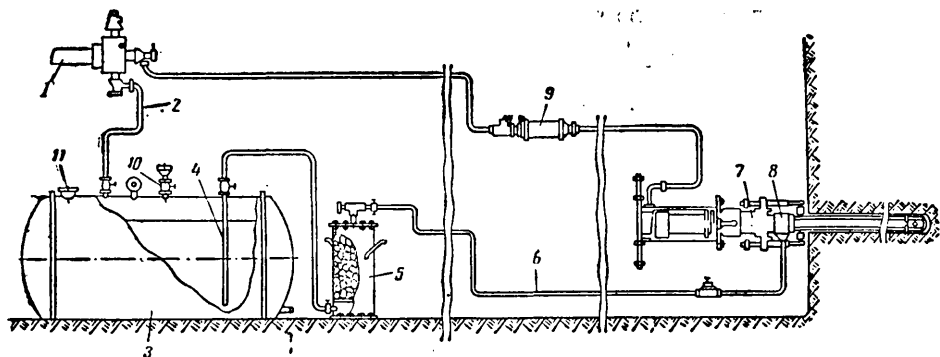


Рис. 305. Схема промывки шпура водой

Обычная вода недостаточно улавливает буровую пыль. Главная причина в том, что с поверхности тонкодисперсных частиц медленно вытесняется адсорбционная газовая пленка, препятствующая смачиванию водой. Кроме того, имеет место кратковременный контакт между водой и частицами пыли. Смачиватели, добавляемые к воде, должны уменьшить поверхностное натяжение и способствовать лучшему смачиванию.

Средний расход воды для удаления буровой мелочи при работе ручными молотками 3—4 л/мин, а колонковыми 5 л/мин.

Кизеловский филиал ВУГИ предложил для ускоренного наполнения водой автоматически самоналивной бачок типа КФ-1 (рис. 306). Работа бачка заключается в следующем.

Когда почти вся вода (80%) в баке 1 (рис. 306, а) использована, поплавок 2 опускается и, нажимая на тягу 3, поворачивает коленчатый рычаг 4 и передвигает двухпоршневой золотник 5 в положение, показанное на рисунке. Тогда сжатый воздух из воздухопровода поступит в межпоршневое пространство 6, откуда по боковой трубке 7 в правую полость 8 трехпоршневого золотника 9 и передвинет его влево, удерживая в таком положении. Сжатый воздух по воздухопроводу поступит из трехпоршневого золотника в эжектор 10 по пути 11—12—13. В бачке 1 создается разрежение, и вода из канавки через храпок 14 и обратный клапан поступит в бак. Одновременно из бокового бачка 15 через регулировочный кран засасывается смачиватель или понизитель крепости в необходимом количестве. Когда бак наполнится, поплавок 2 (рис. 306, б), поднявшись вверх, поднимет тягу, которая рычагом передвинет золотник 5 влево. Тем самым закроется воздухоподводящая труба. Боковая труба 7 сообщается с атмосферой. Давление в правой части золотника 9 упадет и поршень пружиной 16 передвинется вправо. При этом воздушная магистраль 11 сообщится с баком и вода из него через фильтр 17 поступит к бурильным молоткам.

Кроме удаления буровой мелочи вымыванием, применяется пылеотсасывание (см. рис. 291). Принцип пылеотсасывания был указан в § 145.

Пыль из шпура через центральную трубку молотка или через боковую муфту поступает в пылеуловитель. Существующие конструкции пылеуловителей построены с использованием следующих принципов:

- 1) осаждения пыли под действием силы тяжести (пылеотстойные камеры);
- 2) осаждения пыли под действием центробежной силы (циклонные пылеотделители);

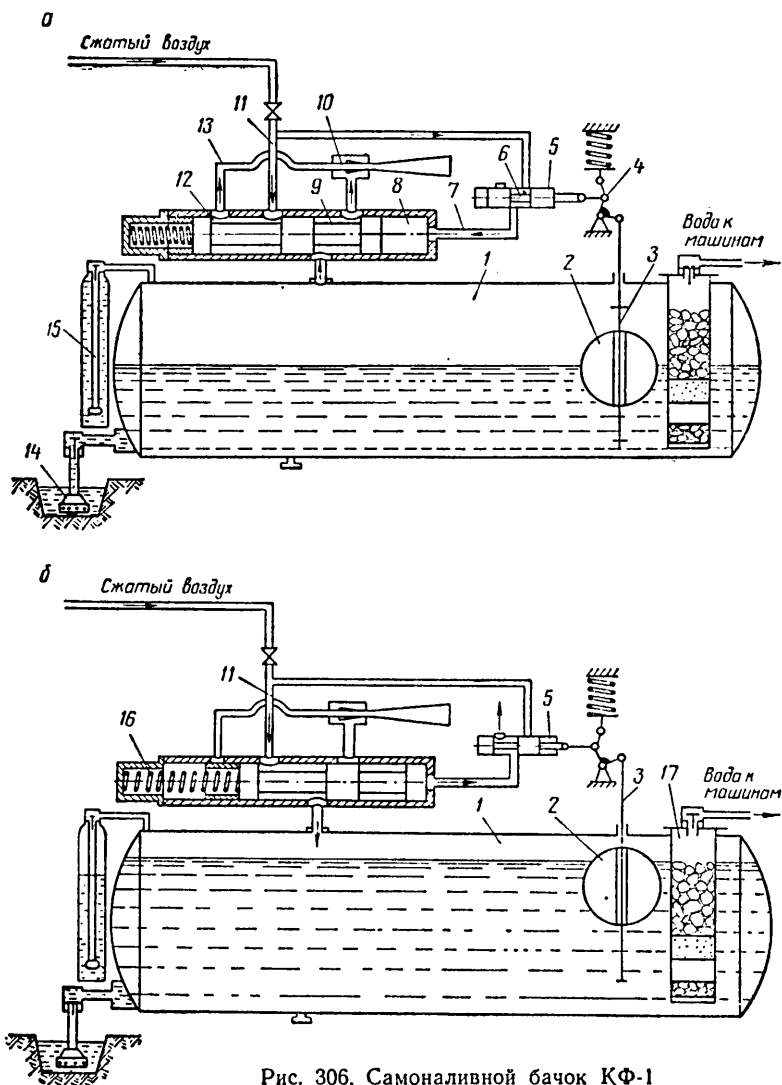


Рис. 306. Самоналивной бачок КФ-1

- 3) фильтрации запыленного воздуха;
- 4) осаждения пыли водяной струей.

Циклоны и пылеотсадочные камеры улавливают наиболее крупную пыль и поэтому могут быть использованы только для грубой очистки воздуха. Для улавливания мелкой пыли необходимо вводить различного рода фильтры. В СССР в последние годы предложено и испытано большое количество пылеуловителей различных конструкций. Одним из наи-

лучших отечественных пылеуловителей является ПУР-3 (пылеуловитель рециркуляционный) для молотков со встроенными эжекторами и ПУР-4 без встроенных эжекторов. Буровая пыль при работе бурильными молотками с пылеуловителями ПУР-3 (рис. 307) отсасывается непосредственно от места ее образования

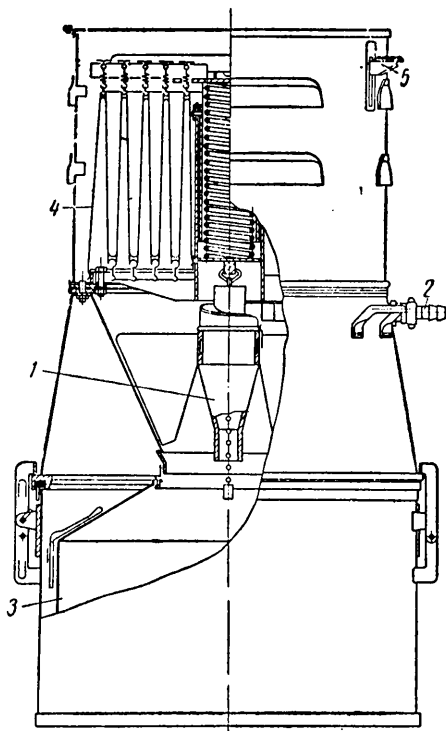


Рис. 307. Пылеуловитель ПУР-3

(от забоя шпура). Воздушно-пылевой поток от рубильного молотка поступает в циклон 1 с очистителем через штуцер 2. Осажденная до 97% циклоном пыль ссыпается в мешок-пылесборник 3. Воздух же, содержащий некоторое количество мельчайшей пыли, поступает во внутренние кольцевые щели, образованные складками тканевого фильтра 4. Оставляя пыль на внутренней поверхности ткани, очищенный воздух проникает во внешние кольцевые щели и в атмосферу через окна под козырьком кожуха. Периодически тканевый фильтр встряхивается рукояткой 5. Достоинством подобной схемы пылеулавливания является надежное транспортирование пыли на значительное расстояние (до 100 м); недостатком — износ деталей эжектора, вызываемый действием твердых частиц.

