Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
т. LIV, вып. 1, 1967 г.

УДК 621.509.622.233

ТРАНСФОРМАЦИЯ ДАВЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН

А. С. Смородин

Энергия сжатого воздуха широко используется в горной промышленности. Она сравнительно безопасна, и применение ее связано с конструктивно простыми, производительными и долговечными машинами бурения.

Качество пневматической энергии как движущей силы привода машин и механизмов определяется давлением сжатого воздуха, подводимого к потребителям. В горных работах потребители сжатого воздуха различны по принципу действия, конструкции и размерам. Часто на одном участке одновременно работают бурильные молотки, пневматические двигатели, пневмоэжекторы и др. Каждый спроектирован на определенное давление. Отклонение рабочего давления от номинального приводит к снижению эффективности использования пневматической энергии.

Так, при пониженном давлении резко снижается производительность бурильных и отбойных молотков, а также мощность пневматических двигателей. По данным наших испытаний, уменьшение избыточного давления сжатого воздуха у бурильного молотка ПР-13 с 5 до 4 *бар* влечет за собой снижение скорости бурения на 30%, а при 3 *бар* скорость бурения составляет только 45% относительно первоначальной. При этом расход воздуха на каждый пробуренный метр шпура возрастает. Если при 5 *бар* расход воздуха $Q_{уд} = 17{,}9$ *м*^{3}/*м*, то при 4 *бар* $Q_{уд} = 20{,}1$ *м*^{3}/*м*, а при 3 *бар* $Q_{уд} = 23{,}9$ *м*^{3}/*м*.

Следовательно, пониженное давление у потребителей приводит к увеличению затрат и времени на выполнение одного и того же вида работ. Это связано не только с недовыполнением плана предприятия, но и с перерасходом заработной платы и другими потерями производства. Основной причиной пониженного давления шахтных пневмомеханизмов являются утечки через неплотности в воздухопроводах. Они и осложняют решение вопроса о транспортировке сжатого воздуха от компрессорной станции к потребителям с повышенным давлением.

Вместе с тем работа потребителей при повышенных давлениях, по сравнению с оптимальным для каждого потребителя, приводит к увеличению затраченной работы, потерь в компрессорах, к увеличению утечек воздуха через неплотности в воздухопроводах и к понижению к. п. д. пневматических двигателей. Так, у пневматического двигателя ПРШ-10 при повышении давления от 3,5 до 5 *бар* к. п. д. уменьшается с 42 до 33%. Повышение начального давления во всех случаях снижает к. п. д. двигателя [Борисенко, 1958].

Если повысить давление сжатого воздуха у привода вентиляторной установки ВП-3 с 4 до 8 *бар*, расход воздуха увеличивается примерно в 2 раза, а максимальный к. п. д. рабочего режима вентилятора снижается с 0,185 до 0,176, т. е. к. п. д. установки не улучшается. При увеличении мощности двигателей за счет повышения давления в сети основным сравнительным показателем надо считать к. п. д. машины. Он является наивысшим

при номинальном начальном давлении. Мощность двигателя можно увеличить более рациональными способами при конструировании без снижения к. п. д. двигателя. Многочисленными исследованиями в СССР и ряде зарубежных стран [Докукин, 1962] доказано, что при увеличении начального давления бурильных молотков повышается скорость бурения и снижается расход воздуха на один шпурометр. Еще в 1949 г. на Верхне-Сеймчанском руднике бурение горных пород при 7 *бар* дало увеличение скорости бурения на 150% и снижение расхода воздуха примерно на 60% по сравнению с бурением при 4,5 *бар*.

В 1959 г. в Чехословакии на шахте Стаханов при бурении молотками ЕДК-60 установлена скорость бурения 110 *мм/мин* при давлении сжатого воздуха 4,5 *бар*, 176 *мм/мин* при давлении 6 *бар*, т. е. скорость бурения повысилась на 60%.

В Северной Шотландии, например, применяются бурильные молотки фирмы Хольман типа «Сильвер-3», работающие с пневмоподдержкой на давлении 8 *бар*.

К аналогичным выводам приводят и данные наших испытаний (см. таблицу).

