

УДК 622.233.53

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ПЕРФОРАТОРА

Глазов Алкон Наумович,

канд. техн. наук, доцент каф. теоретической и прикладной механики
Института физики высоких технологий Томского политехнического университета,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, д. 30. E-mail: glazov@tpu.ru

Актуальность работы обусловлена необходимостью создания пневматических перфораторов с низким расходом воздуха.

Цель работы: изучение закономерностей работы распределительного устройства и получение данных для разработки энергосберегающей конструкции перфоратора с низким расходом воздуха.

Методы исследования: экспериментальные с использованием тензометрической аппаратуры с датчиками и расходомера воздуха. Обработка данных производилась на ЭВМ.

Результаты. Приведены результаты экспериментального исследования нового ударного механизма с двумя автономными клапанными распределительными органами пневматического перфоратора ПК-75М. Утверждается, что применение в ударном механизме одного распределительного органа не дает возможности осуществить экономичный цикл работы механизма. На примере исследованного устройства обосновывается идея о том, что использование распределительного устройства с двумя распределительными органами, отдельно управляющими рабочими камерами, позволяет значительно снизить расход воздуха. Дано описание конструкции ударного механизма колонкового перфоратора и работы распределительного устройства. Исследовано влияние массы, размеров и хода распределительных органов на рабочие процессы в камерах и функционирование распределительного устройства. Получены зависимости энергетических, силовых и временных характеристик работы ударного механизма и его элементов. Выявлены зоны устойчивой работы клапанов. Показано, что в ударном механизме осуществлена отсечка рабочих камер от сети к моменту открытия выхлопных окон. Выработаны предложения по дальнейшему повышению показателей ударного механизма. Определены расходные характеристики участка впускной линии камеры прямого хода. Показан характер процессов, происходящих в командном канале. Экспериментально исследовано влияние площади командного канала на энергетические и силовые характеристики механизма и на функционирование распределительного устройства. Исследовано влияние площади впускных каналов камеры обратного хода на работу ударного механизма. Расход воздуха нового механизма составил 3,8 м³/мин. Общий уровень шума перфоратора ПК-75М ниже на 8–10 дБ, чем у перфоратора ПК-75.

Ключевые слова:

Пневматический перфоратор, ударный механизм, распределительный орган, воздухораспределительное устройство, клапан, сжатый воздух, расход воздуха.

Введение

Общеизвестно широкое применение пневматических перфораторов в промышленности. Применяемые машины имеют высокий абсолютный и удельный расход сжатого воздуха, что приводит к значительным затратам на энергоресурсы, уменьшению производительности, ограничению применения мощных пневматических машин, тем более при централизованном снабжении сжатым воздухом устройств. Кроме того, наблюдается высокий уровень шума. Одним из основных источников которого является шум выхлопа [1, 2].

Свойства машин в значительной мере определяются структурой воздухораспределительного устройства. В большинстве зарубежных и отечественных типов машин ударного действия применяется один распределительный орган [3–15], функции которого выполняет клапан, золотник или поршень. Так как распределительный орган (РО) имеет два переключения за цикл работы, то невозможно осуществить в рабочих камерах необходимый экономичный цикл процессов. Наблюдаются значительные утечки сжатого воздуха из пневматической сети через камеры в атмосферу в период открытия поршнем выхлопных окон, что особенно характерно для клапанного и золотникового распределения. Причем наиболее длительное истечение происходит через камеру обратного хо-

да. Длительность утечек может достигать до 32 % времени цикла работы. Например, у колонкового перфоратора ПК-75 длительность прямых утечек воздуха из магистрали в атмосферу составляет 23 % времени цикла. При этом доля этих утечек от величины расхода существенно больше, т. к. в период выхлопа скорость поступающего в цилиндр воздуха возрастает, что еще больше повышает уровень шума выхлопа воздуха.

Наиболее широко в перфораторах применяется воздухораспределительное устройство с одним РО в виде клапана различной конструкции, т. к. оно более простое и надежное в работе, позволяет осуществлять энергетические параметры в широком диапазоне значений.

Известные публикации посвящены исследованию распределений с одним РО и наиболее значительная их часть – изучению клапанных устройств [15–21]. Но нам не известны публикации по исследованию воздухораспределительных устройств перфораторов, содержащих два РО.

В настоящей работе излагаются некоторые результаты исследований воздухораспределительного устройства с двумя автономными РО опытного образца ударного механизма колонкового перфоратора ПК-75М, прошедшего испытания в Томском политехническом университете (ТПУ), в лаборатории НИПИрудмаша, на Лениногорском по-

лиметаллическом комбинате. Аналогом этой машины является колонковый перфоратор ПК-75.

Методика исследований

Испытания ударного механизма проводились на стенде с гидравлическим податчиком короткой штангой с крестовой коронкой по бетонному блоку. Тензометрическими датчиками давления регистрировалось давление воздуха в предраспределительной и рабочих камерах, в командных каналах и в впускном канале камеры обратного хода. Регистрация перекидки клапанов осуществлялась контактными датчиками. Для записи сигналов от датчиков применялись тензоусилители ТА-5, шлейфовый осциллограф Н-115, мост сопротивлений и шунтов Р-155. Расход воздуха измерялся расходомером переменного перепада давления воздуха, состоящего из сужающего устройства и дифманометра ДТ-50. Расчет величины расхода воздуха и оценка погрешности его определения производились в соответствии с ГОСТ 8.586.5-2005. Определение характеристик работы ударного узла производилось на ЭВМ. Исходными данными являлись параметры диаграмм давления воздуха, масса и площадь поршня.