У пылеуловителя ПУР-4 два эжектора (один эжектор может выключаться) установлены после тканевого фильтра, что устраняет

износ деталей эжекторов. Недостатком этой схемы отсоса является — небольшая допустимая длина (до 15 м) установки пылеуловителя от забоя выработки, что не позволяет использовать полустационарно установки. ПУР-4 может применяться и при встроенных в молоток эжекторах. Компактность и меньший вес ПУР-4 создают ему более широкую область применения

4. Борьба с шумом [68]

Основными источниками шума при бурении являются;

- 1) вибрация буровой стали;
- 2) выхлоп отработанного сжатого воздуха;
- 3) шум от соударения деталей бурильных молотков.

На рис. 308 изображены кривые изменения шумов, замеренные в децибелах (дб) в зависимости от частоты колебаний в герцах (гц): общего шума при бурении 1; шума от вибрации штанги 2; шума от выхлопа отработанного сжатого воздуха 3; шума от соударения деталей бурильного молотка 4.

Как видим, с увеличением числа колебаний имеется резкое возрастание величин общего шума бурения. В этом большое значение имеет вибрация штанги. Вибрация штанги приводит окружающий воздух в колебания, воспринимаемые как шум. С увеличением числа ударов и работы

удара величина шума от вибрации буровой штанги возрастает. При бурении в крепких породах уровень шума достигает 100—105 дб. Шум от соударения деталей бурильного молотка с увеличением числа колебаний возрастает. Шум же от выхлопа имеет максимальные величины при частотах колебаний в пределах от 100 до 300 гц.

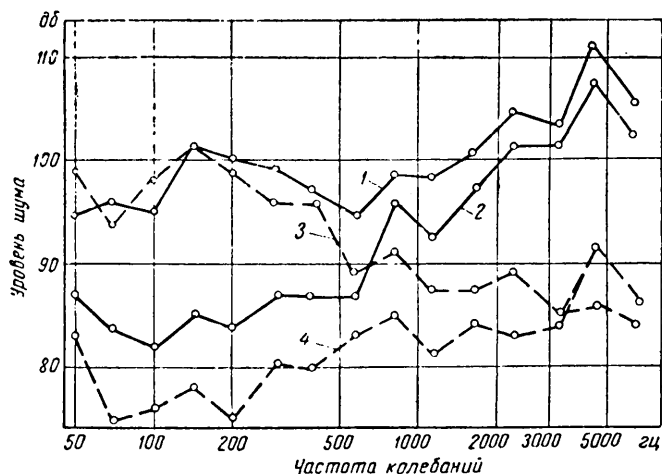


Рис. 308. Кривые изменения шума при бурении молотком ПА-23

Шум увеличивается с увеличением числа ударов, работа быстроударных перфораторов сопровождается большим шумом.

Для уменьшения шума применяются всякого рода изолирующие оболочки-глушители.

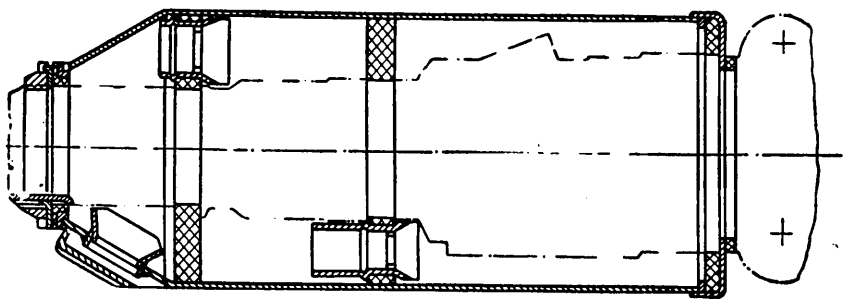


Рис. 309. Глушитель шума

На рис. 309 показан глушитель шума бурового молотка, который уменьшает общий шум. Глушителей имеется несколько типов. Частотная характеристика глушителя указывает на значительное ослабление тонов в пределах частот 300—1800 гц. Шум от вибраций стали по своему частотному составу относится к наиболее вредному шуму при бурении. Для уменьшения шума применяют малозумную штангу, которая по всей длине покрыта сплошным слоем резины толщиной 1 мм. Поверх резины надета защитная металлическая трубка также толщиной 1 мм. Толщина штанги увеличивается на 4 мм, а оставшийся зазор вполне обеспечивает вынос шлама из шпура при бурении.

Малозумная штанга снижает шум на 17—18%.

§ 145. Некоторые вопросы теории работы пневматических бурильных молотков

Производительность бурильных молотков, т. е. скорость бурения, зависит от ударной мощности, подводимой к забою, и от энергоемкости процесса разрушения горной породы. Поэтому повышение мощности молотков имеет очень важное значение. Исследования показывают, что мощность бурильного молотка определяется главным образом параметрами рабочего хода поршня-ударника.

а) Мощность, подводимая поршнем-ударником к буру,

$$N = \frac{Tn}{60 \cdot 75}, \text{ л. с.}, \quad (333)$$

где T — кинетическая энергия поршня-ударника в начальный момент удара, кгм ;

n — число ударов в минуту.

$$T = \frac{mv_1^2}{2}, \text{ кгм}. \quad (334)$$

Скорость поршня в конце рабочего хода

$$v_1 = \sqrt{2a_1s}, \text{ м/сек}. \quad (335)$$

Среднее ускорение поршня при рабочем ходе

$$a_1 = \frac{P_1}{m} = \frac{c_1 p_0 F_1 g}{Q}, \text{ м/сек}^2, \quad (336)$$

где Q — вес поршня-ударника, кг ;
 $P_1 = c_1 p_0 F_1$ — сила, действующая на поршень;
 p_0 — давление сжатого воздуха, поступающего в молоток, кг/см^2 ;
 c_1 — коэффициент, учитывающий снижение давления сжатого воздуха при прохождении его по каналам в молотке, а также позволяющий выразить среднее индикаторное давление через p_0 .

Величина c_1 зависит от конструкции воздухораспределительного устройства. При клапанном воздухораспределении $c_1 = 0,52$; при золотниковом $c_1 = 0,62$ [62];

F_1 — свободная поверхность заднего торца поршня, см^2 ;

$s = as_k$ — действительный ход поршня, м ;

s_k — конструктивный ход поршня, м ;

$\alpha = 0,85$ — коэффициент потери хода.

$$n = \frac{60}{\tau}, \text{ уд/мин}, \quad (337)$$

$\tau = t_1 + t_2$ — время цикла, равное времени рабочего и обратного ходов, где

$$t_1 = \sqrt{\frac{2s}{a_1}} = \sqrt{\frac{2sQ}{c_1 p_0 F_1 g}}, \text{ сек}, \quad (338)$$

$$t_2 = \beta t_1,$$

β — коэффициент продолжительности обратного хода; при клапанном воздухораспределении $\beta = 1,5 \div 1,25$ и при золотниковом $\beta = 1,0$.

Следовательно,

$$n = \frac{60}{1 + \beta} \sqrt{\frac{c_1 p_0 F_1 g}{2sQ}}, \text{ уд/мин}. \quad (339)$$

Из выражений (333), (334), (335), (336) и (339) получим

$$N = \frac{1}{106(1 + \beta)} \sqrt{\frac{c_1^3 p_0^3 F_1^3 s g}{Q}}, \text{ л. с.} \quad (340)$$

Из уравнений (339) и (340) следует, что для повышения мощности бурильного молотка за счет увеличения работы удара при сохранении частоты ударов и неизменном давлении сжатого воздуха нужно сохранить постоянство отношения $\frac{F_1}{sQ}$, т. е. необходимо увеличить одновременно диаметр цилиндра и ход поршня с учетом увеличения веса его.

Но при этом увеличивается и общий вес молотка, что делает его чрезмерно тяжелым для машин ручного типа. Увеличить работу удара возможно и за счет применения золотникового воздухораспределения. Следует при этом отметить, что эффективность бурения по мягким породам молотками с повышенной величиной работы удара резко снижается, так как бур «вязнет». Ударная мощность молотка может быть повышена также путем увеличения частоты ударов. Формула (339) показывает, что частоту ударов можно увеличить увеличением диаметра поршня с одновременным значительным уменьшением хода поршня.