Показатели бурения при различных давлениях сжатого воздуха у потребителей

Перфоратор	Давление воздуха, *бар*	Средняя скорость бурения		Расход воздуха на бурение 1 *м* шпура		Расход энергии на 1 *м* шпура	
		мм/мин	%	$м^3/м$	%	*квт · ч*	%
КЦМ-4	5	75,1	100	49	100	4,2	100
	7	135,9	181	37,8	77	3,72	90
ПР-24л	5	340	100	11,5	100	—	
	7	590	173	8,3	72		

Эффективное использование повышенного давления воздуха у пневмомеханизмов имеет определенные границы. Наилучшие показатели снижения удельного расхода сжатого воздуха, отнесенного к 1 шпурометру, лежат в пределах 4,5—7 *бар*. Экономический показатель стоимости бурения по данным НИГРИ, оказался наивысшим при давлении сжатого воздуха 7 *бар*.

С другой стороны, оптимальное давление, по нашим данным, для пневмотранспорта колеблется от 1,5 до 3 *бар*. Таким образом, повышение давления не при всех пневматических машинах эффективно. Давление сжатого воздуха, подводимого к потребителям, должно строго соответствовать тому давлению, на которое они рассчитаны. Обеспечить это можно только рациональной, технически и экономически оправданной транспортировкой сжатого воздуха.

При эксплуатации компрессорного хозяйства в горной промышленности, особенно на угольных шахтах, давление у потребителей низкое. Мерами, обеспечивающими повышение давления в забое, часто служат повышение давления в компрессорной станции или увеличение диаметров трубопроводов. Эти мероприятия не всегда себя оправдывают в технико-экономическом отношении.

Рассмотрим влияние повышения давления у потребителей на расход энергии при различных утечках в шахтных воздухопроводах. Скорость бурения (долотчатой коронкой диаметром 43 *мм*) определим по полученной нами экспериментальной формуле

$$h = k_п k_м\, 0{,}0094 p_{пр}^{1{,}47}, \qquad (1)$$

где $k_п$ — коэффициент, характеризующий крепость породы; в соответствии с коэффициентом крепости f по шкале Протодьяконова, при $f = 10 \div 12$;

$k_п = 1{,}1$; $f = 12 \div 14$; $k_п = 1{,}0$; $f = 14 \div 16$; $k_п = 0{,}9$; $k_м$ — коэффициент, характеризующий тип бурильной машины при среднем состоянии изношенности; для бурильного молотка ПР-24л $k_м = 3{,}46$; $p_{пр}$ — манометрическое давление сжатого воздуха в трубопроводе у бурильного молотка, *бар*.

На рис. 1 представлены графики производительности работы бурильного молотка ПР-24л при бурении коронкой диаметром 43 *мм* по граниту с $f = 12 \div 13$ по шкале Протодьяконова в зависимости от усилия нажатия F (*кГ*).

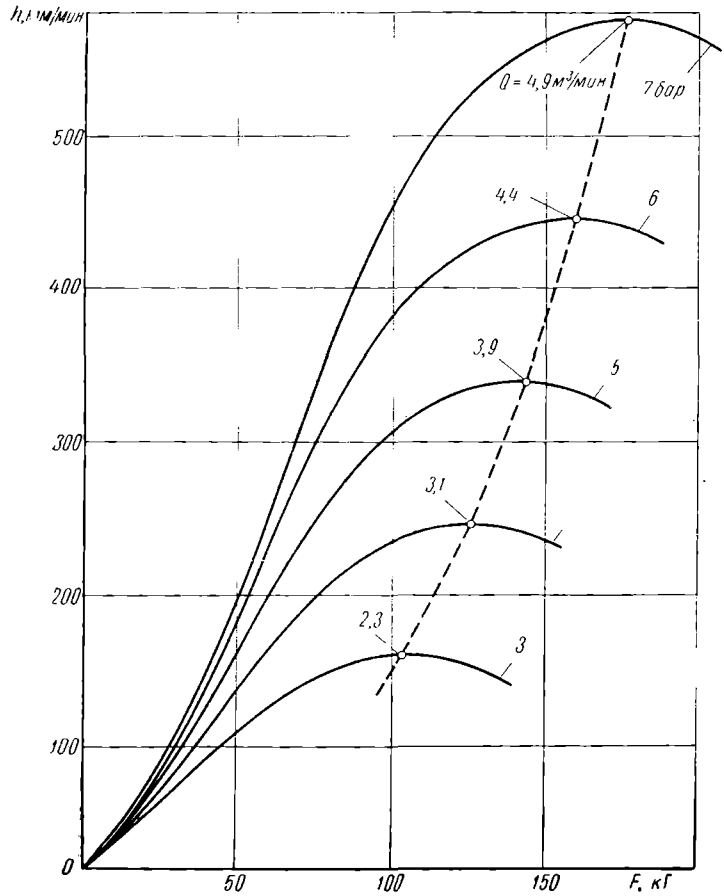


Рис. 1. Зависимость скорости бурения молотка ПР-24л от усилия нажатия автоподатчика при различном давлении сжатого воздуха.

