

И.Ф. Чемерис, Ю.И. Оксень, В.Д. Рубан
(ИГТМ НАН Украины)
Б.В. Бокий
(АП Шахта им. А.Ф. Засядько)

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА КОГЕНЕРАЦИОННОГО ЭНЕРГОКОМПЛЕКСА В СИСТЕМЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В УСЛОВИЯХ ШАХТЫ ИМ. А.Ф. ЗАСЯДЬКО

Розглянуто питання використання надлишкової теплової енергії когенераційного енергокомплексу Східного промислового майданчика шахти ім. А.Ф. Засядько для кондиціонування шахтної атмосфери. На прикладі 16-ї західної лави розрахована сумарна холодильна потужність в залежності від температури і вологості повітря, а також потужності устаткування. Визначено потрібну теплову потужність, необхідну для вироблення холоду. Показано економічну ефективність перед варіантами з використанням тепла від шахтної котельної та з використанням парокompресійного устаткування.

HEAT UTILIZATION OF COGENERATION POWER COMPLEX IN THE SYSTEM OF AIR CONDITIONING IN CONDITIONS OF ZASJADKO MINE

Questions of use of superfluous thermal energy of cogeneration power complex located on East industrial ground of Zaszjadko mine for air-conditioning a mine atmosphere. By the example of 16-th western lava total refrigerating capacity is designed depending on temperature and humidity of air, and also capacity of the equipment. The required thermal capacity necessary for manufacture of a cold is determined. Economic efficiency before variants with use of heat from mine boiler-house and with use steam-compressor installations is shown.

Шахта им. А.Ф. Засядько разрабатывает угольные пласты на глубинах свыше 1300 м при температуре пород 44 – 47 °С. Температура воздуха в выработках добычных участков и в подготовительных забоях превышает допустимую по Правилам безопасности, в связи с чем на шахте существует потребность в применении искусственного охлаждения (кондиционирования) воздуха. Установки кондиционирования являются энергоемкими и дорогостоящими объектами, поэтому весьма важным является принятие такого технического решения, которое позволяет нормализовать температурные условия в горных выработках при минимальных затратах энергии и денежных средств.

Перспективным решением данной проблемы является выработка холода в абсорбционных холодильных машинах, использующих вторичное и бросовое тепло промышленных установок. На шахте им. А.Ф. Засядько источником такого тепла является энергетический комплекс, сооружаемый для утилизации метана, добываемого при дегазации угольных пластов. Комплекс состоит из отдельных модулей, включающих газопоршневые двигатели внутреннего сгорания и электрогенераторы. Вырабатываемая электрическая мощность одного модуля составляет 3000 кВт. При этом за счет теплообменников систем смазки, охлаждения двигателя и выхлопных газов может быть получено также 3000 кВт теплоты с температурным потенциалом теплоносителя (воды), достаточным

для использования последнего в качестве греющей среды в абсорбционных холодильных машинах.

С точки зрения экологической чистоты окружающей среды в качестве холодильных машин целесообразно принять бромисто-литиевые абсорбционные холодильные машины, холодильным агентом в которых является водяной пар. Однако в связи с ограниченными возможностями этих машин в получении низкотемпературного холода (до $+4...+7^{\circ}\text{C}$), применение их в шахтных установках кондиционирования воздуха требует доставки холода в подземный контур низкого давления с малыми потерями (в пределах 1°C). Обычно применяющиеся на шахтах Донбасса для передачи холода из контура высокого в контур низкого давления теплообменники высокого давления (ТВД) этому требованию не удовлетворяют из-за существенной необратимости процесса теплообмена. Более эффективным техническим решением узла связи этих контуров является применяющийся в настоящее время за рубежом на ряде шахт трехкамерный массообменный аппарат (ТМА), изготавливаемый фирмой «Siemag» [1, 2]. Он позволяет передать из контура высокого давления в контур низкого и обратно непосредственно сам холодоноситель. При работе аппарата каждая из его камер при помощи системы автоматически управляемых клапанов поочередно включается в контуры высокого и низкого давления. Когда камера включена в контур высокого давления, она заполняется холодной водой. При этом находящаяся в ней теплая вода вытесняется и направляется к холодильным машинам. Когда камера полностью заполняется холодной водой, она отключается от системы, а затем включается в контур низкого давления и заполняется теплой водой. Находящаяся в камере холодная вода при этом вытесняется и направляется к воздухоохладителям. Энергетические потери в ТМА, обусловленные смешением теплого и холодного холодоносителей на фронте их соприкосновения, невелики и приводят к изменению температуры холодоносителя всего на $0,5^{\circ}\text{C}$ [1]. Благодаря этому ТМА позволяет обеспечить необходимый температурный режим холодоносителя в подземном контуре его циркуляции при выработке холода в абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машинах и снять ограничения на применение их в установках кондиционирования воздуха шахт.

