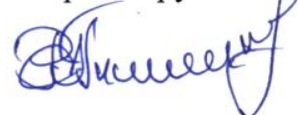


**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**Государственное учреждение «Макеевский научно-исследовательский
институт по безопасности работ в горной промышленности»
(МакНИИ)**

На правах рукописи



Тишин Роман Александрович

**ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА И ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА В ЛОКАЛЬНЫХ ЗОНАХ ГЛУБОКИХ ШАХТ
НА ОСНОВЕ ГИДРОЭЖЕКЦИИ**

Специальность 05.26.01 – Охрана труда (по отраслям) (технические науки)

Диссертация

на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Научный руководитель:
д.т.н., проф. Ю.Ф. Булгаков

Идентичность всех экземпляров диссертации ПОДТВЕРЖДАЮ:

Ученый секретарь диссертационного совета Д 01.008.01

д.т.н., профессор



И.А. Бершадский

Макеевка – 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ	10
1.1 Формирование тепловых условий в горных выработках глубоких шахт Донбасса.....	10
1.2 Существующие способы охлаждения воздуха в горных выработках глубоких шахт.....	25
1.3 Существующие средства охлаждения воздуха на отечественных и зарубежных шахтах.....	33
1.4 Анализ исследований охлаждения рудничного воздуха в горных выработках угольных шахт.....	37
Цель и задачи исследований.....	42
РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОООБМЕННЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЖЕКТОРНОЙ УСТАНОВКЕ.....	44
2.1 Общая методика и основные методы исследований.....	44
2.2 Исследования процесса теплообмена в воздушно-капельной смеси....	47
2.3 Энергетическая эффективность охлаждения воздуха на основе гидроэжекции	57
2.4 Исследование функциональной характеристики изменения температуры и давления в потоке смеси воздуха и капельной воды....	70
Выводы к разделу 2.....	79
РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ ГИДРОЭЖЕЦИИ.....	80
3.1 Методика проведения исследований	80
3.2 Физическое моделирование гидродинамических процессов в экспериментальном образце установки.....	84
3.3 Результаты исследований и статистическая обработка экспериментальных данных по эффективности охлаждения воздуха мелкодисперсной водой.....	87
3.4 Анализ эффективности способа охлаждения воздуха.....	90
Выводы к разделу 3.....	103
РАЗДЕЛ 4 ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ЛОКАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ ГИДРОЭЖЕКЦИИ.....	105

4.1	Определение параметров установки для охлаждения рудничного воздуха	105
4.2	Исследование гидравлических процессов в дисковом центробежном сепараторе.....	108
4.3	Критерии эффективных параметров смеси.....	113
4.4	Расчёт энергетической эффективности процесса охлаждения рудничного воздуха на основе гидроэжекции.....	116
4.5	Шахтные испытания установки и её техническая характеристика.....	130
	Выводы к разделу 4.....	136
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	138
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	140
ПРИЛОЖЕНИЕ А	Прогнозируемая температура горных пород в глубоких шахтах Донецкого бассейна (700...1300м)	153
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	Результаты маршрутных съёмов тепловлажностных параметров рудничного воздуха по шахтам Донбасса	155
ПРИЛОЖЕНИЕ В	Типовые схемы и результаты маршрутных тепловых съёмов в горных выработках глубоких шахт Донбасса	166
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	Парциальное давление насыщенного водяного пара при различных температурах.....	185
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	Физические свойства воздуха и воды.....	187
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	Методика проведения лабораторных исследований	189
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	Копия акта опытно-промышленных испытаний эффективности установки для охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок на основе применения гидродинамической эжекции	209
ПРИЛОЖЕНИЕ З	Копия патента на полезную модель.....	212
ПРИЛОЖЕНИЕ И	Копия справки о внедрении результатов диссертационного исследования НИИГД «Респиратор».....	219
ПРИЛОЖЕНИЕ К	Копия справки о внедрении результатов диссертационного исследования ДонНТУ.....	220
ПРИЛОЖЕНИЕ Л	Копия «Технические требования на гидродинамическую эжекторной установки локального охлаждения воздуха в выработках глубоких шахт».....	221

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Развитие угольной промышленности Донбасса связано с разработкой глубоких горизонтов (900...1400)м. На таких горизонтах температура горных пород достигает 45⁰С, а рудничного воздуха в забоях и подготовительных выработках – (28...35)⁰С и выше.

Эти температуры приводят к снижению производительности труда горнорабочих (более, чем на 50% при температуре 30⁰С), перегреванию организма, потере здоровья, иногда и жизни, значительным затратам на лечение, восстановление и выплатам по профессиональному заболеванию.

К мероприятиям, направленным на нормализацию микроклиматических условий в протяженных выработках глубоких шахт относятся (увеличение общешахтного и местного проветривания, осушение, расширение и поддержание воздухоподающих выработок, искусственное охлаждение с помощью мощных холодильных установок и т.д.) и требуют больших материальных затрат и времени.

Вместе с тем, в шахтах имеются рабочие места ограниченной (локальной) зоны (по длине горной выработки до 3м), в которых нормализацию микроклимата можно осуществить с помощью относительно простых в конструктивном плане и недорогих установок с использованием эффекта гидроэжекции.

В связи с этим, обоснование способа и параметров установки охлаждения воздуха в локальных зонах глубоких шахт на основе гидроэжекции, обеспечивающих повышение безопасности и производительности труда горнорабочих, является актуальной научно-технической задачей.

Диссертационная работа подготовлена по результатам выполненных в МакНИИ НИР по головной теме №17050812050 СОУ-Н «Прогноз и нормализация тепловых условий в угольных шахтах» (Государственный регистрационный номер 0108U003798), НПАОТ «Инструкция по применению холодильных установок» №17051023020 (Государственный регистрационный номер 011U07667)

и №18 «Обоснование процессов охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок за счёт применения гидродинамического эффекта эжекции» (Номер государственного учёта НИОКТР 0117D000146).

Степень ее разработанности. Значительный вклад при решении вопросов кондиционирования рудничного воздуха в шахтах при разработке угольных месторождений внесли многие учёные, среди которых: Щербань А.Н., Ягельский А.Н., Хохотва Н.Н., Яковенко А.К., Кузин В.А., Аверин Г.А., Венгеров И.Р., Дядькин Ю.Д., Участкин П.В., Кремнев О.А., Журавленко В.Я., Чернов А.В. и многие другие учёные. В их работах сформулированы направления безопасной работы системы «Кондиционирование рудничного воздуха и тепловой режим горных выработок», предложены методики и способы снижения тепловой нагрузки на шахтёров. Даны положительные и отрицательные оценки эффективного применения способов и средств снижения температуры рудничного воздуха.

Проанализированы научные исследования, способы и средства борьбы с высокими температурами рудничного воздуха и вследствие этого выявлено, что потенциал использования относительно дешевого теплоносителя - технической воды, не полностью исчерпан и позволяет проводить поиск новых направлений снижения температуры рудничного воздуха диспергированной водой гидродинамическими установками относительно малых площадей горной выработки.

Цель и задачи – обеспечение безопасности и повышение производительности труда горнорабочих в локальных зонах выработок глубоких шахт на основе раскрытия закономерностей теплообменных и гидравлических процессов в эжекторной диффузор–конфузорной установке для обоснования её параметров.

Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

– проведен анализ применяемых способов и средств охлаждения воздуха в горных выработках угольных шахт и определены направления по разработке нового способа и средств для снижения температуры воздуха;

- разработаны схема и математическая модель теплообменных и гидравлических процессов в эжекторной диффузор–конфузорной установке;
- проведены исследования динамики изменения температуры воздуха и давления в потоке смеси рабочего тела постоянной массы;
- определены параметры установки для локального снижения температуры воздуха капельной водой на основе диффузор–конфузорного течения потока смеси;
- разработаны технические требования для изготовления гидродинамической эжекторной установки охлаждения воздуха.

Объект исследования – теплообменные и гидравлические процессы в установке для снижения температуры рудничного воздуха в локальных зонах глубоких шахт с использованием эффекта гидроэжекции.

Предмет исследования – конструктивные и эксплуатационные параметры эжекторной диффузор–конфузорной установки.

Научная новизна:

1. Обоснован способ снижения температуры рудничного воздуха в локальных зонах выработок глубоких шахт, заключающийся в учёте взаимодействия воды и воздуха в диффузор–конфузорном смесителе, динамического кругового движения потока воздушно-капельной смеси в дисковом центробежном сепараторе.

2. Разработана физическая модель теплообменных и гидравлических процессов, протекающих в эжекторной установке, отличающаяся учётом её геометрических параметров и позволяющая оценить взаимосвязь основных физических характеристик воды, воздуха и их смеси на входе и на выходе из установки.

3. Раскрыт механизм теплообменных и гидравлических процессов при охлаждении рудничного воздуха ($t_{в0}=35,0^{\circ}\text{C}$) дисперсной водой (не более $t_{дв0}=20,0^{\circ}\text{C}$), заключающийся в перемешивании взаимодействующих фаз в диффузор–конфузорном смесителе, гидродинамическом вращательном движении

потока в сепараторе с образованием воздушно-капельной смеси, плотность которой обратно пропорциональна ее скорости.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Разработаны технические требования, регламентирующие параметры конструкции установки на основе многокамерного эжектора, диффузор–конфузорного смесителя–теплообменника и центробежного сепаратора для охлаждения воздуха в локальной зоне горных выработок глубоких шахт, что позволит повысить безопасность и производительность труда горнорабочих в условиях повышенных температур рудничного воздуха.

2. Методика расчётов охлаждения рудничного воздуха, содержащаяся в диссертационной работе, использована ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет» при выполнении плановой научно-исследовательской работы для создания новой научно-технической продукции.

3. Разделы III и IV диссертации использованы в учебном процессе ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет» для профессиональной подготовки бакалавров и магистров при изучении дисциплин «Охрана труда в горной промышленности», «Аэрология шахт» и «Термодинамика».

Методы исследований. В работе использован комплексный метод исследований, включающий: анализ и обобщение научно-технических достижений в области кондиционирования и снижения тепловой нагрузки на шахтёров, математическое моделирование теплообмена между диспергированной водой и воздушным потоком, математической статистики, расчётов необходимых параметров нового способа, а также определены области его применения, промышленные испытания способа снижения температуры рудничного воздуха.

Положения, выносимые на защиту.

1. Установлено, что при параметрах гидродинамической эжекторной установки, в которой диффузор–конфузорный смеситель выполнен с диаметрами 1,2 и 0,5 м соответственно, углом раскрытия не более $6...8^\circ$, диаметром дискового центробежного сепаратора 1,0 м и общей длиной установки не более 5 м и температуре воды на входе $(11,0...12,0)^\circ\text{C}$ обеспечивает снижение температуры

рудничного воздуха на $(9,0...8,0)^{\circ}\text{C}$. Это позволит повысить безопасность и производительность труда горнорабочих в условиях повышенных температур рудничного воздуха.

2. Установлено, что эффективность использования воды зависит от соотношения геометрических размеров конструктивных элементов установки, обуславливающих её охлаждающую способность, что в свою очередь позволяет оценить уровень её конструктивного совершенства с учётом особенностей процессов, протекающих в многокамерном эжекторе, диффузор–конфузорном смесителе и дисковом центробежном сепараторе.

Личный вклад соискателя состоит в формировании цели и задач исследований, научных положений и выводов, разработке физической и математической модели теплообменных и гидравлических процессов охлаждения воздуха, исследование аэродинамических и теплообменных процессов в горных выработках, определение параметров гидродинамической установки, разработке методики расчёта и технических требований к разработке гидродинамической установки, проведение экспериментальных исследований.

Достоверность научных результатов, выводов и рекомендаций обоснована основными положениями теории горной теплофизики, методов математического анализа, математического моделирования и корреляционного анализа, а также подтверждена удовлетворительная сходимость между полученными расчётными и экспериментальными данными (относительная погрешность не превышает 12%).

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы обсуждались и получили положительную оценку на: IV научно-практической конференции (ДонНТУ, г. Красноармейск, 2010 г.); Всеукраинской научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика», (КПИ, г. Киев, 2011 г.); II Всеукраинской научно-практической конференции (ДонНТУ, 2012 г.); Международной научно-практической конференции «Форум горняков» (НГУ, г. Днепропетровск, 2012 г.); научно-техническом семинаре студентов и аспирантов «28 апреля – Всемирный день охраны труда»,

(ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, 2017 г.).

Публикации. Основные результаты исследований представлены в 12 научных работах, из которых 8 публикаций в специализированных научных изданиях, 1 патент, 3 тезиса докладов на конференциях.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырёх разделов и заключения, изложенных на 143 страницах машинописного текста и содержит 28 рисунков, 16 таблиц, список литературы из 111 наименований, 11 приложений на 78 страницах.

РАЗДЕЛ 1**СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ****1.1 Формирование тепловых условий в горных выработках глубоких шахт Донбасса**

Температура воздуха в подземных выработках определяется температурой вмещающихся горных пород. Известно, что температура горных пород на заданной глубине при отсутствии обнажения остаётся постоянной во времени. Если только в толще пород проведена горная выработка и по ней начинает поступать воздух, температура которого отличается от температуры окружающих пород, происходит теплообмен между ними [51]. С течением времени температура стенок выработок и воздуха, движущегося по ним, понижается, т. е. температурные условия в шахте изменяются во времени. Однако тепловые параметры движущегося воздуха по горным выработкам зависят не только от теплообмена его с горными породами, но и от других факторов, из которых главными являются следующие:

- колебания температуры и влажности поступающего в шахту воздуха, которые на поверхности изменяются в течение года от максимума летом до минимума зимой;
- нагревание воздуха при движении вниз по вертикальным и наклонным выработкам вследствие естественного сжатия и охлаждение его при движении вверх по этим выработкам из-за разрежения;
- увеличение влажности воздуха при движении по горным выработкам вследствие массообменных процессов (испарения влаги с поверхности горных выработок) и теплообмен между воздухом и подземной водой, движущейся по выработкам при различной их температуре;
- окислительные процессы в горных выработках, вызывающие нагревание воздушной струи;

- тепловыделения от работы машин и механизмов, электрокабелей, трубопроводов сжатого воздуха и т.д.

Освоение глубоких горизонтов угольных пластов сопровождается увеличением температуры горных пород [Приложение А] [67,68] и, как следствие, рудничного воздуха. Для Донецкого угольного бассейна, геотермическая ступень изменяется от 31,2 до 53,9 м/°С (Таблица 1.1) [4, 5], вследствие чего высокая температура воздуха в рабочих зонах угольных шахт начинает проявляться с глубины 700...750 м. Шахты, разрабатывающие пласты склонные к самовозгоранию, особенно, в выработках с недостаточно интенсивным проветриванием, высокая температура воздуха имеет место уже на глубине 600...650 м.

Таблица 1.1 – Среднее значение температуры земной поверхности и величины геотермической ступени для геотермических участков Донбасса

Номер геотермического участка	$t_{зп},$ °С	$\Gamma_{ср},$ м/с	Номер геотермического участка	$t_{зп},$ °С	$\Gamma_{ср},$ м/с
Красноармейский район			Центральный район		
1	9,5	35,6	1	11,9	33,7
2	10,0	34,2	2	11,2	44,0
3	9,9	33,9	3	9,8	42,8
4	9,9	34,7	4	10,5	47,1
5	10,3	36,5	5	9,5	48,4
6	10,5	34,1	6	8,9	42,7
Донецко - Макеевский район			Лисичанский район		
1	9,7	39,7	1	11,6	38,3
2	8,1	31,2	2	10,2	37,8
3	9,1	35,9	Краснодонский район		
4	9,3	32,8	1	12,5	52,3
5	8,8	42,2	2	11,7	44,9
6	8,0	34,5	3	11,5	47,9
7	9,9	33,1	4	11,3	47,5
8	8,4	34,1	5	11,7	53,9
9	9,8	40,6	6	11,0	53,8
10	10,1	36,3	Гуково – Зверевский район		
11	9,6	37,6	1	11,4	52,6
12	10,7	38,6	2	9,8	43,0
Чистяково – Снежнянский район			3	9,0	40,1
1	9,5	41,4	4	9,3	40,6
2	9,0	39,8			
3	8,8	44,1			

В угольных шахтах Донбасса наивысшая температура пород в подземных выработках отмечена на шахтах им. А.А. Скочинского (около $50,0^{\circ}\text{C}$) и «Шахтёрская – Глубокая» (около $46,0^{\circ}\text{C}$).

Какая – либо закономерность, определяющая характер изменения геотермической ступени с глубиной, не установлена. Достоверные значения геотермической ступени для какой-либо местности могут быть определены только на основе непосредственного замера температуры горных пород. Чем глубже от поверхности будет замерена температура пород, тем надёжней определится величина геотермической ступени.

В результате многочисленных исследований установлено, что на освоенных в Донбассе глубинах, температура горного массива с глубиной возрастает по зависимости, весьма близкой к линейной.

Под возвышенностями температура пород с глубиной возрастает медленнее, чем под равнинами. В районах крупных водоёмов геотермическая ступень обычно заметно увеличивается, а вблизи тёплых источников уменьшается в сводах антиклинальных прогибов. Данное явление объясняется повышенной теплопроводностью горных пород вдоль напластования и переносом тепла глубинными водами по системе трещин развитых в антиклинальных складках.

Из проведённого анализа по 137 шахтам, выявлены 23 шахты Донбасса (Приложение Б, В), разрабатывающие угольные пласты в пределах глубины 600...1400м, где температура горных пород превышает $33,0...41,0^{\circ}\text{C}$, а температура рудничной атмосферы в горных выработках достигает $28,0...34,0^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности 75...98%, что не отвечает Правилам безопасности [6].

Добыча угля в ближайшие 20 лет будет вестись на глубинах 1300...1500м, где температура пород достигает $36,0...51,7^{\circ}\text{C}$ [4, 90], а ожидаемая температура рудничного воздуха без искусственного охлаждения может превысить $36,0...41,0^{\circ}\text{C}$.

При анализе горнотехнической документации шахт и ранее проведенных МакНИИ тепловых съёмов, выявлены локальные зоны ведения работ, где нахо-

дятся до трёх горнорабочих на протяжении всей рабочей смены: вентиляционные штреки, примыкающих к лавам; воздухоподающие выработки, пункты погрузки горной массы в районах опрокидывателей и сопряжений с уклонами и бремсбергами, призабойные участки подготовительных выработок, конвейерные выработки и др., где зафиксировано значительное превышение температуры воздуха.

Нормативы климатических условий устанавливаются в результате непосредственного наблюдения за состоянием людей, выполняющих различную работу при различных соотношениях температуры (t), влажности (ϕ) и скорости (U) воздушной струи. Наблюдением за большим числом работающих помогают устанавливать разные сочетания метеорологических параметров, создающих одинаково благоприятные параметры для работы. В результате установления тепловых ощущений обследуемых рабочих при одновременном контроле терморегуляции организма различными физиологическими методами устанавливают верхний предел допустимых метеорологических условий в шахте, при которых возможна нормальная производительная работа.

Допустимые климатические условия в разных странах различны. В горном деле существует как в методике измерения климатических условий, так и в установлении производительности и гигиены труда при отличающихся соотношениях метеорологических факторов. Эти различия зависят от географических условий, например горняки жарких стран быстрее привыкают к повышенной температуре в шахте и лучше её переносят.

В теле человека, как при физической работе, так и в спокойном состоянии постоянно образуется значительное количество тепла, которое отводится от него конвекцией, излучением (радиацией) и испарением. Источником его служат процессы обмена веществ (химическая энергия), которая протекает непрерывно в течение всей жизни человека, затем энергия, получаемая поверхностью тела из нагретого воздуха. В результате процесса обмена веществ в теле человека в течение только одного часа образуется столько тепла, что его было бы достаточно, чтобы нагреть от 0 до 100°C один литр воды.

Обмен веществ основан на биохимическом их превращении: поступающие в организм питательные вещества после пищеварения расщепляются на ряд элементов, которые усваиваются и расходуются на построение новых клеток взамен отмирающих. Расходование этих элементов сопровождается их окислением в тканях кислородом, приносящим кровью из лёгких.

Интенсивность окислительных процессов и связанное с этим количество образующегося тепла может меняться. Во время работы обмен и теплообразование усиливается в 2–3 раза и более, чем при неподвижном состоянии. Так, в спокойном состоянии за один час образуется около 80, при нормальной работе 150...250, а при сильном напряжении около 400 ккал тепла. Общая теплопродукция за сутки достигает 2500...3250 ккал [4, 90].

Если бы одновременно с теплообразованием не происходит процесс отдачи тепла во внешнюю среду, то температура тела при покое поднималась бы на 1,0°С за один час, а при сильной мышечной работе – за 5 мин. Чем больше выделение тепла, тем, казалось бы, тем сильнее должна повышаться температура тела. Однако в действительности температура человеческого тела остаётся, хотя и на довольно высоком, но относительно постоянном уровне.

Поддержание постоянной температуры тела достигается в основном за счёт изменения интенсивности отдачи тепла окружающей среде, или так называемой физической терморегуляции. Она возникает независимо от воли человека под воздействием рефлекторного механизма.

Физическая регуляция в организме человека происходит путём отдачи излишков тепла, которые удаляются в окружающее пространство главным образом через кожу за счёт испарения пота и теплопроводности. Остальная часть его расходуется на подогрев вдыхаемого воздуха и принимаемой пищи.

В зависимости от параметров окружающего воздуха и характера работы организм человека выделяет различное количество тепла. Если температура воздуха равна температуре поверхности тела, то тепло из организма отводится только испарением влаги. Температурное равновесие организма сохраняется благодаря его способности регулировать количество испаряющейся влаги в

зависимости от изменения параметров воздуха. С увеличением влажности воздуха при высоких температурах влияние охлаждающего эффекта воздуха на организм человека уменьшается, а при низких температурах – увеличивается вследствие относительно большого влияния повышения его теплопроводности. Движение воздушной среды усиливает как теплоотдачи конвекцией, так и теплоотдачу испарением, особенно если воздух «омывает» увлажнённую поверхность тела или одежды.

Сочетание высокой температуры и влажности воздуха в глубоких шахтах создают исключительно неблагоприятные условия для возможности терморегуляции организма и ведут к перегреву тела, что может привести к тепловому удару. В связи с этим нормализация метеорологических условий рудничной атмосферы является одной из наиболее актуальных проблем горной гигиены.

Для нормальной жизнедеятельности человека важно соблюдение в его теле теплового баланса, при котором производство и потери тепла в нём одинаковы, а температура сохраняется постоянной. Однако не всегда величина охлаждающего действия атмосферы соответствует степени напряжения организма и способствует подрыванию теплового равновесия в нём. Недостаточное или избыточное охлаждающее действие атмосферы нарушает это равновесие, что сопровождается тепловым застоем в организме при повышении его температуры или простудным заболеваниями. Как в одном, так и в другом случае естественная температура организма становится недостаточной, самочувствие человека ухудшается, а его работоспособность снижается [90].

Согласно выполненному анализу по температурному режиму в горных выработках шахт [Приложение А], уже имеется 36 очистных и 24 подготовительных забоя с критической температурой воздуха, значительно превышающей допустимые нормы (Таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Средняя температура рудничного воздуха в горных выработках

	Кол-во	Средняя глубина разработки, м	Средняя энерговооружённость, кВт	Средняя температура пород, °С	Средняя температура воздуха и относительной влажности, °С, φ%
Воздухоподающая выработка	36	950	710	33,3	25,0/78-29,0/85
Очистной забой (лава)	36	833	400	33,9	27,0/86-33,0/95
Подготовительная выработка (призабойная зона)	24	1034	300	35,8	29,0/90-40,0/88

Работа шахтёров при таких температурных условиях является физиологически вредной и малопродуктивной. В выработках с результирующей температурой воздуха 30,0°С производительность труда шахтёров, по данным отечественных и зарубежных учёных [24, 62, 65, 66], снижается в сравнении с производительностью в выработках с нормальными климатическими условиями более чем на 50% (Рисунок 1.1).

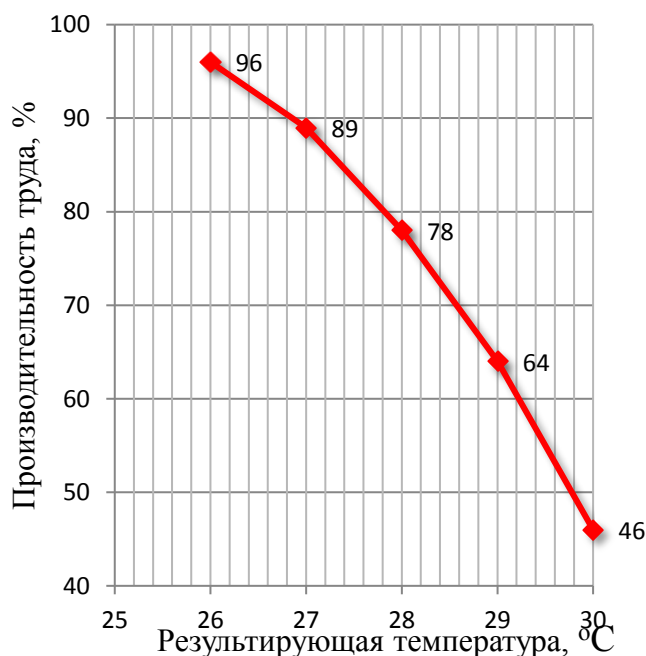


Рисунок 1.1 – Зависимость производительности труда шахтёров от результирующей температуры воздуха в зоне ведения работ горных выработок

Исследования функционирования человека в рабочих ситуациях показывают, что как физическая способность, так и вероятность совершения ошибок изменяются в зависимости от степени утомления. Утомление работой является функцией тяжести труда, а также условий окружающей среды.

Высокие температуры и влажность воздуха не только значительно снижают производительность труда, но и способствуют развитию в организме человека отрицательные компенсаторные функции, которые вследствие развивают патологии дыхательной, нервной, сердечнососудистой системы и органов костно-мышечной группы, вызывают заметный рост общей профессиональной заболеваемости шахтёров [8, 93], которые иногда, становятся опасными для жизни человека патологическое действие этих факторов проявляются следующим образом:

- вследствие выделения большого количества пота возникает общее утомление организма (при этом возможно повышение его температуры). От недостатка солей в крови могут появиться спазмы мышц (тепловые судороги);

- в результате нарушения нормального процесса теплообмена наступает тепловое истощение, которое является своеобразной защитой организма от дальнейшей нагрузки на уже перегруженное сердце. Тепловое истощение сопровождается сильным сердцебиением (до 150...160 ударов/мин) и резким падением давления в крови, приводящим к сокращению поступления крови к головному мозгу, что, в свою очередь, вызывает головокружение, тошнота, рвоту и потерю сознания. При этом температура тела падает ниже $35,0^{\circ}\text{C}$;

- тепловой удар представляет собой полное физическое расстройство механизма охлаждения тела. Человек, получивший тепловой удар, сначала жалуется на тошноту и головокружение, может чувствовать жажду, в отдельных случаях появляется рвота. Через короткое время, если ему не оказана соответствующая медицинская помощь, наступает обморок. Потение прекращается, кожа становится сухой и горячей, температура тела поднимается до $42,0^{\circ}\text{C}$ и выше, пульс становится частым и полным. Летальный исход наступает обычно через несколько часов.

Ведение учёта травматизма полученных при выполнении работ в высоко-температурных горных выработках, такой вид травмы как тепловой удар не ведётся, а указывается как сердечнососудистая недостаточность.

Основы норм микроклимата в глубоких шахтах Донбасса заложены в Правилах безопасности и Санитарных нормах [6, 75]. В действующих выработках, где в течение смены находятся люди, температура воздуха не должна превышать норм, приведенных в таблице 1.3. Если параметры микроклимата отличаются от указанных, то должна применяться система мероприятий, направленных на предупреждение перегрева организма работающих.

Таблица 1.3 – Допустимая температура вентиляционного потока в горных выработках в зависимости от скорости и относительной влажности воздуха

Скорость потока, м/с	Допустимая температура, °С, с относительной влажностью, %		
	75% и меньше	76-90%	более 90%
До 0,25	24	23	22
0,26-0,50	25	24	23
0,51-1,00	26	25	24
1,01 и более	26	26	26

При нормировании микроклимата кроме температуры учитывается относительная влажность и скорость движения воздуха. Сочетание этих параметров позволяют сохранить тепловое состояние организма горнорабочих при физической нагрузке средней тяжести. В случае превышения температуры воздуха над нормируемой, например, при незавершённости мероприятий по поддержанию климатических условий на рабочих местах или ликвидации аварий, отраслевыми нормативными документами временно допускается выполнение горных работ [93].

Для снижения вероятности перегрева организма работающих вводится поправочный коэффициент (от 0,75 до 0,95), ограничивающие нормы выработки или время пребывания горнорабочих в нагревающем микроклимате.

Как показатель, характеризующий климатические условия в выработке, принята эффективная температура, зависящая от температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам и от скорости движения струи. Шкала эффективных

температур разработана на основании данных опроса большого числа работников о субъективных тепловых ощущениях. В качестве нормативных приняты такие климатические условия, когда температура воздуха по сухому термометру не превышает соответственно 26,0 и 24,0°C. Если климатические условия не удовлетворяют нормативным значениям, сокращается продолжительность рабочего времени. Шахтёры, работающие при температуре воздуха 32,0°C и выше, должны обеспечиваться средствами индивидуальной защиты от теплового воздействия. Указанные ограничения не относятся к специальным работам, выполняемым в аварийных ситуациях горноспасательными командами, по спасению людей, по устранению опасности для их жизни или здоровью, по устранению значительных повреждений, важных для производственного процесса, оборудования, и когда эти работы носят кратковременный характер.

