Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXVII, вып. 1, 1975 г.

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОТЫ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ВОДООТЛИВНЫХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Доктор техн. наук *С. С. Смородин*
(Ленинградский горный ин-т)

Работа шахтной установки при транспортировке текучих по трубопроводам с применением машин определяется как индивидуальной характеристикой самой машины, так и характеристикой внешней сети. Индивидуальная характеристика машины отражает внутренние ее качества и показывает, какую полезную работу она может передать во внешнюю сеть. Расчетными характеристиками вентиляторов и насосов широко пользуются в инженерной практике при проектировании установок, а характеристиками компрессоров, особенно поршневых и ротационных, — в меньшей степени.

Многие коллективы ученых успешно трудятся над совершенствованием теории работы и методики расчетов машин, а конструкторы работают над созданием высокоэкономичных, надежных и долговечных вентиляторов, насосов и компрессоров. Машиностроительные заводы Советского Союза производят современные крупные машины высокого качества, во многом превосходящие лучшие образцы известных фирм в капиталистических странах.

Благодаря систематическим планомерным работам Донецкого политехнического института, Центрального аэрогидродинамического института, Донгипроуглемаша и Института горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова достигнуты большие успехи в создании высокоэкономичных центробежных и осевых вентиляторов с к.п.д. более 87%. Значительно увеличена глубина экономичного регулирования при неизменной скорости вращения. Современные шахтные вентиляторы позволяют регулировать производительность с широким диапазоном высоких значений к.п.д.

В результате более глубокого проникновения в сущность аэродинамических процессов проточной части вентиляторов и нахождения новых конструктивных решений всех элементов машин удалось добиться увеличения давления на одно колесо и повышения к.п.д. с одновременным уменьшением веса.

Значительно улучшены эксплуатационные индивидуальные характеристики центробежных насосов в результате исследований, выполненных ведущими научными коллективами. Особенно следует отметить работы ВИГМа и конструкторского бюро машиностроительного завода им. М. И. Калинина.

Компрессорные машины Невского завода им. В. И. Ленина, завода «Компрессор», Сумского завода обладают высокими эксплуатационными показателями.

Но и хорошая машина может давать очень низкие показатели работы, если внешние условия, определяющиеся характеристикой сети, не отвечают характеристике этой машины.

В практике горного дела при проектировании вентиляторных и водоотливных установок пользуются характеристиками трубопроводов. При проектировании и эксплуатации рудничных компрессорных установок характеристики сетей почти не применяются. Даже широко известные внешние характеристики вентиляторных и водоотливных установок еще недостаточно изучены и представляются, как правило, только для герметичных трубопроводов в виде квадратичных парабол, что не отражает действительной картины, особенно шахтных вентиляционных сетей.

Одна из главных причин недостаточно надежного математического описания внешних характеристик сетей заключается в большой трудности теоретического решения и практического определения как утечек через неплотности в вентиляционных и пневматических трубопроводах, так и характеристик потребителей сжатого воздуха в пневматических установках. В шахтных водоотливных установках аналитическое определение характеристики внешней сети может с достаточной точностью отражать действительное ее состояние, и она легко может быть получена опытным путем.

Взаимосвязь между характеристиками машин и внешних сетей настолько тесная, что вопросы конструирования вентиляторов, насосов и компрессоров не могут быть успешно решены без учета специфических особенностей внешних условий работы той или иной установки.

При проектировании шахтных вентиляторных установок еще недостаточно обоснованно принимаются запасы количества воздуха и возможные подсосы или утечки через неплотности в различных местах по длине потока воздуха. Теоретическую характеристику герметичного трубопровода следует дополнить характеристикой по подсосам (утечкам), которая может быть в общем виде выражена формулой

$$Q_{\text{подс}} = aH_{\text{ст}}^{b}, \tag{1}$$

где a — константа шахты, зависящая от количества и размеров неплотностей; $H_{\text{ст}}$ — статическое давление вентилятора; b — показатель степени, учитывающий характер неплотностей.