Проект системы кондиционирования шахтной атмосферы применительно к условиям шахты им. А.Ф. Засядько (рис. 1) включает два энергетических модуля на базе газопоршневых установок 1 и 2, две абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины 3 и 4, трехкамерный массообменный аппарат 5, градирню 6 для отвода тепла конденсации и абсорбции, подземную трубопроводную систему с воздухоохладителями 7.

Для оценки потребной холодильной мощности установки выполнены расчеты температурно-влажностных режимов фрагмента сети горных выработок, включающего 16-ю западную лаву пласта m_3 и три подготовительных забоя (рис. 2). Расчеты производились по методике [3], которая в качестве оценки влажностного состояния горных выработок использует коэффициент влажности ψ , представляющий собой отношение смоченной части периметра ко всему периметру сечения выработки. Этот коэффициент может быть определен по

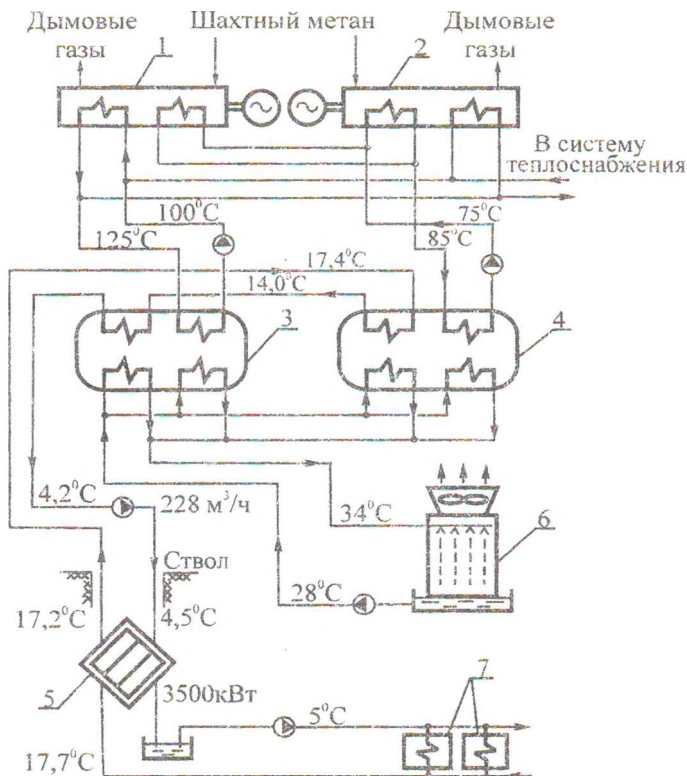


Рис. 1 - Система кондиционирования шахтной атмосферы на базе избыточного тепла газопоршневых установок

экспериментальным данным температурно-влажностных съемок горных выработок [4]. Так как влажностное состояние выработок с течением времени может изменяться, расчеты производились при различных значениях ψ .