В исследованиях зависимости между параметрами микроклимата и травматизмом температура воздуха принимается за основной фактор, влияющий на травматизм как непосредственно, так и косвенно. Непосредственное воздействие повышенной температуры воздуха выражается количественным показателем тепловых ударов (Рисунок 1.2).

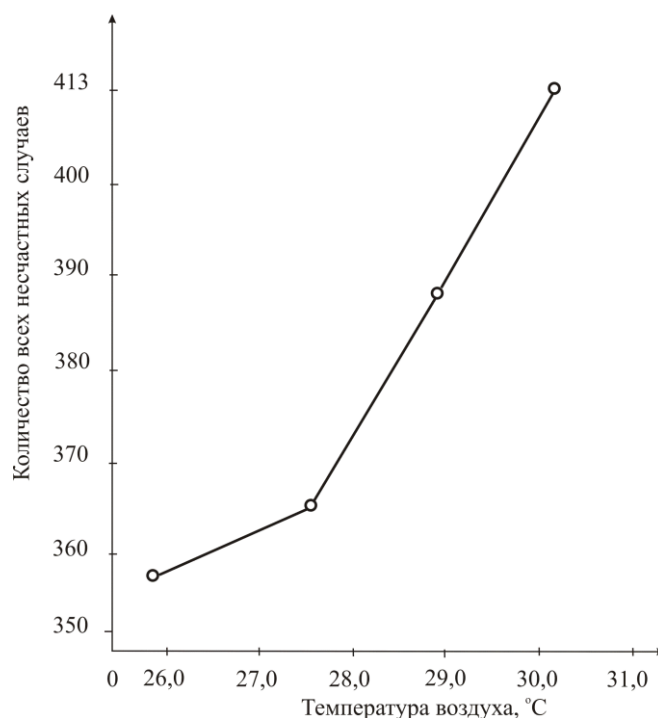


Рисунок 1.2 – Количество всех несчастных случаев на 1000 работающих за 3 года (2010 – 2012 гг.)

Косвенное воздействие температуры на травматизм проявляется в виде возрастающей величины показателя травматизма, наблюдаемой по мере повышения температуры воздуха. Таким образом, по данным исследований существует тесная связь между температурой воздуха и безопасностью труда горнорабочих, что требует обеспечения оптимальных климатических условий труда в горных выработках.

Согласно составленной статистики проведённой МакНИИ [45] и Минэнергоуголь [46] за период с 2003 по 2013 гг. в угольной промышленности Украины произошло 1810 несчастных случаев с летальным исходом из них с острой сердечной недостаточностью 259, что составило 14,3% (Таблица 1.4). Высокий уровень производственного травматизма на угольных предприятиях отрасли свидетельствует о необходимости проведения работ по повышению безопасных условий труда по температурному фактору.

Из анализа данных следует, что в условиях шахт формирование неблагоприятных температурных условий обусловлено высокой температурой вмещающего горных пород, разветвленностью и большой протяжённостью выработок, низким расходом воздуха на проветривание горных выработок, высокой энерговооруженности и т.д.

Для глубоких шахт Донбасса максимально допустимые действующие нормы по температуре рудничного воздуха с учётом скорости и относительной влажности, являются самыми жёсткими в мировой практике подземной добычи полезных ископаемых (не более 22,0...26,0)°С. При глубине более 1000 м эти нормы уже во многих случаях практически не могут быть соблюдены по техническим причинам. Для высокотемпературных шахт требуется обязательное выполнение комплекса мер по применению искусственного охлаждения воздуха, охране труда горняков, работающих в условиях повышенных температур, и дифференциация норм шахтного климата.

Таблица 1.4 – Статистические данные травматизма с летальным исходом в угольной промышленности с 2003 по 2013гг.

Производственный фактор	Несчастные случаи с летальным исходом											Всего за 10 лет	
	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	НС	Уд. %
Обрушение породы и угля	55	26	31	31	33	36	33	26	38	23	9	341	18,84
Транспортные средства и подъёмное оборудование	40	42	40	35	40	29	20	27	23	32	14	342	18,89
Машины и механизмы (кроме транспорта и подъёма)	22	14	11	14	14	12	14	8	12	12	1	134	7,40
Взрывы, вспышки газа и пыли	0	39	7	9	110	7	8	1	29	9	4	223	12,30
Газодинамические явления	6	3	4	4	4	24	14	10	0	2	н/д	71	3,92
Пожары	4	0	0	0	0	2	1	0	0	0	н/д	7	0,39
Электроток	6	12	7	4	11	5	2	5	3	5	н/д	71	3,92
Удушье и отравления	1	1	0	5	5	4	1	2	2	0	н/д	24	1,32
Взрывные работы и обращение с взрывчатыми материалами	0	1	0	0	0	4	0	0	1	1	н/д	7	0,39
Падение людей	15	15	12	12	17	11	13	8	6	10	1	130	7,18
Падение предметов	4	3	3	3	5	3	6	4	17	5	3	56	3,09
Прорывы воды, утопление	3	0	2	1	0	1	1	1	4	2	н/д	15	0,83
Острая сердечная недостаточность	32	30	28	28	20	30	26	25	19	14	7	259	14,30
Автотранспорт	22	3	5	3	3	2	6	4	0	2	н/д	50	2,76
Прочие факторы	7	11	7	19	6	3	6	10	7	4	н/д	80	4,42
Всего по угольной промышленности	217	200	157	168	268	173	151	131	161	121	-	1810	100

Анализ поступающего в шахту воздуха показал, что колебание тепловых параметров происходит в довольно широком диапазоне в течение года, и далее суток.

Изменение температуры воздуха в течение года зависит от климатических условий района. Для условий Донбасса годовые колебания температуры воздуха, поступающего в шахту, достигают $25,0 \dots 35,0^\circ\text{C}$ (с учётом подогрева воздуха в зимнее время в калориферах до $+2,0^\circ\text{C}$), а суточные – до $20,0^\circ\text{C}$.

Относительная влажность воздуха в зависимости от времени года также изменяется в довольно широких пределах: от $30 \dots 40\%$ в сухие летние дни до $90-90\%$ в дождливые периоды.

Значение температуры воздуха зависит также от рельефа поверхности, расположения шахт относительно промышленных объектов, городов и населённых пунктов. Превышение температуры у шахтных стволов от показаний метеостанций может достигать $1,0 \dots 2,0^\circ\text{C}$, снижение относительной влажности до $5 \dots 9\%$.

Под воздействием охлаждённой зоны пород температура воздуха в стволах и примыкающих к ним выработках в летний период года снижается, а в зимний период года повышается.

Влияние сезонных колебаний на температуру воздуха в выработках зависит от глубины и состояния проветривания выработок. При большом удалении от воздухоподающего ствола изменение тепловых параметров воздуха с поверхности мало влияет на их температурные значения в очистных выработках.

Тепловые параметры воздуха в тупиковых выработках глубоких шахт практически не зависят от колебаний температуры воздуха на поверхности при большом удалении их от воздухоподающего ствола.

При движении вентиляционной струи разветвленной и протяженной сети горных выработок шахт происходит снижение количества воздуха, что влияет на изменение его температуры и относительной влажности. При движении свежей струи воздуха по наклонным выработкам сверху вниз происходит понижение влажности и рост температуры рудничного воздуха. Относительная влаж-

ность снижается на 1,3...1,5% на каждые 100 м горной выработки, а температура воздуха продолжает повышаться [83].

В горизонтальных выработках со сквозным проветриванием, как в летний, так и в зимний период года, как правило, температура воздуха составляет 25,0...27,0°C, а при большем удалении добычных участков от воздухоподающих стволов – до 28,0...29,0°C. Относительная влажность воздуха в горных выработках находится в пределах 60...80% [15].

Диаграмма изменения температуры [79], относительной влажности и влагосодержания в горных выработках шахт, которые проветриваются за счёт общешахтной депрессии, показаны на рисунке 1.3. На данном рисунке хорошо видно, что по пути следования к добычным участкам рудничного воздуха его температура начиная от околоствольного двора, постепенно увеличивается, а относительная влажность снижается.

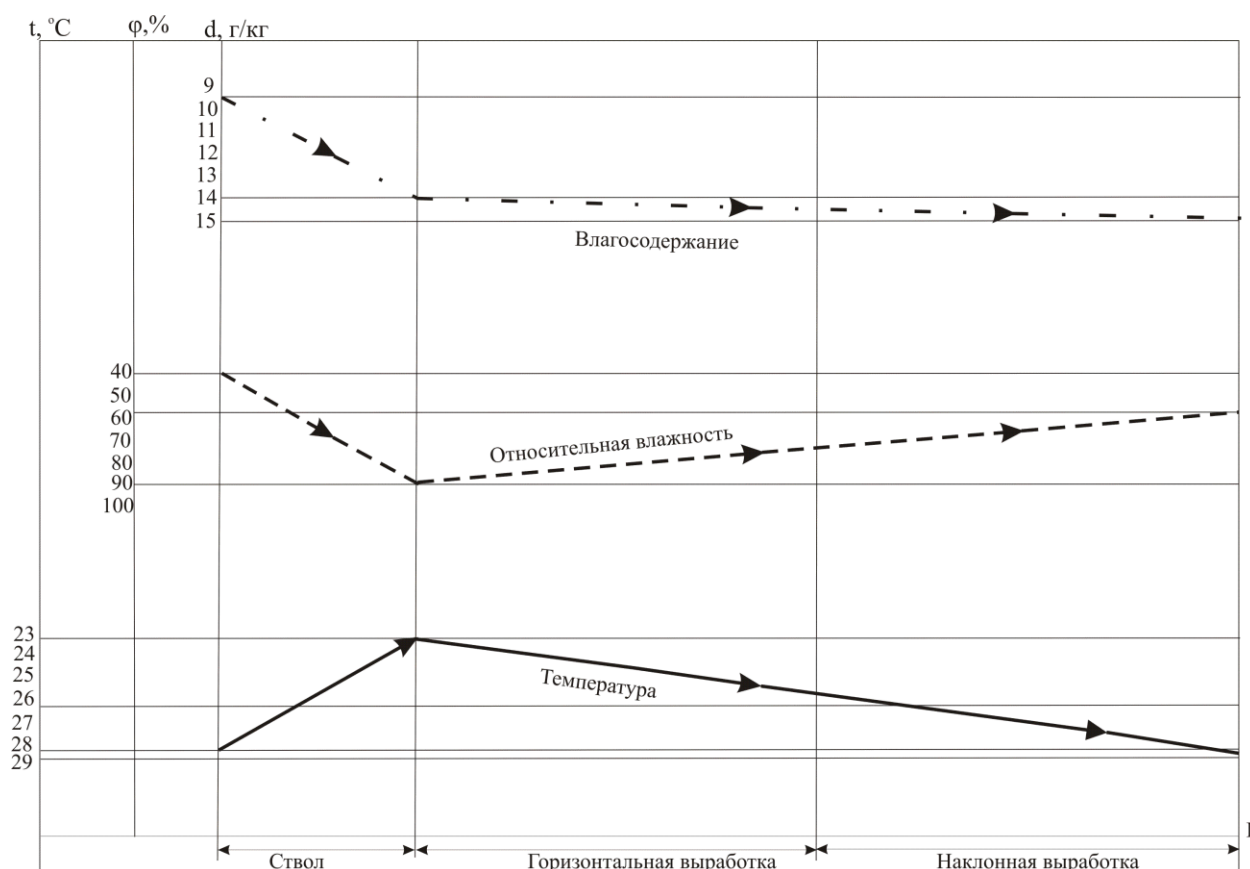


Рисунок 1.3 – Диаграмма изменений тепловых параметров воздуха в горных выработках глубоких шахт

Тепловой режим тупиковых горных выработок во многом определялся температурой воздуха на входе в нагнетательный воздухопровод и утечками из него. В забоях тупиковых выработок, особенно при комбайновой проходке, встречаются высокие температуры воздуха, превышающие на 5,0...6,0°С температуру воздуха в забоях выработок, проходимых буровзрывным способом [13]. Теплопритоки от горного массива в призабойной зоне и в остальной части тупиковой выработки различны. Температура воздуха в выработке и в воздухопроводе изменяются вдоль выработки, перепады их обычно не выше 1,5...2,0°С [12].

При работе машин и механизмов только часть энергии используется на полезную работу. Остальная часть энергии полностью превращается в тепло, поступающее в воздух горной выработки. При работе электродвигателей имеют место потери электрической энергии (омическое сопротивление, потери в результате действия гистерезиса) и механической (трение в подшипниках, кольцах, коллекторах и др.). Мощность электродвигателей проходческих комбайнов и комплексов, внесены в таблицу 1.5 [47, 76].

Таблица 1.5 – Энерговооруженность проходческих комбайнов и комплексов

Тип комбайна	Установленная мощность электродвигателей, кВт	
	Общая	Исполнительного органа
Легкого типа		
1ГПКС	100,5	55
КСП22	164	55
КПЛ	202,5	110
МПР	110	55
Среднего типа		
КСП32	210	110
КПД	210	110 (132)
П110	195	2×55
Тяжелого типа		
КСП35	250	132
КСП42	350 (390)	160 (200)
П220	305	2×110
КПУ	375	2×110
КПА	480	2×160

Высокая энерговооружённость и высокие темпы проведения подготовительных выработок горнопроходческими комбайнами и комплексами в шахтах

глубиной более 1000м влечёт формирование неблагоприятных тепловых условий на рабочих забоях.

Тепловыделение от работы вентиляторов происходит в результате работы двигателя, внутренних потерь энергии в вентиляторе и аэродинамического сжатия воздуха. Часть энергии аэродинамического сжатия воздуха переходит в кинетическую и часть в статическое давление, необходимое для преодоления аэродинамического сопротивления воздухопроводов (вентиляционного трубопровода или шахтных вентиляционных выработок) [3].

Принимая во внимание, что шахтные выработки будут углубляться и, как следствие, это приведёт к увеличению количества выработок, где необходимо будет применение специальных мер, направленных на снижение температуры рудничного воздуха. Поэтому необходимо решить задачу по разработке нового способа и средств, обеспечивающих комфортные условия окружающей среды в локальных зонах ведения работ.

1.2 Существующие способы охлаждения воздуха в горных выработках глубоких шахт

Уделяется большое внимание разработке методов и средств, направленных на снижение температуры рудничного воздуха. Широкое внедрение результатов научных исследований позволило значительно улучшить условия труда горняков, выполняющих работы на глубоких горизонтах.

Несмотря на большой объём выполненных научных работ, проблема снижения температуры рудничной атмосферы в глубоких шахтах остаётся не решенной как в теоретическом, так и в практическом отношении. Потребность практики в обеспечении безопасных и здоровых условий труда в горных выработках глубоких шахт определяет потребность в поиске новых методов, способствующих нормализации климата [52, 80].

Тепло от воздуха можно отвести путём соприкосновения последнего с какой-либо холодной поверхностью или путём смешения его с газообразной

струей, имеющей температуру ниже температуры воздуха. К методам снижения температуры рудничного воздуха можно отнести увеличение количества воздуха, подаваемого в шахту, осушение сорбентами, пропускание воздуха через теплоуравнивающие каналы, охлаждение льдом, водой, жидким воздухом, сжатым воздухом, а также охлаждение при помощи холодильных установок с замкнутым циклом.

Наиболее действительным средством уменьшения приращение температуры рудничного воздуха является увеличение его количества. С увеличением количества воздуха, проходящего по выработке в единицу времени, свежая струя нагревается меньше, т.к. тепло, поступающее из породного массива, а также от окислительных процессов и других источников, распределяется на больший объём воздуха. Одновременно с этим в связи с увеличением скорости возрастает теплоотдача стенок выработок и суммарное поглощение тепла, однако при всех прочих равных условиях нагрев воздуха будет меньше, причём увеличивается интенсивность образования охлаждённой зоны породного массива горных выработок. Увеличение количества проходящего по выработке воздуха, кроме уменьшения его нагрева, создаёт условие для дальнейшего понижения интенсивности тепловыделения от пород [52].

Следует отметить, что с увеличением скорости воздуха, подаваемого в шахту, депрессия возрастает во второй степени, а мощность вентиляционных установок – в третьей.

Однако увеличение количества воздуха, ограничено Правилами безопасности и предусмотрена максимально допустимая скорость воздуха, так как большие скорости воздушной струи увеличивает запылённость рудничной атмосферы.

Скорость движения воздушной струи по горным выработкам ограничено:

- Правилами безопасности (максимально допустимой скорости движения);
- Техническими возможностями (максимальной производительностью вентиляторов);
- Санитарными нормами.

В шахты с неблагоприятными климатическими условиями стремятся подать такое количество воздуха, которое приближалось бы к максимальному количеству, определяемому упомянутыми ограничениями.

Лёд применяется для охлаждения рудничного воздуха на некоторых рудниках Канады. В зимний период холодный воздух пропускается через подземные камеры, в которых установлены водяные форсунки или туманообразователи. На руднике «Стоби Фруд» в течение зимних месяцев в двух камерах на глубине 92м намораживали лёд до 144000т, а температура направляемого в рудник воздуха повышалась за счёт холода, выделяющегося при образовании льда. В летний период, подаваемый в рудник через ледяные камеры воздух, охлаждается за счёт поглощения теплоты плавления льда. Применение льда для охлаждения рудничного воздуха не получило распространения, за исключением рудников Канады, где имеются для этого благоприятные горно-геологические и климатические условия. Устройство специальных камер для замораживания льда не дало экономический эффект по сравнению с другими способами производства холода [80].

Лёд подаётся в кондиционер из теплоизолированного сосуда на решетку специального бака и поливается водой, которая после соприкосновения со льдом охлаждается. Охлажденная вода стекает на дно бака, откуда подается в воздухоохладитель сухого или мокрого типа. Из воздухоохладителя нагретая вода возвращается в бак, где смешивается с охлажденной водой и разбрызгивается снова на лёд, размещенный на решётке. Такой способ находит применение в тех климатических районах, где низкая температура на протяжении длительного времени даёт возможность заготовить большое количество льда.

Очевидные недостатки заключаются в необходимости частого восполнения его количества, что крайне неудобно и не экономично, а также трудность регулирования скорости охлаждения, что в свою очередь затрудняет поддержание требуемой низкой температуры в охлаждаемом пространстве [11].

Охлаждение сухим льдом происходит при непосредственном контакте с охлаждаемым воздухом. Производят на предприятиях в виде блоков, техноло-

гические процессы которых связаны с выделением углекислоты. На первой стадии обеспечивают получение чистой газообразной углекислоты, затем её сжижают и из жидкой углекислоты получают твердую. Сухой лед дробят и размещают в специальных установках, через которые циркулирует воздух [104].

В Йоханнесбурге (ЮАР) расположена самая глубокая шахта в мире под названием Тау – Тона. На глубине 5000м шахтёры добывают золотоносную руду с концентрацией золота 9г/т. На рабочей глубине температура горных пород достигает $+60,0^{\circ}\text{C}$, а воздух нагрет до $+55,0^{\circ}\text{C}$. При применении сухого льда в специальных установках по обработке тёплого воздуха его температура снижается до $+28,0^{\circ}\text{C}$, но средняя температура остаётся в пределах $+40,0^{\circ}\text{C}$. Для производства сухого льда построены четыре комбината.

Недостатком применения твердого диоксида углерода (сухой лед), использование дополнительных устройств и постройка комбинатов по производству сухого льда, охлаждающих эти жидкости и соответственно большие энергетические затраты. При этом эти вещества опасны для человека и их применение требует герметичного оборудования.

Осушение воздуха сорбентами (хлористый кальций) обладают способностью поглощать влагу из воздуха. В условиях подземных выработок при помощи хлористого кальция можно подсушивать воздух при регулярном обновлении и охлаждении слоя CaCl_2 . Для понижения влажности 1м^3 воздуха требуется 15гр. хлористого кальция. Образующийся при поглощении влаги гексагидрат восстанавливается в хлористый кальций прокаливанием его при температуре 200°C [11].

При искусственном осушении воздуха сорбентами влажность его сильно понижается. Поэтому при дальнейшем движении по вентиляционному пути шахты осушенный воздух интенсивно увлажняется и вследствие этого охлаждается, так как теплота парообразования поглощается из увлажненного воздуха. Этот способ не получил применения, так как он является весьма дорогостоящим.

Охлаждение воздуха при испарении жидкого воздуха, происходит поглощение значительного количества тепла. Так, для нагревания до 30,0°С и испарения 1 кг жидкого воздуха требуется около 120ккал (примерно столько же, сколько для плавления и нагревания до этой температуры 1 кг льда). Кроме больших затрат, применение жидкого воздуха для охлаждения рудничного воздуха связано с рядом технических неудобств. Транспортирование его в шахту необходимо производить по трубопроводу, снабженному надёжной теплоизоляцией и защищённому от опасности взрыва. При транспортировании жидкого воздуха в термоизоляционных сосудах имеет место значительные его потери [80].

Охлаждение воздуха при помощи теплоуравнивающих каналов, представляет сущность способа охлаждения воздуха и заключается в том, что воздух до поступления в шахту проходит через особые (расположенные на небольшой глубине от поверхности) каналы, которые обладают значительной холодоаккумулирующей способностью, выравнивают годовые колебания температуры поступающего в них воздуха. Каналы проходят на глубине залегания пород с постоянной среднегодовой температурой (для Донбасса 25м). Каждый канал соединяется с поверхностью шурфами. В зимнее время холодный воздух специальными вентиляторами просасывается через каналы, охлаждая окружающий породный массив. На период весенних месяцев шурфы прикрываются, тем самым каналы изолируются от наружной и рудничной атмосферы [52].

Предварительным охлаждением воздуха в теплоуравнивающих каналах с последующим доохлаждением и осушением в воздухоохладителях, установленных в конце теплоуравнивающих каналов или в шахте, может быть достигнуто значительное уменьшение необходимой холодопотребности воздухоохладительной установки. Данный метод не нашёл применения на шахтах Донбасса, так как являлся весьма малоэффективным.

Охлаждающий эффект расширения сжатого воздуха может быть использован в глубоких шахтах для регулирования теплового режима в забоях. С поверхности охлаждённый и осушенный сжатый воздух поступает по трубопро-

воду. В конце ответвления сжатый воздух через расширительный вентиль и эжектор выпускают в атмосферу горной выработки. В расширительном вентиле, сжатый воздух охлаждается и затем при помощи эжектора смешивается для проветривания воздуха.

Однако, охлаждающий эффект расширения сжатого воздуха в значительной степени снижается вследствие конденсации влаги, повышающей температуру воздуха и превращения кинетической энергии (которой он обладает), в тепловую.

Охлаждение воздуха водой происходит вследствие разности температур. Чем больше эта разность, тем эффективнее охлаждение воздуха. Охлаждение воздуха водой может осуществляться при непосредственном соприкосновении охлаждающей воды с воздухом либо через поверхность труб, где воздух охлаждается в специальных теплообменниках. Для снижения температуры воздуха охлаждающая поверхность должна быть большой и ребристой [9].

При непосредственном соприкосновении воздуха и капельной воды охлаждение воздуха значительно ограничивает требования к разности температур. Если имеется достаточное количество воды, температура которой на $8,0 \dots 10,0^\circ\text{C}$ ниже температуры охлаждаемого воздуха, то водяные холодильные установки будут дешевле. Однако применение данного способа сдерживается массогабаритными характеристиками установок и большим потреблением воды, которая поступает из пожарного става.

В реальном процессе охлаждения рудничного воздуха мелкодисперсной (капельной) водой, получаемой на основе дробления в многокамерном эжекторе и направляемая в диффузор–конфузорный смеситель, где происходит естественная конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе с отбором теплоты.

Наблюдениями установлено, что изменение относительной влажности воздуха на глубоких шахтах Донбасса при движении вентиляционной струи от околоствольного двора к очистным забоям зависит от глубины горных работ,

времени года, протяжённости вентиляционного пути и колеблется в широких пределах ($\pm 15\%$) [108].

Измерения относительной влажности вентиляционной струи горных выработок в летнее и зимнее время года, показывают, что относительная влажность на входе в локальную зону, расположенные на расстояние более 2,0...3,0км от околоствольного двора, изменяется в течение года в весьма ограниченных пределах на 1–2%. Характер изменения относительной влажности воздуха установлен с помощью статической обработки данных по 23 шахтам (36 воздухоподающим выработкам, 36 очистным забоям и 24 подготовительным выработкам), разрабатывающие угольные пласты пологого и наклонного падения на глубине 950...1034м (Рисунок 1.4) [71].

Результаты исследований показали, что изменение относительной влажности воздуха φ , при его движении по горным выработкам можно выразить в долях единицы и определить по психрометрическим таблицам или рассчитать по зависимости [5]:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_H^1} \quad (1.1)$$

где p_n – парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, Па; p_H^1 – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре по «сухому» термометру, t, Па и определяют по Приложению Г.

Исследованиями теплового режима в шахтах установлено, что температура рудничного воздуха в горных выработках может достигать более 35,0°С, а относительная влажность более 85%. Также известны значения плотности насыщающих паров воды при данных температурах воздуха (Приложение Г) и требуемая температура охлаждения воздуха (окончания теплообмена) – не выше 26,0°С. Это позволяет определить массу воды, которая будет конденсирована, т.е. удалена из 1м³ воздуха, а по ней определена степень снижения его относительной влажности:

$$\Delta m_{\text{п}} = \rho_{\text{H}}(t^{\circ}_{\text{в}}) - \rho_{\text{H}}(\theta), \quad (1.2)$$

где $\Delta m_{\text{п}}$ – масса сконденсировавшейся из воздуха воды, кг/м³; $\rho_{\text{H}}(t^{\circ}_{\text{в}})$ – плотность насыщенных паров при температуре $t^{\circ}_{\text{в}}$, кг/м³; $\rho_{\text{H}}(\theta)$ – плотность насыщенных паров при температуре окончания процесса, кг/м³;

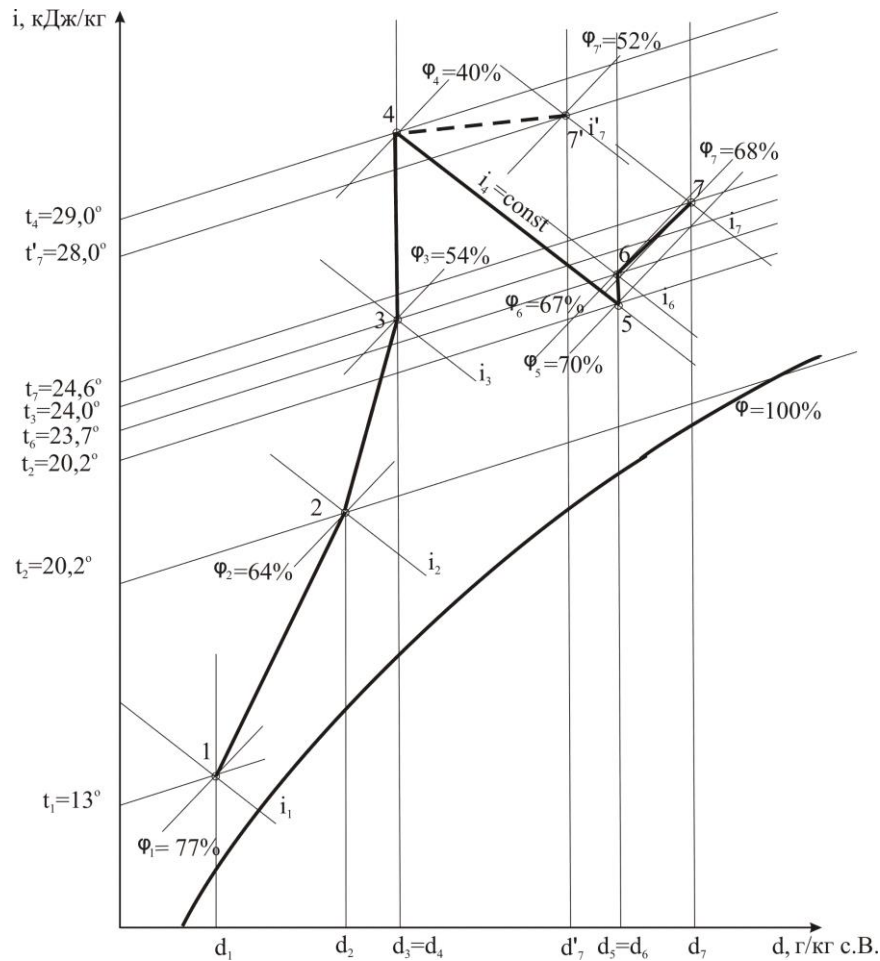


Рисунок 1.4 – Диаграмма процессов изменения состояния рудничного воздуха в $i - d$ -диаграмме:

1-2-3 – в воздухопадающих выработках; 3-4 – в ВМП; 4-5 – в адиабатный охладителе; 5-6 – в трубопроводе между охладителем и призабойном пространстве; 6-7 – в призабойном пространстве при адиабатном охлаждении; 4-7' – в призабойном пространстве без использования охладителя.

или коэффициент конденсации влаги из воздуха, определим по формуле [5]:

$$k_{m_{\text{п}}} = 1 + \frac{9,346 \cdot 10^3}{p} \varphi_{\text{ср}} (4,54 + t_{\text{ср}}). \quad (1.3)$$

Следовательно, наряду с охлаждением воздуха при применении гидроэжекции, также осуществляется понижение его влажности и, в общем, приводит к улучшению климатических факторов.