Устройство и работа объекта исследования

В Томском политехническом университете была разработана конструкция ударного механизма (рис. 1) с новым воздухораспределительным устройством [22] для колонкового перфоратора ПК-75М с независимым вращением бура, образцы которого были исследованы. Основные результаты обоснования и разработки, исследования рабочих процессов новых ударных механизмов изложены в работах [23-29].

Опишем работу ударного механизма. Поршень находится в переднем положении (рис. 1). Камера – *о* через командный канал – *с* и проточку поршня – *2* сообщается с атмосферой через выхлопное окно – *в*. Клапан – *4* с толкателем – *5* находятся в верхнем положении. Сжатый воздух поступает по каналу – *г* в камеру обратного хода цилиндра – *1*, поршень – *2* перемещается вверх. Клапан – *6* с толкателем – *7* находятся в нижнем положении. При дальнейшем перемещении поршень открывает командный канал – *с*, сжатый воздух из камеры обратного хода поступает в камеру – *о*. Сумма сил, действующих на верхние торцевые поверхности толкателя – *5* и клапана – *4*, больше, чем сила под клапаном. Клапан – *4* с толкателем – *5* перекидываются в нижнее положение, и впуск воздуха в цилиндр прекращается до начала открытия поршнем выхлопного окна – *в*. Оставшийся в камере обратного хода сжатый воздух истекает при открытии поршнем выхлопного окна – *в*. Далее поршень перекидывает выхлопное окно – *е* и сжимает воздух в камере прямого хода. Поступающий по командному каналу – *д* в камеру – *р* воздух способствует устойчивому нижнему положению клапана – *6*. Затем камера – *р* через канал – *д* сообщается через

проточку поршня и выхлопное окно – *е* с атмосферой. Клапан – *6* с толкателем – *7* перемещаются вверх, и сжатый воздух поступает в камеру прямого хода. Далее поршень занимает верхнее рабочее положение и начинается его прямой ход (рис. 1).

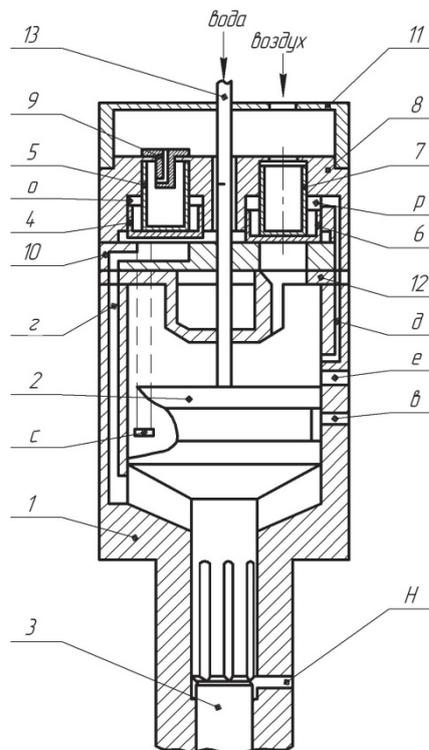


Рис. 1. Схема ударного механизма с воздухораспределительным устройством: 1 – цилиндр с выхлопными окнами *е* и *в*; 2 – поршень; 3 – буровая штанга; 4, 5 – клапан и толкатель камеры обратного хода; 6, 7 – клапан и толкатель камеры прямого хода; 8 – распределительная коробка; 9 – дроссель; 10 – клапанная плита; 11 – крышка; 12 – крышка цилиндра; 13 – трубка подачи промывочной жидкости; *о*, *р* – камеры над клапанами; *с*, *д* – командные каналы камер обратного и прямого хода соответственно; *г* – впускной канал камеры обратного хода; *Н* – отдушина

Fig. 1. Scheme of the percussion mechanism with air distribution device: 1 is the cylinder with exhaust ports *e* and *v*; 2 is the piston; 3 is the drill rod; 4, 5 are the valve and pusher of a reverse chamber; 6, 7 are the valve and pusher of a forward chamber; 8 is the distribution box; 9 is the choke; 10 is the valve plate; 11 is the cover; 12 is the cylinder cover; 13 is the drilling fluid supply tube; *o*, *p* are the chambers over the valves; *c*, *d* are the command channels of the reverse and forward chambers respectively; *r* is the inlet port of the reverse chamber; *H* is the vent

Под действием давления воздуха поршень двигается вперед и через некоторое время открывает командный канал – *д*, сжатый воздух из камеры прямого хода поступает в камеру – *р*. Клапан – *6* с толкателем – *7* перемещаются до упора в клапанную плиту – *10*, т. е. происходит отсечка камеры прямого хода от сети. Оставшийся воздух истекает в атмосферу при открытии поршнем выхлопного окна – *е*. Поршень сжимает воздух в камере обратного хода, который поступает по каналу – *г* под

РО является турбулентным дросселем. Изменяя сечение впускной щели, можно создавать различные гидравлические сопротивления для потока воздуха. От этого зависит степень наполнения воздухом рабочей камеры, скорость перемещения поршня и другие характеристики ударного механизма.

Увеличение хода клапана камеры прямого хода сопровождается возрастанием энергетических параметров и расхода воздуха, а удельный расход воздуха q снижается до определенной величины (рис. 3). Это объясняется тем, что максимальное P_0 и предвыхлопное P_k давление воздуха увеличиваются (рис. 4) и степень наполнения камеры прямого хода становится больше. Время от открытия поршнем командного канала до посадки клапана на седло t_b , т. е. до прекращения впуска воздуха в камеру, возрастает. Время от посадки клапана до открытия выхлопного окна t_0 также изменяется.