Ввиду большого числа неплотностей, дающих подсосы при разных перепадах давлений, т. е. через обрушения и трещины в породах, надшахтное здание и реверсивные устройства, а также ввиду разнообразия закономерностей подсосов в функции разности давлений, формула (1) может быть получена только эмпирическим путем, для чего необходим большой статистический материал.

По существующим нормативам утечки (прососы) через надшахтные здания при проектировании допускаются в пределах 10—25% от расчетного количества воздуха, проходящего по шахте. По общему расходу воздуха с учетом указанных подсосов рассчитываются эквивалентное отверстие и характеристика вентиляционной сети, что отвечает в формуле (1) показателю степени $b=0{,}5$, так как обычно расчетная характеристика сети продолжает оставаться квадратичной параболой. По некоторым опытным данным этот показатель иногда близок к единице. Следовательно, в действительности происходит линеаризация теоретической характеристики вентиляционной сети.

Более достоверное математическое описание характеристики шахтной вентиляционной сети и отыскание путей прогнозирования ее изме-

нения в процессе эксплуатации вентилятора дадут возможность значительно повысить экономические показатели работы шахтных вентиляторных установок.

Первым этапом на этом пути необходимо считать проектирование вентиляционной сети по депрессии рудника с учетом кинематической энергии в вентиляционном канале, подсосов не менее 10—25% и построения в необходимых случаях характеристики подсосов с показателем степени $b=0{,}75 \div 1$, а также с учетом естественной тяги в тех случаях, когда она препятствует проветриванию.

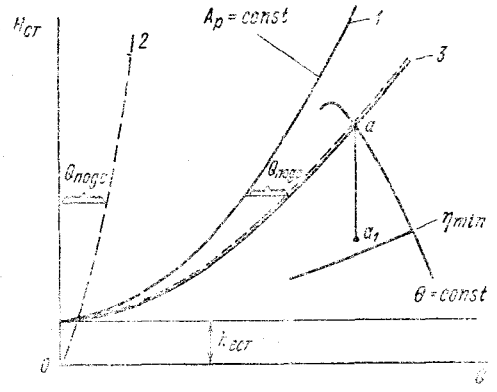


Рис. 1. Характеристики вентиляционной сети:

1 — теоретическая при эквивалентном отверстии рудника $A_р$; *2* — по подсосам; *3* — действительная; *a* — действительный режим работы установки при угле установки лопасти $\theta = const$, с учетом действительной тяги $h_{ест}$, $a-a_1$ — пределы изменения потребных режимов; η_{min} — минимально допустимый к.п.д. вентилятора

Поскольку действительные характеристики вентиляционных сетей шахт весьма изменчивы (рис. 1), их необходимо систематически контролировать. По отношению к шахтным вентиляторам остаются требования большой глубины экономического регулирования при постоянной скорости вращения колеса.

Шахтные водоотливные установки определяют методику создания ряда типоразмеров центробежных насосов.

Сложившаяся практика расчета и конструирования насосов без соблюдения геометрического подобия машин в данной серии приводит к необходимости создания эксплуатационных методов расчета и выбора центробежных насосов по индивидуальным характеристикам, что, в свою очередь, вызывает чрезмерное завышение производительностей и напоров в водоотливных установках. В результате очень часто наблюдаются завышение установленной мощности электродвигателей и перерасход электроэнергии, а также уменьшение надежности и долговечности работы оборудования, так как насосы часто работают в режиме кавитации.

Изготовление центробежных насосов с соблюдением геометрического подобия в колесах разного диаметра данной серии позволит пользоваться типовой характеристикой. Известно, что динамического подобия реальных потоков в насосах не существует даже при соблюдении геометрического подобия, однако это дает основание принимать действительную типовую характеристику насосов с определенной степенью погрешности. Главное преимущество производства насосов по геометрическому подобию — достаточно широкий диапазон изменения диаметров колес данного типа, что позволяет применять методику эксплуатационных расчетов по типовым характеристикам.