Охлаждение воздуха при помощи холодильных установок получило весьма широкое распространение. Для снижения температуры воздуха в выработках угольных шахт в мировой практике используются преимущественно парокомпрессорные передвижные кондиционеры непосредственного охлаждения, реже – воздухоохладители, подсоединенные к системам хладоносителя водоохлаждающих машин.

1.3 Существующие средства охлаждения воздуха на отечественных и зарубежных шахтах

Для охлаждения воздуха в выработках угольных шахт в мировой практике используются преимущественно парокомпрессорные передвижные кондиционеры непосредственного охлаждения, реже – воздухоохладители, подсоединенные к системам хладоносителя водоохлаждающих машин [1].

В шахтах Донбасса в настоящее время применяются кондиционеры КПШ 130-2-0 [56] холодильной мощностью 130 кВт, КПШ 300 [57] холодильной мощностью 300кВт и водоохлаждающая машина МХРВ-1-У5 холодильной мощностью 1МВт [60] комплектуемая воздухоохладителями ОВ-190Ш и ВТВ-200-01 [58, 59].

Передвижные кондиционеры Германии (фирма WAT) [48] и Великобритании (фирма DC) [49] выпускаются в более широком диапазоне значений холодильной мощности (Таблица 1.6), в связи, с чем на стадии проектирования более просто может обеспечиваться соответствие производительности холодильного оборудования конкретным значениям холодопотребности проводимых выработок.

Таблица 1.6 – Основные технические данные шахтных передвижных кондиционеров

Тип кондиционера	Страна-изготовитель	Холодопроизводительность, кВт	Расход охлаждаемого воздуха, м ³ /мин	Установленная мощность электропривода, кВт	Кол-во блоков	Габариты L×B×H в сборе, мм
1	2	3	4	5	6	7
KR 100	Германия	128	300	40	3	8500×800×1000
KR 150	Германия	181	350	55	3	8500×800×1000
KR 200	Германия	233	400	70	3	9400×800×1000
KR 250	Германия	291	500	88	3	10200×900×1300
DV 150	Германия	155	402	40	2	Н. д.
DV 200	Германия	205	498	50	2	Н. д.
DV 290	Германия	300	600	67	2	Н. д.
DV 350	Германия	350	690	80	2	Н. д.
DV 450	Германия	450	798	101	2	Н. д.
DC 150/3	Великобритания	150	Н. д.	48	3	12650×845×1200
DC 200/2	Великобритания	200	Н. д.	67	2	8300×845×1585
DC 200/3	Великобритания	200	Н. д.	67	3	12650×845×1200
DC 250/2	Великобритания	250	Н. д.	90	2	8600×845×1585
DC 250/3	Великобритания	250	Н. д.	90	3	12950×845×1200
DC 300/2	Великобритания	300	Н. д.	90	2	8450×845×1585
DC 300/3	Великобритания	300	Н. д.	90	3	12950×845×1200

Основная часть разработанного оборудования в настоящее время уже освоена промышленностью и изготавливается для угольных шахт. Так, например, заводом ОАО «Холодмаш» г. Одесса [56, 57, 58, 59, 60] и зарубежным предприятием «Eurotech» Польша [27], выпускается ряд холодильных машин шахтного исполнения (Таблица 1.7).

В глубоких угольных шахтах ЮАР для охлаждения воздуха находят распространение передвижные форсуночные воздухоохладители, в которых теплообмен осуществляется при непосредственном контакте охлажденного воздуха с хладоносителем [50].

Таблица 1.7 – Краткая техническая характеристика отечественной холодильной техники ОАО «Холодмаш» г. Одесса

Тип холодильной техники	Холодо-производительность, кВт	Расход воды, м ³ /с	Расход воздуха, м ³ /с	Расход хладоносителя, л/с	Габариты машины, мм (в сборке)			Масса машины, кг
					Длина	ширина	высота	
КПШ 130-2-0	130	0,05 (20)	3,8 (14000)	R 22 (60±2)	9300	900	1250	1650 (2650) 3650 (6150)
КПШ-300	300	0,139 (50)	0,005 (20)	R 22 (190±5)	9300	900	1400	1000 (2650) 2500 (6150)
МХРВ-1-У5	1000	$32 \times 10^{-3} \pm 3,2 \times 10^{-3}$ (115±12)	-	R 22 (500±50)	10680	2200	2040	16325
ОВ-190Ш	190	$5,6 \times 10^{-3} \pm 0,56 \times 10^{-3}$ (20±2)	6±0,2 (21600±700)	-	5100	900	1000	1400
ОКВШ 325	325	$10,42 \cdot 10^{-3} \pm 1,04 \cdot 10^{-3}$ (35,50±3,75)	8,06±0,28 (29000±1000)	-	6050	900	2100	3700

Краткая техническая характеристика зарубежной холодильной техники «Eurotech» Польша

GMC 350/TA	395	41 м ³ /ч	8,3 м ³ /с	R407C	3400	900	1300	-
RC 550 P	550	55 м ³ /ч	-	R134a	3600	950	1295	-
RC 650B	650	72 м ³ /ч	14 м ³ /с	R134a	3600	950	1295	-
GMC 860	900	105 м ³ /ч	-	R134a	5000	1500	2600	-
GMC 1000	1108	125 м ³ /ч	-	R134a	15403	1390	2960	-
GMC-E 1000	1030	134 м ³ /ч	-	R407C	4300	1300	1900	-
GMC 2000	2000	250 м ³ /ч	-	R134a	17490	1765	2810	-
GCP 250	258	13 м ³ /ч	7,8 м ³ /с	R134a	4200	4200	4200	-
GCP 300	305	13 м ³ /ч	9,1 м ³ /с	R134a	900	900	900	-
GCP 350	361	13 м ³ /ч	10,8 м ³ /с	R134a	1050	1050	1050	-

По результатам исследований [29, 61, 82], выполненных отечественными учёными и иностранными специалистами, воздухоохладители контактного типа обеспечивают примерно в 2 раза более высокую эффективность, чем ребристые трубные в тех же условиях, имеют меньшее аэродинамическое сопротивление, просты в обслуживании и ремонте. Основным недостатком иностранных холодильных машин заключается в большой их стоимости, включая запасные части по сравнению с отечественными производителями.

Переход горнопроходческих работ на более глубокие горизонты будет сопровождаться ухудшением тепловых условий в подготовительных выработках в связи с возрастанием тепловыделений окружающего горного массива, горнопроходческого, транспортного и вентиляционного оборудования. Ожидается превышение температуры воздуха на 15,0...18,0°C относительно нормируемых. Для обеспечения регламентируемых значений температуры воздуха в рабочих зонах тупиковых выработок возникает необходимость поиска новых технических решений по нормализации климатических условий [33].

В связи с высокой стоимостью данных холодильных машин и тяжёлым финансовым положением отечественных шахт, их мало закупают. К тому же, монтаж и подключение коммуникаций требует значительного вложения финансов для обеспечения эксплуатации установок.

В целом, для стационарных и передвижных систем кондиционирования, применяющихся на шахтах Донбасса, можно отметить следующие общие недостатки: отсутствие взаимосвязи между параметрами работы холодильной машины, воздухоохлаждающим и водоохлаждающим оборудованием; низкая эффективность использования систем кондиционирования рудничного воздуха из-за загрязнения конденсаторной воды в потоке запыленной исходящей струи; необходимость устройства камер для холодильных машин и воздухоохладителей при удалении рабочих забоев по мере отработки угольных пластов; громоздкостью, что затрудняет их перемещение по мере подвигания забоев [13].

1.4 Анализ исследований охлаждения рудничного воздуха в горных выработках угольных шахт

Изучению закономерностей нагрева воздуха при его движении по сети горных выработок за счёт общешахтной депрессии при различных условиях формирования теплового режима, охлаждению шахтного воздуха различными способами, посвящено значительное число работ как отечественных, так и зарубежных авторов.

Исходя из основных критериев: безопасность эксплуатации, эффективность работ, стоимость охлаждения, надёжность эксплуатации, выполнен сравнительный анализ схем установок кондиционирования рудничного воздуха А.Н. Щербань, О.А. Кремнев и В.Я. Журавленко [16, 18, 19, 20, 55, 65, 72, 86].

Ими произведена классификация систем кондиционирования рудничного воздуха, для различных шахт исходя из горнотехнических и климатических условий каждого конкретного угольного месторождения. Авторы указывают, что наиболее рациональной системой кондиционирования воздуха в угольных шахтах Донецкого бассейна с глубиной разработки 800...1200м является схема с охлаждением воздуха по воздухоподающим штрекам и размещение холодильных машин на рабочем горизонте. Такая схема имеет следующие преимущества: сокращается протяжённость трубопроводов, в качестве хладоносителя вместо рассола применялась вода. Также при проведении сравнительного анализа систем кондиционирования рудничного воздуха был сформулирован вывод, что расход холода уменьшается по мере приближения воздухоохладителей к рабочим забоям, при этом снижается предельный расход мощности на единицу вырабатываемого холода и охлаждается только воздух, поступающий для проветривания охлаждаемого забоя. Размещение холодильных машин и охлаждение воздуха на поверхности при своей простоте, надёжности и безопасности имеет ряд существенных недостатков. Авторы сделали вывод, что размещение установок кондиционирования воздуха на поверхности неприемлемо для глубоких шахт Донбасса.

В работах В.А. Кузина [17, 63, 64] содержатся материалы экспериментальных и теоретических исследований, определены закономерности процесса тепло- и массообмена при кондиционирования воздуха, определены рациональные параметры для повышения эффективности местной схемы охлаждения. Выполненные исследования более глубокого познания о сложных процессах формирования климата глубоких шахт, повысило надёжность прогноза тепловых условий в участковых выработках при местной схеме охлаждения воздуха и таким образом безопасные условия труда горнорабочих.

На основании аналитических исследований Ю.Д. Дядькина [22, 73] рекомендовано максимально приближать воздухоохладители к очистным забоям, применяя ступенчатое охлаждение воздуха в конвейерных штреках, и независимо от глубины рабочего горизонта использовать дополнительное охлаждение воздуха в пределах очистного забоя. Это позволило избежать резких перепадов температуры воздуха на рабочих местах, что важно с санитарно-гигиенической точки зрения, а также привело к уменьшению тепловыделений от горного массива, осушение вентиляционной струи и до минимума сократить необходимый расход холода.

Проведен анализ ряда работ Ю.В. Кудинова, В.И. Стикачёва [10, 23, 69, 70], касающихся изучения влияния капельной воды на движение воздушного потока и уточнению технических характеристик вихревых форсунок. В результате исследований установлен характер распределения скоростей эжекции воздуха по радиусу от форсунок, что выявило зону влияния завес на вентиляцию выработки.

Проведены работы по типизации схем воздуха для условий шахт Донбасса авторским коллективом МакНИИ лаборатории кондиционирования рудничного воздуха [25, 74]. Разработаны рациональные схемы охлаждения воздуха и определена область их применения. При выборе схемы охлаждения воздуха для отдельной угольной шахты, рекомендовано в качестве определяющих критериев, принимать глубину разработки, длину крыльев шахтного поля и участков

интенсивного нагревания воздуха, а также способы отработки и выемки угольных пластов.

Работы по применению капельной воды для охлаждения рудничного воздуха проводили ранее отечественными учёными, которые работали над решением задач, связанных с тепломассообменом и адиабатным процессом охлаждения воздуха. Так, в МакНИИ [24, 28, 29, 71, 81, 82], проведены экспериментальные исследования и получены теоретические зависимости при применении дисперсной воды в качестве охладителя рудничного воздуха. Адиабатическое снижение температуры воздуха является технически простым, осуществляется без больших затрат, однако применение его в условиях глубоких шахт ограничено.

Проветривание тупиковых выработок большой протяжённости вентиляторными установками большой мощности или спаренными вентиляторами, способствует интенсивному нагреванию воздуха [28, 78]. Проведены эксперименты по адиабатическому снижению температуры рудничного воздуха. Монтирование распыляющей форсунки в вентиляционный воздухопровод было простое по конструкции и удобно в эксплуатации. Существенный недостаток этого метода заключался в том, что вода разбрызгивалась прямо в сечение выработки (Рисунок 1.5) [71], что вызывало значительное повышение влажности данной горной выработки. При этом результаты проведенного эксперимента показали, что процесс охлаждения капельной водой эффективно снижает температуру рудничного воздуха.

Предложенный метод расчёта для определения температуры воздуха, основанный на понятии объёмных коэффициентов тепло- и влагообмена, приведён в работе [26]. На основе анализа и обобщения теоретического и экспериментального материала в области двухфазных сред определены основные характеристики капельной воды, численная и массовая концентрация, температура, время контакта молекул воды с молекулами воздуха, скорости седиментации.

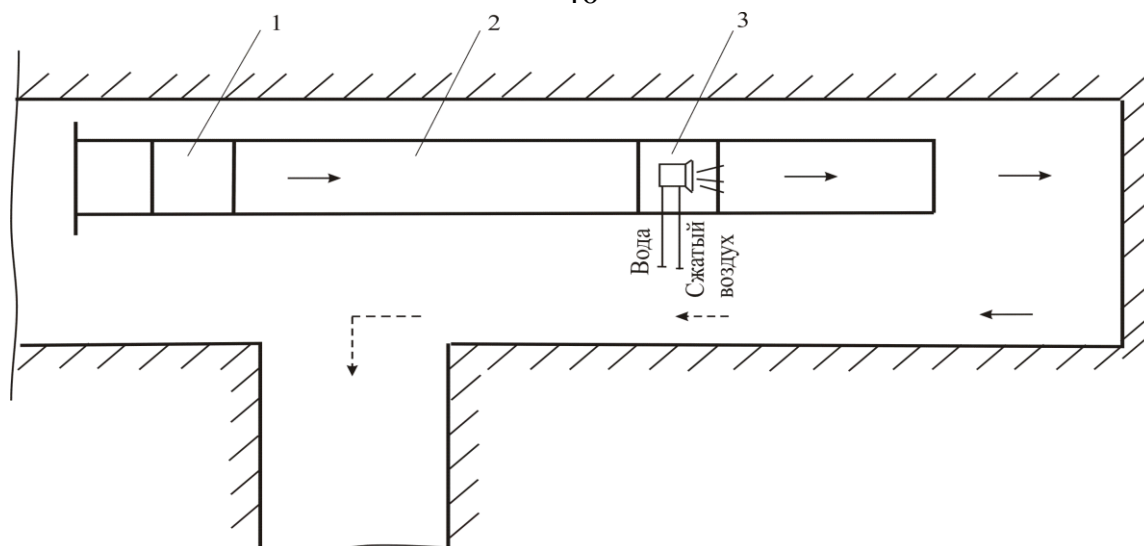


Рисунок 1.5 – Схема размещения адиабатического охладителя:
 1 – вентилятор местного проветривания (ВМП); 2 – вентиляторный трубопровод; 3 – адиабатный охладитель.

В работе Фрукза А. [91] рассмотрено применение установок для кондиционирования воздуха в горном деле, в которой отмечается, что поверхностные установки оказались неэкономичными и поэтому их использование рекомендовано в комплексе с подземными холодильными установками для отдельных участков и забоев глубоких шахт. Автор отмечает, что многоступенчатое охлаждение воздуха с помощью штрековых холодильных машин небольшой производительности наиболее экономично, поскольку обеспечивает возможность установки воздухоохладителей близко к очистному забою и более равномерное распределение температуры рудничного воздуха на рабочих участках.

В работах [84, 91, 92, 94] на примере одной шахты показана целесообразность максимального приближения средств охлаждения рудничного воздуха к рабочим забоям. Однако, параметры местного охлаждения, предельное удаление воздухоохладителей от очистных забоев в зависимости от применяемых систем разработки, рациональные по тепловому фактору схемы подачи воздуха в ней, не определены.

На основании наблюдений Скотта Д. [95], проведенных в глубоких шахтах, сделан вывод, что относительная влажность воздуха в выработках повышается за счёт выноса влаги из капилляров пород горных выработок. В заключе-

ние он сделал сомнительный вывод, что скорость испарения влаги из пород в подготовительных выработках считается постоянной.

Батсел С. [96] указывает на значительное влияние уровня влажности рудничного воздуха на климатические условия. Во влажных выработках количество тепла при испарении отнимается от горных пород, что вызывает снижение их температуры. При исследованиях в совершенно сухих выработках установлено, что воздушный поток воспринимает влагу из горных пород и не приводит к снижению температуры воздуха, а вызывает только повышение его теплосодержания. Механизм этого процесса не объясняется и при тепловых расчётах с помощью эмпирических коэффициентов. При этом, величина влагопритоков в сухих штреках с единицы поверхности выработки принимается постоянной.

В обеспечении высокой эффективности охлаждения воздуха в лавах с высокой температурой горного массива наиболее важную роль играет уменьшение интенсивности теплообмена в зоне очистных работ, где находится основная часть источников тепловыделения, путём рассредоточенного охлаждения воздуха вдоль очистного забоя [97, 98, 99, 100, 101, 102, 103]. В зарубежной практике для охлаждения воздуха непосредственно в лавах применяются воздухоохладители, воздухопроводы для распределенной подачи охлаждённого воздуха и металлические трубопроводы по которым циркулирует хладоноситель. Наиболее широкое применение для улучшения тепловых условий в лавах находят воздухоохладители, работающие в системах холодильных машин с промежуточным хладоносителем. Хладоноситель подаётся в лаву по гибкому трубопроводу диаметром 50...75мм. Использование ступенчатого охлаждения воздуха в лавах глубоких шахт Германии позволяет снижать температуру воздуха на 4,0...5,0°C.

В работах [87, 88] изучены теоретические основы теплотехники (техническая термодинамика и теплопередача), а также рассмотрены свойства тепловой энергии с последующим её преобразованием. Изложены основные законы термодинамики, свойства рабочих тел, процессы изменения состояний идеальных и реальных газов.

Цель и задачи исследований

На основании выполненного анализа способов и средств установлено, что существующие теоретические и экспериментальные исследования по гидравлическому охлаждению рудничного воздуха с переходом на более глубокие горизонты требуют дополнительного решения задач по разработке нового способа охлаждения, в связи с повышением температуры горного массива и повышения энерговооружённости горных выработок. Для этого необходимо решить задачи по математическому моделированию гидродинамического процесса и определить характеристики процесса, повышающих эффективность теплообмена, обосновать параметры и конструктивные решения технических средств охлаждения воздуха с учётом нормативных требований по охране труда; выполнить синтез элементов и обобщения экспериментально-аналитических зависимостей для расчёта параметров гидродинамических средств охлаждения рудничного воздуха в различных условиях технологических процессов угольных шахт.

Целью работы является, обеспечение безопасности и повышение производительности труда горнорабочих в локальных зонах выработок глубоких шахт на основе раскрытия закономерностей теплообменных и гидравлических процессов в эжекторной диффузор–конфузорной установке для обоснования её параметров.

Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

- проведен анализ применяемых способов и средств охлаждения воздуха в горных выработках угольных шахт и определены направления по разработке нового способа и средств для снижения температуры воздуха;
- разработаны схема и математическая модель теплообменных и гидравлических процессов в эжекторной диффузор–конфузорной установке;
- проведены исследования динамики изменения температуры воздуха и давления в потоке смеси рабочего тела постоянной массы;

– определены параметры установки для локального снижения температуры воздуха капельной водой на основе диффузор–конфузорного течения потока смеси;

– разработаны технические требования для изготовления гидродинамической эжекторной установки охлаждения воздуха.

РАЗДЕЛ 2**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ
И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЖЕКТОРНОЙ
УСТАНОВКЕ****2.1. Общая методика и основные методы исследований**

В данной работе приводится решение одной из основных задач повышения безопасности и производительности работы горнорабочих в условиях нагревающего микроклимата глубоких шахт за счёт применения разработанного средства, обеспечивающего снижение температуры до допустимых норм в локальных зонах горных выработок.

Работа выполнена в соответствии с разработанной общей методикой и основных методов исследований, структурная блок-схема решения научно-технической задачи которой приведена на рисунке 2.1, откуда следует объект и предмет исследований.

Основными методами исследований являются теоретические, которые использованы в первую очередь, и экспериментальные.

В первом случае будут проведены исследования теплообменных и гидравлических процессов с учётом выбранной схемы в эжекторной гидродинамической установки, характеристик рудничного воздуха, воды, а также воздушно-распыленной смеси.

Задачу решаем с использованием первого закона термодинамики, согласно которому работа адиабатного расширения в установке совершается за счёт внутренней энергии, а также взаимосвязи давлений объёмов, температур, влажности при контакте воздуха с капельной водой. При этом процесс охлаждения нагретого рудничного воздуха принимаем с температурой, превышающей допустимые нормы, но не выше $35,0^{\circ}\text{C}$ и относительной влажностью 65...95%, водой с температурой не превышающей $20,0^{\circ}\text{C}$.

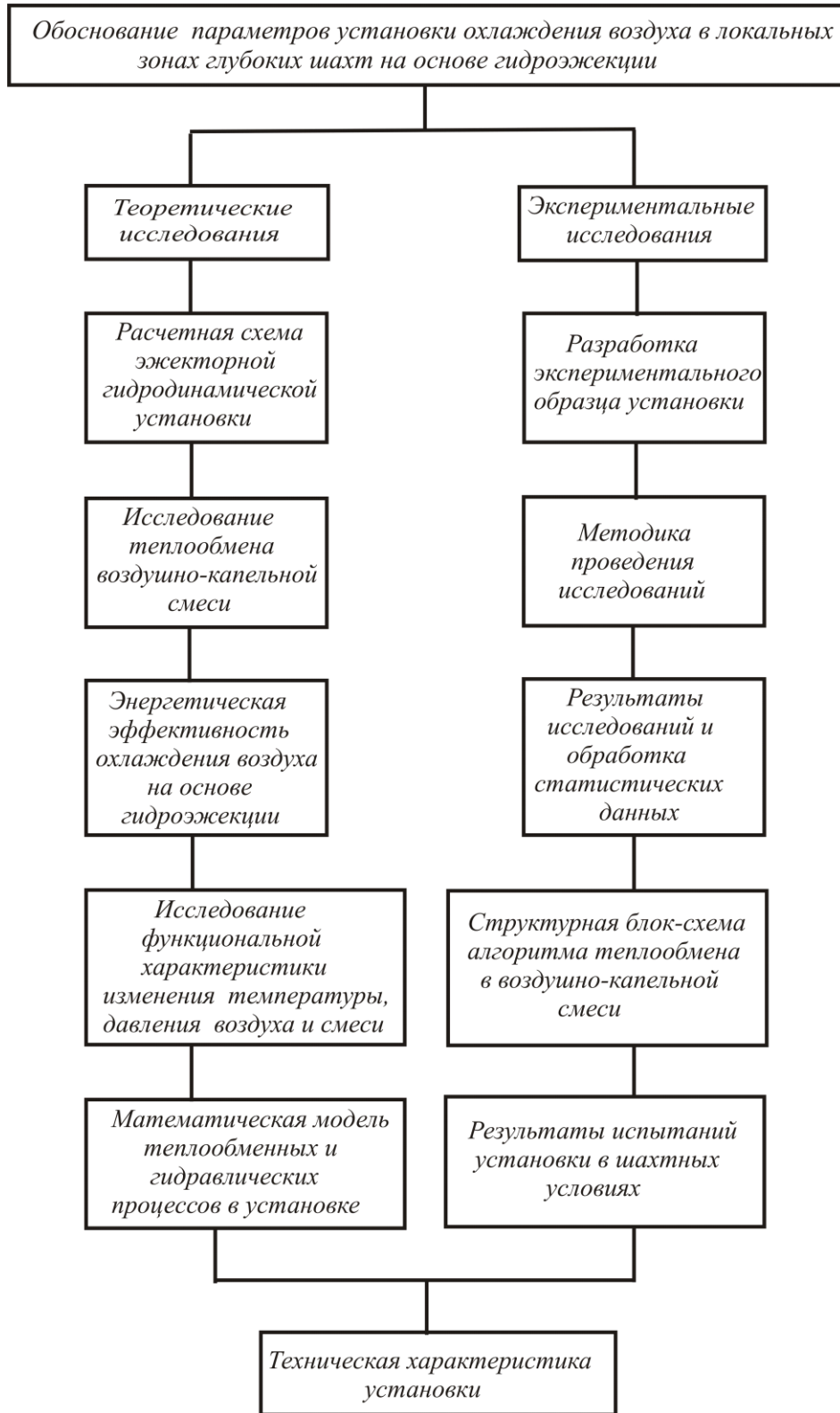


Рисунок 2.1 – Структурная блок-схема общей методики и основных методов исследования

Для исследований термодинамических и гидравлических процессов в установке используем также закон сохранения энергии в виде уравнения тепло-

вого баланса: количества теплоты, выделяемой при образовании воздушно-капельной смеси, уравнение Клайперона, на основании которых получены уравнения для определения изменения давления в смеси и конечной температуры воздуха на выходе из установки.

Результатом теоретических исследований является физико-математическая модель теплообменных и гидравлических процессов в эжекторной гидродинамической установке.

Во втором случае разработана лабораторная установка с многокамерным эжектором, методика проведения исследований, определены теплофизические и гидравлические характеристики воздуха и воды, при использовании метода обработки статистических данных получены результаты экспериментальных и теоретических исследований зависимости перепада давления в ротационной камере установки от его радиуса и количеством тепла, выделяемого при нагревании капель воды.

Разработаны алгоритмы для определения параметров теплообмена в воздушно-капельной смеси и капельной воды после смешивания с нагретым воздухом.

Исследования теплообменных и гидравлических процессов в установке в лабораторных условиях проведены в Макеевском научно-исследовательском институте по безопасности работ в горной промышленности (МакНИИ) [107], а её опытно-промышленные испытания – в шахтных условиях с использованием современной измерительной техники.

На основании полученных результатов исследований определена техническая характеристика установки для снижения температуры в локальных зонах выработок глубоких шахт, параметры которой обеспечат повышение безопасности и производительности горнорабочих.

2.2 Исследования процесса теплообмена в воздушно-капельной смеси

В работах по решению задач охлаждения воздуха капельной водой при орошении, в большинстве разработанных математических моделях воздействие капель на воздух описывается весьма упрощенно, не отражая сущность термодинамического процесса и отсутствуют методы аналитических исследований процессов охлаждения воздуха при его орошении капельной водой.

Предложены устройства [87], в которых эффект влияния капельной воды на рудничный воздух достигается за счёт увеличения количества одновременно используемых эжекторов, а сами эжекторы имеют одноступенчатую (однофазную) конструкцию, что приводит к увеличению энергозатрат и снижению эффективности разработанных устройств. Из приведенных в работе [29] экспериментальных исследований следует, что с учётом достижения позитивного эффекта от применения эжекционной установки (понижение температуры воздуха на $8,0 \dots 10,0^\circ\text{C}$) её использование ведёт к возрастанию относительной влажности воздуха (до 20%), что в свою очередь ухудшает условия труда на рабочих местах в горных выработках.

Для решения задачи по охлаждению рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок глубоких шахт проведены исследования процесса теплообмена в воздушно-капельной смеси, на основе гидродинамического эффекта эжекции.

Считаем, что параметры состояния в адиабатном процессе являются переменными. Адиабатный процесс осуществляется при расширении и сжатии смеси в установке. Как отмечалось ранее, смесь в установке находится незначительное время (до 3 сек.). Естественно, что за такой промежуток времени теплообмен между смесью и стенками установки весьма незначителен.

Графически адиабатный процесс в $p\nu$ – координатах изобразится кривой 2-2' (Рисунок 2.2). На рисунке (а) вместе с адиабатой 2-2' нанесена пунктиром изотерма. Адиабата сжатия 1-2' круче изотермы сжатия.