Так, например, у молотка ПР-18Л ударная мощность в 2,25 раза больше, чем у молотка РПМ-17А. Скорость бурения у быстроударных молотков приблизительно в 2 раза больше, чем у молотков обычного типа при уменьшенном расходе воздуха на 30—40% на 1 м шпура [143].

При ударе поршня-ударника по хвостовику бура часть энергии теряется, поэтому работа удара и мощность на буре будут

$$A_6 = \eta_{уд} A_1 \quad \text{и} \quad N_6 = \eta_{уд} N,$$

где $\eta_{уд}$ — к. п. д. удара.

Из теории удара известно, что

$$\eta_{уд} = \frac{Q Q_6 (1 + \epsilon)^2}{(Q + Q_6)^2},$$

где Q_6 — вес бура, кг;

$\epsilon = 0,94$ — коэффициент восстановления [34].

б) Крутящий момент, развиваемый буром. Поворот бура осуществляется при обратном ходе поршня. Если обозначить угол подъема геликоидальной нарезки через γ , то путь точки поршня, расположенной на данном диаметре резьбы храпового стержня d_c за один ход, будет $s \operatorname{ctg} \gamma$ (если холостым ходом храповых собачек пренебречь). При числе ходов (ударов) поршня в минуту n скорость вращения бура будет

$$n_6 = \frac{s \operatorname{ctg} \gamma n}{\pi d_c}, \text{ об/мин}$$

и угол поворота бура после каждого хода поршня

$$\varphi = 360^\circ \frac{\operatorname{ctg} \gamma s}{\pi d_c}, \text{ град.}$$

Если известен шаг резьбы h храпового стержня, то

$$\varphi = 360^\circ \frac{s}{h}, \text{ град.}$$

$$n_6 = \frac{\varphi n}{360} = \frac{sn}{h}, \text{ об/мин.}$$

Вращающий момент, действующий между поршнем и винтом,

$$M = P_2 \frac{d_c}{2} \operatorname{tg}(\gamma - \rho), \text{ кгГ/см}, \quad (341)$$

где ρ — угол трения гайки о стержень;
 $P_2 = c_2 p_0 F_2$ — сила, движущая поршень при обратном ходе поршня, кгГ;
 F_2 — поверхность переднего торца поршня, на которую действует сжатый воздух, см²;
 $c_2 = 0,26$ при клапанном воздухораспределении;
 $c_2 = 0,4$ при золотниковом (физическая сущность c_2 и c_1 одинакова).

Вращающий момент, действующий на бур,

$$M_6 = \eta_i M, \text{ кгГм},$$

где η — к. п. д. передачи вращения от поршня к буру.

в) Отдача. Во время работы молотка сжатый воздух давит при рабочем ходе с одинаковой силой на поршень и заднюю стенку цилиндра. Под действием этого давления корпус молотка отходит назад. При обратном ходе корпус вначале останавливается, а потом движется вперед, так как при переходе с рабочего хода на обратный направление сил меняется. Этот периодический отход молотка назад называется отдачей, уменьшающей работу удара. Сила подачи, уменьшающая отход молотка, создается бурильщиком пневмоподдержкой или автоподатчиком. Величина силы подачи может быть определена из условия, что корпус к концу рабочего хода возвращается в исходное положение за время, равное времени цикла поршня ударника.

Обозначим:

P_1 — силу, с которой во время рабочего хода поршня сжатый воздух действует в осевом направлении на корпус. Ее можно принять постоянной и равной $c_1 p_0 F_1$, кгГ;

P_2 — то же, но во время обратного хода поршня; примерно равна $c_2 p_0 F_2$, кгГ;

R — сила подачи, кгГ (принимается постоянной);

m_k — масса корпуса молотка.

Во время рабочего хода на корпус действует сила $P_1 - R$.

Тогда ускорение его

$$a_{k1} = \frac{P_1 - R}{m_k}, \text{ м/сек}^2 \quad (342)$$

Скорость отдачи в конце рабочего хода

$$v_{k1} = a_{k1} t_1, \text{ м/сек.}$$

Путь, пройденный за время t_1 (время рабочего хода),

$$s_{k1} = \frac{a_{k1} t_1^2}{2}, \text{ м.}$$

Во время обратного хода поршня на корпус действует сила $P_2 + R$. Ускорение молотка при этом

$$a_{k2} = \frac{P_2 + R}{m_k}, \text{ м/сек}^2. \quad (343)$$

Сначала корпус движется замедленно, имея скорость $v_k - a_{k2} t$, и останавливается за время t_x , где

$$t_x = \frac{v_{k1}}{a_{k2}} = \frac{P_1 - R}{P_2 + R} t_1, \text{ сек.} \quad (344)$$

пройдя за это время путь

$$s_{k2} = \frac{a_{k2} t_x^2}{2} = \frac{v_{k1}^2}{2a_{k2}}, \text{ м.}$$

Таким образом, величина отхода корпуса во время отдачи

$$s_k = s_{k1} + s_{k2}, \text{ м.}$$

Для нормальной работы корпус молотка должен вернуться в исходное положение за время не большее, чем оставшееся время обратного хода

$$\beta t_1 - t_x,$$

т. е.

$$\frac{a_{k2} (\beta t_1 - t_x)^2}{2} = s_{k1} + s_{k2}.$$

Тогда

$$\frac{a_{k1} t_1^2}{2} + \frac{a_{k2} t_x^2}{2} = \frac{a_{k2} (\beta t_1 - t_x)^2}{2}, \text{ м.} \quad (345)$$

Подставив значение величин из выражений (342), (343), (344) в уравнение (345), получим

$$R = \frac{(1 + 2\beta) P_1 - \beta^2 P_2}{(1 + \beta)^2} = \frac{(1 - 2\beta) c_1 F_1 - \beta^2 c_2 F_2}{(1 + \beta)^2} p_0, \text{ кг.} \quad (346)$$

Амплитуда колебания корпуса будет

$$s_k = \frac{(P_1 + P_2) (P_1 - R) t_1^2}{2m_k (P_2 + R)}, \text{ м.} \quad (347)$$

Из выражения (346) следует, что сила подачи должна возрастать с увеличением диаметра поршня. Следовательно, для быстроударных молотков необходимо прилагать увеличенное осевое усилие, чтобы обеспечить наиболее эффективное бурение. Поэтому молотки этого типа предназначены за редким исключением для работы только с пневмоподдержек, позволяющих плавно изменять осевое усилие, тем более, что величина отдачи у быстроударных молотков большая, чем у обычных, что является основным недостатком молотков этого типа. Одним из необходимых условий повышения скорости бурения шпуров является работа молотка при оптимальном усилии подачи. При чрезмерно большом усилии подачи молоток «глохнет», так как его крутящего момента недостаточно для преодоления сопротивлений вращению бура.

При малых усилиях подачи работа поршня-ударника используется неполностью, что ведет к уменьшению скорости бурения. Ряд исследований показал, что наиболее эффективным условием передачи ударной мощности на разрушение породы является стабильность продольных колебаний корпуса молотка с периодом, равным времени цикла движения поршня. При работе в другом режиме появляются колебания корпуса с периодом меньшим, чем во время цикла. Колебания устраняются только при работе в оптимальных режимах. Таким образом, оптимальным усилием подачи молотка на забой при работе является такое усилие, при котором вторичные колебания с частотой, меньшей частоты ударов, устраняются полностью или сводятся к минимуму. При этом ударная мощность молотка передается буровому инструменту с наибольшим общим к. п. д., если крутящего момента достаточно по величине для преодоления сопротивлений вращению бура.

На основании теоретических исследований, подтвержденных экспериментами, оптимальную величину усилия подачи для бурильных

молотков с диаметрами цилиндров $50 \div 100$ мм можно определить из формулы [143]

$$R = 35 p_0 D_s 10^{-4}, \text{ кг}, \quad (348)$$

где D_s — эквивалентный диаметр цилиндра бурильного молотка, мм;

$$D_s = \sqrt{D^2 - d_c^2}, \text{ мм};$$

D — диаметр цилиндра молотка, мм;

d_c — средний диаметр храпового (геликоидального) стержня, мм.