Эксплуатационный расчет с помощью типовой характеристики по заданной производительности (рис. 2) дает возможность определить напор на одно колесо H'_m из условия максимума к.п.д. работы насоса по формуле

$$H'_m = k_n \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Phi_н}\right)^2}, \qquad (2)$$

где k_n — коэффициент, зависящий от числа оборотов насоса; Q — за-

данная производительность насоса; $\Phi_н$ — наивыгоднейший модуль напора, отвечающий максимальному к. п. д. насоса.

После выбора числа рабочих колес и уточнения напора на одно колесо находят фактическое значение модуля напора и соответствующие значения остальных типовых коэффициентов. Далее по действительному значению коэффициента производительности рассчитывают диаметр рабочего колеса и выбирают действительный по заводским каталогам. Такой расчет всегда обеспечивает работу насоса в режиме, близком к максимальному к. п. д.

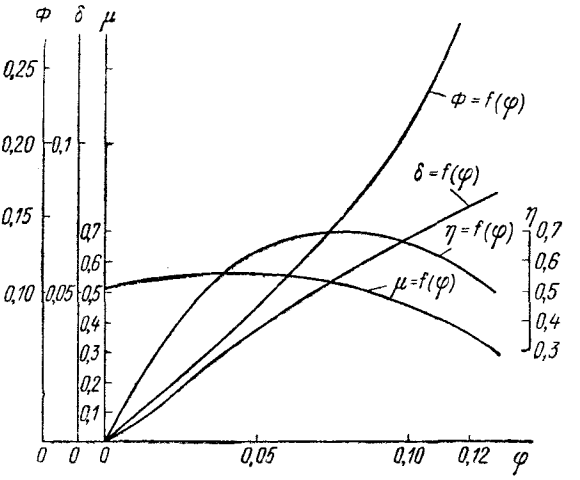


Рис. 2. Типовая характеристика центробежного насоса $H_{дв}$:

$\Phi = f(\varphi)$ — модуль напора; $\delta = f(\varphi)$ — коэффициент производительности, $\eta = f(\varphi)$ — к.п.д. насоса, $\mu = f(\varphi)$ — коэффициент напора

Другим преимуществом типовых характеристик является возможность выбора наивыгоднейшего диаметра нагнетательного трубопровода.

В настоящее время при выборе насосов только по индивидуальным характеристикам отрицается понятие наивыгоднейшего диаметра трубопровода. При известной геодезической высоте и заданной индивидуальной характеристике насоса диаметр нагнетательного става определяется по потере давления при той или иной производительности насоса. При этом во многих случаях получаются весьма малые значения к.п.д. внешней сети, следовательно, и всей водоотливной установки.

В создании серий насосов по геометрическому подобию заключен большой резерв повышения экономичности эксплуатации шахтных водоотливных установок, оправдывающий некоторое усложнение производства центробежных насосов, так как при современных методах выбора из-за вынужденных завышений напоров только стоимость перерасхода электроэнергии за весь срок эксплуатации сопоставима со стоимостью насосов.

Режим работы шахтной пневматической установки определяется также точкой пересечения характеристики компрессора с характеристикой внешней сети. Однако последняя до недавнего времени была неизвестна, и ею не пользовались ни при проектировании, ни при эксплуатации компрессорных установок.

Теоретически решен вопрос о характеристике пневматической сети, что послужило основой принципиально нового метода расчета шахтных воздухопроводов и разработки инженерного метода расчета характеристики сложной сети компрессорной установки.

Характеристика внешней сети составляется на основе характеристики трубопровода и суммы характеристик потребителей сжатого воздуха, включенных в данный трубопровод. Это общее понятие распространяется на сети вентиляторных и насосных установок (водоотливные, гидромониторные, гидросиловые и др.).

Трудность решения вопроса о характеристике пневматической сети кроется в огромном разнообразии характеристик потребителей сжатого

воздуха (перфораторы, зубчатые двигатели, пневмоэжекторы, отбойные молотки и др.) и в неодновременности их работы.