При ходе клапана свыше 1,7–1,8 мм происходит запаздывание посадки клапана на клапанную плиту по отношению к моменту открытия выхлопного окна и, как следствие, появление прямого истечения сжатого воздуха из сети через цилиндр в атмосферу. Поэтому на графике (рис. 3) наблюдается перегиб кривых абсолютного и удельного расходов воздуха, снижение интенсивности роста энергии удара и мощности при дальнейшем увеличении хода клапана. Это является следствием роста давления недовыхлопа воздуха из камеры прямого хода, более значительного торможения поршня в период обратного хода и некоторого уменьшения значения давления воздуха в предклапанной камере.

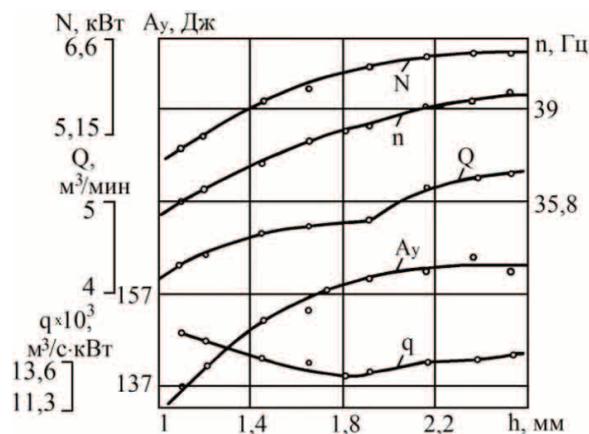


Рис. 3. Зависимости энергетических параметров ударного механизма от величины хода клапана камеры прямого хода при постоянном ходе клапана камеры обратного хода

Fig. 3. Dependence of energy parameters of the percussion mechanism on the value of the forward chamber valve travel at constant travel of the reverse chamber valve

Для достижения значительно более высоких значений степени наполнения воздухом камеры прямого хода и мощности ударного механизма необходимо увеличить площадь пропускной щели

под клапаном камеры прямого хода. Простым повышением величины хода клапана этого не добиться, тем более что будет наблюдаться прямое истечение воздуха из сети в атмосферу. Увеличение имеющегося расстояния от радиального отверстия в командный канал до выхлопного окна позволит назначить больший ход клапана с отсечкой впуска воздуха в камеру до открытия выхлопного окна. Тем самым существенно повысить степень наполнения камеры сжатым воздухом и увеличить энергетические параметры механизма.

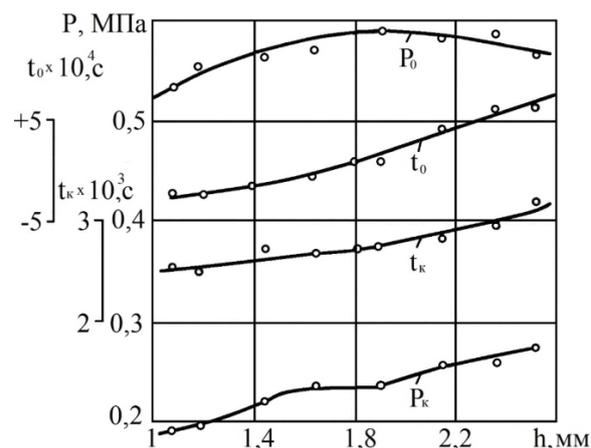


Рис. 4. Зависимости силовых и временных характеристик от величины хода клапана камеры прямого хода

Fig. 4. Dependence of power and time characteristics on the value of the forward chamber valve travel

Более эффективным путем повышения мощности, на наш взгляд, является увеличение имеющегося размера или установка двух РО камеры прямого хода с уточнением расстояния от выхлопного окна до командного канала. Такое конструктивное решение даст возможность, кроме всего прочего, уменьшить имеющийся нерационально большой ход клапана, что позволит улучшить временные характеристики работы РО.

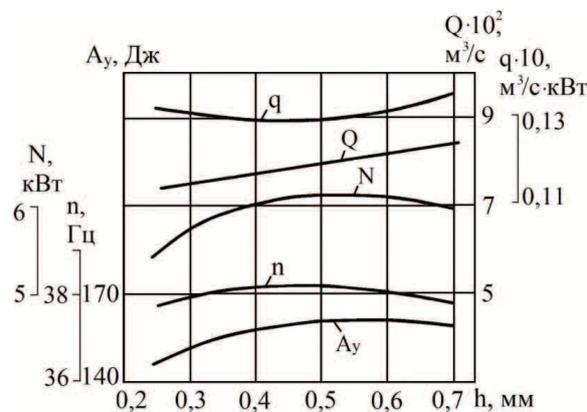


Рис. 5. Зависимости параметров ударного механизма от хода клапана камеры обратного хода

Fig. 5. Dependence of the percussion mechanism parameters on the reverse chamber valve travel

Характер зависимостей энергетических параметров ударного механизма от хода клапана камеры обратного хода виден из графика (рис. 5), полученного при ходе клапана камеры прямого хода 1,8 мм. Увеличение хода клапана приводит к некоторому возрастанию до определенного предела энергетических характеристик ударного механизма. Расход воздуха находится в прямолинейной зависимости от величины хода клапана. Существует оптимальное значение хода клапана по удельному расходу воздуха.

Индикаторная работа и расход воздуха в камере обратного хода зависят от работы произведенной камерой прямого хода и крепости обрабатываемой породы, т. к. чем больше предупредная скорость поршня и крепость породы, тем выше скорость отскока поршня. Эти факторы сказываются на значениях энергетических параметров, расходе воздуха и оптимальной величине хода клапана камеры обратного хода.