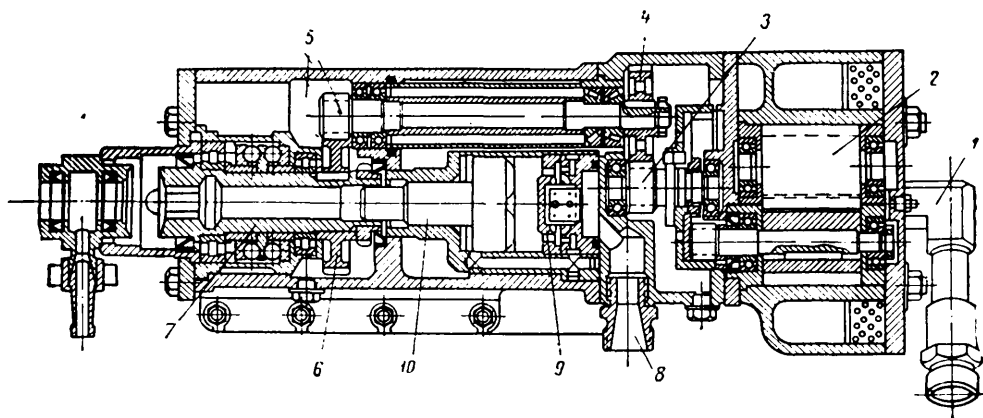


Рис. 310. Бурильная машина установки БУ-1

Для молотков без геликоидального стержня $D_s = D$.

г) Расход воздуха бурильных молотков при работе можно определить

$$V = \frac{(F_1 + F_2) s n k \eta_V}{10^6} \frac{p_0 + 1}{p_a}, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где $k = 0,5-0,6$ — степень наполнения цилиндра сжатым воздухом;
 η_V — объемный коэффициент бурильного молотка (для новых молотков $\eta_V = 1,1 \div 1,15$; для бывших в работе $\eta_V = 1,3 \div 1,5$);

p_a — атмосферное давление;

F_1 и F_2 — см², s — см.

§ 146. Вращательно-ударное бурение

Новым в развитии техники механического разрушения горных пород является вращательно-ударное бурение.

Этот способ объединяет вращательное и ударно-поворотное бурения.

При вращательно-ударном бурении благодаря большому усилию подачи энергия удара весьма эффективна. Кроме того, после удара по буру, при ходе поршня назад, разрушение породы продолжается под действием вращающего момента, передаваемого от двигателя, который работает независимо от ударника. Машины вращательно-ударного бурения с успехом могут применяться для бурения крепких пород крепостью 14—16 по шкале проф. М. М. Протодяконова. Установка вращательно-ударного бурения БУ-1 конструкции ЦНИИПодземшахтострой предназначена для бурения шпуров при проведении горизонтальных выработок сечением в свету 6—8 м² [59].

Самой существенной частью установки является бурильная машина БУ-1 (рис. 310), которая представляет собой сочетание ударного и вращательного механизмов. Сжатый воздух по патрубку 1 поступает к шестеренчатому пневмодвигателю 2, который при помощи деталей 3, 4, 5 и 6 вращает поворотную буксу 7 и вставленный в нее бур.

По патрубки 8 сжатый воздух поступает в пневмоударник 9. Воздухораспределение осуществляется пластинчатым клапаном. Поршень-ударник 10 наносит удары по хвостовику бура.

Общий вид установки БУ-1 представлен на рис. 311. Установка монтируется на колесах и передвигается по рельсам. Установка состоит из основной рамы 1, на которой помещается верхняя каретка 2. Последняя имеет крепление для манипулятора 3, на нем в поворотной опоре крепится бурильная машина 4. Ниже расположен автоподатчик 5 и распорные пневматические домкраты. Для закрепления установки во время бурения служат рельсовые захваты 6 и боковые опоры 7, смонтированные на раме тележки.

Установка БУ-1 предназначена для бурения шпуров в любом направлении по всей площади забоя и снижает трудоемкость работ примерно в три раза по сравнению с обычным способом бурения.

Установка имеет централизованное управление всеми узлами, находящееся на верхней каретке 2. Обслуживающий персонал при бурении находится на расстоянии до 5 м от забоя, что является вполне безопасным.

Буровые коронки изготавливаются из стали У7 с армировкой пластинками твердого сплава, что является наиболее эффективным.

Сравнительные испытания показали, что техническая скорость бурения БУ-1 составляет 716 мм/мин, а молотком ПМ-508 в тех же поро-

дах и при том же давлении сжатого воздуха — 159 мм/мин. На обустройство забоя 8,2 м² БУ-1 затрачивала 131 мин, а двумя молотками ПМ-508—210 мин.

Техническая характеристика БУ-1

Энергия удара, кгм	4—5
Число ударов в минуту	3800—4000
Крутящий момент на буре, кгсм	2500—3000

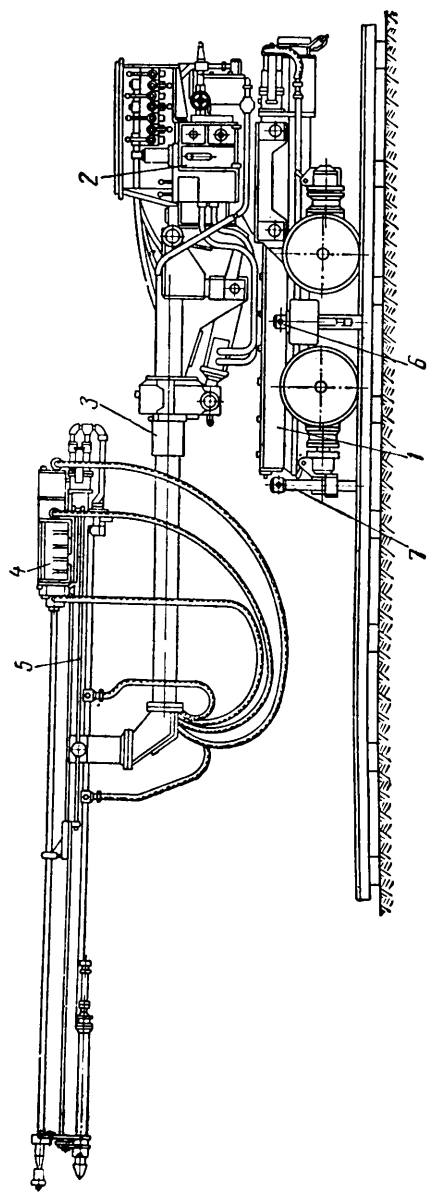


Рис. 311. Вращательно-ударная буровая установка БУ-1

Скорость вращения под нагрузкой, <i>об/мин</i> . . .	130
Усилие подачи, <i>кГ</i>	До 1100
Ход автоподатчика, <i>мм</i>	До 2850
Скорость бурения коронкой диаметром 42 <i>мм</i> , <i>м/мин</i> :	
в сланце $f = 2-4$	2,5—2,0
в песчанике $f = 6-8$	1,6—1,2
в граните $f = 12-14$	0,8—0,6
Расход воздуха при бурении, <i>м³/мин</i>	8—10
Давление сжатого воздуха, <i>ати</i>	4—5
Высота обуриваемого забоя, <i>мм</i>	До 4000
Размеры в транспортном положении, <i>мм</i> :	
длина	6500
ширина	1080
высота	1500
Ширина колен, <i>мм</i>	600—900
Общий вес, <i>кГ</i>	2300

ЛИТЕРАТУРА

1. Абморшев В. И. Некоторые итоги работы комбайнов ПК-3, Сб. «Горные машины» № 1, Углетехиздат, 1958.
2. Автоматизированная гидравлическая подающая часть врубовых машин. ГНБ МВО № 7827. Г-18-12. Г-29. Август, 1957.
3. Автоматические регуляторы врубовых машин и комбайнов. Зарубежная техника. ЦИТИ Угля, 1957.
4. Айзеншток И. Я. Основные вопросы механики процесса резания металлов. Машгиз, 1950.
5. Альшиц Я. И. и Костюкевич Ф. В. Аппаратура и методы исследования машин для выемки угля. Углетехиздат, 1957.
6. Альшиц Я. И. Выбор параметров предохранительных фрикционных муфт в приводах исполнительных органов выемочных машин. Сб. «Горные машины» № 5, Углетехиздат, 1959.
7. Альшиц Я. И. Максимально возможные нагрузки в приводах исполнительных органов машин для выемки угля. Сб. «Горные машины» № 1, Углетехиздат, 1958.
8. Альшиц Я. И. Нагрузки в редукторах исполнительных органов машин для выемки угля и характеристики их двигателей. Сб. «Горные машины» № 8, Углетехиздат, 1959.
9. Альшиц Я. И. Натяжение каната при работе машин для выемки с синусоидальным изменением скорости вращения барабана. Труды ДИИ, т. XXVII, вып. 6. Сталино, 1958.
10. Альшиц Я. И. О некоторых причинах быстрого выхода из строя машин для выемки угля. «Уголь Украины», 1957, № 3.
11. Альшиц Я. И., Воровицкий А. Н., Костюкевич Ф. В. Особенности расчета редукторов подающих частей врубовых машин и комбайнов. Сб. статей «Расчеты, конструирование и испытания горных машин» № 2, Углетехиздат, 1955.
12. Апараты И. И. Промышленные испытания угледобывающего комплекса с комбайном УМК-1. «Уголь», 1960, № 2.
13. Арутюнян С. М., Винников И. Р. Угольный комбайн «Донбасс-2». Углетехиздат, 1957.
14. Архангельский А. С. Аналитическое определение мощности двигателей планетарных исполнительных органов горных машин. Сб. «Горные машины» № 5. Углетехиздат, 1959.
15. Архангельский А. С. К вопросу о рациональной конструкции рабочих органов проходческих комбайнов. «Уголь», 1951, № 4.
16. Архангельский А. С. Некоторые вопросы теории планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов. Сб. «Расчеты, конструирование и испытания горных машин» № 2. Углетехиздат, 1955.
17. Архангельский А. С. Планетарный проходческий комбайн, БТИ. Углетехиздат, 1950.
18. Архангельский А. С. Проходческие комбайны. Углетехиздат, 1956.
19. Астахов А. В. Новый автоподатчик к проходческому комбайну ПК-2м. ЦИТИ. Углетехиздат, 1957.
20. Балыков В. М. Механизация очистных работ на крутопадающих пластах Донбасса. Сб. «Горные машины», № 7. Углетехиздат, 1959.
21. Балыков В. М. Угольный комбайн ККП-1 для крутопадающих пластов. Углетехиздат. 1952.
22. Берон А. И. Исследование процессов разрушения угля цепными исполнительными органами врубовых машин и комбайнов. Труды совещания по координации в области отделения от массива углей и пород. АН СССР, 1954.
23. Берон А. И. Основы расчета и особенности исполнительных органов крупного скола. «Уголь», 1957, № 2.
24. Берон А. И. О физических особенностях разрушения угля и горных пород. Сб. «Горные машины» № 5, Углетехиздат, 1959.