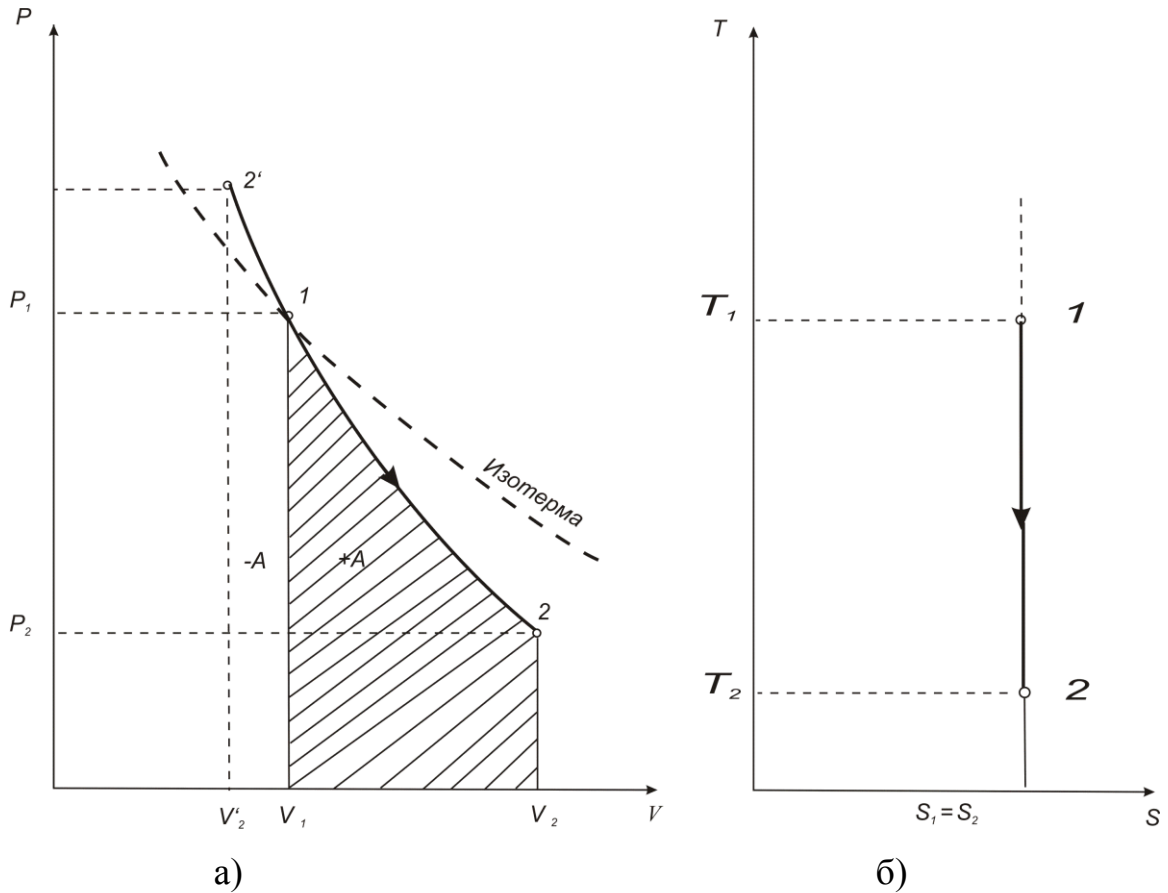


Рисунок 2.2 – Адиабатный процесс в pV - и Ts – координатах

Для определения величины работы, полученной в результате адиабатного расширения, воспользуемся уравнением первого закона термодинамики [89]:

$$dq = de_u + da. \quad (2.0)$$

где dq – удельная величина подведённого теплосодержащего воздуха, кДж;
 de_u – изменение удельной внутренней энергии тела, кДж/(кг·К); da – работа приходящаяся на единицу массы тела, кДж.

Так как $dq = 0$, то уравнение первого закона термодинамики примет вид:

$$de_u + da = 0 \quad (2.1)$$

ИЛИ

$$-de_u = da; \quad (2.2)$$

$$-(e_{u2} - e_{u1}) = a; \quad (2.3)$$

$$e_{u_1} - e_{u_2} = a, \quad (2.4)$$

где e_{u_1} , e_{u_2} – удельная внутренняя энергия потока смеси в начале и в конце процесса, кДж; a – работа, кДж.

Из уравнений (2.2–2.4) следует, что работа адиабатного расширения совершается за счёт уменьшения внутренней энергии.

Однако, если принять теплоёмкость c_v непрерывной, то $(e_{u_1} - e_{u_2}) = c_v(T_1 - T_2)$, и уравнение (2.4) примет вид:

$$c_{v\epsilon}(T_1 - T_2) = a \quad (2.5)$$

где $c_{v\epsilon}$ – теплоёмкость воздуха при постоянном объёме, кДж/(кг·К); T_1 – начальная абсолютная температура, К; T_2 – конечная абсолютная температура, К; a – работа, кДж.

Из этого уравнения следует, что при адиабатическом расширении температура воздуха снижается (Рисунок 2.2). Так как $c_v = \frac{R}{k-1}$; подставив это значение c_v в уравнение (2.5), получим, Дж/(кг × К):

$$a = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2) \quad (2.6)$$

где R – газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг × К); k – коэффициент заполнения потоком объёма.

Перепишем уравнение (2.6) в другом виде.

$$a = \frac{RT_1 - RT_2}{k-1}, \quad (2.7)$$

при $RT_1 = p_1 e_{u_1}$ и $RT_2 = p_2 e_{u_2}$ и определим:

$$a = \frac{p_1 e_{u_1} - p_2 e_{u_2}}{k-1} = \frac{50}{k-1} (p_1 e_{u_1} - p_2 e_{u_2}). \quad (2.8)$$

Формулами (2.6) и (2.8) определяется работа 1 кг массы воздуха. Для определения работы любого количества воздуха значения l , полученные по формулам (2.6) и (2.8), нужно умножить на количество воздуха. Работа расширения смеси в адиабатном процессе определится заштрихованной площадью, расположенной под адиабатой 1-2 (Рисунок 2.3, а). Работа адиабатного сжатия определяется площадью, расположенной под адиабатой сжатия 1-2'.

Чтобы найти зависимость между меняющимися параметрами, запишем уравнение адиабаты для начального и конечного состояния:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \quad (2.9)$$

Отсюда находим:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k. \quad (2.10)$$

Формулой (2.10) устанавливается зависимость между параметрами p и v . Чтобы установить зависимость между объёмом и температурой, напишем уравнения характеристики для начального и конечного состояния воздуха:

$$p_1 v_1 = RT_1 \text{ и } p_2 v_2 = RT_2. \quad (2.11)$$

Разделим почленно и получим:

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.12)$$

Так как

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{p_1}{p_2}, \quad (2.13)$$

то

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k \left(\frac{v_1}{v_2} \right) = \frac{T_1}{T_2}, \quad (2.14)$$

или

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (2.15)$$

Установим зависимость между давлением и температурой. Для этого воспользуемся равенством (2.12). Из равенства (2.10) находим:

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}. \quad (2.16)$$

Подставляя значение $\frac{v_1}{v_2}$ в равенство (2.16), получим:

$$\frac{p_1}{p_2} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.17)$$

или

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.18)$$

Изменение энтропии в адиабатном процессе равно 0, так как $dq = Tds = 0$.

Следовательно, $s_2 - s_1 = 0$ и

$$s_2 = s_1 = s = \text{const}. \quad (2.19)$$

В Ts – координатах адиабата расширения изображается прямой 1-2, параллельной оси T , а адиабата сжатия – прямой 1-2' (Рисунок 2.3, б).

Адиабатный процесс расширения сопровождается понижением температуры, поэтому адиабата расширения направлена вниз от точки 1 к точке 2.

При непосредственном контакте воздуха с диспергируемой на капли водой изменение состояния будет зависеть от температуры воды. Если температура воды, ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха, будет происходить охлаждение и осушение его так же, как и при контакте воздуха с твёрдыми

охлаждающими поверхностями. Когда температура охлаждающей воды равна температуре точки росы, то охлаждение ненасыщенными парами воздуха могло бы происходить без выпадения конденсата или увлажнения воздуха, т.е. происходил бы чистый теплообмен без влагообмена. Последнее можно объяснить с помощью $I-d$ – диаграммы. Если обратить внимание на рисунке 2.3, на котором точка 1 соответствует начальному состоянию охлаждаемого воздуха, а точка 2 – состоянию воздуха в пограничном слое над поверхностью капель воды, имеющих температуру $t_{об} - t_p$, то видно, что процесс охлаждения воздуха изображается прямой 1-2, направленной по линии $d=const$.

Наличие разности температур $\Delta t = t_2 - t_1$ вызывает явный теплообмен между воздухом и водой. Что же касается влагообмена, то отсутствие потенциала переноса влаги ($\Delta p = p_2 - p_1 = 0$) исключает какой-либо перенос влаги.

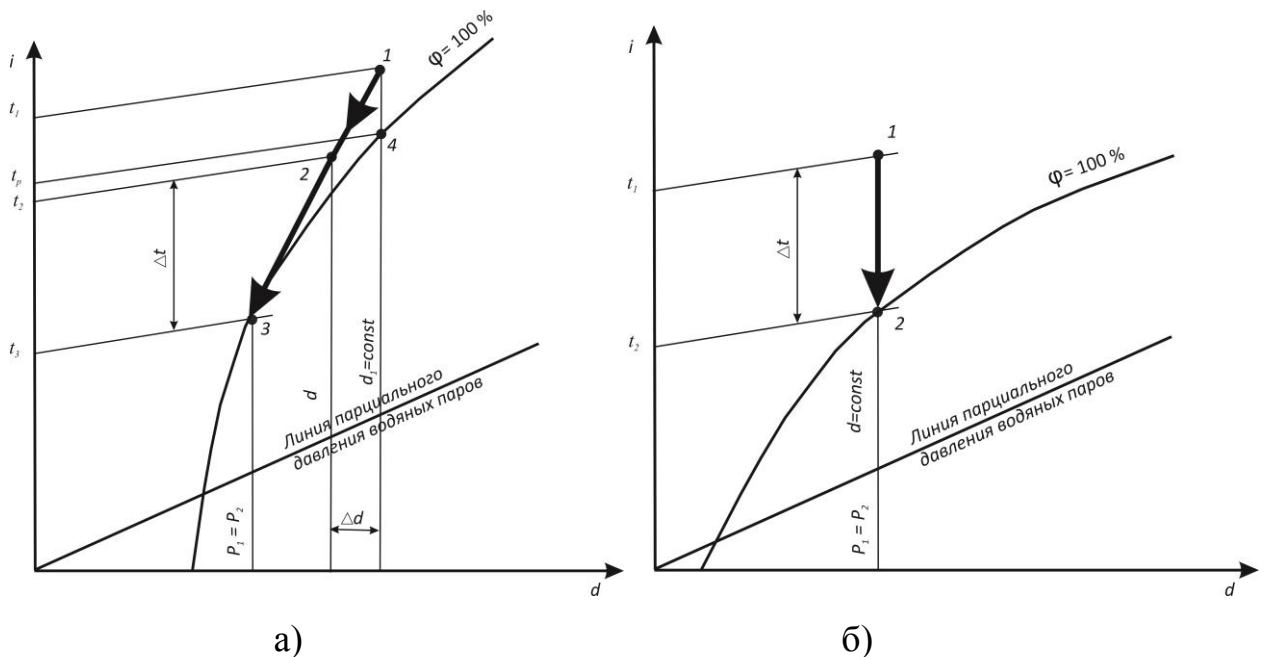


Рисунок 2.3 – Охлаждение воздуха, происходящее при $d=const$: а) охлаждение и осушение воздуха; б) охлаждение воздуха.

Рассматриваемый процесс охлаждения нагретого и влажного рудничного воздуха, состоит в том, что в установку подаётся вода под высоким давлением, её диспергируют (т.е. дробят на большое количество капель) в диффузор–конфузорном объёме, а воздух поступает как результат процесса эжекции. При смешивании воздуха и дисперсной воды образовывается смесь. В диффузорной части происходит расширение и увеличение объёма смеси, а в конфузорной ча-

сти увеличивается давление и плотность смеси, что повышает эффективность отбора каплями воды тепла из воздуха, охлаждая его.

Охлаждённый воздух выбрасывается из установки в рудничную атмосферу локальной зоны горной выработки, а вода, которая незначительно нагрелась, поступает для повторного использования или отводится по водоотводящим системам. Схема гидродинамического устройства приведено на рисунке 2.4.

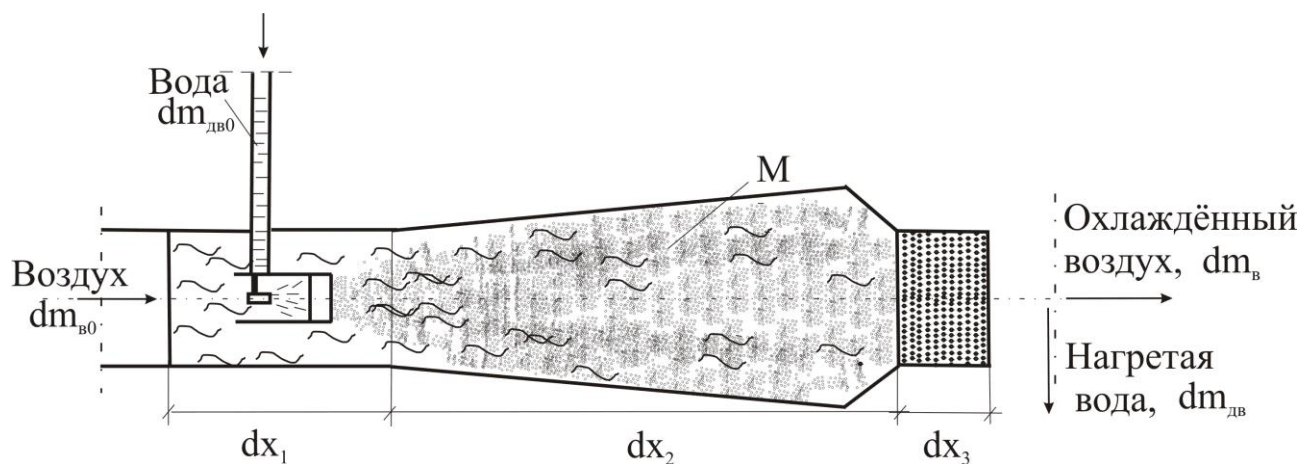


Рисунок 2.4 – Схема гидродинамического устройства теплообмена между компонентами в воздушно-капельной смеси:

$dm_{дв0}$ – вода с начальными параметрами; $dm_{в0}$ – теплосодержащий воздух с начальными параметрами; M – воздушно-капельная смесь (ВКС) ($M = dm_{дв} + dm_{в}$); dx_1 – зона ввода диспергированной воды и эжектируемого теплосодержащего воздуха; dx_2 – зона смешивания воздуха и мелкодисперсной воды (ВКС); dx_3 – зона разделения и вывода охлаждённого воздуха $dm_{в}$ и нагретой воды $dm_{дв}$.

Рассмотрим физико-математическую модель термодинамического потока смеси в виде равномерного распределения в стационарном потоке каплей воды в воздухе (Рисунок 2.3). При исследовании приняты следующие допущения:

- 1) поток воздушно-капельной смеси движется с постоянной скоростью, что обеспечивает постоянный расход смеси;
- 2) термодинамическое взаимодействие составляющих смеси (воздуха и дисперсной воды) описывается как для воздушной среды энергетическим уравнением в форме первого закона термодинамики.

Изменения влажности и теплообмен элементов смеси воздуха и капельной воды показано рисунке 2.5. В процессе одновременно происходят энергетиче-

ские преобразования элементов смеси по всему исследуемому объёму. При температуре диспергирования воды, равной температуре мокрого термометра, охлаждаемый воздух, приходя в соприкосновение с водой, будет отдавать явное тепло, и температура его будет понижаться. Однако температура воды, несмотря на происходящий теплообмен, будет в этом случае оставаться постоянной и равной температуре мокрого термометра [26].

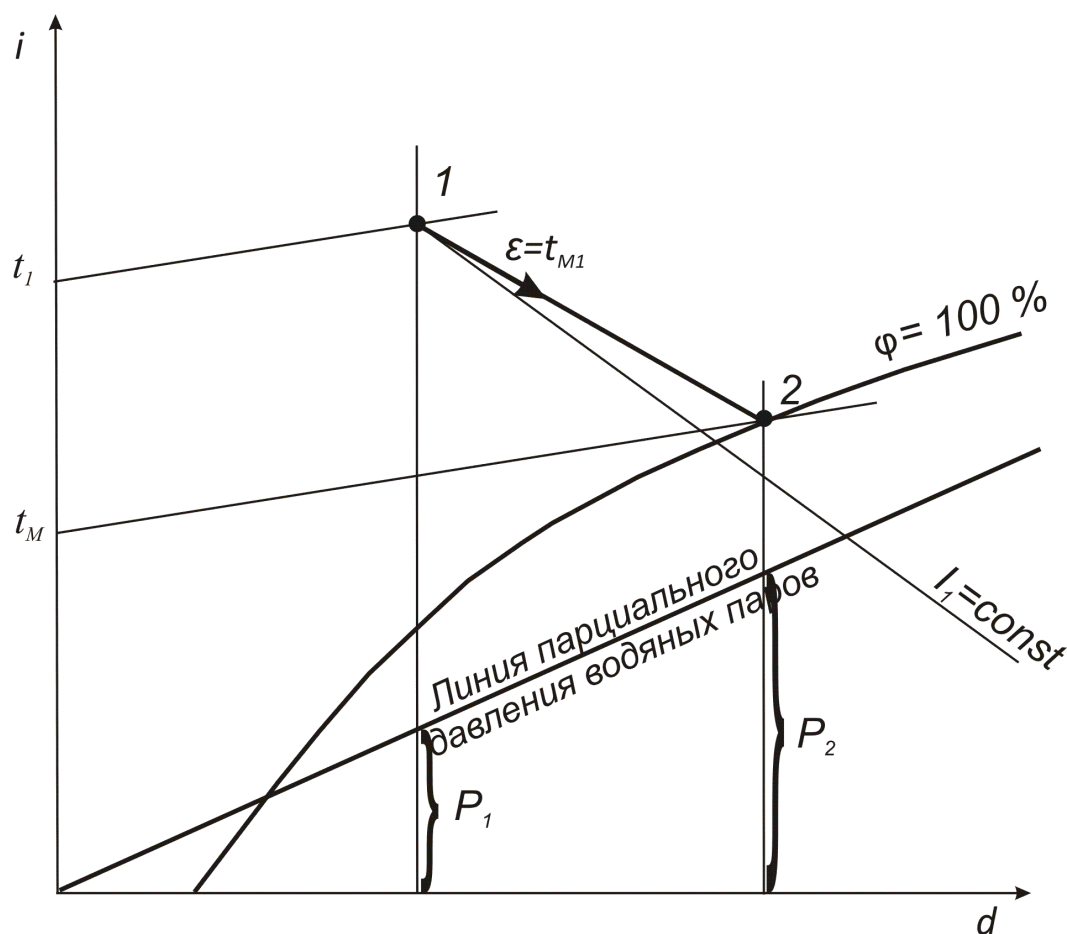


Рисунок 2.5 – Адиабатический процесс взаимодействия воздуха с водой

Изложенное наглядно иллюстрирует, что точка 1 характеризует начальное состояние воздуха. Значение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха при контакте с водой, имеющей температуру, равную t_M , и будет равно $\varepsilon = t_M$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, получим точку 2, изотерма которой соответствует температуре мокрого термометра t_{M1} . Точка 2 в процессе, определяет конечное состояние воздуха после его контакта с водой.

Анализируя сделанное построение, можно констатировать, что при малых значениях t_M процесс будет настолько близок к адиабатическому, что можно принимать погрешность $\varepsilon = t_M = 0$, т.е. считаем, что изменение состояние воздуха совершается по прямой $I = const$ (как это обычно принимается в практических расчётах кондиционирования воздуха). Потенциалом переноса тепла в этом случае, является $\Delta t = t_1 - t_{M1}$, а потенциалом переноса влаги $\Delta p = p_2 - p_1$.

Для термодинамической модели построим систему, за основу используем закон сохранения энергии [89] и составим уравнений теплового баланса в виде:

$$Q = Q_\varepsilon + Q_{\partial\varepsilon}, \quad (2.20)$$

где Q – содержание тепла в смеси, кДж/кг; Q_ε – количество теплоты, содержащееся в воздухе, кДж/кг; $Q_{\partial\varepsilon}$ – количество теплоты в мелкодисперсной воде, кДж/кг.

$$Q_\varepsilon = Q_n \times m_{\partial\varepsilon}, \quad (2.21)$$

где Q_n – удельная теплота конденсации паров воды, кДж/кг; $m_{\partial\varepsilon}$ – масса охлажденной воды, кг/с при $t_{\partial\varepsilon}^o = 283$ К.

$$Q_{\partial\varepsilon} = c_{\partial\varepsilon} \times m_{\partial\varepsilon} (\theta - t_{\partial\varepsilon}^o), \quad (2.22)$$

где $c_{\partial\varepsilon}$ – удельная массовая теплоёмкость охлажденной мелкодисперсной воды при ($t_{\partial\varepsilon}^o = 283$ К), Дж/(кг×К); θ – температура воздуха по окончанию процесса теплообмена, К; Q_ε – количество тепла, затраченное воздухом, при его охлаждении, Дж/(кг×К):

$$Q_\varepsilon = c_\varepsilon m_\varepsilon (\theta - t_\varepsilon^o), \quad (2.23)$$

где c_ε – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг×К) ($t_\varepsilon^o = 203$ К); m_ε – охлаждаемый воздух, кг/с.

Поэтому, исходя из уравнения теплового баланса, получено уравнение для определения температуры воздуха после окончания процесса взаимодействия между мелкодисперсной капельной водой и воздухом, которые позволяют найти массу необходимой воды:

$$\theta = \frac{c_{\partial\partial} m_{\partial\partial} t_{\partial\partial}^0 - Q_n m_{\partial\partial} - c_{\partial} m_{\partial} t_{\partial}^0}{c_{\partial\partial} m_{\partial\partial} - c_{\partial} m_{\partial}}; \quad (2.24)$$

$$m_{\partial\partial} = \frac{c_{\partial} m_{\partial} \theta - c_{\partial} m_{\partial} t_{\partial}^0}{Q_n + c_{\partial\partial} \theta - c_{\partial\partial} t_{\partial\partial}^0}, \quad (2.25)$$

где t_{∂}^0 – температура воздуха до процесса охлаждения, К; $t_{\partial\partial}^0$ – температура воды до процесса охлаждения воздуха, К; $m_{\partial\partial}$ – масса необходимой воды, кг/с.

Применяя первый закон термодинамики [89, 109], составим формулу количества теплоты, отобранной капельной водой, за определённо выбранный промежуток времени при гидродинамической эжекции:

$$Q_{\partial\partial} = \frac{m_{\partial\partial}}{m_{\partial}} c_{\partial} m_{\partial} [T_{\partial 1} - T_{\partial 2}] = m_{\partial\partial} c_{\partial} [T_{\partial 1} - T_{\partial 2}], \quad (2.28)$$

Тепло, отданное воздухом диспергируемой воде, будет равно:

$$Q_{\partial} = m_{\partial} c_{\partial} (T_{\partial 1} - \theta), \quad (2.29)$$

где $T_{\partial 1}$ – температура воздуха до начала теплообмена, К; $T_{\partial 2}$ – температура воздуха после теплообмена, К.

Исходя из закона сохранения энергии, получаем формулу для расчёта температуры воды, которая является основной для дальнейших расчётов и примет вид

$$m_{\partial\partial} c_{\partial} [T_{\partial 1} - T_{\partial 2}] = m_{\partial\partial} c_{\partial\partial} (T_{\partial 1} - \theta) \quad (2.30)$$

и определим относительную массу смеси по окончанию теплообмена:

$$M = \frac{m_{\text{дог}} c_{\text{дог}} (T_{\text{г1}} - \theta)}{c_{\text{в}} [T_{\text{г1}}(t) - T_{\text{г2}}]} \quad (2.31)$$

При подаче охлаждённого воздуха в локальную зону ведения горных работ, позволяет решить задачу охраны труда по тепловому фактору, т.е. снижение температуры и относительной влажности рудничного воздуха в локальной зоне горной выработки, что особо важно для ведения работ на больших глубинах.

2.3. Энергетическая эффективность охлаждения воздуха на основе гидроэжекции

Для определения конечной температуры охлаждаемого воздуха проанализируем энергетический баланс воздушно-капельной смеси как гидро- и термодинамического тела (капельной воды и тёплого воздуха) в заданном объёме. Состояние воздушно-капельной смеси будем считать «процессом движения спокойной фазы эжектируемого воздуха в активной фазе – диспергируемой воде», что позволяет исследовать процесс с позиций физического объекта, т.к. воздух и вода равномерно входят и выходят в исследуемый объём (Рисунки 2.4 и 2.5).

Воздушно-капельный поток рассматриваем как гидро- и термодинамическую смесь постоянной массы, для которой гидроэжекция происходит в начальном сечении рабочего объёма установки при постоянном количестве смеси (нагретого воздуха и диспергируемой воды).

Для определения состояния воздушно-капельного потока постоянной массы и конечной температуры воздуха по окончанию процесса исходим из принципа быстрого воздействия капель воды на воздух. Это суть заключается в том, что энергетический эффект взаимодействия, вызываемый диспергированием воды в исследуемый объём воздуха и исключением отделяемых капель воды из воздуха, равномерно передаётся по всему рабочему объёму установки.

Используем уравнение первого закона термодинамики для определения изменения состояния воздушно-капельной смеси с учётом теплообмена между окружающей средой и смесью dQ [2]:

$$dQ = dE + dA, \quad (2.32)$$

где dE – дифференциал внутренней энергии системы, Дж; dA – работа системы (безразмерная величина).

Расширение объёма смеси определяем из выражения [2]:

$$dA = PdV, \quad (2.33)$$

где P – давление термодинамической смеси, МПа; dV – удельный объём термодинамической смеси, м³/кг.

В уравнении (2.32) внутренняя энергия определяется эффектом гидроэжекции и теплообмена в объёме смеси, так как:

$$dE = e_u M, \quad (2.34)$$

где e_u – удельная внутренняя энергия потока, Дж/кг; M – масса термодинамической смеси, кг/с.

Преобразуем уравнения (2.32) и (2.33), разделив на массу термодинамической смеси, получим:

$$\frac{dQ}{M} = \frac{dE + dA}{M}; \quad (2.35)$$

$$\frac{dA}{M} = P \frac{dV}{M}, \quad (2.36)$$

или

$$dq = de_u + da; \quad (2.37)$$

$$da = Pdv_s, \quad (2.38)$$

где dq – количество теплосодержащего воздуха, приходящееся на единицу массы смеси теплообмена, кг/с; de_u – изменение удельной тепловой энергии смеси, Дж/кг; da – работа на единицу массы смеси, Дж/кг; P – давление смеси, МПа; dv_g – удельный объём воздуха соответствующий единице массы воздушно-капельной смеси, кг/м³.

Преобразование на удельные величины облегчает исследование мелкодисперсного потока воды и потока нагретого воздуха при постоянном времени процесса.

Исходя из вышеизложенного, уравнение состояния воздушно-капельной смеси после гидроэжекции можно представить в виде:

$$PV=RT, \quad (2.39)$$

где R – газовая постоянная для воздуха, (Дж/(кг×К)); T – абсолютная температура воздуха, К.

Теплоёмкость воздуха изменяется по времени и принятие зависимости от температуры при определении внутренней энергии в виде работы (Дж/кг), получим:

а) теплосодержание смеси:

$$c_s = a_{vs} + bT; \quad (2.40)$$

где a_{vs} – удельный объём смеси, кг/м³; b – коэффициент, учитывающий изменение теплоёмкости в зависимости от абсолютной температуры смеси.

б) относительное среднее теплосодержание в разнице температур:

$$c_{v\ cp} = 0,61 \times bT + a_{vs}; \quad (2.41)$$

в) относительную энергию температуры смеси:

$$e_u = \int_0^T dT c_s = T \times \left(0,61 \times \frac{bT}{2} + a_{vs} \right), \quad (2.42)$$

$$T = \left[\left(\frac{2b}{Q_v^2} e_u + 1 \right)^{0,5} - 1 \right] \times \frac{a_{vs}}{b}, \quad (2.43)$$

тогда следует,

$$PV = \left[\left(\frac{2b}{a_{vs}^2} e_u + 1 \right)^{0,5} - 1 \right] \times R \frac{a_{vs}}{b}. \quad (2.44)$$

Принимая во внимание, что $E_{\text{вн}} = \frac{E_0}{M}$, то уравнение примет вид:

$$PV = \left[\left(\frac{2b}{a_{vs}^2} \times \frac{E_{\text{вн}}}{M} + 1 \right)^{0,5} - 1 \right] \times MR \frac{a_{vs}}{b}, \quad (2.45)$$

где $E_{\text{вн}}$ – внутренняя энергия смеси, Дж/(кг×К).

Полученное уравнение (2.45) является уравнением энергетического теплообмена в смеси.

Считаем, что теплообменное воздействие составляющих элементов воздушно–капельного потока при условии нулевой механической работы при отсутствии тепловых потерь, т.е.:

$$dA=0, \quad dQ=0, \quad dE_{\text{в}} \neq 0, \quad dE_{\text{отв}} \neq 0.$$

Смешение воды и воздуха будем рассматривать как: 1) диспергирование воды и эжекция воздуха; 2) смешивание капель воды с воздухом, образующих гидро- и термодинамическую смесь.

Разделение составляющих смеси рассматривается как: 1) подвода воды под давлением и 2) отвода из объёма смеси. Принимаем первое условие взаимодействия воздуха и капель воды, что в некоторый момент процесса состояние смеси определяется термодинамическими переменными: давлением, удельным объёмом и удельной внутренней энергией. В процессе образования смеси, получаем термодинамические переменные: $P+dP$; $v+dv$; e_u+de .

Учитывая, что подача воздуха $dm_{\text{в}}$ происходит в следствие гидроэжекции, то учитываем, что до смешивания воздух имеет энергию (удельную) E_0 , то по-

сле гидроэжекции его состояние будет одинаковое в рассматриваемом объёме смеси. Тогда термодинамические переменные определим как:

а) объём смешиваемого воздуха после гидроэжекции:

$$dV_{\epsilon 0} = dm_{\epsilon} (dv_s + v_s) = dm_{\epsilon} v_s; \quad (2.46)$$

б) совершаемая работа воздуха в объём воды при гидроэжекции:

$$dA_{\epsilon 0} = -(dP + P)dV_{\epsilon 0} = -pv dm_{\epsilon}; \quad (2.47)$$

в) энергия смешиваемого воздуха:

$$dE_{\epsilon 0} = dm_{\epsilon} E_0 - (de_u + e_u) dm_{\epsilon} = (E_0 - e_u) dm_{\epsilon}. \quad (2.48)$$

При диспергировании воды под высоким давлением, эжектируемый воздух должен за максимально короткое время равномерно смешаться с водой и распределиться в виде смеси по исследуемому объёму. Поэтому для рассматриваемых элементов работа (удельная, Дж/(кг×К)) гидроэжекции определится:

$$da_0 = \frac{dA_0}{M + dM} = -pv \frac{dm_{\epsilon}}{dM}, \quad (2.49)$$

упростив уравнение, получим:

$$da_0 = -pv_s dm_{\epsilon}, \quad (2.50)$$

где $dm_{\epsilon} = \frac{dm_{\epsilon}}{M}$ – относительная масса эжектируемого воздуха; M – относительная масса смеси.