Диапазон возможных значений хода РО камеры обратного хода имеет ограничения. При величине хода РО менее 0,4 мм заметно ухудшается запуск ударного механизма. Наблюдается потеря устойчивости работы РО при соотношении площади впускной щели к площади впускного канала камеры более 0,35. Это объясняется недостаточной пропускной способностью впускного канала камеры обратного хода. В исследованном диапазоне значений хода РО происходит полная отсечка камеры обратного хода от предклапанной камеры до открытия выхлопного окна (рис. 2).

Экспериментально установлено, что минимальный удельный расход воздуха достигается при следующих значениях хода клапанов: 1,85 мм для камеры прямого хода и около 0,5 мм для камеры обратного хода, что соответствует вполне определенным имеющимся размерам РО.

Для достижения более высоких технико-экономических показателей работы механизма просматривается необходимость уменьшения размеров РО камеры обратного хода и увеличения размеров РО камеры прямого хода. При этом может быть увеличен ход клапана камеры обратного хода и уменьшен ход клапана камеры прямого хода. Уменьшение хода клапана камеры прямого хода и увеличение хода клапана камеры обратного хода позволит существенно повысить энергетические параметры механизма при низком расходе воздуха, гарантировать полную отсечку рабочих камер от сети до открытия выхлопного окна и улучшить запуск механизма.

Исследование коммуникационных линий

Пропускную способность участка пневмолинии между предклапанной и рабочей камерой, т. е. там, где расположен клапан, характеризует эффективная площадь проходного сечения. Вышеприведенный экспериментальный материал позволяет определить значения f_s по формуле [30]:

$$f_s = (0,95G) / \left[\frac{2qk}{(k-1)RT_1} \right]^{1/2} P_1 \varphi(\sigma),$$

где $\varphi(\sigma) = (\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k})$ – расходная функция; $\sigma = p_1/p_2$ – отношение давления воздуха в рабочей камере к давлению воздуха в предклапанной полости; R – газовая постоянная; T_1 – температура истекающего воздуха; G – расход воздуха; q – ускорение силы тяжести; k – показатель адиабаты.

На рис. 6 представлены зависимости расходных характеристик участка линии между предраспределительной камерой и камерой прямого хода от времени впуска сжатого воздуха в период прямого хода поршня.

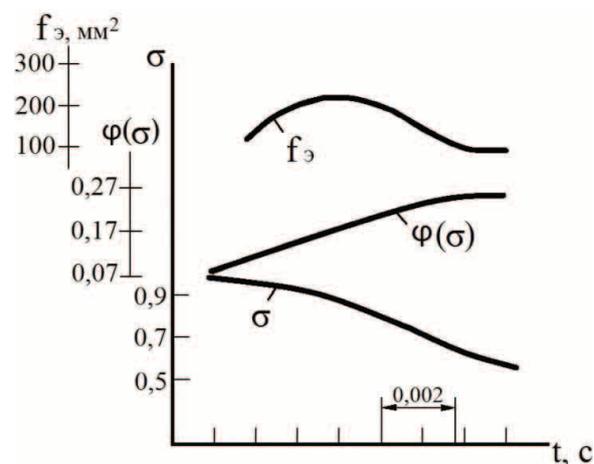


Рис. 6. Расходные характеристики впускного канала камеры прямого хода

Fig. 6. Pressure/flow characteristics of inlet channel of the forward chamber

Командный канал является коммуникационным каналом обратной связи рабочей камеры с РО. За цикл работы канал камеры прямого хода по три раза наполняется и опорожняется (рис. 7).

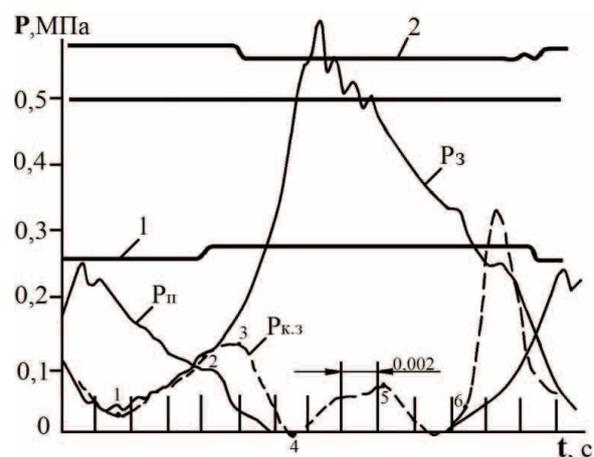


Рис. 7. Оциллограмма работы ударного механизма

Fig. 7. Oscillogram of the percussion mechanism operation

На кривой давления воздуха в командном канале $P_{к.з}$ камеры прямого хода можно выделить ха-

рактерные точки: 1 – начало сжатия воздуха; 2 – канал перекрыт поршнем в период его обратного хода; 3 – канал сообщается через проточку поршня и выхлопное окно с атмосферой; 4 – канал перекрыт поршнем; 5 – канал открыт поршнем в период его прямого хода; 6 – подача управляющего сигнала на закрытие клапаном впускного отверстия. Процессы, происходящие в каналах, весьма сложны и зависят от многих факторов. При передаче управляющего сигнала по каналу имеет место сочетание двух процессов – разгона массы воздуха и волновых явлений.

Исследовано влияние площади командного канала на работу ударного механизма (рис. 8). При увеличении площади канала камеры прямого хода энергия удара и мощность возрастают до определенного предела, частота ударов падает, а расход воздуха практически не изменяется.