25. Берон А. И. Разрушение угля исполнительными органами режцового типа. Сб. «Разрушение углей и пород» под ред. акад. А. М. Терпигорева и докт. техн. наук М. М. Протодияконова, Углетехиздат, 1958.
26. Борьба с угольной пылью в шахтах. Госгортехиздат, 1959.
27. Борисенко К. С. Пневматические двигатели горных машин. Углетехиздат, 1958.
28. Бычков Б. М., Тимофеев К. Я. СБМ-3 на шахтах Донбасса. «Уголь», 1947, № 8.
29. Василенко С. И., Межаков В. А., Котлярский И. А. Угольный комбайн «Кировец». Углетехиздат, 1958.
30. Василенко С. И. Межаков В. А., Авраменко И. И. Угольный комбайн «Шахтер-2». Углетехиздат, 1958.
31. Венгерские проходческие комбайны. Сб. «Горные машины», № 1, Углетехиздат, 1958.
32. Гейлер Л. Б. Электропривод в тяжелом машиностроении. Машгиз, 1958.
33. Гипроуглемаш. «Альбом режущих инструментов для врубовых машин, очистных и проходческих комбайнов». Москва, 1959.
34. Горное дело (энциклопедический справочник). Углетехиздат, 1957.
35. Горные машины для угольной промышленности. Альбом. Углетехиздат, 1958.
36. Гребенников В. П., Заславнов Д. И., Ефремов Л. Н. Опыт эксплуатации комбайна ШБМ-1у (после доводки). Углетехиздат, 1958.
37. Гуменник Я. Я., Степанов Б. Н. Проходческий комбайн ПКГ-4. Сб. «Горные машины» № 1, Углетехиздат, 1958.
38. Добров Г. М. История советских угледобывающих комбайнов. Углетехиздат, 1958.
39. Догановский С. А. Автоматическая подстройка параметров компенсатора в системах регулирования по возмущению. «Автоматика и телемеханика», 1959, т. XX, № 8.
40. Долгов В. Л. Анализ работы исполнительного органа проходческого комбайна ПК-2м. Сб. «Горные машины» № 2, Углетехиздат, 1958.
41. Донгипроуглемаш. Отчет по теме «Разработка метода определения рациональных режимов работы комбайнов». Сталино, 1958.
42. Дюпре Луи. Американский горный комбайн «Гудмен-500», Углетехиздат, 1956.
43. Еремеев Г. Г. Необходимое условие рациональной работы планетарных исполнительных органов горных машин. Сб. «Горные машины» № 5, Углетехиздат, 1959.
44. Загорский С. Л., Губенков Е. К. Выбор критерия крепости горных пород применительно к работе проходческих комбайнов. Сб. «Горные машины» № 5, Углетехиздат, 1959.
45. Зак А. А. Механические характеристики двигателей угольных комбайнов в условиях реальной шахтной сети. «Уголь Украины», 1958, № 5.
46. Залмазов Л. А. Некоторые соображения о создании пневматических экстремальных регуляторов. «Автоматика и телемеханика», 1957, т. XVII, № 1.
47. Иванов В. П. Метод приближенного расчета шарошечных долот большого размера. Гостехиздат, 1947.
48. Иванов Е. А. Муфты приводов. 1954.
49. Ивахненко А. Г. Самонастраивающиеся системы автоматического регулирования, АН СССР. Киев, 1957.
50. Ивахненко А. Г. Системы автоматического регулирования с элементами логического действия. Труды сессии АН СССР по научным проблемам автоматизации производства, т. 2. Сентябрь, 1956.
51. Игнатов Н. Н. Об энергоемкости процессов разрушения углей горными машинами. «Уголь», 1958, № 5.
52. Имас А. Д. Опыт построения рационального процесса бурения на шахтах Донецкого бассейна. «Уголь», 1956, № 2.
53. Испытания электрогидравлического регулятора «Магнамэтик». Сб. «Горные машины» № 9, Углетехиздат, 1959.
54. Карпенко Г. В. О динамическом режиме работы режущей цепи во врубовой машине. «Топливное машиностроение» № 8, 1939.
55. Киклевич Н. А. Основные параметры электропривода врубовых машин и угольных комбайнов. Сб. ДонУГИ № 16. «Режимы работы горных машин». Углетехиздат, 1958.
56. Киклевич Н. А. Режим работы исполнительных органов и электропривода врубовых машин и угольных комбайнов. Сб. ДонУГИ № 16. Углетехиздат, 1958.
57. Киклевич Н. А. Эффективность автоматизации режима работы врубовых машин и комбайнов. Автоматизация в угольной промышленности. Под ред. В. Г. Гейера, Углетехиздат, 1956.
58. Киржнер М. Д. Исследование влияния зарубежного штыба на работу вру-

бовых машин и горных комбайнов, оснащенных режущими цепными исполнительными органами. Автореф. дисс. ВУГИ. Москва, 1953.

59. Клемантович А. К. Вращательно-ударная буровая установка БУ-1. «Горный журнал», 1960, № 9.

60. Клушин Н. А. Исследование пневматических молотков с новым циклом, снижающим отдачу. «Известия Восточного филиала АН СССР» № 4—5, Новосибирск, 1957.

61. Ковалев П. Ф. Принципы взрывобезопасности рудничного оборудования. Углетехиздат, 1951.

62. Коваль В. П. Горнопроходческие строительные машины. Госгортехиздат, 1960.

63. Коган К. Б., Игнатов В. Н. Нарезной комбайн КН-2. Углетехиздат, 1956.

64. Коган К. Б., Тамарин И. И. Буровой станок БВу. Госгортехиздат, 1960.

65. Колесников Е. Г. О величине моментов статического сопротивления, возникающих при пуске главного электродвигателя комбайна. Сб. ДонУГИ № 10. «Работы по горной электромеханике». Углетехиздат, 1951.

66. Комаров Н. И., Поволоцкий И. А., Яцких В. Г. Нарезные комбайны. Углетехиздат, 1957.

67. Комаров Н. И., Яцких В. Г. Угольный комбайн УКМГ-2. Углетехиздат, 1958.

68. Конограй Б. Я. Пути ослабления шума при бурении перфораторами. «Горный журнал», 1958, № 1.

69. Крыловский Н. А., Топчиев А. В. Международная выставка горного оборудования, Париж, 1955. Углетехиздат, 1956.

70. Кудряков М. Н., Браун И. В. Что показали промышленные испытания УКБ-3, 6. «Шахтное строительство», 1958, № 8.

71. Кудряшов Е. И., Долотов М. Н., Савельев И. П. Угольные комбайны УКТ-2, УКТ-2м. Углетехиздат, 1958.

72. Кузнецов Ю. В. Предварительное увлажнение угольных пластов. Госгортехиздат, 1960.

73. Кухтенко А. И. Автоматизация в угольной промышленности. АН УССР. Киев, 1951.