Для определения теплообмена (удельного) имеем:

$$dq_0 = \frac{dE_{e0}}{dM+M} = \frac{dm_e}{M} \times (E_{e0} - e_u), \quad (2.51)$$

тогда

$$dq_0 = dm_e \times (E_{e0} - e_u). \quad (2.52)$$

Рассмотрим теплообмен с принятым условием в виде:

- эжектируемого воздуха в объём гидро- и термодинамического потока каплями воды;
- охлаждение нагретого (теплосодержащего) воздуха мелкодисперсной водой.

Определим параметры воды при теплообменном процессе:

а) объём отведённой воды из потока смеси:

$$dV_{\partial e} = dm_{\partial e} \nu_s; \quad (2.53)$$

б) отделение воды из объёма смеси:

$$dA_{\partial e} = dV_{\partial e} p = dm_{\partial e} p \nu_s; \quad (2.54)$$

в) энергия (теплота) с отделяемой водой:

$$dE_{\partial e0} = dm_{\partial e} e_u = dm_{\partial e} \times (de_u + e_u); \quad (2.55)$$

Тогда для гидроэжекции воздуха удельную работу определим в виде:

$$da_{\partial e} = p \nu_s \frac{dm_{\partial e}}{dM+M}, \quad (2.56)$$

$$da_{\partial e} = dm_{\partial e} p \nu_s, \quad (2.57)$$

где $dm_{\partial e} = \frac{dm_{\partial e}}{M}$ – масса отводимой воды из смеси, кг/с.

Принимая во внимание, что тепло (в виде энергии) отделяемой воды соответствует нулю, то:

$$dq_{\partial\epsilon} = \frac{dE_{\partial\epsilon 0}}{M} = 0, \quad (2.58)$$

где $E_{\partial\epsilon 0}$ — относительная энергия воды.

Из этого следует, что теплообмен компонентов смеси в объёме теоретической установки выражается в тепловом и механическом виде. Поэтому общее энергетическое взаимодействие компонентов смеси будет состоять из механического воздействия:

1) внешняя работа смеси:

$$da = \frac{dA}{M}, \quad (2.59)$$

2) эффект гидроэжекции воздуха (работа):

$$da_0 = -\frac{pv_s dm_\epsilon}{M} = -pv_s dm_\epsilon; \quad (2.60)$$

3) разделение смеси:

$$da_{\partial\epsilon} = \frac{dm_\epsilon pv_s}{M} = -pv_s dm_{\partial\epsilon}. \quad (2.61)$$

На основе полученных уравнений имеем, что удельная работа воздушно-капельной смеси, равна:

$$da_s = da_{\partial\epsilon} + da + d_0; \quad (2.62)$$

$$da_s = dv_s p = \frac{dA}{M} - \frac{p}{\gamma_\epsilon} dm_{\epsilon 0}; \quad (2.63)$$

$$dm_{\epsilon 0} = dm_\epsilon - dm_{\partial\epsilon} \frac{dm_\epsilon - dm_{\partial\epsilon}}{M} = \frac{dM}{M}. \quad (2.64)$$

Энергетическое взаимодействие в смеси будет состоять:

- 1) теплообмена вызванного гидроэжекцией воздуха:

$$dq_s = \frac{dQ}{M}; \quad (2.65)$$

- 2) разной удельной энергии воздуха:

$$dq_0 = \frac{dm_s}{M} \times (E_0 - e_u) = dm_s (E_0 - e_u); \quad (2.66)$$

- 3) теплообмен воздуха в смеси:

$$dq_s = dq_0 + dq_s = \frac{dQ}{M} + (E_0 - e_u) dm_s. \quad (2.67)$$

Для воздушно-капельной смеси постоянной массы, применим закон сохранения энергии и выражение примет вид:

$$dq_s = da_s + de_u. \quad (2.68)$$

Для расширенного определения, подставим в уравнение значение dq_s и da_s из уравнений (2.67) и (2.68), определим:

$$dq_0 + dq_s = da_s + da_0 + de_u + da, \quad (2.69)$$

$$dq_s + (E_0 - e_u) dm_{s0} = da + de_u - \left(\frac{\rho}{\gamma_s}\right) dm_{s0}, \quad (2.70)$$

где преобразуем,

$$E_0 - e_u = E - \iota, \quad (2.71)$$

при $E = \rho v_s + E_0$, $\iota = \rho v_s + e_u$.

Зная, что $E_0 dm_g$ представляет тепловую энергию смешиваемого воздуха, а $p v_s dm_g$ работу в виде гидроэжекции воздуха, то E представим в виде удельной энергии (теплоты) в воздушно-капельную смесь.

Уравнения (2.69) и (2.71) примут вид:

$$dq + (E_0 - 1) \times dm_g = da_s + de_u, \quad (2.72)$$

$$dq + (E_0 - 1) dm_g = da + de_u - \left(\frac{\rho}{\gamma_g}\right) dm_{g0}. \quad (2.73)$$

Уравнения (2.72) и (2.73) составляют обоснование основного уравнения эффекта гидроэжекции для потока как смеси постоянной массой.

Для эффекта гидроэжекции при постоянных теплоёмкостях и при произвольных взаимодействиях смеси при определённых параметрах процесса, необходимо определить зависимость между давлением в смеси и его плотностью в сечении смеси, которую можем получить при дифференциальном решении с учётом всех параметров.

Определим систему дифференциальных уравнений термодинамического эффекта, обусловленных гидроэжекцией и теплообменом элементов в смеси:

$$p v_s = \frac{p}{\gamma_g} = RT, \quad (2.74)$$

где RT – термодинамическое состояние смеси постоянной массы, Дж/(кг×К).

$$\frac{dT}{T} = \frac{dv_s}{v_s} + \frac{dp}{p}; \quad (2.75)$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\gamma_s}{\gamma_s} + \frac{d\gamma_g}{T} \quad (2.76)$$

Из уравнений (2.74) и (2.76) термодинамического состояния смеси получаем уравнения процесса для постоянной массы смеси:

принимая во внимание уравнение (2.72), получим:

$$de_u = dTc_{vs} = dT(bT + a_{vs}); \quad (2.77)$$

$$da_s = da - \left(\frac{p}{\gamma_g}\right) dm_g, \quad (2.78)$$

при этом удельная теплота элемента потока смеси равна:

$$dq = de_u - (E_0 - 1) da_s + dm_g, \quad (2.79)$$

$$Pdv_s \times \left[\frac{dq + (E-1)dm_g}{da - \frac{p}{\gamma_g}dm_g} - 1 \right] = dT(bT + a_{vs}), \quad (2.80)$$

после чего состояние смеси постоянной массы определим в виде термодинамическое состояние с использованием уравнений (2.74) и (2.76):

$$R = (c_p - c_{vs}) \times R, \quad (2.81)$$

тогда,

$$\frac{dP}{P} = \frac{d\gamma_g}{\gamma_g} - \left[\frac{dq + (E-1)dm_g}{dc_s - \frac{p}{\gamma_g}dm_g} - 1 \right] \times \frac{d\gamma_g}{\gamma_g} (\gamma_s - 1) - \frac{b}{Rc_s} \times d\left(\frac{P}{\gamma_g}\right), \quad (2.82)$$

где $\gamma_s = \frac{c_p}{c_s}$ — показатель адиабаты воздушно-капельной смеси.

Согласно полученным уравнениям определим дифференциальное уравнение расчёта гидроэжекции при перемене давления в смеси:

$$\frac{dP}{P} = \left[\gamma_s (\gamma_s - 1) \frac{dq + (E-1)dm_g}{da - \frac{p}{\gamma_g}dm_g} \right] \frac{d\gamma_g}{\gamma_g} - \frac{b}{Rc_s} \times d\left(\frac{P}{\gamma_g}\right). \quad (2.83)$$

Так как установлено, что процесс теплообмена в смеси привели к тепловому и механическому факторам, то:

а) в механический входит гидроэжекция теплосодержащего воздуха и отвод нагретой воды;

б) теплообмен при теплопередаче вводимых с разностью температур смешиваемых элементов.

В соответствии с дифференциальным уравнением процесса (2.83), выражение в квадратных скобках правой части представляет отношение тепловых факторов, и дадим определение этому отношению, как теплообмен (относительный) смешивание элементов смеси и теплообмен, в ограниченном пространстве процесса (dQ_E):

$$dQ_E = \frac{dq + (E-l)dm_g}{da - \frac{P}{\gamma_g} dm_{\partial g}}. \quad (2.84)$$

Показатели, входящие в уравнение (2.84), будут иметь разницу в определённое время процесса и из этого следует, что относительный теплообмен считаем как термодинамические переменные.

Принимая во внимание уравнение (2.83), получим:

$$\frac{dP}{P} = [\gamma_s - (\gamma_s - 1)dQ_E] \frac{d\gamma_g}{\gamma_g} - \frac{b}{Rc_s} \times d\left(\frac{P}{\gamma_g}\right), \quad (2.85)$$

$$\frac{dP}{P} + [\gamma_s(\gamma_s - 1)dQ_E] \frac{dv_s}{v_s} + \frac{b}{Rc_{vs}} d(pv_s) = 0. \quad (2.86)$$

Теплообмен смеси в ограниченном объёме, характеризует определённо выбранный момент. Введём определение показателя эффекта гидроэжекции – $I_э$, где количественное значение определяется соотношением давления в разных сечениях смеси, что связано с его температурой в уравнении состояния:

$$I_э = \frac{dP}{P} \left(\frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}}\right) \times 0,1, \quad (2.87)$$

где $\frac{dP}{P}$ – относительный перепад давления смеси; $\frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}}$ – относительный перепад плотности смеси.

С учётом показателя гидроэжекции и теплообмена в смеси, согласно формуле (2.87) и уравнений состояния (2.74–2.76), определим дифференциальные уравнения термодинамического процесса:

$$\frac{dP}{P} = \frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}} \times I_3; \quad (2.88)$$

$$\frac{dP}{P} = \frac{dv_g}{v_g} (-I_3); \quad (2.89)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{dv_g}{v_g} \times (1 - I_3); \quad (2.90)$$

$$\frac{dP}{P} = \left(\frac{dT}{T} \right) \times \frac{I_3}{I_3 - 1}. \quad (2.91)$$

Полученные зависимости термодинамических переменных в разные моменты процесса от показателя процесса гидроэжекции, заменим логарифмами и получим:

$$\frac{d \ln P}{d \ln T} = \frac{I_3}{I_3 - 1}; \quad \frac{d \ln P}{d \ln \gamma_g} = I_3; \quad \frac{d \ln P}{d \ln v_g} = -I_3; \quad \frac{d \ln T}{d \ln v_g} = 1 - I_3. \quad (2.91.1)$$

Принимая во внимание уравнения (2.83) и (2.88), получим:

$$\frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}} \times I_3 = \left[\gamma_s (\gamma_s - 1) \frac{dq + (E-1)dm_g}{da - \frac{P}{\rho_{\partial g}} dm_{\partial g}} \right] \frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}} - \frac{b}{Rc_s} \times d \left(\frac{P}{\rho_{\partial g}} \right), \quad (2.92)$$

при условии

$$d \left(\frac{P}{\rho_{\partial g}} \right) = \frac{dP}{\rho_{\partial g}} - \frac{P}{\rho_{\partial g}} \times \frac{d\rho_g}{\rho_{\partial g}}, \quad (2.92.1)$$

получим:

$$I_3 = \left[\gamma_s (\gamma_s - 1) \frac{dq + (E-1)dm_g}{da - \frac{P}{\rho_{\partial g}} dm_{\partial g}} \right] - \frac{b}{Rc_s} \times d \left(\frac{dP}{d\rho_{\partial g}} - \frac{P}{\rho_{\partial g}} \right). \quad (2.93)$$

Для решения уравнения относительно I_3 воспользуемся уравнением (2.86):

$$I_3 = [\gamma_s (\gamma_s - 1) dQ_E] - \frac{b}{Rc_s} (I_3 - 1) \frac{P}{\rho_g}, \quad (2.94)$$

$$I_3 = [\gamma_s (\gamma_s - 1) dQ_E + \frac{b}{Rc_s} \left(\frac{P}{\rho_g} \right)] \left[1 + \frac{b}{Rc_s} \left(\frac{P}{\rho_g} \right) \right]. \quad (2.95)$$

Учитывая, что $\frac{P}{\rho_e} = RT$, определим:

$$I_9 = \left[\gamma_s (\gamma_s - 1) dQ_E + \frac{b}{Rc_s} T \right] \left[T \frac{b}{c_s} + 1 \right]. \quad (2.96)$$

Уравнение (2.96) является уравнением показателя гидроэжекции с теплообменом для смеси воздуха и мелкодисперсной воды.

Исследуем баланс энергетического состояния гидроэжекции и теплообмена между дисперсной водой и воздухом, заключенных в объёме установки за определённый промежуток времени процесса (Рисунок 2.6).

Теплообмен между воздухом и каплями воды в смеси определим из первого закона термодинамики и получим:

$$de_u = (dE_e + dQ) - (dE_{\partial e} + da); \quad (2.97)$$

$$dQ = (da + de_u + dE_{\partial e}) - dE_e, \quad (2.98)$$

тогда,

$$(dE_e + dQ) \times \frac{1}{dt} = (dE_{\partial e} + da + de_u) \times \frac{1}{dt}; \quad (2.99)$$

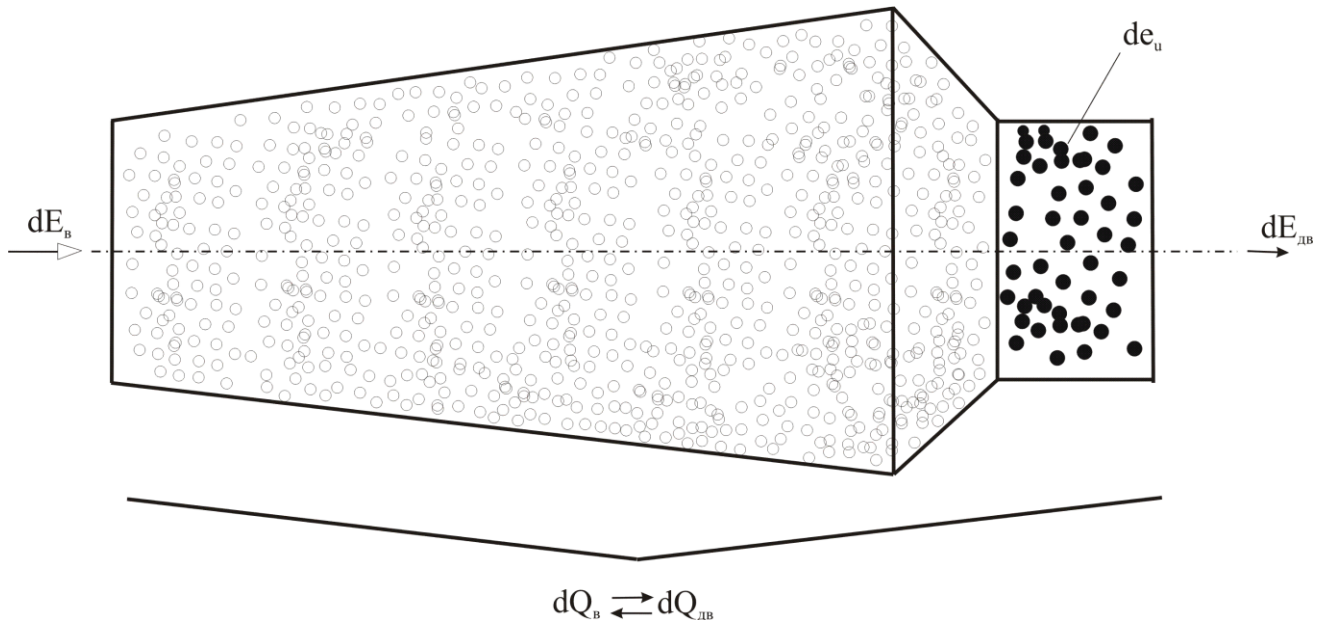


Рисунок 2.6 – Схема энергетического баланса системы в виде теплообмена между воздухом и капельной водой:

dQ_e , $dQ_{\partial e}$ – теплообмен (в виде работы) в потоке смеси; dE_e – энергия, поступившая в смесь с общей массой dm_e ; $dE_{\partial e}$ – энергия выведенная из рабочего пространства с общей массой $dm_{\partial e}$; de_u – изменение энергии смеси.

Из уравнения (2.99) определим энергию для смеси постоянной массы:

$$E_{\delta} + Q = A + E_{\delta\delta} + e_u - e_0, \quad (2.100)$$

следовательно,

$$e_u = (Q + e_0 + E_{\delta}) - (E_{\delta\delta} + A). \quad (2.101)$$

Согласно полученным уравнениям (2.45) и (2.101) энергетического состояния получим уравнение изменения давления в смеси:

$$P = \left[\sqrt{(de_u + EQ + dE_{\delta} - A - dE_{\delta\delta}) + 1 \times 2b(M \times EQ_{\delta}^2)^{-1} - 1} \right] \times R \frac{c_s}{bc_s}, \quad (2.102)$$

где de_u – изменение энергии смеси, Дж/(кг×К); E – внутренняя энергия смеси, Дж/(кг×К); Q – теплообмен (в виде работы) в потоке смеси, Дж/(кг×К); dE_{δ} – количество энергии поступившей в результате эжекции воздуха, Дж/(кг×К); A – работа смеси в виде теплообмена, Дж/(кг×К); $dE_{\delta\delta}$ – количество энергии поступившей в результате диспергирования воды, Дж/(кг×К); b – коэффициент учитывающий изменение теплоёмкости в зависимости от абсолютной температуры смеси; M – масса смеси, кг/с; Q_{δ} – количество энергии, выделяемое сухой частью воздуха, Дж/(кг×К); R – газовая постоянная (для воздуха), Дж/(кг×К); c_s – теплосодержание смеси, Дж/(кг×К).

2.4. Исследование функциональной характеристики изменения температуры и давления в потоке смеси воздуха и капель воды

Определим изменение температуры, и давление в смеси постоянной массы, которую получим из соотношений:

$$(PV)_s = MRT, \quad (2.103)$$

$$V_s = (vM)_s. \quad (2.104)$$

При дифференцировании уравнений определим:

$$\frac{dv_s}{v_s} = \frac{dV_s}{V_s} - \frac{dM}{M}; \quad (2.105)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} - \frac{dM}{M}. \quad (2.106)$$

В уравнение (2.86) подставим выражение $\frac{dv_s}{v_s}$ и $\frac{dT}{T}$ из уравнений (2.105 и 2.106) с учётом, что $d(pv_s) = RdT$, получим:

$$\frac{dP}{P} + [\gamma_s(\gamma_s - 1)q_E] \times \left(\frac{dV_s}{V_s} \times \frac{dM}{M} \right) + \frac{b}{Rc_s} \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_s}{V_s} \times \frac{dM}{M} \right) \times T = 0, \quad (2.107)$$

тогда,

$$\frac{dP}{P} + [\gamma_s(\gamma_s - 1)q_E] + \frac{dc_s}{Rc_s} \times \left(\frac{dM}{M} - \frac{dV_s}{V_s} \right) \times \left(1 + \frac{dc_s}{c_s} \times T \right) \times 0,1, \quad (2.108)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{P}{V_s} \times \left[\gamma_s(\gamma_s - 1)q_E + \frac{dc_s}{c_s} \times T \right] \times \left(\frac{V_s}{M} \times \frac{dM}{dt} - \frac{dV_s}{dt} \right) \left(1 + \frac{b}{c_s} \times T \right). \quad (2.109)$$

После умножения и деления на массу смеси и на дифференциал времени, из уравнения (2.84) получим:

$$dQ_e = \left(\frac{dQ}{dt} + (E_{\text{дв}} - \iota) \times G(m_{\text{дв}}) \right) \times \left(\frac{dA}{d\tau} - RT \frac{M}{d\tau} \right) \times 0,1, \quad (2.110)$$

где $E_{\text{дв}}$ – удельное поступление энергии воды в смесь с отбором тепла из воздуха, Дж/К; $G(m_{\text{дв}})$ – расход воды, кг/с; dA – дифференциал работы смеси, Дж/К; RT – термодинамическое состояние смеси постоянной массы, Дж/К; $d\tau$ – дифференциал времени.

Учитывая, что:

$$G(m_{\text{дв}}) = \frac{dm_g}{d\tau} = \frac{dM_y}{d\tau}, \quad (2.111)$$

где dM_y – масса действующего компонента, кг/с.

Применим относительный теплообмен к уравнению (2.109):

$$(PV)_s = MRT; \quad (2.112)$$

$$P \frac{dv_s}{d\tau} = \frac{dA}{d\tau}, \quad (2.113)$$

тогда получим,

$$\begin{aligned} \frac{dp}{d\tau} = & \left\{ \left[\gamma_s + \frac{b}{C} \times T \right] \times \left(RT \frac{M}{d\tau} - \frac{dA}{d\tau} \right) - (\gamma_s - 1) \left[\frac{dQ}{d\tau} + (E - \iota) \times G_{об} \right] \times \right. \\ & \left. \times \left[\left(1 + \frac{b}{C} T \right) \times V \right], \right. \end{aligned} \quad (2.114)$$

где V – относительный объём термодинамической смеси; C – относительная теплоёмкость термодинамической смеси.

$$\begin{aligned} dp = & \left\{ \left(\gamma_s + \frac{b}{C} \times T \right) \times (RT dM - dA) + (\gamma_s - 1) \times [dQ + (E - \iota) \times dM] \right\} \times \\ & \left[\left(1 + \frac{b}{C} \times T \right) \times V \right] \times 0,1 \end{aligned} \quad (2.115)$$

Определяем температуру воздуха согласно зависимости:

$$T = \left[\left(1 + \frac{2b}{Q_v^2} \times \frac{e}{M} \right)^{0,5} - 1 \right] \times \frac{C}{b}. \quad (2.116)$$

где Q_v – тепло отданное воздухом при постоянной скорости, Дж/(кг×К); C – теплоёмкость смеси, Дж/(кг×К); e – изменение внутренней энергии смеси, Дж/(кг×К).

Тогда изменение температуры воздуха постоянной массы эжектируемого водой, определяем из уравнения (2.91):

$$\frac{dT}{T} = \frac{dp}{p} \times \frac{I_3 - 1}{I_3}, \quad (2.117)$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{I_3 - 1}{I_3} \times \frac{T dp}{p d\tau}. \quad (2.118)$$

Изменение температуры рудничного воздуха определим из уравнений (2.116–2.118):

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{T}{pV_s} \times \frac{(\gamma_s - 1) \times (1 - dQ_E)}{1 + \frac{b}{c_s} \times T} \times \left(\frac{PV_s}{M} \times \frac{dM}{d\tau} - p \frac{dV_s}{d\tau} \right); \quad (2.119)$$

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \left[RM \times \left(1 + \frac{b}{c_s} \times T \right) \right] \times 0,1 \times (\gamma_s - 1) \times (1 - dQ_E) \times \left(RT \frac{dM}{d\tau} - \frac{dA}{d\tau} \right) \quad (2.120)$$

Изменение температуры воздуха определим по дифференциальной зависимости:

$$d\theta = \left[RM \times \left(1 + \frac{b}{c} \times T \right) \right] \times 0,1 \times (1 - dQ_E) \times (\gamma_s - 1) \times (RTdM - dA), \quad (2.121)$$

и получим аналитическую зависимость температуры воздуха после охлаждения каплями воды на выходе из процесса:

$$\theta = \left[RM \times \left(1 + \frac{b}{c} \times T \right) \right] \times 0,1 \times (\gamma_s - 1) (1 - dQ_E) (RTdM - dA) d\tau. \quad (2.121)$$

В процессе исследования состояния воздушно-капельной смеси установили математическую модель, а именно:

- 1) уравнение теплового состояния смеси (мелкодисперсных капель воды и воздуха);
- 2) зависимость температуры воздуха на выходе из процесса теплообмена.
- 3) дифференциальное уравнение гидрозжекции воздуха;
- 4) уравнение смеси постоянной массы;
- 5) уравнение изменения давления в смеси воздуха и дисперсной воды;
- 6) уравнение термодинамического процесса;
- 7) характеристику относительного теплообмена между теплосодержащим воздухом и дисперсной водой;
- 8) уравнение изменения температуры воздуха;

Процесс возникновения эффекта гидроэжекции при охлаждении нагретого воздуха диспергируемой водой, происходит адиабатно и теплоёмкость мелко-дисперсной воды и теплосодержащего воздуха изменяются во времени. Принимаем распределение мелких капель воды по размерам в воздухе, а также определяем нормированную массовую функцию плотности распределения капель воды в воздухе [44]:

$$dG(m_k) = G(m_k) = G\rho(m_k)dm_k, \quad (2.122)$$

$$\int_{min}^{max} \rho(m_k) \times dm_k = 1; \quad (2.123)$$

где $\rho(m_k)$ – плотность распределения капель, кг/м³; dm_k – масса капель воды, кг/с; $G(m_k)$ – расход воды (в виде капель), кг/с; \int_{min}^{max} – пределы интегрирования (*min* - минимальный и *max* – максимальный расход воды в виде капель).

Плотность распределения мелких капель в потоке эжектируемого воздуха, принимаем из условия непрерывного движения смеси.

Движение и теплообмен мелких капель воды с воздухом, представим в виде:

$$\frac{dv(m_i)}{dE_g} = 0,75\rho_T C_{e_{\partial g}} \frac{[V_g - U(m_{\partial g})] \times [V_g - (m_{\partial g})]}{\rho d(m_k) \times U(m_{\partial g})}; \quad (2.124)$$

$$\frac{dT(m_{\partial g})}{dE_g} = \frac{6\alpha_{\partial g} \times [T_g - T(m_{\partial g})]}{d(m_k) \times U(m_{\partial g}) \rho c_{\partial g}}, \quad (2.125)$$

где V_g – удельный объём теплосодержащего воздуха, м³/кг; $U(m_{\partial g})$ – скорость мелких капель воды, м/с; T_g – температура воздуха, К; $T(m_k)$ – температура капель воды, К; $\rho_{\partial g}$ – плотность воды, кг/м³; $c_{\partial g}$ – теплоёмкость воды, Дж/(кг×К); $d(m_k)$ – условный, временный диаметр водяной капли, м; $C_{e_{\partial g}}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления; $\alpha_{\partial g}$ – коэффициент теплоотдачи водяной капли; dE_g – изменение энергии воздуха в результате смешения с диспергируемой водой, Дж/(кг×К).

Для определения коэффициента заполнения потоком смеси диффузор–конфузорного объёма, уравнение примет вид:

$$U = \frac{G_{\partial\theta}}{p_s \pi r_c^2 \varepsilon_s}, \quad (2.126)$$

$$\varepsilon_s = 1 - \left(\frac{r}{r_c}\right)^2, \quad (2.127)$$

где $G_{\partial\theta}$ – массовый расход воды, кг/с; ε_s – коэффициент заполнения потоком смеси диффузор–конфузорного объёма; p_s – плотность смеси, кг/м³.

Уравнение потока смеси воздуха и капель воды примет вид:

$$U(m_k) f \rho(m_k) dm_k = \varepsilon_s G \rho_{\partial\theta}(m_{\partial\theta}) dm_k; \quad (2.128)$$

$$U_g \rho_g f = (1 - \varepsilon_s) G_{\partial\theta}, \quad (2.129)$$

где $U(m_k)$ – относительная скорость капель воды; f – относительная площадь поперечного сечения потока; $\rho(m_k)$ – относительная плотность капель воды; dm_k – условный диаметр капель воды; ε_s – коэффициент заполнения объёма смесью; G – расход смеси; U_g – скорость воздуха; ρ_g – плотность воздуха при эжекции в объём.

Плотность распределения капель воды в единице объёма воздуха, получим функцию из выражений (2.128 и 2.129):

$$p(m_k) = \frac{U_{\partial\theta}}{U(m_k)} g(m_k) \frac{\varepsilon_{\partial\theta}}{1 - \varepsilon_{\partial\theta}} \rho_B. \quad (2.130)$$

Уравнение изменения энергии (теплого состояния) рудничного воздуха в результате смешения его с диспергируемой водой, имеет вид:

$$\rho_B U_B \frac{dU_B}{dE_g} + \frac{dp}{dE_g} + \frac{\varepsilon_{\partial\theta}}{1 - \varepsilon_{\partial\theta}} \rho_B U_g \int_{\min_k}^{\max_k} \frac{dE(m_k)}{dE_g} \rho(m_k) dm_k = 0; \quad (2.131)$$

$$\left(C_p \frac{dT_B}{dE_g} + U_B \frac{dU_B}{dE_g} \right) (1 - \varepsilon_{\partial\theta}) + \int_{\min_k}^{\max_k} \left[C \frac{dT(m_k)}{dE_g} U_g(m_k) \frac{dE_g(m_k)}{dE_g} \rho(m_k) dm_k \right], \quad (2.132)$$

где dE_ϵ – изменение энергии (теплосодержания) воздуха, Дж/(кг×К); $\rho(m_k)$ – плотность распределения капель воды в воздухе, кг/м³; E_ϵ – энергия воздуха, Дж/(кг×К); ρ_ϵ – плотность эжектируемого рудничного воздуха, кг/м³.