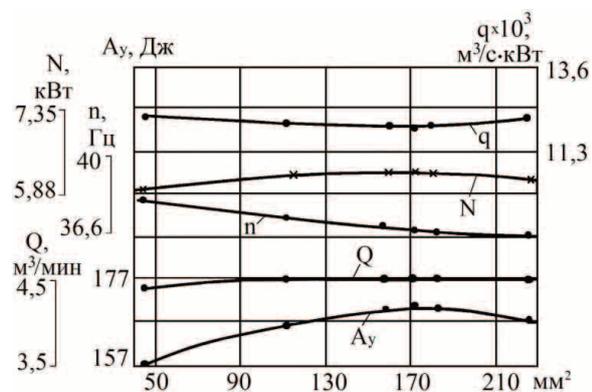


Рис. 8. Зависимости энергетических параметров ударного механизма от площади командного канала камеры прямого хода

Fig. 8. Dependence of the percussion mechanism parameters on the area of the forward chamber command channel

Как видно из графика, максимум мощности, энергии удара и минимум удельного расхода воздуха наблюдаются при одном и том же значении площади командного канала. Рост энергии удара, мощности и уменьшение частоты ударов объясняется тем, что командный канал является присоединенным объемом. Поэтому, вследствие меньшего сопротивления воздуха при обратном ходе поршня до начала впуска сжатого воздуха в камеру и снижения давления недовыхлопа воздуха (рис. 9), возрастает длина хода поршня и энергия удара до определенного предела.

В табл. 2 показано, как площадь командного канала камеры прямого хода при одном из значений хода клапана влияет на временные характеристики и на величину давления воздуха в камере к моменту начала поднятия клапана P_a и в момент открытия поршнем выхлопного окна P_B (рис. 9). Здесь t_0 – время от открытия выхлопного окна до посадки клапана на седло; t_k – время от открытия поршнем командного канала до отсечки впуска воздуха; $t_{вп}$ – длительность впуска воздуха в камеру; $T_{ц}$ – длительность цикла работы. При уменьшении площади канала заметно возрастают времена t_0 и t_k .

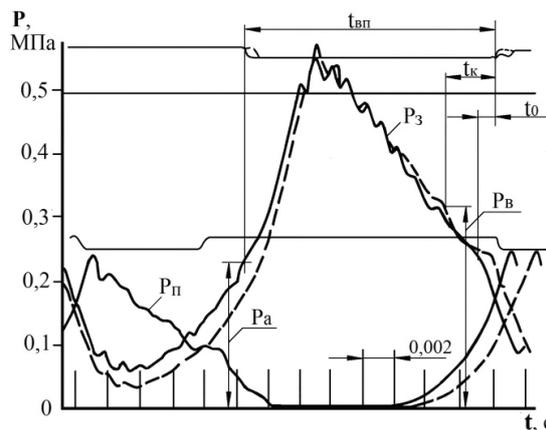


Рис. 9. Влияние площади командного канала на рабочие процессы ударного механизма: — – площадь 45 мм², --- – 226 мм²

Fig. 9. Influence of the command channel area on the percussion mechanism operating processes: — – area of 45 mm², --- – 226 mm²

Таблица 2. Силовые и временные характеристики

Table 2. Power and time characteristics

Площадь канала, мм² Channel area, mm²	МПа (MPa)		с/sec			$(t_{вп}/T_{ц}) \cdot 100, \%$	$T_{ц}, C$
	P_a	P_B	$t_0 \cdot 10^3$	$t_k \cdot 10^3$	$t_{вп} \cdot 10^2$		
45	0,228	0,313	1,35	3,68	1,574	60,5	0,026
112	0,225		0,67		1,52	57	0,0266
181	0,22	0,328	0,28	2,93	1,49	55	0,027
226	0,213	0,321	0,2	2,87	1,48	54,3	0,0273

Время t_k состоит из времени t_{k1} от момента начала подачи управляющего сигнала до начала движения РО и времени перекидки клапана t_{k2} . Время подготовительного периода равно:

$$t_{k1} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где t_1 – время срабатывания датчика состояния, функции которого выполняет поршень; t_2 – время распространения волны давления от рабочей камеры до t_3 – время изменения давления в командной камере над клапаном. t_2 определяется через отношение длины канала к скорости звука в воздухе. Например, при ходе клапана камеры прямого хода 1,8 мм и площади командного канала 2,26 см² время t_{k1} составляет около 0,0022 с.

На рабочие процессы оказывает некоторое влияние площадь впускных каналов в камеру обратного хода. При уменьшении сечения каналов уменьшается объем сжимаемого в камере воздуха, несколько увеличиваются степень сжатия и давление воздуха к моменту удара. Работа на сжатие воздуха в камере в период прямого хода поршня возрастает. Скорость отскока поршня и текущее давление воздуха по времени в камере прямого хода в период обратного хода поршня становятся больше. Поэтому раньше по времени начинает отходить от клапанной плиты клапан. Происходит некоторое снижение максимального давления воздуха и энергетических параметров ударного меха-

низма. Минимальный удельный расход воздуха для данных условий и конструкции соответствует площади сечения впускных каналов около 3,2 см².

Заключение

Исследуемое распределительное устройство дало возможность реализовать отсечку рабочих камер от сети к началу выхлопа воздуха. В течение 18–20 % времени цикла воздух вообще не подается в цилиндр. В отличие от широко применяемых машин, где РО имеет два переключения и впуск воздуха в цилиндр происходит непрерывно, в новом устройстве РО переключается четыре раза за цикл работы, что позволило осуществить экономичный цикл рабочих процессов.