Другим фактором, существенно влияющим на потребную холодильную мощность охлаждающих устройств, является тепловыделение от работающих машин и оборудования. Наибольшая неопределенность при выборе значений этого фактора возникает в случае очистных и подготовительных выработок, оснащенных высокопроизводительной техникой. При отбойке угля энергия разрушения угольного пласта переходит в теплоту, воспринимаемую: режущим инструментом; разрабатываемым пластом; отбитой горной массой; водой, поступающей на орошение, и лишь затем частично передается вентиляционной струе в явном и скрытом виде, а частично удаляется из лавы вместе с отбитой горной массой. В литературе отсутствуют обоснованные рекомендации по определению составляющих теплового баланса разрушения угольного пласта.

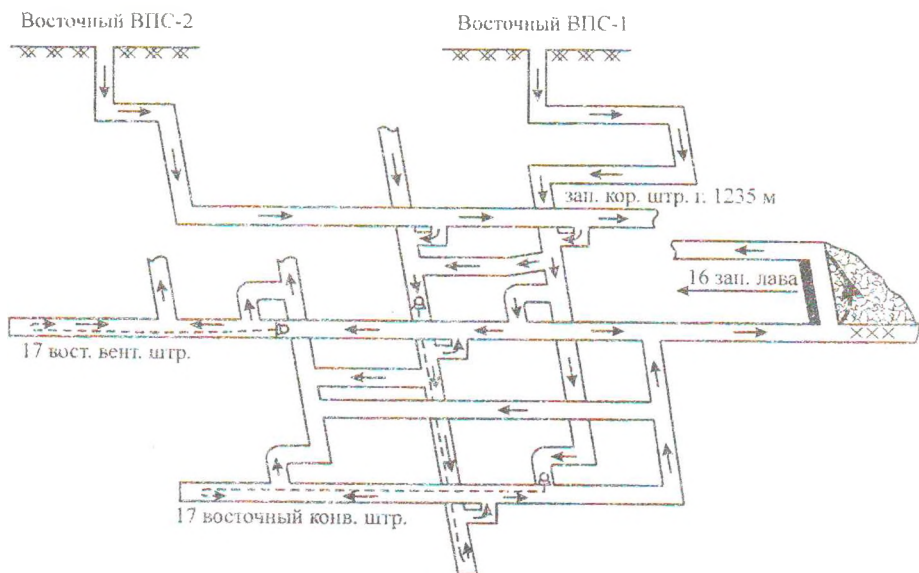


Рис. 2 – Схема расчетного фрагмента сети горных выработок шахты им. А.Ф. Засядько

В [5] полагается, что в очистной выработке вся потребляемая комбайном энергия воспринимается вентиляционной струей в виде тепла. Авторы работы [6] считают, что в вентиляционную струю поступает только тепло, обусловленное потерями энергии в электродвигателе и трением в механических передачах. В связи с недостаточной изученностью данного вопроса расчеты производились при различных соотношениях между теплотой, поступающей в вентиляционную струю, и теплотой, выносимой отбитой горной массой на откаточный штрек. Величина суммарных тепловыделений от оборудования в лаве, рассчитанная в соответствии с [5], составила 400 кВт. В расчетных вариантах принималось, что из них в вентиляционную струю в лаве будет поступать 50, 100, 150 и 200 кВт, а остальная часть, т.е. 350, 300, 250 и 200 кВт, будет вынесена с отбитой горной массой на откаточный штрек. Аналогично учитывалось распределение тепловыделений от оборудования, работающего в призабойных зонах тупиковых выработках.

По результатам расчетов при тепловыделениях машин, воспринятых вентиляционной струей в лаве, в количестве 100 кВт, на рис. 3 построены графики зависимостей холодильной мощности, которую необходимо подвести к вентиляционной струе в пунктах охлаждения, находящихся на откаточном штреке 16-й западной лавы, и суммарной холодопотребности фрагмента в целом от влажности выработок.