Пунктир — линия наивысших скоростей бурения.

Достаточная точность совпадения расчетной скорости бурения по формуле (1) с опытными данными позволяет нам производить расчеты в диапазоне давлений от 3 до 10 *бар*.

Производительность компрессорной станции [Смородин, 1963] на одного потребителя

$$Q_ć = 0{,}393 \alpha p_{пр}^{0{,}76} k_{у.}, \qquad (2)$$

где α — коэффициент, характеризующий конструкцию, размеры и состояние изношенности рабочих поверхностей машины, определяется экспериментально; $k_{у.с}$ — коэффициент, учитывающий утечки воздуха в сети, определяется в функции давления

$$k_{у.с} = 1 + a\left(\frac{p_{пр}}{5}\right)^{1{,}3}, \qquad (3)$$

a — коэффициент, характеризующий долю полезного расхода, теряемого на утечки через неплотности в трубопроводах, принимаем при 5 *бар*.

Для определения давления у компрессора найдем потерю давления в сети, приняв за исходную величину $\Delta p_5 = 1{,}5$ *бар* при давлении 5 *бар* и предельно допустимых утечках по нормативам 20% от полезного,

$$\Delta p_i = \Delta p_5 \frac{6}{(p_{\text{пр}}+1)} \left(\frac{Q_i}{Q_{5,20}}\right)^2 \qquad (4)$$

где Δp_i — потеря давления в трубопроводе при любом значении давления у приемников и разных утечках; Q_i — расход свободного воздуха при раз-

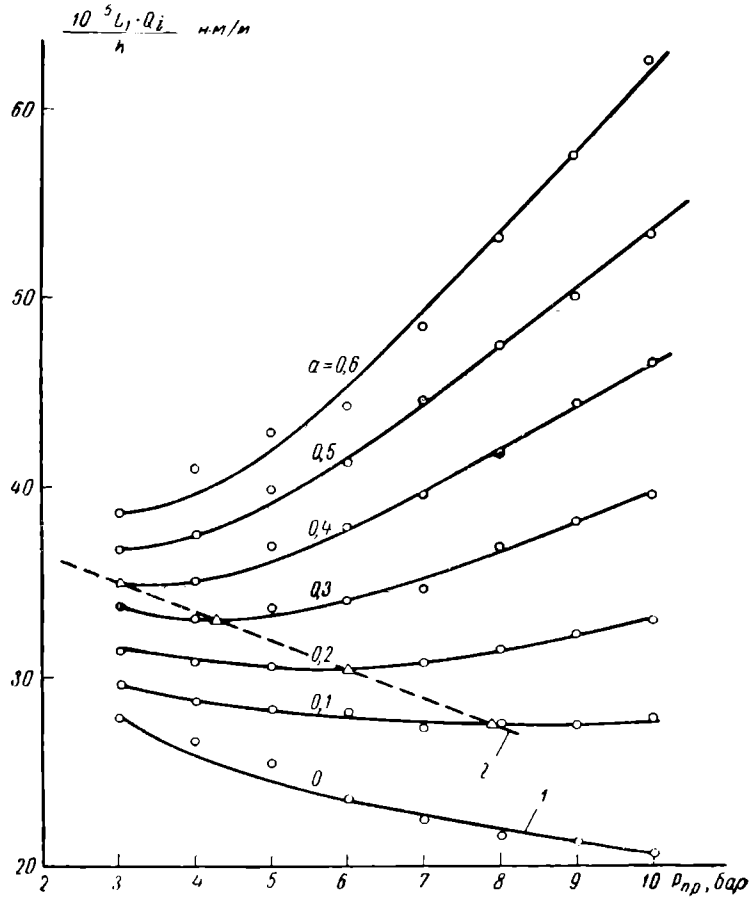


Рис. 2. Работа компрессора при бурении 1 *м* шпура.