По результатам испытаний нового механизма в лаборатории НИПИрудмаша расход воздуха составил 3,8 м³/мин, удельный расход воздуха меньше в 2,3 раза в сравнении с аналогом – ударным механизмом перфоратора ПК-75. Общий уровень шума перфоратора ПК-75М ниже на 8–10 дБ в сравнении с перфоратором ПК-75.

Выявлены закономерности изменения энергетических, силовых и временных характеристик

ударного механизма и его элементов в зависимости от времени работы, размеров, массы и хода обоих РО, площади сечений командных и впускных каналов.

Установлены оптимальные по удельному расходу воздуха значения хода клапанов и площади сечений коммуникационных каналов для данного механизма.

Определены геометрические соотношения площадей впускных щелей и каналов, размеров толкателей и клапана, при которых обеспечивается устойчивая работа РО.

На основе экспериментального материала рассчитаны расходные характеристики впускного канала камеры прямого хода и показана их зависимость от времени работы механизма.

Показаны возможности и выработаны предложения по повышению энергетических параметров ударного механизма при низком расходе воздуха.

Полученный в результате исследований материал доказывает возможность и дает основания для создания энергосберегающих конструкций пневматических машин ударного действия, существенно превосходящих по КПД известные аналоги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Lashgari A., Kecojevic V. Assessment of Environmental Impact of Drilling Equipment // *J. Powder Metal Min.* – 2013. – V. 1. – P. 1–3.
- Kivade S.B., Murthy S.N., Vardhan H. Study of noise sources in pneumatic rock drills – its effect and control – a critical review // *J. the Indian Mining and Engineering.* – 2011. – V. 50. – № 1. – P. 12–23.
- Хоменко О.Е., Кононенко М.Н., Мальцев Д.В. Горное оборудование для подземной разработки рудных месторождений. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2011. – 448 с.
- Липин А.А. Современные погружные пневмоударники для бурения скважин в подземных условиях // Развитие ресурсосберегающих технологий во взрывном деле. – Екатеринбург: Уро РАН, 2009. – С. 69–75.
- Бегалов И.А., Дядюра А.Г., Бажал А.И. Бурильные машины. – М.: Недра, 1972. – 368 с.
- Wiehe J. Außenhammer-Bohrgeräte einer neuen Generation // *GP: Gesteins-Perspekt.* – 2011. – Bd. 15. – № 4. – S. 37–38.
- Jimeno E., Jimino C., Carcedo A. Drilling and Blasting of Rocks. – Rotterdam; Brookfield: A.A. Balkema, 1995. – 391 p.
- Zablocki A., Johansson L. Modern drilling and blasting techniques in underground mining // *Mining Latin America = Minería Latinoamericana: papers presented at the Mining Latin America.* – London: Institution of Mining and Metallurgy, 1986. – P. 427–441.
- Васильев В.М. Перфораторы: справочник. – М.: Недра, 1989. – 215 с.
- Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: Недра, 1987. – 272 с.
- Борисенко А.Е., Щербина В.Н., Супрун А.К. Пневматические бурильные головки // *Горный журнал.* – 1999. – № 10. – С. 47–48.
- Пневматические машины ударного действия для проходки скважин и шпуров / Н.Н. Есин, А.Д. Костылев, К.С. Гурков, Б.Н. Смоляницкий. – Новосибирск: Недра, 1987. – 214 с.
- Петров Н.Г., Родионов Н.С., Александров Ю.В. Бурильные машины и установки вращательного и ударно-вращательного действия за рубежом // *Добыча угля подземным способом: обзорная информация.* – М.: Центр. науч.-исслед. ин-т экономики и науч.-техн. информ. угол. пром-сти, 1987. – № 21. – С. 1–54.
- Колонковые перфораторы и бурильные машины / сост. В.Н. Барилевич. – М.: Центр. науч.-исслед. ин-т экономики и науч.-техн. информ. угол. пром-сти, 1986. – 38 с.
- Есин Н.Н. Пневматические машины ударного действия для бурения шпуров. – Новосибирск: ИГД, 1978. – 104 с.
- Суднишников Б.В., Есин Н.Н., Тупицын К.К. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. – Новосибирск: ИГД, 1985. – 133 с.
- Пневматические ручные машины: справочник / Г.И. Кусницын, С.Б. Зеленецкий, С.И. Доброборский, С.А. Гринцер. – Л.: Машиностроение, 1968. – 371 с.
- Эльстер Г. О работающих по принципу разгрузки золотниковых распределителей в отбойных молотках. – Л.: Пневматика, 1953. – 34 с.
- Метелин Е.П. Исследование клапанных пневматических ударных машин для бурения скважин: автореф. дис. ...канд. техн. наук. – Днепропетровск, 1971. – 25 с.
- Суднишников Б.В., Есин Н.Н. Воздухораспределительные устройства пневматических машин ударного действия. – Новосибирск: ИГД, 1965. – 46 с.
- Ямпольский Д.З., Соколинский В.Б., Кашаев В.А. О переборке клапана пневматической ударной машины // *Науч. сообщ. Нац. науч. центра горн. пр-ва.* – 2010. – № 336. – С. 222–235.
- Устройство ударного действия: а.с. 575416 SU, МПК 6 E21C37/24, № 2321719; заявл. 04.02.76; опубл. 05.10.77.
- Глазов А.Н. Снижение удельного расхода воздуха пневматических машин ударного действия // *Известия вузов. Горный журнал.* – 1977. – № 2. – С. 102–105.
- Глазов А.Н. Рабочие процессы пневмоударного механизма перфоратора // *Известия Томского политехнического университета.* – 2005. – Т. 308. – № 6. – С. 132–136.