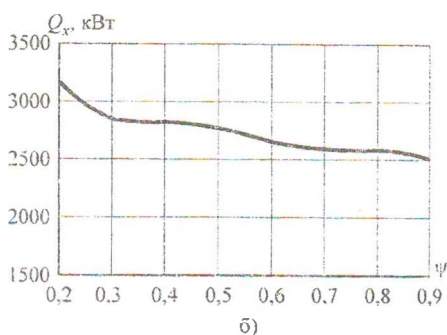
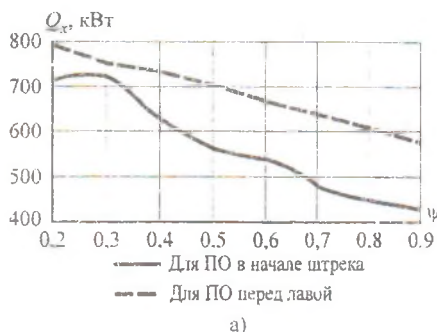


Рис. 3 – Зависимость холодильной мощности Q_x от степени увлажненности выработок ψ для откаточного штрека (а) и фрагмента сети горных выработок (б)

Из рисунка 3 следует, что увеличение коэффициента влажности ψ приводит к уменьшению потребной холодильной мощности воздухоохладителей. Это объясняется тем, что с увеличением влажности стенок выработок часть тепла, затрачиваемая на испарение влаги и повышение влажности воздуха, увеличивается, а часть тепла, идущая на повышение температуры воздуха, соответственно уменьшается. Так, при изменении степени увлажненности от 0,3 (относительно сухие выработки) до 0,9 (влажные выработки) холодильная мощность воздухоохладителей, предназначенная для нормализации тепловых условий в лаве, уменьшается с 785 до 575 кВт.

На рисунке 4 для тех же объектов приведены графики зависимостей потребной холодильной мощности от тепловыделений забойного оборудования, воспринимаемых вентиляционной струей в лаве. Графики построены по результатам расчетов при неизменной степени влажности выработок, равной 0,6. Из графиков видно, что при возрастании этой части тепловыделений, потребная холодильная мощность воздухоохладителей, устанавливаемых перед лавой, а также потребная холодильная мощность фрагмента в целом возрастает. Наиболее существенным является возрастание потребной холодильной мощности воздухоохладителей, устанавливаемых непосредственно перед лавой. В условиях решаемой задачи, при увеличении тепловыделений от оборудования, воспринимаемых вентиляционной струей непосредственно в лаве, от 50 до 200 кВт холодильная мощность воздухоохладителей, устанавливаемых перед лавой, возросла от 520 до 960 кВт, т.е. в 1,8 раза. Вместе с тем, в связи с уменьшением, доли тепла, выносимого отбитым углем на откаточный штрек, потребная холодильная мощность воздухоохладителей, устанавливаемых в критической точке (в которой температура воздуха становится равной допустимой) в начале штрека уменьшается. Разностороннее действие этих факторов в определенной мере компенсирует друг друга, поэтому при их изменении потребная холодильная мощность фрагмента в целом меняется менее существенно. В условиях анализа диапазон ее значений составил 2500 – 3000 кВт, что соответствует превышению

максимального значения над минимальным в 1,2 раза. С учетом потерь холода в элементах системы кондиционирования потребная генерируемая холодильная мощность составит в расчетном режиме 3500 кВт.