74. Кухтенко А. И., Крыжановский О. М., Шойхет Л. А. Опыт автоматизации угольного комбайна «Донбасс» АН УССР. Киев, 1954.

75. Кучеров П. С. Основные вопросы теории резания ископаемых углей. «Труды совещания по координации исследований в области отделения от массива углей и пород». АН СССР, 1954.

76. Кучеров П. С., Шойхет Л. А. К вопросу об автоматическом регулировании работы врубовой машины и угольного комбайна в зависимости от нагрева двигателя. Сб. «Доповіди АН УРСР» № 1, 1950.

77. Лаповенко Н. А., Любимов Б. Н., Терпигорев А. М. Сопротивление резанию ископаемых углей при работе горных машин. Углетехиздат, 1958.

78. Лейбов Б. М. Исследование механических процессов разрушения углей. Углетехиздат, 1950.

79. Лихачев Л. Я., Онтин Е. И. Увлажнение угольного массива при помощи энергии ВВ. «Безопасность труда в промышленности», 1959, № 12.

80. Лихтенштейн М. Г. Промышленные испытания буровых коронок в Донбассе. Госгортехиздат, 1960.

81. Ломов И. Е. Новый механизм для бурения глубоких скважин по углю. «Механизация трудоемких и тяжелых работ», 1958, № 7.

82. Логинов Т. С. О производительности витых буровых штанг по удалению ими буровой муки из шпура. Труды Новочеркасского политехнического института. Т. 33/47. Ростов-на-Дону, 1956.

83. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Ч. 2. Гостехиздат, 1948.

84. Лоханин К. Л. Применение проходческих комбайнов в угольной промышленности СССР и за рубежом. ЦИТИ Угля, 1961.

85. Лыхин П. А., Невенченко И. И. Из опыта эксплуатации комбайна ПК-3 в Приморье. ЦИТИ Угля, 1959.

86. Львов Е. Д. Теория трактора. Машгиз, 1952.

87. Машины ударного действия. АН СССР. Новосибирск, 1953.

88. Малеев Г. В. Кинематика длиннозвенных цепей горных машин. Труды ДИИ, т. XXVII, вып. 6, 1958.

89. Малеев Г. В. Кинематическое и динамическое исследование цепей горных машин для выемки. Научные доклады высшей школы. «Горное дело», 1958, № 2.

90. Малеев Г. В. О соотношении размеров цепного исполнительного органа врубковых машин. Труды ДИИ, т. XXVII, вып. 6. 1958.
91. Малиованов Д. И. О новых проходческих агрегатах. «Уголь», 1954, № 6.
92. Малхасьян Р. В. Рабочие органы для разрушения угля сколом с открытой поверхности забоя. Сб. «Расчеты, конструирование и испытание горных машин». Углетехиздат, 1955.
93. Медведков В. И. Вспомогательное гидравлическое оборудование. Сб. «Добыча угля гидроспособом». Углетехиздат, 1959.
94. Межаков В. А., Василенко С. И. Врубковая машина ПМГ-2. Углетехиздат, 1958.
95. Меркулов Н. Я., Сиков А. И. Заводские и шахтные испытания новых горных машин. Углетехиздат, 1951.
96. Метод определения сопротивляемости углей разрушению. ВУГИ. Краткий научный отчет. Руководитель работы Б. М. Лейбов.
97. Механизация выемки угля за рубежом. Под ред. проф. А. В. Топчиева. Углетехиздат, 1958.
98. Механизация на угольных шахтах. Под ред. проф. А. В. Топчиева, Углетехиздат, 1959.
99. Механизация проведения подготовительных выработок за рубежом. Углетехиздат, 1956.
100. Михайлов В. Г., Семилевский М. Г., Рылеев З. В., Шамшин В. Н. Исследование и выбор резцов для горных сверл. Труды Новочеркасского политехнического института. Т. 80, Новочеркасск, 1959.
101. Могилевский А. А. Проходческий комбайн ШБМ-1. Углетехиздат, 1953.
102. Моросанов И. С. Методы экстремального регулирования. «Автоматика и телемеханика», 1957, т. XVIII, № 11.
103. Наринский И. З., Горшков В. Е. Бурение взрывных скважин шарошечными долотами. ГНТИЛ по черной и цветной металлургии, 1957.
104. Некрасов С. С. Исследование усилий при разрушении угля резанием. «Уголь», 1954, № 11.
105. Основы технического прогресса угольной промышленности СССР. Руководитель авторского коллектива А. Ф. Засядько. Углетехиздат, 1959.
106. О результатах специальных шахтных и стендовых испытаний электродвигателей МАД-191/11 к. Отчет завода им. Карла Маркса и Донгипроуглемаша, 1957.
107. Остроумецкий А. А., Пермяков П. Н. Опыт работы комбайна ПК-3 на шахтах Подмосковного бассейна. Углетехиздат, 1957.
108. Островский Ю. И. Пневматический экстремум-регулятор. «Автоматика и телемеханика», 1957, т. XVIII, № 11.
109. Островский Ю. И. Экстремальное регулирование. «Автоматика и телемеханика», 1957, т. XVIII, № 9.
110. Передача «Магнетик» для регулирования скорости подачи врубковых машин и комбайнов. Бюллетень «Научная и техническая информация» № 12, ЦИТИ Угля, 1957.
111. Перцов Г. И. Пусковые свойства и мощности электродвигателей горных комбайнов. Диссертация. Кемерово. 1958.
112. Пинчук И. С. Переходные процессы в асинхронных двигателях при периодической нагрузке. «Электричество», 1957, № 9.
113. Победин И. С. К расчету фрикционных муфт в тяжелом машиностроении, «Вестник машиностроения», 1949, № 2.
114. Поляков В. С., Кудрявцев В. Н. и др. Детали машин. Машгиз, 1954.
115. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. Углетехиздат, 1959.
116. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. Приложение 17. Углетехиздат, 1959.
117. Проектное задание на разработку ряда взрывобезопасных двигателей для главного привода угольных комбайнов и врубковых машин. Госплан СССР. 1958.
118. Применение тензометрии в машиностроении. Под ред. докт. техн. наук П. З. Петухова и А. В. Казанцева. Машгиз. 1956.
119. Протодяконов М. М. Исследование хрупкости и вязкости углей. Сб. статей «Разрушение углей и пород» под ред. акад. А. М. Терпигорева и докт. техн. наук М. М. Протодяконова. Углетехиздат, 1958.
120. Протодяконов М. М. Определение крепости угля на шахтах. «Уголь», 1950, № 9.
121. Протодяконов М. М. Состояние и пути развития теории отделения горных пород от массива. Сб. «Разрушение углей и пород». Углетехиздат, 1958.
122. Протодяконов М. М. и Тедер М. И. Исследование процесса разрушения угля методом крупного скола. Госгортехиздат, 1960.
123. Проходческий комбайн «Караганда-1м». ЦИТИ, Алма-Ата. 1959.
124. Проходческий комбайн Якова Гуменника. ЦИТИ Угля. Углетехиздат, 1956.