Определим уравнение состояния рудничного воздуха:

$$P = P_\epsilon T_\epsilon \frac{R\bar{k}}{\mu_\epsilon}, \quad (2.133)$$

где μ_ϵ – коэффициент вязкости воздуха (при $t = 208$ К, $\mu_\epsilon = 1,8 \times 10^{-6}$, м²/с).

Тогда,

$$\frac{dP}{dE_\epsilon} \times \frac{1}{P} - \frac{dT_\epsilon}{dE_\epsilon} \times \frac{1}{T_\epsilon} - \frac{d\rho_\epsilon}{dE_\epsilon} \times \frac{1}{\rho_\epsilon} = 0. \quad (2.134)$$

Так как в воздушно-капельном потоке термодинамический процесс является адиабатным, то принимаем изменение плотности смеси в виде:

$$\rho_s = \rho_\epsilon \left(\frac{E}{L}\right)^{\frac{1}{\gamma_s}}, \quad (2.135)$$

где E – энергия (теплота) смеси, Дж/(кг×К); ρ_ϵ – плотность рудничного воздуха, кг/м³; L – расстояние движения смеси, м; γ_s – показатель адиабаты гидро- и термодинамического процесса.

Плотность рудничного воздуха рассчитаем по формуле:

$$\rho_\epsilon = 3,48 \times 10^{-3} \times \frac{P - \varphi_{cp} \times P_n^{cp}}{273 + t}, \quad (2.135.1)$$

где t_{cp} – средняя температура воздуха в локальной зоне горной выработки, К; P_n^{cp} – парциальное давление насыщенных водяных паров при средней температуре в локальной зоне горной выработки, МПа; φ_{cp} – относительная влажность воздуха.

Для упрощения уравнений введём новые обозначения:

$$A = - \frac{m_e}{1-m_e} P U \int_{\min}^{\max} \frac{dv(m_k)}{de_s} g U(m_k) dm_k, \quad (2.136)$$

где U – относительная скорость смеси в установке; $d(m_k)$ – относительный диаметр водяной капли.

$$J = - \frac{m_e}{1-m_e} \int_0^\infty \left[U(m_k) \frac{dU(m_k)}{dE} + C \frac{dT(m_k)}{dE} \right] G(m_k) dm_k; \quad (2.137)$$

$$Z = \frac{d\rho}{dE} \times \frac{1}{\rho}. \quad (2.138)$$

Преобразуем уравнения с применением новых обозначений относительно производных линейных уравнений (2.131–2.135):

$$\frac{dU_B}{dE_s} = \left(\frac{J}{c_p T_2} + Z - \frac{A}{P} \right) \left(\frac{U_B}{c_p T_B} - \frac{\rho_B U_B}{p} \right) \times 0,1; \quad (2.139)$$

$$\frac{dT_B}{dE} = \frac{J}{c_p} - \frac{dU_B}{dE} \frac{U_B}{c_p} \quad (2.140)$$

тогда,

$$\frac{dP}{dE} = A - \rho_B U_B \frac{dU_B}{dE}. \quad (2.141)$$

Изложенные уравнения преобразуем в систему, объясняющих гидро- и термодинамический процесс охлаждения воздуха:

$$\frac{dU(m_{\partial e})}{dE} = 0,75 \times \alpha_c \rho_T \frac{[U_T - U(m_k)][U_{\partial e} - U(m_k)]}{U(m_k) \rho d(m_k)}, \quad (2.142)$$

где α_c – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_T – относительная плотность температурного напора.

$$\frac{dT(m_k)}{dE} = \frac{6\alpha_k [T_\theta - T(m_k)]}{U(m_k) d(m_k) \rho c}, \quad (2.143)$$

$$\frac{dU_B}{dE_\varepsilon} = \left(Z - \frac{A}{P} + \frac{J}{c_p T_2} \right) \left(\frac{U_B}{c_p T_B} - \rho_B \frac{U_B}{p} \right) \times 0,1; \quad (2.144)$$

$$\frac{dT_B}{dE} = \frac{J}{c_p} - \frac{dU_B}{dE} \frac{U_B}{c_p}; \quad (2.145)$$

$$\frac{dP}{dE} = A - \rho_B U_B \frac{dU_B}{dE}, \quad (2.146)$$

где $dU(m_k)$ – относительное изменение скорости капель воды; dE – относительное изменение теплоты смеси в результате смешения эжектируемого водой воздуха, ; $dU(m_k)$ – относительная скорость капель воды в смеси; $U_{дв}$ – относительная скорость диспергируемой воды; $\rho d(m_k)$ – условная временная плотность капель воды.

Температуру воздуха находим при интегрировании скорости капель, их количества и скорости эжектируемого воздуха из уравнения:

$$T = T_0 - \frac{1}{c_p} \left\{ \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} + \frac{U_B^2}{2} \int_{min_k}^{max_k} \left[cT(I_3) - cT_0 + \frac{U^2(m_{дв})}{2} \right] dI_3 g(I_3) \right\}, \quad (2.147)$$

где T_0 – начальная температура воздуха; $U(m_{дв})$ – относительная скорость капель воды в потоке; ε – коэффициент заполнения потоком камеры; g – коэффициент распределение капель воды в объёме установки; $\int_{min_k}^{max_k}$ – минимальный и максимального размер капель воды.

Смешивание теплосодержащего воздуха с мелкодисперсными каплями воды, происходит при движении, на которые действуют аэродинамические силы, а также сила тяжести, что влечёт за собой изменение энергетических и тепловых параметров потока смеси.

Таким образом, полученное аналитическое выражение конечной температуры воздуха в процессе охлаждения капельной водой по (2.147) позволяет рассчитать параметры устройства, которое обеспечит воздействие на воздушный поток мелкодисперсными каплями воды с заданной скоростью. Это является основой для разработки гидродинамического устройства, направленное на

охлаждение воздуха в локальных зонах рабочих мест горнорабочих глубоких шахт.

Выводы к разделу 2

1. Разработана методология выполнения работы, откуда следует объём, предмет и методы исследований.
2. Впервые рассмотрен способ снижения температуры воздуха на основе гидродинамического эффекта эжекции, который достаточно выразить в энергетических формах – механической и тепловой энергии, позволяющий теоретически описать весь термодинамический процесс. Общее механическое взаимодействие воздуха и капель воды в виде смеси, оценивается энергетическими составляющими: работой гидроэжекции воздуха, что сопровождается в процессе охлаждением нагретого воздуха капельной водой.
3. Используя законы термодинамики, получены уравнения, учитывающие взаимосвязь параметров капель воды и воздуха: температуру, давление, скорость движения, теплоёмкость, влажность и массу.
4. Разработана физико-математическая модель теплообменных и гидравлических процессов в устройстве, позволяющая определить конечную температуру на выходе в зависимости от основных параметров: скорость капель воды и эжектируемого воздуха в потоке, их количества
5. Подтверждена возможность разработки гидродинамической эжекторной установки для охлаждения и осушения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок глубоких угольных шахт (средний радиус диффузор–конфузорной камеры (конфузор) – 221 мм; коэффициент расхода воды – 0,615; плотность воздуха в рабочих условиях – 5,597 кг/м³; плотность воздуха при давлении температуре 208 К – 5,91 кг/м³; предельный номинальный перепад давления конфузора – 400 кгс/м²; диаметр конфузора при температуре 208 К – 236 мм; коэффициент расхода воздуха – 0,63.

РАЗДЕЛ 3**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ ГИДРОЭЖЕЦИИ****3.1. Методика проведения исследований**

Цель исследований – проверить адекватность результатов теоретических и данных экспериментальных исследований и определить взаимосвязь параметров установки и характеристик воздушно-капельной смеси.

Для решения поставленных задач принят экспериментально-статистический метод изучения процесса охлаждения рудничного воздуха на основе эффекта гидроэжекции и теплообмена в воздушно-капельной смеси.

Обработки полученных данных проводили с использованием парциального давления насыщенного водяного пара при различных температурах (Приложение Г), при котором необходимо определить параметрические состояния с переменными показателями температуры, расхода воздуха и воды.

Для обработки экспериментально-статистических материалов использовано программное обеспечение MathCad-2005 [30]. Это потребовало сформировать всю информацию в виде таблиц с определением средних значений параметров температур воздуха и капель воды по сечению потока в ранее указанных диапазонах.

Проведение экспериментов для оценки эффективности разработанного опытного образца на основе диффузор–конфузорного смесителя, многокамерного эжектора и сепаратора [9, 21] для охлаждения воздуха (температура воздуха выше 26,0°С, температура капельной воды не выше 20,0°С), определяет цель изучения по критериям тепловых энергетических показателей как в процессе гидроэжекции, так и в процессе теплообмена. Эксперимент предусматривал поиск наиболее подходящих и ожидаемых соотношений входных и выходных переменных, как по температуре воздуха, так и воды (Приложение Е).

Главное в планировании экспериментально-статистической части исследования состояло не только в объективности получения опытных данных, но и в последующей оценке их эффективности для охлаждения воздуха дисперсной водой. Поэтому план основывался на выборе целевой функции как зависимости конечной температуры воздуха при минимально возможном расходе воды для его охлаждения до необходимой температуры. В то же время, проводилось решение на основе определения таких концентраций капель воды в воздушном потоке, при которых достигается максимально возможное охлаждение воздуха.

На основе изложенного в работе принят и реализован план проведения лабораторных исследований:

1) усовершенствовать формулу выходного параметра – температуры для определения эффективности охлаждения воздуха при заданных входных параметрах по расходу воды и содержащего тепло воздуха;

2) определить диапазоны начальных управляемых входных параметров расхода воздуха и воды;

3) определить ограничения на основную функцию, определяющую конечную температуру воздуха на выходе, включая технические условия на конструктивные изменения параметров устройства и режимов течения потока смеси «воздух – капли воды»;

4) свести в таблицы полученные результаты эксперимента и их обработать для определения зависимостей способа охлаждения воздуха дисперсной водой с учётом параметров процесса;

5) провести анализ полученных зависимостей для определения параметров охлаждения воздуха капельной водой.

План экспериментов предусматривал построение на основе выбора значения температуры воздуха и воды:

$$x_i = i + a \times (b - a) \times (N - 1) \times 0,1;$$

где x_i – значение исследуемого параметра (температура воздуха и воды); a, b – начальные значения диапазона переменного параметра (температура и расход воздуха, воды); $i = N - 1$ – номер эксперимента (замера – от 1 до 7); N – всего экспериментов (1...7).

Эксперименты основаны на переменных значениях и определяется по зависимости:

$$E = (\Delta X_N) \times 0,1 \times (b - a). \quad (3.1)$$

Взаимосвязь параметров процесса (изменение температуры, расхода воздуха и воды) в результате воздействия потока капель на воздух будет определена объективной оценкой надёжности исследований и достоверности полученных результатов.

Результаты исследования процесса охлаждения воздуха мелкодисперсной водой зависят от случайного взаимодействия – мелких капель воды и нагретого воздуха, добиваясь определённого постоянства расхода и смешивания потока, что фиксировалось визуально. Считаем, что выбранный подход, организация и проведение экспериментов отвечает требованиям корреляции.

Выполнялись следующие поставленные задачи:

– определение эффективности охлаждения воздуха мелкодисперсной водой и изменение её расхода при условии, что остальные факторы процесса останутся постоянными. Условие для исследуемого процесса охлаждения воздуха является достоверным, т.к. хаотичность и изменение условий, влияют на теплообмен в движении нагретого воздуха и охлаждающей мелкодисперсной водой;

– поиск взаимосвязи между принятыми параметрами, выполнялся при условиях параметров процесса, которые определяются средствами реализации теоретического эффекта гидроэжекции и охлаждении воздуха [35].

Обработка статистических данных даёт возможность для установления связи между процессом охлаждения воздуха водой и определению зависимости между ними, т.к. взаимодействие нагретого воздуха и мелкодисперсной воды, будет соответствовать большому количеству полученных результатов эффек-

тивности охлаждения воздуха. Связь определяется тем, что при заданном расходе воды будет непостоянное количество мелкодисперсных капель, которые создадут некоторое количество значений эффективности охлаждения теплосо-держающего воздуха [85, 86, 88].

Статистические данные по исследованию термодинамического эффекта гидроэжекции при охлаждении воздуха дисперсной водой содержит следующие положения:

1. Исходя из данных замеров температуры воздуха в разных сечениях потока смеси и при разном расходе и температуре воды, сформирована информация из 21 (3×7) пар (параметр расхода воды и эффективность охлаждения воздуха при его постоянных параметрах расхода и температуры).

2. Экспериментальные значения параметров исследования по расходу воды при давлении (0,1...0,7) МПа для снижения температуры воздуха.

На основе полученных данных за основу приняли общий показатель изменчивости смеси как дисперсии воды, так и по температуре воздуха.

Для определения параметров расхода, давления воды и конечной температуры воздуха применено соотношение дисперсии в виде [54]:

$$\eta^2 = \sigma^{-2} \times \delta^2, \quad (3.2)$$

где η^2 – теснота связи между двумя и более переменными, приняты в решении корреляционной зависимости; δ^2 – расчётное среднее значение; σ^{-2} – общая дисперсия.

Экспериментальные значения замерялись при работе лабораторной установки не менее одной минуты. Расположение датчиков и коммуникация осуществлялась по утверждённым методикам [31].

3.2. Физическое моделирование гидромеханических процессов в экспериментальном образце установки

В связи с экономией материальных средств и времени на изготовление экспериментальной установки, ее составные части выполнены в уменьшенных размерах, поэтому проведем моделирование процессов, происходящих на выходе из нее.

Так как теплофизические характеристики воды и воздуха в модели и натуре одинаковые и использован один и тот же интенсивных составных частей установки одинаковыми коэффициентами температуропроводности для модели и натуре, считаем, что условия теплового подобия соблюдены.

Следовательно, рассмотрим условия геометрического и гидродинамического подобий.

Обозначим одним штрихом параметры модели, двумя – натуре.

При подобных процессах в сходственных точках пространства и моменты времени выполняем соответственно следующие условия:

$$\frac{x'}{x''} = \frac{y'}{y''} = \frac{z'}{z''} = C_e; \quad \frac{\tau'}{\tau''} = C_\tau \quad (3.3)$$

где x, y, z – координаты камеры установки, м; τ – время; C – множитель подобия.

Условия гидродинамического подобия.

Предположим, что процессы движения воздушно-капельной смеси происходят в геометрически подобных для модели и натуре, то есть выполняется первое условие (3.3).

Законы движения смеси для модели и натуре [110]:

Уравнение сплошности:

$$\frac{\partial v'_x}{\partial x'} + \frac{\partial v'_y}{\partial y'} + \frac{\partial v'_z}{\partial z'} = 0; \quad \frac{\partial v''_x}{\partial x''} + \dots = 0; \quad (3.4)$$

Соответственно, уравнения движения жидкости, в частности в направлении x

$$\rho' \frac{\partial v'_x}{\partial \tau'} + \rho' \left(v'_x \frac{\partial v'_x}{\partial x'} + v'_y \frac{\partial v'_x}{\partial y'} + v'_z \frac{\partial v'_x}{\partial z'} \right) = \rho' g'_x - \frac{\partial p'}{\partial x'} + \mu' \left(\frac{\partial^2 v'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'_x}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 v'_x}{\partial z'^2} \right);$$

$$\rho' \frac{\partial v''_x}{\partial \tau''} + \dots = \mu'' \left(\frac{\partial^2 v''_x}{\partial x''^2} + \dots + \frac{\partial^2 v''_x}{\partial z''^2} \right), \quad (3.5)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции скорости на оси, м/с; ρ – плотность смеси, кг/м³; g'_x – проекции ускорения силы тяжести на оси м/с²; p – удельное давление жидкости, МПа; μ – коэффициент вязкости жидкости, Н.с/м².

В связи с большой громоздкостью формул, приведение их к безразмерному виду сделаем иначе, не прибегая к масштабным преобразованиям. Так как необходимо определить условия, обеспечивающие подобие процессов, то допустим, что процессы, протекающие в двух системах, подобны, и для этого определим, какие требования должны быть выполнены. Для подобных модели и природы выполняем условия

$$\frac{x''}{x'} = \frac{y''}{y'} = \frac{z''}{z'} = C_l; \quad \frac{\tau''}{\tau'} = C_\tau; \quad \frac{\rho''}{\rho'} = C_\rho; \quad \frac{g''_x}{g'_x} = C_g; \quad \frac{p''}{p'} = C_p; \quad \frac{\mu''}{\mu'} = C_\mu; \quad \frac{v''}{v'} = C_v \quad (3.6)$$

На основании этого все переменные второй системы могут быть выражены через переменные первой, а именно

$$x'' = C_l x', \dots v'' = C_v v' \text{ и т.д.} \quad (3.7)$$

Подставив (3.7) в (3.4) и (3.5), получим для второй системы

$$\left[\frac{C_v}{C_l} \right] \left(\frac{\partial v'_x}{\partial x'} + \frac{\partial v'_y}{\partial y'} + \frac{\partial v'_z}{\partial z'} \right) = 0; \quad (3.8)$$

$$\left[\frac{C_\rho C_v}{C_z} \right] \rho' \frac{\partial v_x}{\partial \tau'} + \left[\frac{C_\rho C_v^2}{C_z} \right] \rho' \left(v'_x \frac{\partial v'_x}{\partial x'} + \dots \right) = [C_\rho C_g] \rho' g'_x - \left[\frac{C_\rho}{C_1} \right] \frac{\partial p'_x}{\partial x'} + \left[\frac{C_\mu C_v}{C_1^2} \right] \mu'. \quad (3.9)$$

Очевидно, уравнения (3.4) и (3.5) будут подобны в том случае, если коэффициенты, состоящие из множителей подобия, могут быть сокращены и для этого они должны представлять собой:

из уравнения (3.8) и (3.9) следует

$$\frac{C_v}{C_l} = const; \quad (3.10)$$

$$\frac{C_\rho C_v}{C_\tau} = \frac{C_p C_v^2}{C_l} = C_p C_g = \frac{C_p}{C_l} = \frac{C_\mu C_v}{C_l^2}. \quad (3.11)$$

Таким образом, получены уравнения связи между множителями подобия. Рассматривая члены соотношения (3.11) попарно, имеем

$$\frac{C_v C_\tau}{C_l} = 1; \quad \frac{C_g C_l}{C_v^2} = 1; \quad \frac{C_\rho}{C_\rho C_v^2} = 1; \quad \frac{C_\rho C_v C_l}{C_\mu} = 1. \quad (3.12)$$

Условия (3.12) представить в виде критериев подобия. Для этого подставим вместо констант подобия их значения из уравнений (3.6) и, сгруппировав все величины по индексам, получим

$$\frac{v' \tau'}{l'} = \frac{v'' \tau''}{l''} \text{ или } \frac{v \tau}{l} = idem = H_0 \text{ (критерий гомохронности)} \quad (3.13)$$

$$\frac{g' l'}{v'^2} = \frac{g'' l''}{v''^2} \text{ или } \frac{g l}{v^2} = idem = F_r \text{ (критерий Фруда)} \quad (3.14)$$

$$\frac{p}{\rho v^2} = idem = E_u \text{ (критерий Эйлера)} \quad (3.15)$$

$$\frac{\rho v l}{\mu} = idem = R_e \text{ (критерий Рейнольдса)} \quad (3.16)$$

Одновременное соблюдение условий вышеприведенных критериев подобия просто невозможно. В связи с этим, при моделировании выполним условия наиболее существенные и определяющие, которыми в данном случае являются критерии Эйлера E_u и Рейнольдса R_e .

3.3 Результаты исследований и статистическая обработка экспериментальных данных по эффективности охлаждения воздуха мелкодисперсной водой

Эксперименты проводились на лабораторной установке и проведены опытно-промышленные испытания эффективности установки для охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок на основе применения гидродинамической эжекции (в зоне конвейерного пересыпа горной массы на горизонте 995 м участка УКТ) (Приложение Ж).

Схема лабораторной установки приведена на рисунке 3.1, схема диспергирования воды многокамерным эжектором в охладителе рудничного воздуха на – 3.2.

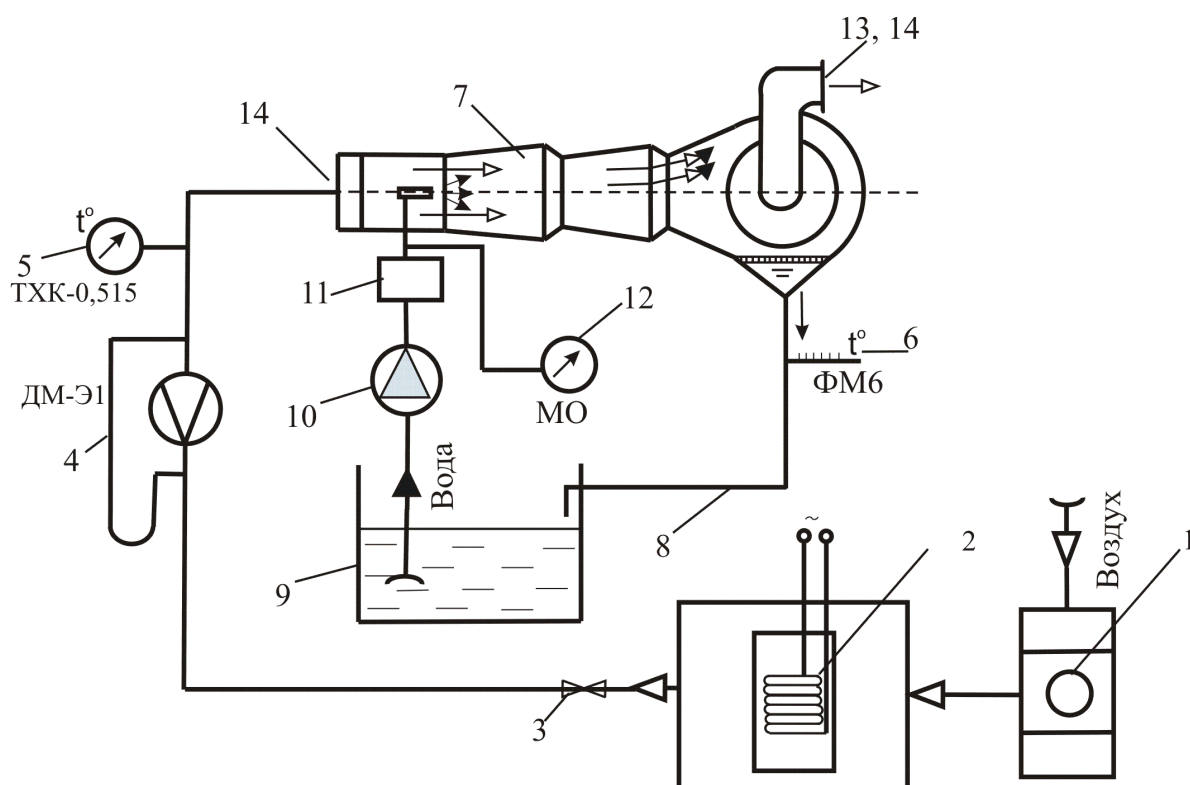


Рисунок 3.1 – Схема лабораторной установки охлаждения воздуха капельной водой с реализацией эффекта эжекции и теплообмена:

1– воздухогенератор (компрессор); 2– источник для нагревания воздуха; 3– регулирующая задвижка; 4– дифманометр; 5– термопара (ТХК – 0515); 6– термометр (ФМ-6); 7– эжекторная диффузор–конфузорная установка; 8– канал для сброса отеплённой воды; 9– ёмкость сбора воды (бак); 10– насос; 11– диафрагма; 12– манометр (МО); 13– анемометр АСО-3; 14– психрометр МВ-4М.

Воздухоподводящий трубопровод имеет задвижку для регулирования подачи воздуха. Диаметр диафрагмы составил 49,8 мм. Перепад давления измеряли U-образным манометром, а давление перед диафрагмой - образцовым манометром МО. Температуру и влажность воздуха измеряли термопарой ТХК – 0,515 и психрометром МВ-4М. Скорость воздуха замеряли анемометром АСО-3.

Воду подавали в лабораторную установку через многокамерный эжектор (Рисунок 3.3) [21], объём определяли по выходному объёму воды при помощи водослива (по таррировочной разметке) и применяли основной бак объёмом 3,5 м³, в который воду сбрасывали из центробежного сепаратора, что обеспечивало замкнутый цикл её использования и охлаждения из-за большой открытой поверхности бака. Регулирование расхода воды осуществляли задвижками. Заполнение бака водой – вспомогательным насосом.

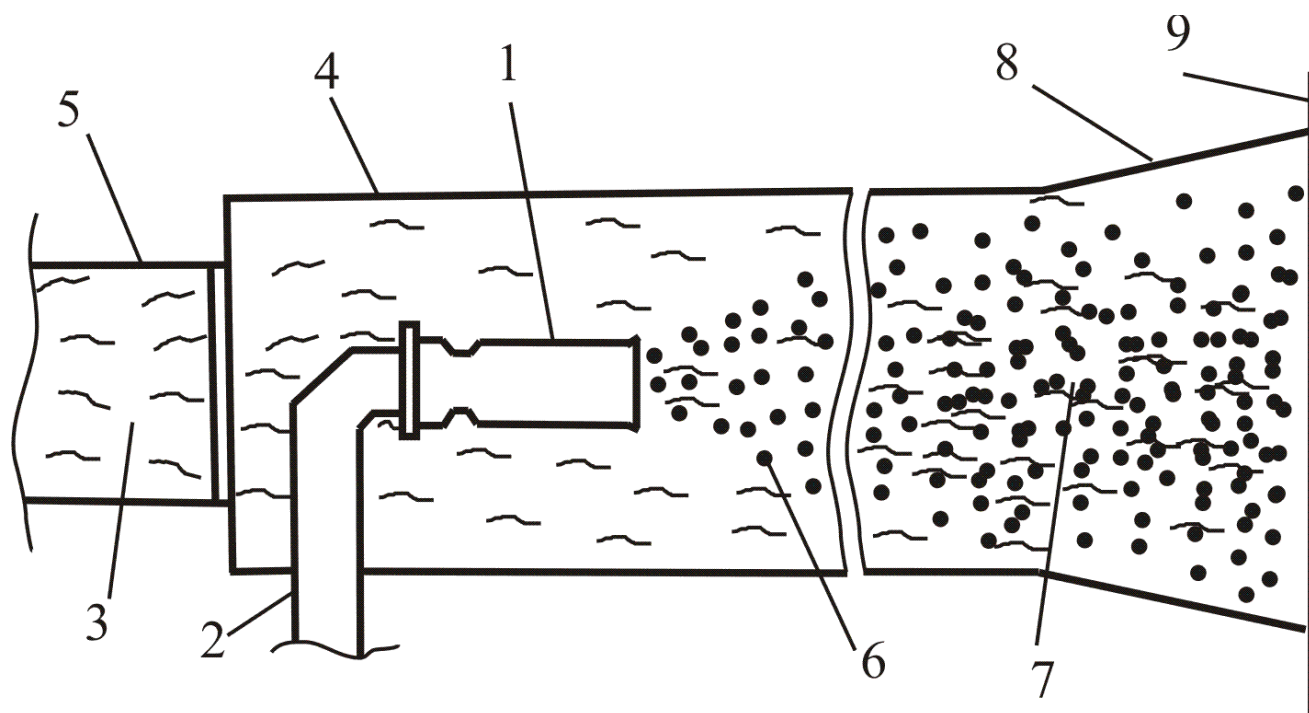


Рисунок 3.2 – Схема диспергирования воды многокамерным эжектором в охладителе рудничного воздуха:

1– многокамерный эжектор; 2– труба подачи воды; 3– канал для подачи тёплого воздуха; 4– корпус установки; 5– канал для подачи тёплого воздуха; 6– диспергируемая вода; 7– воздушно-капельная смесь; 8, 9 – диффузор–конфузорная камера.

Расход воды определяли с помощью специального мерного бака с тарированными отметками, из которого вода сливалась в бак. Тарировку проводили мерным способом с точностью до 0,05л.

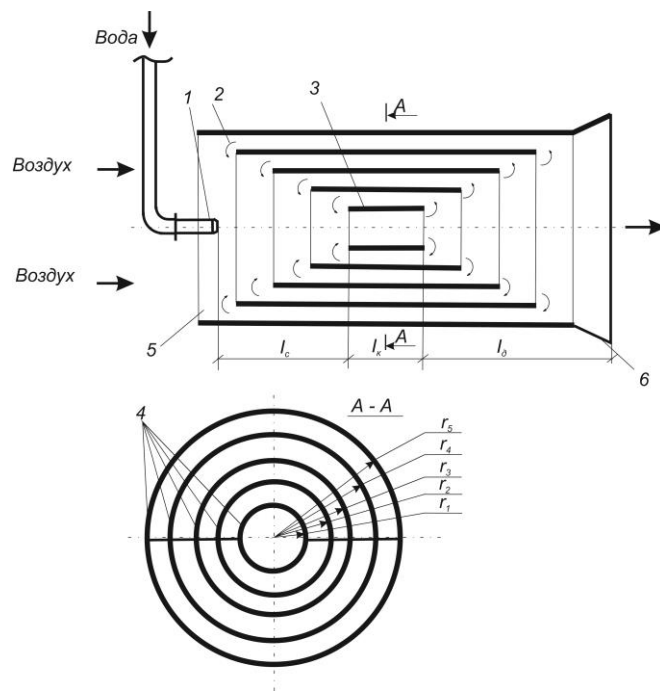


Рисунок 3.3 – Схема многокамерного эжектора:
1 – активное сопло; 2-5 – камеры эжектора; 6 – диффузорная камера.