25. Глазов А.Н. Энергосберегающие конструкции пневмоударных бурильных машин // Горный журнал. – 2007. – № 1. – С. 76–78.
26. Глазов А.Н. Расчетные зависимости статической модели рабочих процессов пневмоударного механизма // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – Т. 309. – № 1. – С. 150–154.
27. Глазов А.Н. Разработка пневмоударных механизмов с экономичным циклом работы // Повышение эффективности пневмоударных буровых машин. – Новосибирск: ИГД, 1987. – С. 67–69.
28. Глазов А.Н., Глазов Г.Н. Оптимальная степень наполнения камеры сжатым воздухом // Известия вузов. Горный журнал. – 1988. – № 6. – С. 84–87.
29. Глазов А.Н., Карепина Е.Е. К созданию бурильных машин с низким расходом воздуха // Актуальные проблемы машиностроения. – М.: Горная книга, 2013. – С. 3–5.
30. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

Поступила 19.01.2015 г.

UDC 622.233.53

RESEARCH OF ENERGY-SAVING AIR DISTRIBUTION UNIT OF A PERFORATOR

Alkon N. Glazov,

National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin Avenue,
Tomsk, 634050, Russia. E-mail: glazov@tpu.ru

The relevance of the work is caused by the need to develop a pneumatic perforator with low airflow.

The aim of the research is to study the regularities of the distribution device operation and obtain the data to develop energy-saving design of the perforator with low airflow.

Research methods: experimental strain gauge instrumentation with sensors and air mass flow. The data were computer analyzed.

Results. The paper introduces the results of experimental studies of the new hammer mechanism with two standalone distribution valve bodies of the pneumatic rock drill PC-75M. It has been affirmed that the use of a single distribution body in the shocking mechanism does not allow implementing a cost effective cycle of the mechanism operation. By the example of this device, the author substantiates the idea that the use of switchgear distribution with two bodies, managing separately by the working chambers, can significantly reduce air consumption. The paper describes the impactor core drill construction and the switchboard operation. The influence of the mass, size and stroke of the distribution bodies on the workflows in the chambers and the switchgear operation was studied. The author obtained the dependences of energy, power and time characteristics of the impact mechanism and its elements and identified the areas of the valves stable operation. It is shown that working chambers were cut-off from the network in the shocking mechanism by the moment of the exhaust windows opening. The author worked out the proposals on further increase of the hammer mechanism performance and defined the flow characteristics in the section of the intake line of the forward stroke chamber. The paper shows the nature of the processes occurring in the command channel. The influence of the command channel area on energy and power characteristics of the mechanism and the switchgear operation was studied experimentally. The author studied as well the influence of the inlet channels area of the reverse camera on the hammer mechanism operation. The airflow of the new mechanism is 3,8 m³/min, the total noise of the rock drill PC-75M is 8–10 dB lower than that of the rock drill PC-75.

Key words:

Pneumatic rock drill, percussion mechanism, distribution agency, air distribution device, valve, compressed air, air flow.

REFERENCES

1. Lashgari A., Kecojevic V. Assessment of Environmental Impact of Drilling Equipment. *J. Powder Metal Min.*, 2013, vol. 1, pp. 1–3.
2. Kivade S.B., Murthy S.N., Vardhan H. Study of noise sources in pneumatic rock drills – its effect and control – a critical review. *J. the Indian Mining and Engineering*, 2011, vol. 50, no. 1, pp. 12–23.
3. Khomenko O.E., Kononenko M.N., Maltsev D.V. *Gornoe oborudovanie dlya podzemnoy razrabotki rudnykh mestorozhdeniy* [Mining equipment for underground mining of ore deposits]. Dnepropetrovsk, National Mining University, 2011. 448 p.
4. Lipin A.A. *Sovremennye pogruchnye pnevmoudarniki dlya bure-niya skvazhin v podzemnykh usloviyakh* [Modern DTH hammers for drilling in underground conditions]. *Razvitie resursosberegayushchikh tekhnologii vo vzryvnom dele* [Development of resource-saving technologies in explosive business]. Ekaterinburg, Ourno RAHN, 2009. pp. 69–75.
5. Begagoen I.A., Dyadyura A.G., Bazhal A.I. *Burilnye mashiny* [Boring machines]. Moscow, Nedra Publ., 1972. 368 p.
6. Wiehe J. Außenhammer-Bohrgeräte einer neuen Generation. *GP: Gesteins-Perspekt*, 2011, Bd. 15, no. 4, S. 37–38.
7. Jimeno E., Jimino C., Carcedo A. *Drilling and Blasting of Rocks*. Rotterdam; Brookfield, A.A. Balkema, 1995. 391 p.
8. Zablocki A., Johansson L. Modern drilling and blasting techniques in underground mining. *MiningLatin America=Minería Latinoamericana: papers presented at the Mining Latin America*. London, Institution of Mining and Metallurgy, 1986. pp. 427–441.
9. Vasilev V.M. *Perforatory* [Hammers]. Moscow, Nedra Publ., 1989. 215 p.
10. Ivanov K.I., Latyshev V.A., Andreev V.D. *Tekhnika bureniya pri razrabotke mestorozhdeniy poleznykh iskopaemykh* [Drilling techniques in the development of mineral deposits]. Moscow, Nedra Publ., 1987. 272 p.
11. Borisenko A.E., Shcherbina V.N., Suprun A.K. *Pnevmaticheskie burilnye golovki* [Pneumatic drill head]. *Gorny zhurnal*, 1999, no. 10, pp. 47–48.