В решении прикладных вопросов техники избираемый метод математического решения должен отвечать целям практики. Следовательно, чтобы составить единое математическое выражение характеристики всей сложной сети, необходимо характеристики потребителей сжатого воздуха написать в виде одночленного выражения.

Теоретической основой математического описания расхода воздуха, в зависимости от давления сжатого воздуха и параметров машины, можно считать уравнение расхода свободного воздуха $Q_{св}$ через сопло

$$Q_{св} = 60\frac{1}{\gamma_{св}} f_c \mu_c \sqrt{2g\frac{n}{n+1}} \cdot 10^2 \cdot \sqrt{\frac{1+\frac{1}{\frac{p_{пр}}{v_{пр}}}}{}} \times$$

$$\times \sqrt{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}} k_y' p_{пр}^{1/2}}, \ м^3/мин, \qquad (3)$$

где $\gamma_{св}$ — плотность атмосферного воздуха; f_c и μ_c — сечение сопла и коэффициент поджатия струи; n — показатель процесса истечения; $v_{пр}$ и $p_{пр}$ — удельный объем и давление воздуха перед потребителем; k_y' — коэффициент утечки, зависящий от износа машины y и от давления у приемника в степени b, $k_y' = 1 + y p_{пр}^b$.

Все составляющие правой части объединим в комплексы и напишем

$$Q_{св} = c\beta, \qquad (4)$$

где c — постоянная; β — переменная, зависящая от давления в сети.

Не зная истинного значения функции переменной β, представим ее в виде степенной зависимости $\beta = \alpha p_{пр}^a$. Тогда формула для определения расхода свободного воздуха потребителем примет вид

$$Q_{св} = C\alpha p_{пр}^a, \ м^3/мин, \qquad (5)$$

где C — константа, определяемая опытным путем; α — коэффициент, характеризующий конструкцию и размеры потребителя при определенной степени износа; a — показатель степени, принимаемый постоянным и определяемый опытным путем.

На основе многочисленных экспериментальных исследований разнообразных потребителей при их среднем износе и математической обработки опытных данных методом уравновешивания погрешностей в логарифмической форме в ЛГИ удалось получить значения всех составляющих в формуле (5), которую окончательно можно представить в следующем виде:

$$Q_{св} = 0{,}393\alpha p_{пр}^{0{,}76}, \qquad (6)$$

где α — коэффициент эквивалентности любого потребителя при среднем износе, называемый расчетным коэффициентом.

Представленная на рис. 3 энергетическая характеристика типового пневмоэжектора с выходным диаметром сопла 8 *мм* показывает достаточное совпадение расчетов по формулам (3) и (6) с опытными данными.

Доказанный таким образом закон конгруэнтности энергетических характеристик потребителей сжатого воздуха через так называемый

эквивалентный молоток (или эквивалентное сопло) открывает путь аналитического определения характеристики сложной пневматической сети.

Расход для любого числа различных потребителей

$$Q_n = 0{,}393 p_{\text{пр}}^{0{,}76} \sum_{i=1}^{i=m} n_i \alpha_i \varphi_i = \\ = 0{,}393\, p_{\text{пр}}^{0{,}76} n_{\text{э}}, \qquad (7)$$

где n_i, α_i, φ_i — соответственно, число, коэффициент эквивалентности и коэффициент одновременности работы группы одинаковых потребителей.

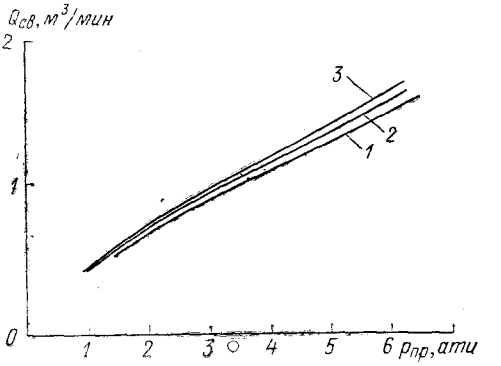


Рис. 3. Энергетическая характеристика пневмоэжектора:
1 — по формуле (3); *2* — по формуле (6); *3* — опытная