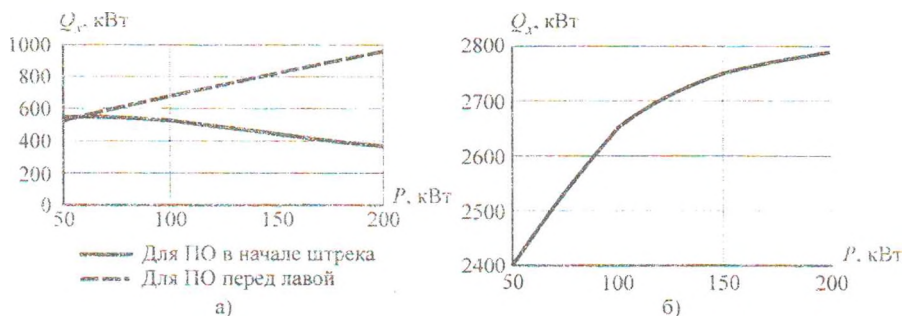


Рис. 4 – Зависимость потребной холодильной мощности Q_x от тепловыделения забойного оборудования, воспринятого вентиляционной струей P , для откаточного штрека (а) и фрагмента сети горных выработок (б)

Расчет параметров и выбор оборудования установки произведен с помощью методики и компьютерных программ автоматизированного проектирования установок кондиционирования воздуха шахт [7], предусматривающих оптимизацию проектного решения, обеспечивающего в рассматриваемом фрагменте сети горных выработок температуру воздуха, не превышающую 26°C .

Согласно расчетам холодоноситель (вода) в количестве $228 \text{ м}^3/\text{ч}$ должен быть охлажден холодильными машинами с $17,4$ до $4,2^{\circ}\text{C}$. Такое охлаждение холодоносителя может быть получено при последовательном прохождении его через испарители двух холодильных машин. Поскольку источники бросового тепла газопоршневых установок (выхлопные газы и система охлаждения двигателя) имеют разный температурный потенциал, целесообразно для машины, располагающейся на первой ступени охлаждения холодоносителя, в качестве греющей среды использовать горячую воду системы охлаждения двигателя, с температурой 85°C , а для холодильной машины второй ступени – горячую воду, нагреваемую до 125°C выхлопными газами. Отвод теплоты конденсации и абсорбции в атмосферу предполагается параллельными потоками воды с температурой ее после охлаждения в градирне 28°C . Температурный режим элементов установки показан на рисунке 1. Для выработки холодильной мощности 3500 кВт при тепловом коэффициенте станции холодильных машин 0,65 необходимо подвести к ним 5400 кВт тепла. Потребляемая электрическая мощность установки кондиционирования составит 580 кВт. Избыточное тепло энергокомплекса предполагается использовать в системе теплоснабжения шахты и прилегающего микрорайона города, например, в системе ГВС.

Выполним сравнительный технико-экономический анализ эффективности возможных альтернативных вариантов применительно к условиям выделенного фрагмента сети горных выработок шахты им. А.Ф. Засядько:

- использование для выработки холода в абсорбционных холодильных машинах избыточного тепла, выделяющегося при работе энергетического комплекса на базе газопоршневых установок (базовый вариант A_0);

- потребление абсорбционными холодильными машинами тепла, вырабатываемого сторонними котельными (вариант A_1);

- реализация традиционного для шахт Донбасса схемного решения кондиционирования воздуха шахт – на основе теплообменника высокого давления и парокompрессионных холодильных машин, потребляющих для выработки холода электроэнергию (вариант A_2).

В технико-экономических расчетах стоимость покупаемого тепла (в варианте A_1) принята равной 67 грн./Ткал, стоимость потребляемой электроэнергии – 0,2 грн./кВт·ч. Основные результаты расчетов приведены в таблице.

Из таблицы видно что, при незначительно различающихся капитальных затратах и затратах на амортизацию и ремонт, базовый вариант A_0 (с утилизацией избыточного тепла от когенерационного энергетического комплекса на базе газопоршневых установок) заметно предпочтительнее как варианта A_1 , ввиду отсутствия затрат на тепло, так и варианта A_2 , ввиду существенно меньших затрат на электроэнергию.