При исследовании использовали следующую измерительную технику: манометр МО (ТУ 25-05-1664-74); термопара ТХК–0,515 (ГОСТ 6616-94; ГОСТ Р.

8.585-2001; ТУ 4211-013-13282997-2010; зав. №У2390); анемометр АСО-3 (зав. №1198); психрометр – МВ-4М (зав. №1528. ГОСТ 6353-52); термометр ФМ-6 (зав. №17453, 18146, ДСТУ 3742-98).

3.4. Анализ эффективности способа охлаждения воздуха

Исследования воздействия капельной воды на температурные параметры воздуха, наблюдаемые через прозрачное окно диффузор–конфузорного смесителя (модуля), показали, что распределение капель воды в нагретом воздушном потоке по сечению неравномерное: стенкам – больше, а по оси потока плотность меньше. В конфузорной части камеры происходит активное турбулентное движение смеси с перемещением массы к оси, что обеспечило дополнительное воздействие капель воды на воздух. Это, в свою очередь, определяет повышение времени контакта мелкодисперсной капельной воды с нагретым воздухом.

Для обработки экспериментальных данных приняли начальные и конечные показания состояние параметров смеси. Допускаем, что система состоит из 3 участков. Для проведения анализа характеристик применяем изменение их состояний путём формирования информационных матриц параметров, сравнивая все 3 участка по их параметрическим изменениям.

Для оценки степени охлаждения воздуха капельной водой составим две матрицы, т.е. исследуемый переход состояния системы, где компонент воздух охлаждается, а вода незначительно нагревается. Разность отразим во времени и пространстве изменений параметров, т.е. в процессе охлаждения воздуха (Таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Состояние системы «воздух – капельная вода» в начале и конце процесса

№ участка	1	2	3
1	0,06	-0,06	-0,032
2	0,03	-0,12	-0,02
3	0,27	0,032	-0,35
4	0,06	-0,02	-0,04
5	-0,17	-	0,19
6	-	-0,04	-
7	-0,18	-	-0,2

Полученные результаты экспериментального построения потока «нагретый воздух – дисперсная вода» на основе обработки 3 участка, характеризуются тем, что для матриц M_1 и M_2 перехода являются равными по времени, и определяет матрицу A_i ($n \times n$) [7, 14]:

$$\tau_{2i} = \tau_{1i} \times A_i \quad (3.17)$$

где A_i – матрица характеризующая движение смеси за временной интервал; τ_{1i} и τ_{2i} , – длительность интервала времени, где ($i=1 \dots n$) — строка матриц M_1 и M_2 .

Полученная система линейных уравнений из уравнений ($n=7$) (3.3) с (m) неизвестными, при $m > n$, имеет хотя бы одно ненулевое решение. Если элементы матрицы A_i соответствуют решению линейных уравнений, то они должны соответствовать начальному условию:

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} = 1. \quad (3.18)$$

Принимаем условие, что если $a_{jj}^i > 1$, тогда, $a_{ij}^i = 1$. Необходимые элементы матрицы a_{ij} (3.4) определим по формуле:

$$a_{jj}^i = P_{ij}^1 \times (P_{ij}^2)^{-1}, \quad (3.19)$$

где P_{ij}^1 – элемент строки τ_{1i} ; P_{ij}^2 – элемент строки τ_{2i} .

Решение линейных уравнений (3.4) и перехода матрицы A_i для каждой системы «нагретый воздух – мелкодисперсная вода», определим случайный отбор теплоты по диагонали матриц. Для каждого промежутка времени, определим значение каждого участка системы движения смеси (нагретого воздуха и мелкодисперсной воды). Выполнив аналитические расчёты экспериментальных данных, получили подтверждение принятой модели, что смешивание нагретого воздуха и мелкодисперсной воды можно рассматривать как систему в объёме установки.

В процессе охлаждения воздуха при смешивании с мелкодисперсной охлаждающей водой, определяющим фактором является воздействие мелких капель на воздух, содержащего тепло.

Проведена статистическая обработка воздушно-капельной смеси, характеризующую фазы по параметрам в диффузор–конфузорных сечениях. И из этого следует, что, выбирая часть смеси (по сечению потока), определили плотность распределения капель (как показали эксперименты), возрастает от оси потока к его краям.

Анализ экспериментальных данных для двух областей в плоскости XOY , (области 1, 2 относительно оси конечной температуры воздуха) занесены статистические параметры потока в масштабных показателях (Таблица 3.2) (Приложение Е).

Таблица 3.2 – Статистические параметры потока в масштабных показателях

Диффузор–конфузорный смеситель (область 1)	1,0	0,8	0,5
	0,5	0,8	0,5
Центробежный сепаратор (область 2)	0,5	1,0	0,3

Расчетное распределение массы капель воды в нагретом воздухе (табл. 3.3 и 3.4).

Таблица 3.3 – Расчётное распределение капель воды в нагретом воздухе по области 1

№ п/п	Статистическая характеристика	По расчёту	По теории
1	Среднее значение $m_{(x)cp}$,	-0,530	-0,550
2	Среднее значение $m_{(y)cp}$	0,559	0,470
3	Стандартное отклонение, $\sigma_{(x)cm}$	0,131	0,134
4	Стандартное отклонение, $\sigma_{(y)cm}$	0,136	0,139
5	Линейная корреляция, $k_{(xy)}$	0,107	0

Таблица 3.4 – Расчётное распределение капель воды в тёплом воздухе по области 2

№ п/п	Характеристика	По расчёту	По теории
1	Среднее значение $m_{(x)cp}$	-0,225	-0,245
2	Среднее значение $m_{(y)cp}$	-0,167	-0,250
3	Стандартное отклонение, $\sigma_{(x)cm}$	0,045	0,047
4	Стандартное отклонение, $\sigma_{(y)cm}$	0,055	0,049
5	Линейная корреляция, $k_{(xy)}$	-0,102	0

Из данных занесённых в таблицы следует, что значение среднеквадратичного отклонение, коэффициента корреляции обеих таблиц практически сходные с параметрами равномерного распределения случайной величины.

При реализации гидроэжекции скорость воздуха зависит от давления диспергируемой воды и от диаметра факела смеси. Установлен характер распределения скорости эжекции воздуха диспергируемой водой в ГДЭУ (Таблица 3.5, 3.6).

Таблица 3.5 – Данные распределения скорости эжекции воздуха от давления воды

Давление воды, МПа	Скорость эжектируемого воздуха, м/с		
	Диаметр форсунки, мм		
	1	2	3
0,1	0,45	0,37	0,25
0,6	1,1	1,0	0,9
0,7	1,25	1,1	1,0

Таблица 3.6 – Параметры эжектируемого воздуха водой

Показатели	Форсунки с диаметром, мм		
	1 мм		
Давление воды, МПа	0,7	0,6	0,1
Максимальная скорость смеси, м/с	20	18,3	7,8
Количество эжектируемого воздуха, м ³ /мин	60	53	22

Согласно полученным данным видно, что количество эжектируемого воздуха в среднем достигает 56 м³/мин при давлении не менее 0,6 МПа. Расход воды при таком давлении составил 12 л/мин.

На основе результатов исследования определили, что при совмещении информации опытов, стало возможным наиболее полное параметрическое описание процесса охлаждения воздуха дисперсной водой. В функциональных зависимостях, так же как и в параметрических показателях, наблюдается существенное влияние плотности мелкодисперсной воды на охлаждение нагретого воздуха, что подтвердилось в реальных условиях экспериментов в лабораторной установке.

Экспериментальные данные эффективности охлаждения воздуха капельной водой в эжекторной установке внесены в таблицу 3.7 и зависимость снижения температуры воздуха от начальной температуры воды (Рисунок 3.4).

Таблица 3.7 – Данные по охлаждению воздуха капельной водой в эжекторной установке

№ п/п	Расход воздуха, м ³ /с	Время охлаждения воздуха, сек.	Температура воды на входе, °С	Температура/влажность воздуха		Степень охлаждения, %
				вход, °С	выход, °С	
1	0,23	3,1	20,1	45,0/64	37,7/67	3,23
2	0,35	2,4	19,5	40,6/64	36,2/66	3,18
3	0,49	2,2	18,6	35,4/64	30,9/66	3,18
4	0,52	2,1	17,1	33,7/64	30,1/63	3,08
5	0,54	1,9	16,0	30,2/64	26,5/60	3,03
6	0,59	2,3	15,9	28,1/64	25,2/58	2,98
7	0,61	2,1	11,3	26,0/64	23,6/58	2,93

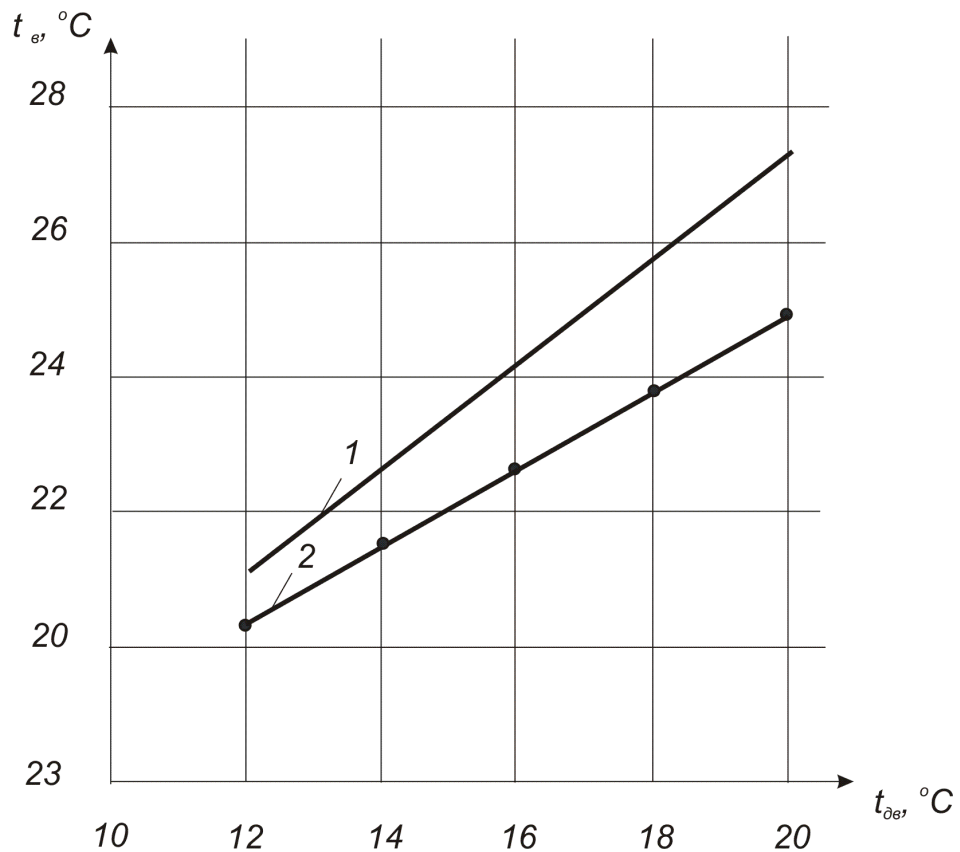


Рисунок 3.4 – Зависимость температуры рудничного воздуха на выходе из установки t в зависимости от температуры воды $t_{ов}$ при температуре входящего воздуха 28,0°С:

1 – результаты теории; 2 – данные эксперимента.

Для обработки полученных результатов лабораторных исследований, разработан алгоритм теплообмена между диспергируемой водой и воздухом, состоящий из процессов образования смеси теплообмена и до его разделения.

На рисунках 3.5 и 3.6 показаны блок-схемы алгоритма, с помощью которых проведено моделирование теплообмена между диспергируемой водой и теплосодержащим воздухом.

Алгоритм разработан с учётом следующих условий:

- воздействие диспергируемой воды на часть теплосодержащего воздуха находится в пределах минимальной и максимальной скорости смеси, когда ограничение предела зависит от диспергирования воды многокамерным эжектором и тем самым эжекцией тёплого воздуха;
- процесс теплообмена между воздухом и каплями воды с равномерным распределением в пространстве является случайным.

Также принимали, что количество теплоты воздуха, отобранной диспергируемой водой, является величиной $П_{дв}$ и в интервале m , т.е. $Z_г = П_{дв} + m$, где $Z_г$ – количество отобранного тепла из воздуха.

Важным является вопрос определения максимального количества отобранного тепла в узком диапазоне. Это зависит от температурного состояния и размера капли воды, в том числе теплосодержания воздуха. Для определения точности параметров проведены экспериментальные исследования.

Для изучения распределения потока принято, что интервал от 0-1 делится на неравные части, длина равна значению отбора тепла. Количество отобранного тепла, из воздуха, определили по расчёту необходимого диаметра капель.

В пределах исследования и ведением статистики процесса охлаждения воздуха каплями воды, вопрос о вычислении числа смешавшихся мелких капель воды с каплями, отобравшими теплоту из воздуха, решали следующим образом.

Изучение взаимодействия элементов в смеси решали в виде двух задач:

- 1) капли воды и нагретый воздух смешиваются;
- 2) капли нагретые и капли холодные объединяются.

Исходя из первой задачи, теплота воздуха отбирается каплей контактной теплопередачей. Объём зоны теплопередачи зависит от относительной скоро-

сти и улучшается при увеличении плотности смеси. В зоне сужения (конфузоре) происходят уплотнение потока, которые способствуют теплообмену.

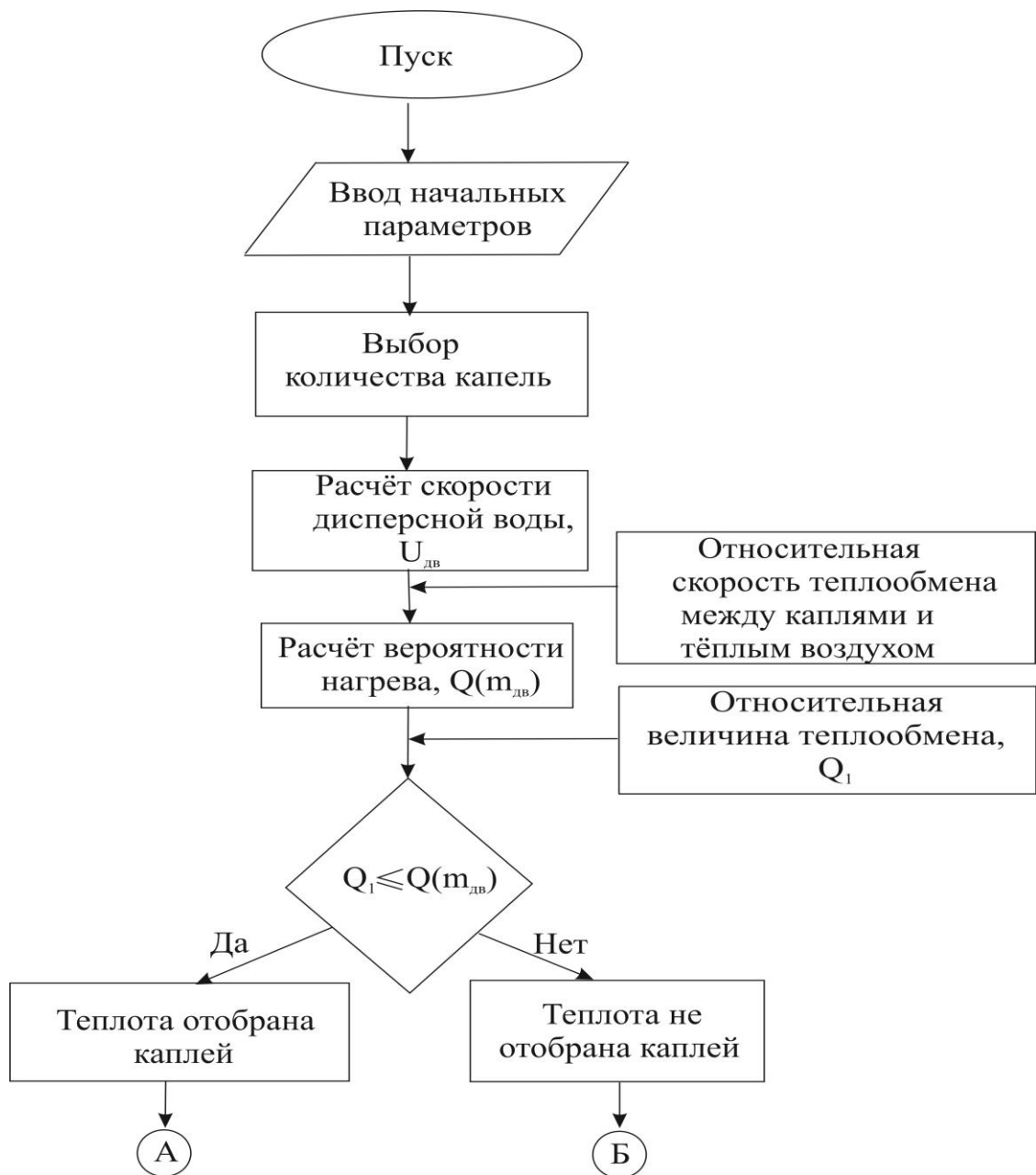


Рисунок 3.5 – Структурная блок-схема алгоритма для определения теплообмена между каплями воды и нагретым воздухом

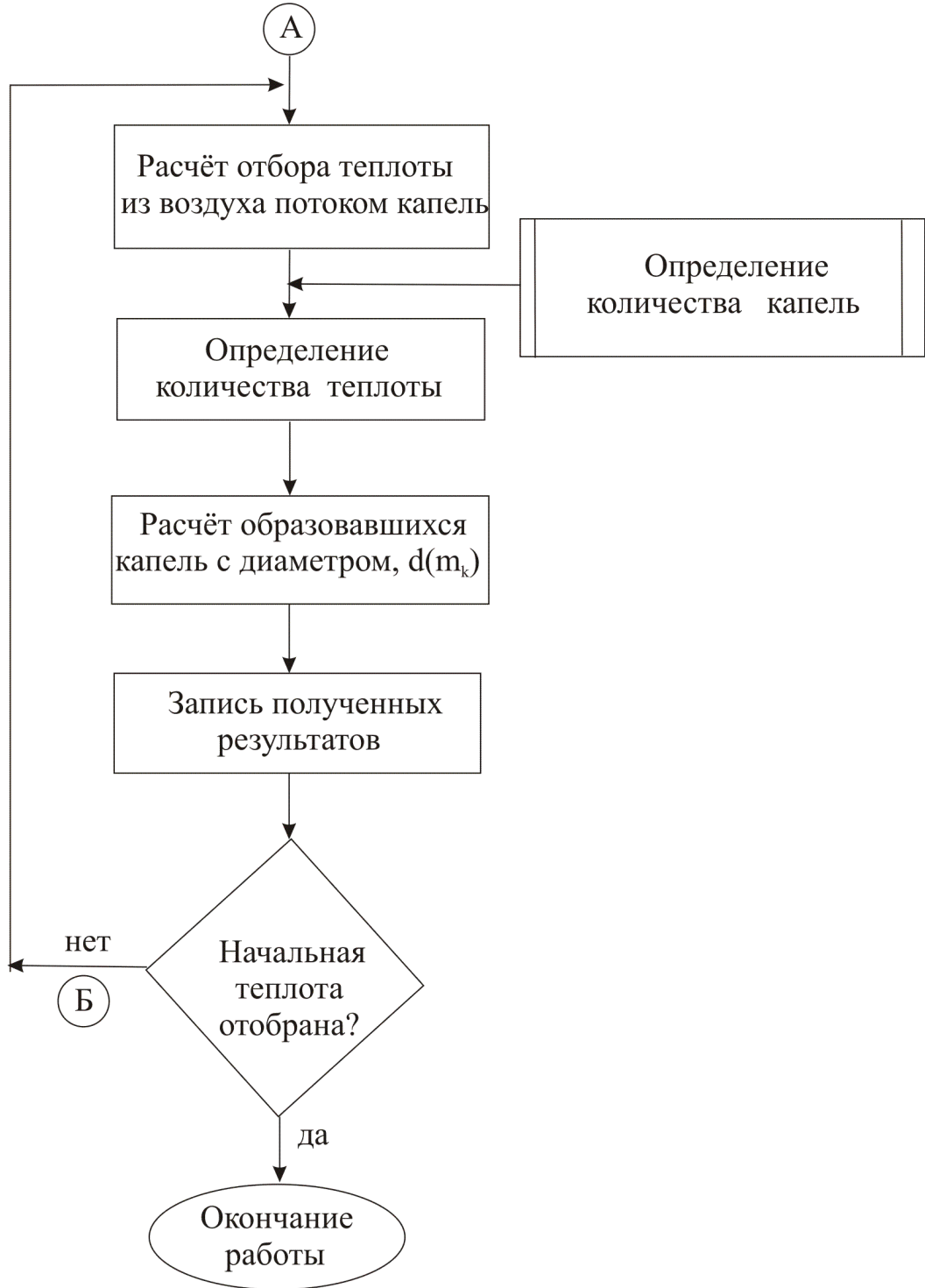


Рисунок 3.6 – Структурная блок-схема алгоритма для определения параметров воды после смешивания с нагретым воздухом

Во второй задаче рассматривали зону в узком диапазоне. Предполагали, что капли имеют больший объём, обусловленный слиянием. В этой зоне капли воды слабо отбирают тепло из воздуха.

Анализ результатов решаемых задач, подтвердил, что первый случай соответствует условию, при котором диаметр «мелкой» капли воды эффективно отбирает теплоту и существенно влияет на величину относительной скорости.

В качестве существующего параметра оценки на взаимодействие капель воды и нагретого воздуха влияет относительная скорость теплообмена. Влияние величины капли на отношение объёма зон контакта значительно, так как при малых скоростях влияние мелкой капли с диаметром (10^{-5}) м на часть поглощаемой теплоты больше, чем крупной (более 10^{-4}) м, а отношение объёма капель характеризуется большим значением, чем при высоких скоростях капель. Исходя из этого, приняли отношение объёма зон мелких и крупных капель в виде:

$$V_3 = \frac{V_{вых}}{V_{вх}}; \quad (3.20)$$

$$V_3 = A \times U^{-\alpha}, \quad (3.21)$$

где V_3 – относительный объём воды в виде капель; $V_{вх}$ – относительный входящий объём капель при диспергировании; $V_{вых}$ – относительный выходящий объём капель отобравших тепло; A – работа (const); $U = u/v$ – относительное движение капель; α – экспериментальный показатель.

Определили, что поток дисперсных капель, движется в тёплом воздухе и отбирает тепловую энергию в каждой зоне неравномерно. Это можно записать так:

$$E_{\beta 1-2} = \frac{\sigma_1 U_1}{\sigma_2 U_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \times V_3 \times 0,1, \quad (3.22)$$

где $E_{\beta 1-2}$ – соотношение тепловой энергии потока воды в виде капель; $U_{1, 2}$ – скорость первой и второй капли, м/с; $\sigma_{1, 2}$ – коэффициент, учитывающий изменение теплоёмкости первой и второй капли, в зависимости от абсолютной температуры смеси.

Также принимаем во внимание, что тепловая энергия в последующей зоне смеси должна превышать тепловую энергию предыдущей зоны, т.е. по направлению потока капли нагреваются. При этом учитываем, что отклонение количества теплоты воздуха от расчётного ожидания при смешивании, соответствует коэффициенту расхода 0,63.

При теплообмене между воздухом и потоком капель важно учитывать физический процесс одновременного нагрева и испарения воды, содержащейся в воздушно-капельной смеси. Эти два процесса зависят от размеров капли. Чем меньше капли (менее 10^{-5} м), тем быстрее они нагреваются, и большая часть их массы испаряется. Это нежелательно для процесса охлаждения воздуха, так как его влажность от испарения мелких капель воды будет увеличиваться, что сохранит его внутреннюю тепловую энергию. Крупные капли (более 10^{-4} м в диаметре), обладая большей массой и кинетической энергией, уменьшается время контакта с воздухом, что снижает его охлаждение. Поэтому необходимо использовать в теплообмене капли с размерами в диапазоне ($10^{-5} \dots 10^{-4}$) м, для чего применяется многокамерный эжектор, который преимущественно создаёт капли таких средних размеров. Размеры капель определялись с помощью фото-скоростной видеокамеры по отпечаткам на стекле, а также по расчётам, что указано в экспериментах работы (Таблица 3.8).

Истечение смеси при скорости (до 10 м/с), при визуальном наблюдении, вызывает её распад симметрично оси. Последующее увеличение скорости (в пределах 20 м/с) возникает вихревое движение потока, обусловленное тем, что происходит перепад давления смеси в диффузор–конфузорном сечении, увеличивая время интенсивного смешивания, и тем самым, повышая теплообмен между элементами смеси.

Таблица 3.8 – Нагрев капель воды в зависимости от диаметра

№ п/п	Давление воды, Р, МПа	Средний диаметр капель $d(m_k)_{cp}$, м	Степень нагрева капель, %
1	0,1	10^{-2}	25/23/20
2	0,2	10^{-3}	38/34/33
3	0,3	10^{-3}	40/38/35
4	0,4	10^{-4}	48/41/37
5	0,5	10^{-4}	51/43/42
6	0,6	10^{-5}	57/45/44
7	0,7	10^{-5}	58/49/48

На рисунке 3.7 приведены зависимости относительного количества тепла выделенного в процессе имитационного моделирования на ПК и экспериментальных данных по определению от диаметра капель воды при взаимодействии с нагретым воздухом, понимая, что не все капли нагреваются равномерно, так как имеют разные размеры.

Максимальная погрешность результатов теории и данные экспериментов не превышает 16%.

На основании результатов лабораторных исследований с использованием алгоритмов влияния воды получены характеристики снижения температуры воздуха капельной водой, что позволяет проектировать установки для реализации процесса охлаждения рудничного воздуха с использованием эффекта гидроэжекции и теплообмена, а также разрабатывать их отдельные элементы с инновационными конструктивными особенностями [35].

В работе выполнен общий энергетический анализ на основе меры среднего параметра системы для определения показателей максимально эффективного снижения температуры воздуха. При реализации параметров гидроэжекции определили, что воздух с температурой $35,0^{\circ}\text{C}$ и мелкодисперсной воды с температурой не более $20,0^{\circ}\text{C}$, трансформируются в дополнительную работу перемещения потока при его расширении и охлаждении.

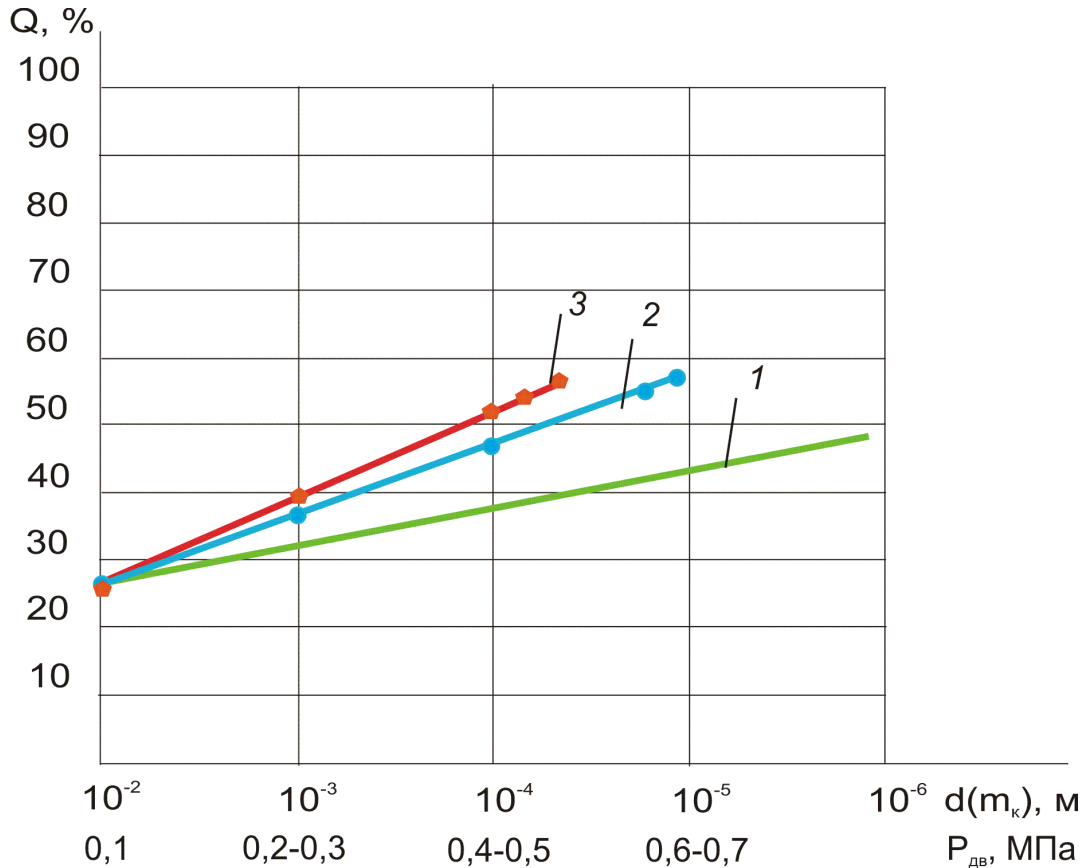


Рисунок 3.7 – Зависимость относительного количества тепла от диаметра каплей при скорости потока: 20м/с:
1 – результаты теории; 2 и 3 – данные экспериментов.