125. Райнхарт Дж. С., Пирсонд Дж. Поведение металлов при импульсивных нагрузках. Изд-во иностр. лит. 1958.
126. Режущая цепь «Рекорд». № 1, ЦИТИ, Углетехиздат, 1958.
127. Роженцев Б. С. Электромагнитный регулятор нагрузки двигателей комбайна «Донбасс» (ЭМР-2). Автоматизация производственных процессов в угольной промышленности. Материалы научно-технических конференций (г. Конотоп, июль, 1955). Углетехиздат, 1956.
128. Сафохин М. С., Куприн А. И. Сбочно-буровые машины. Углетехиздат, 1958.
129. Севастьянов В. С. Основные закономерности ударного скола горных пород. Сб. «Горные машины» № 8, Углетехиздат, 1959.
130. Сиков А. И., Шевченко Г. Е. Угольный комбайн К-14. Углетехиздат, 1956.
131. Слободкин М. И. Некоторые теоретические вопросы механики горных пород. «Труды Тульского механического ин-та» № 12, 1958.
132. Стаховский Р. И. Двухканальный автоматический оптимизатор. «Автоматика и телемеханика», 1958, т. XIX, № 8.
133. Толчиев А. В. Горные комбайны. Углетехиздат, 1956.
134. Толчиев А. В., Ведерников В. И. Справочник «Горные машины». Госгортехиздат, 1960.
135. Толчиев А. В., Хорин В. Н. Основные тенденции в конструировании тяжелых врубовых машин. Углетехиздат, 1957.
136. Толчиев А. В., Шурис Н. А. Угольные комбайны для очистных работ. Атлас конструкций. Углетехиздат, 1955.
137. Торский П. Н., Рабичев А. И., Чеботарев К. А. Обеспыливание угольных шахт. Углетехиздат, 1956.
138. Трубин Г. К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. Машгиз, 1950.
139. Туричин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин. Госэнергоиздат, 1959.
140. Ушаков И. А. Исследование по установлению рациональных параметров сбочно-буровой машины. ЦИТИ Угля. Сб. «Научно-исследовательская работа в угольной промышленности» № 3, 1959.
141. Фатеев С. Н., Гольдин М. А. Применение гидропривода в комбайне ЛГД-1. Сб. «Горные машины» № 5. Углетехиздат, 1959.
142. Федотов А. Н. К расчету величины усилия, развиваемого автоподатчиком бурильной установки. Сб. «Горные машины» № 7, Углетехиздат, 1959.
143. Федотов А. Н. Об эксплуатационных характеристиках быстроударных перфораторов. «Горный журнал», 1958, № 4.
144. Федюкин В. А. Проходка шахтных стволов и скважин бурением. Углетехиздат, 1959.
145. Филимонов Н. А. Выемочные и проходческие горные машины. Углетехиздат, 1958.
146. Фельдбаум А. А. Автоматический оптимизатор. «Автоматика и телемеханика», 1958, т. XIX, № 8.
147. Фельдбаум А. А. Установившийся процесс в простейшей дискретной экстремальной системе при наличии случайных помех. «Автоматика и телемеханика», 1959, т. XX, № 1.
148. Хаймович Е. М. Гидропривод и гидроавтоматика станков. Машгиз, 1959.
149. Хорин В. Н. Исследование и выбор основных параметров кольцевого грузика угольного комбайна типа «Донбасс». Автореф. дисс. Москва, 1956.
150. Хорин В. Н. Классификация погрузочных органов угольных комбайнов флангового типа. Сб. статей «Расчеты, конструирование и испытание горных машин». № 3. Углетехиздат, 1957.
151. Хорин В. Н., Сукач А. Д. Угольный комбайн «Горняк». Углетехиздат, 1954.
152. Хорин В. Н., Сукач А. Д. Угольный комбайн «Донбасс-1». Углетехиздат, 1954.
153. Хохлов В. А. Расчет и анализ динамики дроссельных гидроусилителей. «Автоматика и телемеханика», 1956 т. XVII, № 11.
154. Hoffmann C. Lehrbuch der Bergwerks maschinen Springer — Verlag. 1958.
155. Цянь-Сюэ-Сень. Техническая кибернетика. Перевод под ред. А. А. Фельдбаума. Изд-во иностр. лит., 1956.
156. Чекалин Н. И. Лебедка ЛНКП-1. Углетехиздат, 1955.
157. Чугунихин С. И., Астахов А. В. Углепроходческий комбайн ПК2-1. Госгортехиздат, 1959.
158. Шойхет Л. А. Определение наиболее длительной нагрузки вру-

- бово-комбайнового двигателя в связи с его нагревом. Сб. «Доповіді АН УРСР» № 3, 1953.
159. Шрейнер Л. А. Вопросы механики горных пород. Гостоптехиздат, 1950.
160. Шрейнер Л. А. Физические основы механики горных работ. Гостоптехиздат, 1950.
161. Шумилов В. В., Латаузов А. Г. Опыт работы проходческого комбайна ШБМ-1. «Механизация трудоемких и тяжелых работ», 1954, № 3.
162. Шурис Н. А. Автоматизация подачи врубовых машин и угольных комбайнов, Углетехиздат, 1951.
163. Шурис Н. А., Богуцкий Н. В., Щуккин И. В. Результаты испытаний врубовой машины МВГА. ЦИТИ Угля, 1955.
164. Шурис Н. А. Узкозахватный челноковый комбайн К-52. Сб. «Горные машины» № 7, Углетехиздат, 1959.
165. Щепотьев К. Н. Бурение шахт по методу К. Н. Щенотьева и В. П. Иванова. «Уголь», 1941, № 7—8.
166. Элькин И. Л., Богуцкий Н. В. Анализ работы шарошечного исполнительного органа проходческого комбайна. Сб. «Горные машины» № 5. Углетехиздат, 1959.
167. Экспериментальное определение нагрузок в приводах исполнительных органов машин для выемки с цепным исполнительным органом. Отчет ДИИ и Донгипроуглемаша. Сталино. 1954.
168. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, книга вторая. Машгиз, 1947.
169. Юдин Н. П. Проходческий комбайн «Караганда-1». ЦИТИ Угля. «Научная и техническая информация» № 9, 1959.
170. Ягодкин Г. И., Чеканов А. Н., Терпигорев А. М. Определение механических характеристик углей на образцах произвольной формы. Сб. статей «Разрушение углей и пород». Под ред. А. М. Терпигорева и М. М. Протодьяконова. Углетехиздат, 1958.
171. Яцких В. Г., Розенберг Б. Л., Имас А. Д. Горные машины. Госгостехиздат, 1959.
-

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	5

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

МАШИНЫ ДЛЯ ОЧИСТНЫХ РАБОТ

Глава I. Технологические схемы очистной выемки, выбор основных параметров машин и их классификация	7
§ 1. Определение расчетной скорости подачи машины	—
§ 2. Факторы, определяющие мощность двигателя	9
§ 3. Классификация выемочных машин	10
§ 4. Основные части машин для выемки угля и их размеры	11
§ 5. Врубная щель, ее параметры и форма	13
§ 6. Особые требования, предъявляемые к выемочным машинам	14
Глава II. Инструмент для выемочных машин	15
§ 7. Назначение и форма режущих зубков	—
§ 8. Геометрия зубка	—
§ 9. Условия работы зубка и требования к нему	19
§ 10. Материал зубков	20
§ 11. Армирование зубков	22
§ 12. Эксплуатация зубков	24
§ 13. Расчет зубков	—
Глава III. Режущие цепи и направляющие рамы	27
§ 14. Общие сведения	—
§ 15. Условия работы и требования, предъявляемые к режущим цепям	—
§ 16. Классификация режущих цепей	28
§ 17. Конструкции цепей	29
§ 18. Схемы набора режущей цепи	33
§ 19. Материал для изготовления деталей цепи	34
§ 20. Крепление зубков	—
§ 21. Теория работы цепи	35
§ 22. Зарубежные образцы режущих цепей	44
§ 23. Направляющие рамы баров	45
§ 24. Условия работы и конструкция рам баров	49
§ 25. Материал деталей рамы бара	50
§ 26. Исходные данные для расчета узлов рамы на прочность	—
§ 27. Рамы баров зарубежных фирм	51
Глава IV. Основы теории разрушения углей	53
§ 28. Общие положения	—
§ 29. Крепость углей и методы ее определения	54
§ 30. Некоторые зависимости, определяющие средние нагрузки при работе резцовых исполнительных органов	61
§ 31. Суммарные усилия резания и подачи при работе цепных и других исполнительных органов	69
Глава V. Двигатели врубных машин и комбайнов	73
§ 32. Условия работы электродвигателей и предъявляемые к ним требования	—

	<i>Стр.</i>
§ 33. Режим работы электродвигателя	73
§ 34. Характеристики двигателей врубовых машин и комбайнов	77
§ 35. Выбор максимальных и пусковых моментов двигателей	79
§ 36. Выбор мощности двигателя	87
§ 37. Взрывобезопасность	89
§ 38. Особенности выбора пневматических двигателей	91
Глава VI. Трансмиссии к исполнительным органам	92
<i>А. Назначение трансмиссий и схемы их конструкций</i>	<i>—</i>
§ 39. Общие положения	—
§ 40. Трансмиссии к исполнительным органам врубовых машин	—
§ 41. Трансмиссии к цепным исполнительным органам комбайнов	100
§ 42. Трансмиссии к исполнительным органам барабанного типа скалывающим уголь с поверхности забоя	113
<i>Б. Исходные данные для расчета трансмиссий исполнительных органов на выносливость</i>	<i>116</i>
§ 43. Общие положения	—
§ 44. Определение исходных данных для расчета на выносливость трансмиссий цепных исполнительных органов	117
§ 45. Исходные данные для расчета деталей трансмиссий к отбойно-режущим штангам с дисками	123
<i>В. Исходные данные для расчета трансмиссий цепных исполнительных органов на прочность</i>	<i>124</i>
§ 46. Общие положения	—
§ 47. Методика выявления коэффициента жесткости внешнего сопротивления	125
§ 48. Определение расчетной нагрузки для проверки на статическую прочность	129
§ 49. Влияние параметров машин и жесткости внешнего сопротивления на величину возможных нагрузок	135
<i>Г. Параметры фрикционных муфт предельного момента</i>	<i>137</i>
§ 50. Общие положения и требования к муфтам	—
§ 51. Изменение коэффициента трения	138
§ 52. Длительность работы муфты с проскальзыванием	139
Глава VII. Перемещение врубовых машин и комбайнов	146
<i>А. Общие положения</i>	<i>—</i>
§ 53. Основные схемы перемещения машин	—
§ 54. Основные требования к подающим частям машин	149
§ 55. Глубина реза при непрерывном и равномерном, а также при периодическом перемещении машины	150
<i>Б. Механизмы с храповыми вариаторами</i>	<i>152</i>
§ 56. Храповые вариаторы	—
§ 57. Исходные данные для расчета подающих частей с храповыми вариаторами	160
§ 58. Особенности расчета редукторов подающих частей машины при храповых вариаторах	165
<i>В. Механизмы с фрикционно-пульсирующими вариаторами</i>	<i>169</i>
§ 59. Принцип действия фрикционно-пульсирующего вариатора и особенности его устройства и работы	—
§ 60. Основы теории работы механизма	172
§ 61. Влияние параметров вариатора на скорость вращения барабана	179
§ 62. Определение средней скорости вращения барабана	180
<i>Г. Механизмы с объемным гидроприводом</i>	<i>185</i>