Полезный расход с учетом характеристик потребителей по формуле (7) — основа нового метода расчета шахтных воздуховодов. Полученная в результате расчета общая потеря давления дает возможность определить константу трубопровода $A_{\text{тр}}$. Тогда характеристика сложной внешней сети рудничной компрессорной установки может быть представлена в следующем виде *:

$$p_{\text{к}} = p_{\text{пр}} + A_{\text{тр}} \frac{n_{\text{э}}^2 k_{\text{у.с}}^2}{(p_{\text{пр}}+1)} p_{\text{пр}}^{1{,}52}, \qquad (8)$$

где $p_{\text{к}}$ — манометрическое давление из компрессора; $n_{\text{э}}$ — число одновременно работающих эквивалентных молотков; $k_{\text{у.с}}$ — общий коэффициент утечки во всей сети.

В координатах — давление у компрессора $p_{\text{к}}$ и производительность (по свободному воздуху) — характеристика сети представляется сложной кривой, форма которой зависит от величины утечек. Построить такую кривую можно только по точкам.

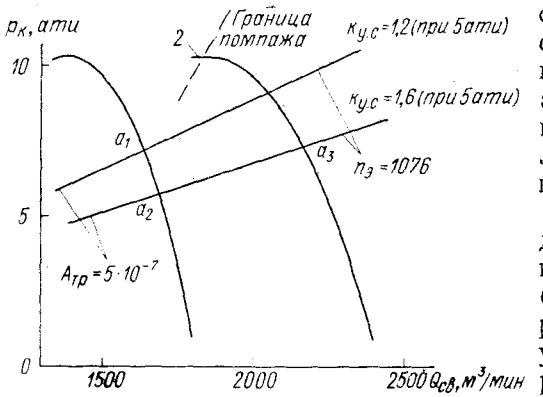


Рис. 4. Графическое определение режимов работы компрессорной установки на внешнюю сеть при включении трех (*1*) и четырех (*2*) турбокомпрессоров производительностью по 500 *м³/мин*

Полученное математическое выражение характеристики пневматической сети впервые дало возможность аналитического и графического решения задачи по определению режима работы рудничной компрессорной установки.

Как указано на рис. 4, для одного из крупных рудников цветной металлургии работа трех компрессоров на характеристику с нормальными утечками обеспечивает режим работы в точке a_1 при давлении в компрессорной станции 7,2 *ати*, а у потребителей — около 5,5 *ати*.

С увеличением утечек, т. е. когда $k_{\text{у.с}} = 1{,}6$, режим

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

работы переходит в точку a_2, при этом давление в компрессорной снизится до 5,7 *ати*, а у потребителей будет не более 4,2 *ати*. При включении четвертого компрессора обеспечивается режим в точке a_3, что приведет к повышению давления до 7,3 *ати*, однако давление у потребителей не восстановится до прежнего.

Знание характеристики внешней сети дает возможность анализировать состояние рудничного компрессорного хозяйства и открывает новые пути совершенствования работы всех элементов установки и повышения технико-экономических показателей эксплуатации сетей и компрессоров.

Раскрытые закономерности расхода воздуха в функции давления позволяют выполнить поверочные расчеты существующих шахтных воздухопроводов.

Зная энергетические характеристики потребителей сжатого воздуха, принципиально по-новому можно организовать испытание существующих воздухопроводных сетей при работающих потребителях, что значительно больше отражает действительность, чем обычные испытания трубопроводов на герметичность.

Новым на пути совершенствования работы рудничных компрессорных установок является внедрение дожимных компрессоров в горной промышленности.

Большой теоретический интерес и практическое значение имеют исследования внешних сетей гидромониторных установок и систем с гидроприводами, в которых большое влияние на работу установок оказывают явления гидроудара и явления волновых колебаний в связи с дросселированием. Все эти вопросы актуальны также для водоотливных, вентиляторных и компрессорных установок.