1 — герметичный трубопровод; *2* — линия наивыгоднейшего давления.

ных давлениях и утечках в трубопроводах; $Q_{5,20}$ — расход воздуха при 5 *бар* и утечках воздуха 20%.

Давление воздуха у компрессора определяется давлением у приемников и потерей давления в сети. Подсчитав L_1 — работу на 1 $м^3$ воздуха при адиабатическом сжатии в двухступенчатом компрессоре и определив $\frac{Q_i}{h}$ — расход воздуха на 1 *м* пробуренного шпура как при герметичном трубопроводе, так и при различных утечках воздуха из сети, найдем удельный расход энергии. Как видно из кривых рис. 2, в обычной практике эксплуатации компрессорного хозяйства, когда потери воздуха от утечек составляют 40%, наивыгоднейшим давлением у потребителей является 3—4 *бар*; а при 30% утечек — порядка 3,5—4,5 *бар*.

При повышении давления у компрессора с целью доведения рабочего давления у потребителей до 7 *бар* необходимо устранить неплотности в трубопроводе и сократить утечки минимум до 10%; при утечках порядка 40% (при 5 *бар*) необходимо поднять давление у компрессора до 10,6 *бар*.

Современные рудничные компрессоры рассчитаны на давление только до 8 *бар*, но при износе компрессоров и ряде конструктивных недостатков машин в большинстве случаев компрессоры не могут эксплуатироваться при давлении более 6—6,5 *бар* и давление у приемников не может быть более 4—4,5 *бар*. Такое положение часто возникает на горных предприятиях с большими утечками воздуха. В Донбассе при утечках, достигающих 70%, давление у приемников снижается до 3—3,5 *бар*. Следовательно, экономически и технически целесообразно давление воздуха в забое поддерживать в 3—4,5 *бар*.

Однако потребителям необходимы оптимальные давления, соответствующие их характеристикам, поэтому неизбежна трансформация давления как в сторону уменьшения от наивыгоднейшего при транспорте, так и в сторону повышения. Некоторые потребители, например в угольных шахтах, требуют такого давления, которое является наивыгоднейшим по условиям его транспортирования (шестеренчатые двигатели комбайнов, транспортеров, лебедок и др.). Основные потребители в горнорудной промышленности, к числу которых относятся бурильные машины, работают с наибольшим эффектом при давлении 7 *бар*. Погружные бурильные машины рассчитываются на давление до 10—12 *бар*.

Из сказанного вытекает, что необходимо разное давление для потребителей в соответствии с их характеристиками. Для достижения этой цели существует два пути: 1) применение понизителей давления в виде редукционных клапанов, которые понижают сетевое давление на 0,5—1,5 *бар* с целью доведения его до номинального у потребителя; 2) установка повысителей давления перед потребителем, которые увеличивают сетевое давление до номинального у потребителей. Для этого достаточно применить одноступенчатые повысители давления без водяного охлаждения. В качестве привода могут быть использованы электрические и пневматические двигатели. Использование повысителей давления по предварительным данным вполне оправдывается экономически за счет резкого повышения производительности труда при бурении.

Выводы

1. Существующая практика получения сжатого воздуха от центральной компрессорной станции не обеспечивает требуемых оптимальных давлений сжатого воздуха, подводимого к горным машинам.

2. Поддержание оптимального давления у потребителей необходимо для обеспечения заданной производительности, сохранения режима работы, выгодного с точки зрения энергетических показателей, снижения аварийности, безопасности и долговечности работы оборудования.

3. Давление, создаваемое центральной компрессорной станцией, должно определяться минимальными экономическими затратами на транспортировку сжатого воздуха по трубопроводам с учетом потерь на утечки.

4. Оптимальное давление у потребителей ниже давления в магистральном трубопроводе должны обеспечивать редукционные клапаны.

5. Необходимое повышение давления перед машинами, по сравнению с магистральным, должно осуществляться повысителями, в качестве которых наиболее целесообразно применять малогабаритные винтовые машины, надежные и долговечные в работе.

ЛИТЕРАТУРА

Борисенко К. С. Пневматические двигатели горных машин. Углетехиздат. 1958.

Докукин А. В. Применение сжатого воздуха в горной промышленности. Госгортехиздат, 1962.

Смородин С. С. Рудничные воздухопроводные сети. Госгортехиздат, 1963.