Таблица – Стоимостные показатели сравниваемых проектных решений по кондиционированию воздуха шахты им. А.Ф. Засядько

Показатели	Базовый вариант A_0	Альтернативные варианты	
		A_1	A_2
Капитальные затраты, тыс. грн.	15027	15027	12837
Затраты на амортизацию и ремонт, тыс. грн./год	2316	2316	1868
Затраты на электроэнергию, тыс. грн./год	920	920	8280
Затраты на покупаемое тепло, тыс. грн./год	0	2496	0
Годовые эксплуатационные затраты, тыс. грн./год	3327	5823	10239

Таким образом, выполненные расчеты показывают, что предложенная для шахты им. А.Ф. Засядько схема установки кондиционирования воздуха на основе абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин, утилизирующих бросовое тепло энергетического комплекса, является экономически эффективной. Это позволяет рассматривать данную схему как перспективную для глубоких шахт Донбасса.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Kinne Ch., Geller F.J., Loser W. Alternative Methoden des Kältetransportes im Steinkohlenbergbau bei übertägig angeordneten Kältemaschinen // Bergbau. – 1990. – № 12. – S. 537-542.
2. S.Nawrat, G. Cristian. Zastosowanie trojkomorowego podajnika cieczy jako wymiennika ciepła w procesie klimatyzacji wyrobisk kopalnianych // 9. Sesja Międzynarodowego Biura Termofizyki Górniczej "IBMT 2000": 18-22 wrzesień 2000, Gliwice, Polska. – 2000. – S. 163-179.
3. Оксень Ю.И. Метод расчета температурно-влажностного режима рудничной атмосферы в сети горных выработок // Гірничі електромеханіка та автоматика: Міжгалузевий наук.-техн. зб. – 2001. – Вип. 67. – С. 135-141.
4. Оксень Ю.И. Метод идентификации параметров теплообмена в протяженных горных выработках // Науковий вісник Національної гірничої академії України. – 2002. – № 5. – С. 80-82.
5. Единая методика прогнозирования температурных условий в угольных шахтах. – Макеевка – Донбасс, 1979. – 196 с.
6. Влияние местных источников тепла на тепловой баланс воздуха, проходящего по горным выработкам глубоких шахт / С.С. Гребенкин, А.Д. Доронин, В.П. Глебов, С.Г. Жулидов // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2001. – Вып. 29. – С. 207-209.
7. Проектирование и эксплуатация шахтных систем кондиционирования воздуха / Ю.А. Цейтлин, Т.Г. Абрамова, В.И. Могилевский, В.Ф. Ройтман, В.К. Черненко. – М.: Недра, 1983. – 261 с.

УДК 622.647.7+622.648.004.3:622.023.65

А.И. Волошин, С.Н. Пономаренко
(ИГТМ НАН Украины)

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН ЭЖЕКТОРНОГО ТИПА

Приведені залежності для розрахунку основних конструктивних параметрів вібраційно-пневматичних машин ежекторного типу, що використовуються для закладки виробленого простору шахт. Методика розроблена на основі феноменологічного підходу до дослідження механіки реальних фізичних процесів, що відбуваються при завантаженні, розгоні та вібропневмотранспортуванні сипких закладальних матеріалів з урахуванням комплексного віброаеродинамічного впливу на матеріал, який переміщується.

METHODIC OF DETERMINATION OF MAIN CONSTRUCTION PARAMETERS OF VIBRATION- PNEUMATIC MACHINES OF EJECTOR TYPE

Dependencies for calculation of the main construction parameters of vibration- pneumatic machines of ejector type, applied for filling empty spaces in mines, are presented. The methodic has been worked out on the basis of phenomenological approach to studies of mechanics of real physical processes which take place while loading, acceleration and vibro-pneumo- transportation of pouring loading materials taking into account complex vibro- air- dynamic influence on the moving material.

Закладка вироботанного просторування являється одним из кардинальных способів створення умовий розробки угольних пластів и приближения умовий их розробки к поточному технологическому производству, не подверженному влиянию различных горнотехнических факторов.

По виду транспортирования закладочного материала и способу возведения закладочного массива различают гидравлическую, пневматическую и механическую закладку. Наибольшее распространение получила гидравлическая за-