12. Esin N.N., Kostylev A.D., Gurkov K.S., Smolyanitskii B.N. *Pnevmaticheskie mashiny udarnogo deistviya dlya prokhodki skvazhin i shpurov* [Pneumatic machine percussion for sinking wells and bore-holes]. Novosibirsk, Nedra Publ., 1987. 214 p.
13. Petrov N.G., Rodionov N.S., Aleksandrov Yu.V. *Dobycha uglja podzemnym sposobom: obzornaya informatsiya* [Burlilnye mashiny i ustanovki vrashchatelnogo i udarno-vrashchatelnogo deistviya za rubezhom]. Dobycha uglja podzemnym sposobom: obzornaya informatsiya [Coal mining by underground methods: an overview]. Moscow, The Central Science- Research Institute of Economics and technic scientific information of the coal industry, 1987. no. 21, pp. 1–54.
14. *Kolonkovye perforatory i burilnye mashiny* [Drifter and drills]. Composed by V.N. Barilovich. Moscow, Center. Scientific-issled. Inst economy and scientific and engineering. Inf. angle. prom-sti, 1986. 38 p.
15. Esin N.N. *Pnevmaticheskie mashiny udarnogo deistviya dlya bureniya shpurov* [Pneumatic machine percussion for drilling]. Novosibirsk, IGD Press, 1978. 104 p.
16. Sudnishnikov B.V., Esin N.N., Tupitsyn K.K. *Issledovanie i konstruirovaniye pnevmaticheskikh mashin udarnogo deistviya* [Research and design of pneumatic percussion machines]. Novosibirsk, IGD Press, 1985. 133 p.
17. Kusnitsyn G.I., Zelenetskii S.B., Dobroborskii S.I., Grintser S.A. *Pnevmaticheskie ruchnye mashiny* [Manual pneumatic machine]. Leningrad, Mechanical Engineering, 1968. 371 p.
18. Elster G. *O rabotayushchikh po printsipu razgruzki zolotnikovyykh raspredelitelnykh v otboinykh molotkakh* [About spool valves working on the unloading principle in a jackhammer]. Leningrad, Pneumatics, 1953. 34 p.
19. Metelin E.P. *Issledovanie klapannykh pnevmaticheskikh udarnykh mashin dlya bureniya skvazhin. Avtoref. Dis. kand. nauk* [Investigation of valve pneumatic percussion drilling machines. Cand. Diss. Abstract]. Dnepropetrovsk, 1971. 25 p.
20. Sudnishnikov B.V., Esin N.N. *Vozdukhoraspredelitelnye ustroystva pnevmaticheskikh mashin udarnogo deistviya* [Air diffusers pneumatic percussion machines]. Novosibirsk, IGD Press, 1965. 46 p.
21. Yampol'skii D.Z., Sokolinskii V.B., Kashaev V.A. *O perebroske klapana pnevmaticheskoi udarnoi mashiny* [About the transfer valve of the pneumatic shock machine]. *Nauch. soobshch. Nats. nauch. tsentra gorn. pr-va* 2010, no. 336, pp. 222–235.
22. Glazov A.N., Baburov V.I., Shaitarov A.N., Shapovalov E.A. *Ustroystvo udarnogo deistviya* [Percussion device]. Inventor's certificate, no. 2321719, 1977.
23. Glazov A.N. *Snizhenie udelnogo raskhoda vozdukh pnevmaticheskikh mashin udarnogo deistviya* [Reduction of specific air flow of pneumatic percussion machines]. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*, 1977, no. 2, pp. 102–105.
24. Glazov A.N. *Rabochie protsessy pnevmoudarnogo mekhanizma perforatora* [Workflows of pneumoshock mechanism of a punch]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2005, vol. 308, no. 6, pp. 132–136.
25. Glazov A.N. *Energoberegayushchie konstruksii pnevmoudarnykh burilnykh mashin* [Energy-saving design of pneumopercussion boring machines]. *Gornyy zhurnal*, 2007, no. 1, pp. 76–78.
26. Glazov A.N. *Raschetnye zavisimosti staticheskoy modeli rabochikh protsessov pnevmoudarnogo mekhanizma* [Calculated dependences of a static model of pneumoshock mechanism workflows]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2006, vol. 309, no. 1, pp. 150–154.
27. Glazov A.N. *Razrabotka pnevmoudarnykh mekhanizmov s ekonomichnym tsiklom raboty* [Development of pneumoshock mechanisms with an economic cycle of work]. *Povysheniye effektivnosti pnevmoudarnykh burovnykh mashin* [Increase of efficiency of pneumoshock boring machines]. Novosibirsk, IGD Press, 1987. pp. 67–69.
28. Glazov A.N., Glazov G.N. *Optimalnaya stepen napolneniya kamery szhatym vozdukhom* [Optimum extent of filling the camera with compressed air]. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*, 1988, no. 6, pp. 84–87.
29. Glazov A.N., Karepina E.E. *K sozdaniyu burilnykh mashin s nizkim raskhodom vozdukh* [Development of boring cars with low air consumption]. *Aktualnye problemy mashinostroeniya* [Current problems of mechanical engineering]. Moscow, Mountain book, 2013, pp. 3–5.
30. Gerts E.V., Kreinin G.V. *Raschet pnevmoprivodov* [Calculation of pneumatic actuators]. Moscow, Mechanical Engineering, 1975. 272 p.

Received: 19 January 2015.