	Стр.
§ 63. Преимущества объемного гидропривода	185
§ 64. Основные схемы подающих частей с объемным гидроприводом . . .	186
§ 65. Исходные данные для расчета канатных барабанов	205
§ 66. Натяжение каната при маневровом режиме	207
Д. Устойчивость машин относительно забоя	209
§ 67. Устойчивость машин флангового типа	—
§ 68. Устойчивость короткозабойных машин	211
Глава VIII. Расштыбовщики и пылегашение	213
§ 69. Назначение расштыбовщиков	—
§ 70. Влияние выноса штыба на выбор режима работы машин	—
§ 71. Конструкция расштыбовщиков	216
§ 72. Пылегашение	223
Глава IX. Погрузочные органы комбайнов	227
§ 73. Общие положения	—
§ 74. Производительность кольцевого грузчика	229
§ 75. Некоторые параметры кольцевого грузчика и исходные данные для расчета	230
Глава X. Автоматическое регулирование режима работы врубовых машин и комбайнов	232
§ 76. Основные требования к системам автоматического регулирования режима работы машин	—
§ 77. Выбор регулируемой величины системы автоматического регулирова- ния нагрузки двигателя	233
§ 78. Классификация и краткий обзор систем автоматического регулирова- ния врубовых машин и комбайнов	235
§ 79. Перспективы дальнейшего развития систем автоматического регули- рования режима работы горных машин	248
Глава XI. Испытания и исследования машин	250
§ 80. Задачи испытания и исследования машин	—
§ 81. Испытание машин в институтах и на заводах	251
§ 82. Исследование машин в шахтных условиях	255
§ 83. Основные виды датчиков, используемых при исследовании машин в шахтных условиях	256
§ 84. Методика проведения шахтных исследований	264
Глава XII. Угольные комбайны	267
§ 85. Общие сведения	—
§ 86. Комбайны для пологих пластов мощностью свыше 0,8 м с исполни- тельными органами, образующими врубовые щели	276
§ 87. Комбайны для пологих пластов мощностью свыше 1,1 м с исполни- тельными органами, не образующими врубовые щели	285
§ 88. Комбайны для пологих пластов мощностью 0,4—0,9 м	292
§ 89. Машины для крутого падения	303
§ 90. Комбайны для наклонных пластов	316
§ 91. Комбайны зарубежных конструкций	322
§ 92. Прогрессивные направления в совершенствовании механизации выемки угля	328
Глава XIII. Комплексы и агрегаты	332
§ 93. Общие сведения	—
§ 94. Комплекс КМ-9	333
§ 95. Комплекс КУ-2	335
§ 96. Комплекс с комбайном УМК-1	338

	Стр.
§ 97. Комплекс МК	341
§ 98. Комплекс КМ-87	343
§ 99. Агрегат А-2	—
§ 100. Агрегат А-3	346

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ПРОХОДЧЕСКИЕ КОМБАЙНЫ

Глава XIV. Общие положения	349
§ 101. Условия работы проходческих комбайнов и требования, предъявляемые к ним	—
§ 102. Проведение выработок и классификация проходческих комбайнов	350
Глава XV. Комбайны с роторным исполнительным органом	353
§ 103. Особенности роторных исполнительных органов	—
§ 104. Комбайн ШБМ-2	354
§ 105. Комбайны ППК-1 и ППК-2	357
Глава XVI. Комбайны с планетарным исполнительным органом	359
§ 106. Взаимодействие инструмента планетарного исполнительного органа с забоем	—
§ 107. Характер движения инструмента	361
§ 108. Уравнение движения и скорость инструмента	362
§ 109. Поворот инструмента относительно следа, оставляемого резцом на забое	364
§ 110. Сетка разрушения забоя	—
§ 111. Взаимное расхождение совместно работающих дисков	365
§ 112. Разрушение забоя кольцевым планетарным исполнительным органом	366
§ 113. Комбайны ПКГ-3 и ПКГ-4	367
§ 114. Комбайн «Қарағанда-1м»	371
§ 115. Комбайн ТПК-1	—
Глава XVII. Комбайны с баровыми исполнительными органами	373
§ 116. Особенности баровых исполнительных органов	—
§ 117. Комбайн ПК-2м	—
§ 118. Нарезные комбайны	376
§ 119. Нарезной комбайн КН-1	—
§ 120. Нарезной комбайн КН-2	377
Глава XVIII. Комбайны с исполнительным органом типа вращающихся коронок	379
§ 121. Исполнительный орган с вращающимися коронками	—
§ 122. Комбайн ПКС-3	—
Глава XIX. Комбайны с фрезерными исполнительными органами	381
§ 123. Фрезерный исполнительный орган	—
✓ § 124. Комбайн ПК-3	—
§ 125. Комбайны ПК-4 и ПК-5	384
Глава XX. Зарубежные проходческие комбайны	386
§ 126. Комбайны с баровым исполнительным органом	—
§ 127. Комбайны с фрезерным исполнительным органом	388
§ 128. Комбайны с комбинированным исполнительным органом	390

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

БУРЕНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД

Глава XXI. Общие положения	392
§ 129. Элементы классификации	—
§ 130. Основные положения теории вращательного бурения	394

	Стр.
§ 131. Определение оптимальных условий бурения и классификация бурильных машин	396
Глава XXII. Машины вращательного бурения	398
§ 132. Сверла. Назначение и классификация	—
§ 133. Легкие сверла	—
§ 134. Сверла для бурения по породе	404
§ 135. Буровой инструмент для ручных и колонковых сверл	411
§ 136. Теория работы механизмов с дифференциальным винтом	416
§ 137. Сбочно-буровые машины	422
§ 138. Буровые станки	432
Глава XXIII. Машины ударного действия	435
А. Отбойные молотки	—
§ 139. Назначение отбойных молотков и их классификация	—
§ 140. Принцип действия и конструкция пневматических отбойных молотков	437
Б. Бурильные молотки	445
§ 141. Назначение и классификация бурильных молотков	—
§ 142. Принцип действия и конструкция бурильных молотков	448
§ 143. Типы бурильных молотков	458
§ 144. Эксплуатация бурильных молотков	463
§ 145. Некоторые вопросы теории работы пневматических бурильных молотков	474
§ 146. Вращательно-ударное бурение	478
Литература	481

Альшиц Яков Исаакович
Верклов Борис Абрамович
Воровицкий Абрам Нахимович
Костюкевич Федор Васильевич
Малеев Георгий Васильевич
Осокин Павел Андреевич
Розенберг Борис Лазаревич

ГОРНЫЕ МАШИНЫ

Редактор *Н. А. Ширис*
Редактор издательства *А. В. Шорохова*
Техн. редакторы *Э. А. Болдырева, В. В. Максимова*
Корректоры *Е. В. Мухина, А. Г. Либергал*

Сдано в набор 7/VI 1961 г. Подписано в печать
23/VIII 1961 г. Формат бумаги 70×108¹/₁₆. Печ.
л. 30,75 + 1 вклейка. Усл. печ. л. 42,13. Уч.-изд. л.
37,43. Тираж 10 000 экз. Т-07698. Изд. № 158. Инд.
3/1а. Цена 1 р. 31 к. + 20 к. переплет. Заказ № 1148
Государственное научно-техническое издательство
литературы по горному делу

ГОСГОРТЕХИЗДАТ

Москва, Грузинский вал, д. 35

Харьковская типография Госгортехиздата. Харьков,
ул. Энгельса, 11