Показатели процесса охлаждения воздуха в гидродинамическом устройстве определяют на основе эффекта гидроэжекции и теплообмена, в котором совершается работа расширения смеси и увеличением плотности с перепадом давления.

На основе процесса охлаждения воздуха, изученном в работе [32], применим аналитическую зависимость для определения эффективности охлаждения воздуха мелкодисперсной водой:

$$\ln(1 - k) = 1,5 \frac{q_{дв} \mathcal{E}}{d(m_k)_{cp}} \times \left(\frac{U_{\epsilon} - U_{дв}}{U_{\epsilon}} \right)_{cp} \times L, \quad (3.23)$$

где $q_{дв}$ – относительный расход воды; \mathcal{E} – коэффициент смешения теплоты воздуха и воды и отбора теплоты принимаем 1,5; $d(m_k)_{cp}$ – относительный средний диаметр капли воды; U_{ϵ} – относительная скорость эжектируемого теплосодер-

жащего воздуха; $U_{\partial e}$ – скорость диспергируемой воды, м/с; $\left(\frac{U_e - U_{\partial e}}{U_e}\right)_{cp} = \delta_{cp}$ – показатель средней скорости; L – длина диффузор–конфузорного смесителя.

Так как структура смеси в установке воздушно-капельная, то принят коэффициент для оценки степени охлаждения воздуха, т.е.:

$$k = 1 - \exp \left[0,61 - 1,5 \times \frac{\vartheta}{q_e d (m_k)_{cp}} \times \delta_{cp} L \right], \quad (3.24)$$

Энергетическая эффективность процесса охлаждения воздуха капельной водой можно оценить значением КПД, представляющим собой отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком:

$$\eta = \frac{e_u(e_c - e_H)}{e_p - e_c} \quad (3.25)$$

где e_p , e_c , e_H – удельная эксергия рабочего, инжектируемого и сжатого потока.

В процессе охлаждения воздуха важным является отвод капель с отобранной теплотой из смеси. Капли содержащие теплоту могут осаждаться в сепараторе, что приведёт к увеличению гидравлического сопротивления системы и энергетическим потерям. Поэтому конструкция имеет форму центробежного дискового сепаратора, где происходит гравитационное движение смеси.

Выводы к разделу 3

1. Разработана методика проведения экспериментальных исследований теплообменных и гидравлических процессов в разработанной установке в лабораторных и шахтных исследованиях с использованием диффузор–конфузорного смесителя, многокамерного эжектора и сепаратора.

2. На основании уравнений для гидравлических процессов в модели и натурального образца экспериментальной установки проведено физическое их моделирование в зависимости между множителями подобия, представленные в виде четырёх критериев.

3. Предварительные результаты исследований воздействия капельной воды на параметры воздуха показали, что распределение капель в нагретом воздушном потоке по линии диффузорной части неравномерно: у стенок больше, а по центру их плотность выше; в конфузорной её части происходит активное турбулентное движение смеси с перемешиванием массы.

4. Установлено, что в гидродинамическом потоке смеси воздуха и капель воды в диффузор–конфузорных участках установки происходит изменение давления обратно изменению скорости, что вызывает вихревое движение, увеличивающее время контакта компонентов смеси.

5. Проведена обработка статистических данных экспериментов для оценки степени охлаждения параметров воздуха капельной водой в пространстве и времени. Установлено, что при температуре воздуха $28,0^{\circ}\text{C}$ и температуре воды $12,0^{\circ}\text{C}$, снижение температуры воздуха достигает $8,0^{\circ}\text{C}$.

6. Результаты расчётов статистических данных и теории по определению средних значений массы капель в воздухе, скорости воздуха, объёма и количества эжектируемого воздуха, давления, максимальной скорости воды.

7. Разработана структурная блок-схема алгоритма теплообмена между диспергируемой водой и нагретым воздухом, состоящая из процессов образования смеси и её теплообмена.

8. Установлена зависимость выделенного тепла в потоке от относительно количества капель данного диаметра при взаимодействии с нагретым воздухом, максимальная погрешность результатов теоретических и данных экспериментальных исследований не превышает 12%.

9. Полученные результаты исследований являются основой для разработки опытного образца гидродинамической эжекторной установки охлаждения рудничного воздуха.

10. Определено, что необходимо использовать в теплообмене капли с размерами в диапазоне $(10^{-5} \dots 10^{-4})$ м, для чего применялся многокамерный эжектор, который преимущественно создаёт капли таких средних размеров.

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ
ЛОКАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА
НА ОСНОВЕ ГИДРОЭЖЕКЦИИ**

4.1. Определение параметров установки для охлаждения рудничного воздуха.

Принципиальная схема и технологический процесс разработанной эжекторной установки (Рисунок 4.1) для локального охлаждения рудничного воздуха, основывается на действии водяного многокамерного эжектора.

На основе результатов лабораторных исследований определено, что цилиндрическая форма установки наиболее эффективная. При такой форме исполнения достигается наибольшая степень смешения элементов смеси по сравнению с камерами других профилей, а также важно, что цилиндрическая камера проще в изготовлении.

Конструктивное исполнение и принцип работы установки следующие: к смесителю 1 через входной патрубок 2 подводится нагретый воздушный поток и высоконапорный рукав для подачи воды 3, диспергируемая вода многокамерным эжектором 4 производит эжекцию воздуха и создаёт воздушно-капельную смесь, а далее смесь капельной воды и воздуха направляется в диффузор-конфузорный модуль 6. Далее поток попадает в дисковый центробежный сепаратор 7 и отвод охлаждённого воздуха проводится через канал 10. Вода, которая «осела» в установке, отводится по трубе 8. Подача воды производится с пожарно-оросительного трубопровода 12 в теплообменник 11 для снижения её температуры.

Такая конструкция охладителя воздуха позволяет перемещать и охлаждать воздух путём трансформации кинетической энергии мелкодисперсной воды в энергию смешивания воздуха и образования течения воздушно-капельной сме-

си в диффузор–конфузорном смесителе, что подтверждает эффективность снижения температуры рудничного воздуха, получаемой на выходе из ГДЭУ.

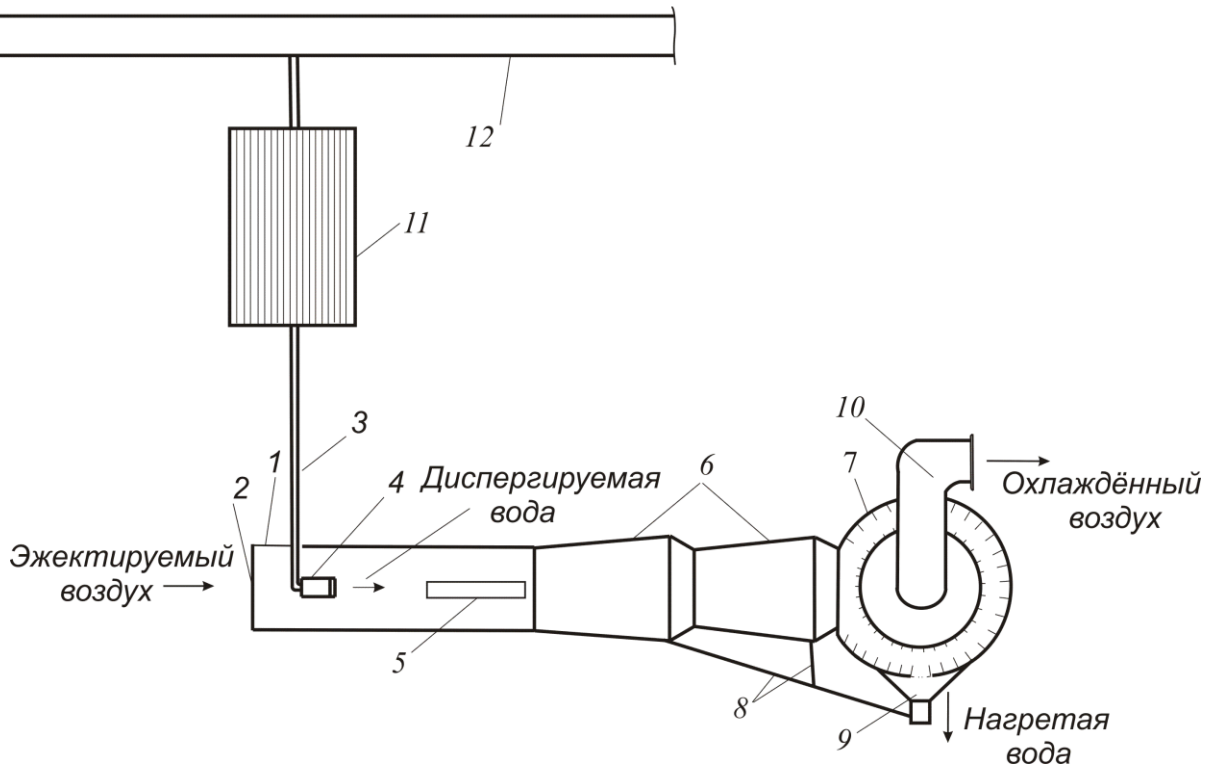


Рисунок 4.1 – Схема эжекторного гидродинамического охладителя воздуха с теплообменником (ГДЭУ):

1 – смеситель (цилиндрический труба); 2 – входной патрубок; 3 – высоконапорный рукав; 4 – многокамерный эжектор; 5 – смотровое окно; 6 – диффузор–конфузорный модуль (2 камеры); 7 – дисковый сепаратор; 8 – труба для отвода осевшей воды в диффузор – конфузорном модуле; 9 – канал для сброса тёплой воды; 10 – канал для сброса охлаждённого воздуха; 11 – теплообменник; 12 – пожарно-оросительный трубопровод.

Интенсивное вихревое движение воздуха у стенок диффузора, который расширяется по оси потока и в поперечном направлении, сменяются обратными процессами сжатия вихревых зон в конфузорной части камеры, увеличивая интенсивность теплообмена при охлаждении воздуха.

Так как в конфузорной части происходит повышение давления смеси из-за сжатия, то это приводит к увеличению угловой скорости капель, увеличивая их вихревое вращение и соответственно время действия теплообмена в смеси, что повышает эффективность теплообмена при вихревом движении смеси в диффу-

зор–конфузорном смесителе гидродинамической установке охлаждения воздуха.

Рассмотрим процесс гидроэжекции и охлаждение рудничного воздуха в установке. Вода, выходящая из многокамерного эжектора, распыляется в смесителе, тем самым эжектируя нагретый воздух, создавая в смесителе массовый расход смеси [109]:

$$M = G(m_{\partial e}) + G_e, \quad (4.1)$$

где $G(m_{\partial e})$ – расход воды в виде капель, кг/с; G_e – расход нагретого воздуха, кг/с.

В дисковом сепараторе происходит центробежное движение смеси. Составим уравнение разделения смеси в сепараторной камере:

$$k_U(G(m_{\partial e})U_{\partial e1} + G_e U_{e1}) MU = (P_3 - P_{\partial e2}) + (P_3 - P_{e2}), \quad (4.2)$$

где k_U – коэффициент скорости смеси; $U_{\partial e1}$ – скорость мелкодисперсной воды на входе в диффузор–конфузорный модуль, м/с; U_{e2} – скорость эжектируемого нагретого воздуха на входе в диффузор–конфузорный смеситель, м/с; U – скорость смеси на выходе смесителя, м/с; P_3 – статические давления элементов смеси в сечениях установки, МПа; $P_{\partial e2}$ – статические давления дисперсной воды в сечениях установки, МПа; P_{e2} – статические давления воздуха в сечениях установки, МПа.

В сепараторе создаётся площадь смеси согласно параметрам камеры:

$$F = f_{\partial e} + f_e, \quad (4.3)$$

где F – сечения дискового центробежного сепаратора, м²; $f_{\partial e2}$ – сечение диспергируемой воды, м²; f_{e2} – сечение эжектируемого воздуха, м².

Так как масса смеси остаётся постоянной, то составим уравнение массового расхода воздушно-капельной смеси через смеситель:

$$M = G(m_{\text{ов}}) + G_6 = G(m_{\text{ов}}) (1 + i_3), \quad (4.4)$$

где i_3 – коэффициент эжекции.

Соблюдая эжекцию нагретого воздуха, струя мелкодисперсной воды имеет длину $l_{\text{ов}}$ и диаметр диспергирования воды в смеситель, который равен диаметру перехода в диффузор–конфузорную камеру ($d_l = d_k$). Диспергируемая вода из многокамерного эжектора принимает вид факела и подвержена таким возмущениям как вязкость. Меняющееся давление в смеси при вхождении в диффузор–конфузорный объём приводит к появлению вихревого движения смеси.

4.2. Исследование гидравлических процессов в дисковом центробежном сепараторе

Проведём аналитическое исследование процесса динамики центробежного движения потока смеси (Рисунок 4.2).

Поток попадает в дисковый сепаратор 1, где происходит его разделение на охлаждённый воздух и отеплённую воду за счёт центробежных сил, что создаются при обороте дисков 3. Диски установлены на опоре подшипников 5. В процессе сепарации мелкие капли воды попадают на дорожки 2 и 4. Вода стекает со стенок дискового центробежного сепаратора и выливается в водосборник 6, а охлаждённый воздух удаляется через выкидной патрубок 7 в атмосферу горной выработки.

Мелкодисперсная вода отделяется от общего потока с внутренней стороны центробежного потока. Определим уравнения разделения смеси на воздух с пониженной температурой и отеплённую воду в сепараторе:

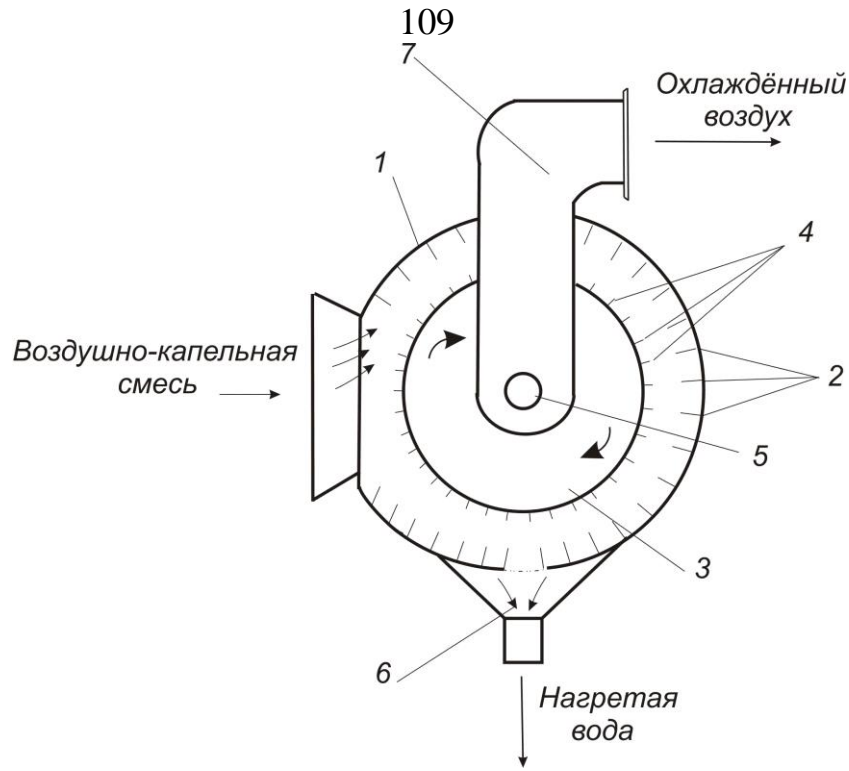


Рисунок 4.2 – Схема дискового центробежного сепаратора:
 1 – корпус сепаратора; 2 – лопатки на корпусе; 3 – оборотные диски; 4 – лопатки на оборотных дисках; 5 – осевое крепление на подшипниках; 6 – водосборник; 7 – выходной патрубков для сброса охлаждённого воздуха.

$$\rho_c \left(U_\theta \frac{dU_\theta}{dr_c} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = \mu \frac{dU_\theta}{dr_c} \frac{d(rU_\theta)}{r dr_c} + \frac{dP}{dr_c}; \quad (4.5)$$

$$\rho_c U_\theta \frac{d(rU_\theta)}{r dr_c} = \mu \frac{dU_\theta}{dr_c} \frac{d(rU_\theta)}{r dr_c}; \quad (4.6)$$

где ρ_c – средняя плотность смеси при $r=r_c$, кг/м³; U_θ – скорость воздуха, м/с; $U_{\theta\theta}$ – скорость капель воды, м/с; U – вихревая скорость смеси, м/с; E – дифференциал внутренней энергии; r – радиус смеси, м; r_c – радиус центробежного сепаратора, м.

Определим разделение смеси в виде разделения энергии:

$$\left(U_\theta \frac{dE}{dr_c} - E \frac{dE}{dx_1} \right) \rho_c = \mu \left(\frac{dE^2}{dr_c^2} + \frac{1}{r} \frac{dE}{dr_c} + \frac{dE^2}{dx_1} \right) + \left(- \frac{dP}{dx_1} \right). \quad (4.7)$$

Используя условие ограничения по параметрам смеси и конструкции центробежной камеры получим:

$$\frac{d(rU_6)}{dr_c} + \frac{d(rE)}{dx_1} = 0 \quad (4.8)$$

$$U_{\partial 6} = -\frac{G(m_{\partial 6})}{\rho_c f(r_c)}; \quad (4.9)$$

$$rV \rightarrow 0; \quad U = U_c;$$

$$x = W_c; \quad E = E_c; \quad P = P_{66lx};$$

где $G(m_{\partial 6})$ – расход воды в виде капель, кг/с; $f(r_c)$ – площадь сепараторной камеры по радиусу, м²; V – объём смеси, м³/кг; E – энергия смеси в диффузор–конфузорном смесителе, Дж; E_c – энергия смеси в сепараторе, Дж/(кг×К); $U_{\partial 6}$ – линейная скорость водных капель в сепараторе, м/с; W_c – ширина сепаратора, м; U_c – осевая скорость смеси, м/с; dx_1 – относительная зона ввода элементов.

Определим значение скорости диспергируемой воды $U_{\partial 6}$:

$$U_{\partial 6} = \frac{G(m_{\partial 6})}{\rho_c \pi r_c^2 k_\varepsilon}, \quad (4.10)$$

где $\rho = \rho_c = const$, $r = r_c$.

Коэффициент заполнения смесью центробежного сепаратора:

$$k_\varepsilon = 1 - \left(\frac{r}{r_c}\right)^2. \quad (4.11)$$

Определим скорость заполнения смесью объёма сепаратора (dU_c):

$$dU_c = \frac{G(m_{\partial 6}) dx}{\rho_c \pi r_c^2 k_\varepsilon l_{\partial 6}}. \quad (4.12)$$

Преобразуем уравнения (4.7) и 4.11 и запишем следующее:

$$-r \frac{G(m_{\partial 6})}{l_{\partial 6} \rho_c \pi r_c^2 k_\varepsilon} = \frac{d(rU_6)}{dr_c}. \quad (4.13)$$

Центробежное движение смеси в виде отдельных элементов потока (воздуха) по (4.10) и воздуха (4.5) и (4.7) получим уравнение:

$$\frac{d(rU_\epsilon)}{dr_c} + \frac{d(rV)}{dx} = 0. \quad (4.14)$$

Уравнения (4.5–4.8) для дальнейшего расчёта преобразуем в виде:

$$\frac{dP}{\rho_c dr_c} = U_\epsilon \frac{dU_\epsilon}{dx} - \frac{V}{r}; \quad (4.15)$$

$$U_\epsilon \frac{d(rV)}{r dr_c} = U_{\partial\epsilon} \frac{d(rV)}{r dr_c} \frac{d(rV)}{r dr_c}; \quad (4.16)$$

$$U_c \frac{dU_\epsilon}{dx} = \frac{dP}{dx} \left(-\frac{1}{\rho_c}\right); \quad (4.17)$$

Для определения скорости воздуха преобразуем уравнения (4.11, 4.12 и 4.16):

$$U_\epsilon = - \frac{G(m_{\partial\epsilon})}{\rho 2\pi r_c k_\epsilon l_{\partial\epsilon} - \left(\frac{r}{r_c}\right) - (1-\acute{o}k_\epsilon)\frac{r_c'}{r}} \quad (4.18)$$

где \acute{o} – степень отделения мелких капель воды из смеси; U_ϵ – скорость воздуха, м/с.

Определим распределение скорости смеси по радиусу сепаратора:

$$U(r_c) = W_c \frac{r_c}{r} \left(1 - \frac{x_1}{x_2}\right), \quad (4.19)$$

где $U(r_c)$ – распределение скорости смеси по радиусу центробежной камеры, м/с; x_1 – обозначение показателей воды; x_2 – обозначение показателей воздуха.

Определим интегралы:

$$x_1 = \int_{r_c}^r \exp\left(\frac{\gamma r^2}{U_{\partial\epsilon} r_c}\right) r^{\acute{o}k_\epsilon r_c} dr; \quad (4.20)$$

$$x_2 = \int_0^{r_c} \exp\left(\frac{\gamma r^2}{U_\epsilon r_c}\right) r^{o'k_\epsilon r_c} dr, \quad (4.21)$$

где γ – коэффициент расхода каждого из составляющих потока смеси (воздуха 0,63, воды 0,61).

Зависимости давления в центробежном дисковом сепараторе, полученные при теоретических и экспериментальных исследованиях показаны на рисунке 4.3.

Получим зависимость распределение давления в вихревом потоке центробежного сепаратора:

$$P = P_c - P_1 - P_2 \quad (4.24)$$

где P_c – среднее давление потока у стенки сепаратора, МПа.

Для определения давления в сечении преобразуем уравнение (4.5).

$$P_1 = \rho_c U^2 \left[\frac{r}{2r_c} - \frac{(1-o'k_\epsilon)^2 r_c}{2r} - (1-o'k_\epsilon) + \frac{(o'k_\epsilon)^2}{2} \right]; \quad (4.22)$$

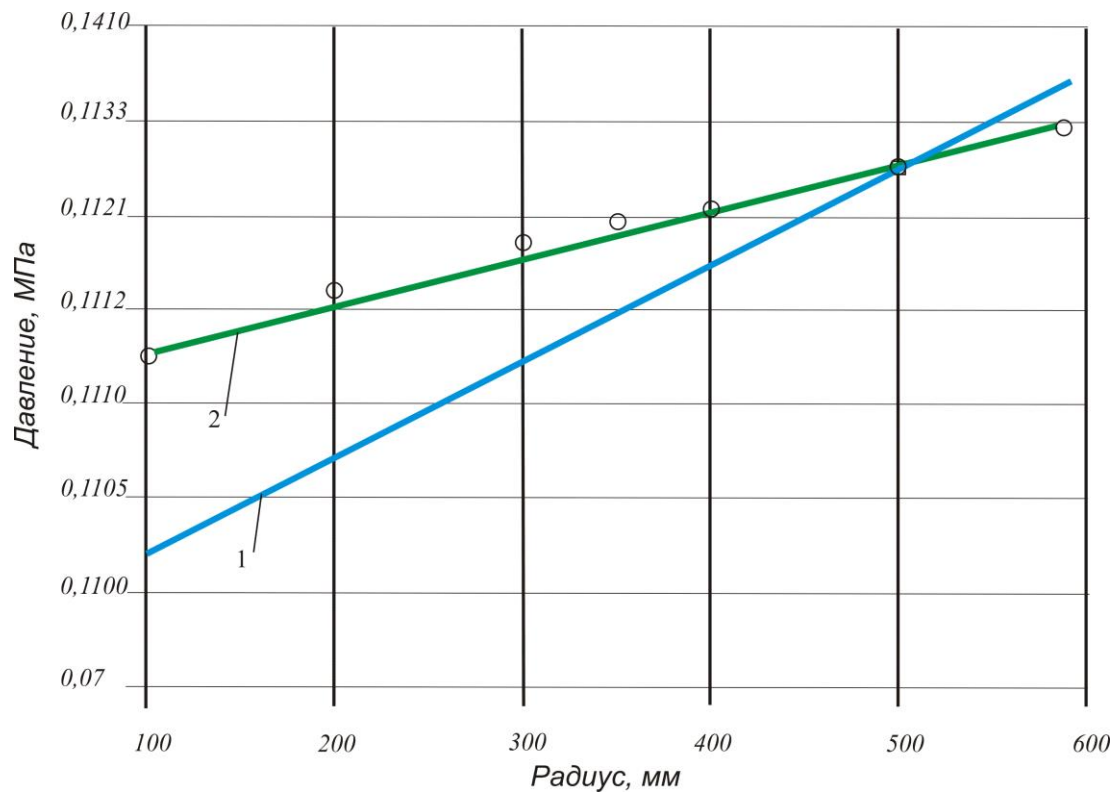


Рисунок 4.3 – Зависимость давления смеси в ротационной камере от радиуса:

1 – результаты теории; 2 – данные эксперимента.

Для определения давления в диффузор–конфузорном модуле P_2 , МПа, используем полученные в лабораторном исследовании коэффициенты:

$$P_2 = \rho U(r_c)^2 \ln \frac{r}{r_c}. \quad (4.23)$$

Поступающая вода диспергируется в виде мелких капель в смеситель приводит к эжекции нагретого воздуха. Средний размер капель составляет $(10^{-5} \dots 10^{-4})$ м, появляющихся при выходе напора воды из многокамерного эжектора. Дисковая конструкция камеры сепаратора, позволяет воздействовать на структуру воздушно-капельного потока центробежными силами. При влиянии сил гравитации смесь потока разделяется на два слоя – поток воды у стенок устройства и внутренний – поток воздуха, способствующий эффективному разделению компонентов смеси.

4.3. Критерии эффективных параметров смеси

Результаты экспериментальных исследований в лабораторных условиях показали, что диспергирование воды при скорости 10...20м/с способствует интенсивному её разрушению в осевом направлении силами инерции потока на мелкие капли многокамерным эжектором, образовывается конусный факел. Это приводит к увеличению влияния и площади поверхности контакта с нагретым воздухом в диффузор–конфузорном смесителе, повышая эффективность охлаждения рудничного воздуха.

Чтобы определить скорость потока воды, приводящую к быстрому разрушению струи и тем самым создавая вихревое движение смеси в диффузор–конфузорной камере, необходимо записать соотношения (Приложение 5) [53]:

$$\alpha = \frac{l_{0\theta} \rho \sigma}{\mu^2}; \quad c = \frac{\mu v}{\sigma}, \quad \gamma = \frac{\rho'}{\rho}; \quad \mu = \frac{\mu_{0\theta}}{\mu_{\theta}}$$

где α – критерий сил натяжения при выбранной температуре элементов; μ – со-

отношения сил вязкости воды и воздуха, кГ сек/м²; γ – соотношения плотности смеси, кг/м³; ρ – плотность термодинамической смеси, кг/м³; ν – удельный объём смеси, м³/кг; σ – коэффициент, учитывающий изменение теплоёмкости в зависимости от абсолютной температуры смеси; $l_{\text{дв}}$ – длина дисперсного факела воды, м; $\mu_{\text{в}}$ – вязкость воздуха, кГ сек/м² (при 308 К = $1,8 \times 10^{-6}$); $\mu_{\text{дв}}$ – вязкость воды, кГ сек/м² (при 293 К = 0,0101) [15].

Запишем связь соотношений между критериями:

$$F(\alpha \times \mu)^{0,5} = c_{\alpha\mu} \sqrt{\gamma} \quad (4.25)$$

где F – показатель образования дисперсной струи воды, равный 0,8; $c_{\alpha\mu}$ – соотношение сил поверхностного натяжения воды и силы вязкости.

Из соотношения (4.5) выведем значения численного значения:

$$\alpha = 10^{-2}, \dots, 10^5; \quad \mu = (3^{-1}, \dots, 5) 10^4; \quad \gamma = 10^{-2}, \dots, 10^{-3}.$$

Из этих соотношений следует, что длина струи в виде мелких капель при входе в смеситель определим по формуле:

$$l_{\text{дв}} = U_{\text{дв ср}} \times \tau, \quad (4.26)$$

где $U_{\text{дв ср}}$ – средняя скорость воды на участке между сечением входа в смеситель и сечением диффузор–конфузорного модуля, м/с; τ – время движения струи в диффузор–конфузорном смесителе, сек.

Время движения смеси в диффузор–конфузорном смесителе определяем по зависимости:

$$\tau = \frac{54 \mu^3 \alpha}{\rho \sigma^2}, \quad (4.27)$$

Применяя формулу [34], получим длину факела диспергируемой воды $l_{\text{дв}}$, которая составит:

$$l_{\text{дв}} = \frac{54 U_{\text{дв ср}} \mu^3 \alpha}{\rho \sigma^2}. \quad (4.28)$$

Так как водяной факел неразрывен, то многокамерный эжектор поместим в смесителе от входного сечения на эффективное расстояние. Принимаем необходимый диаметр струи диспергируемую в диффузор–конфузорный смеситель при зависимостях [109]:

при диаметре смесителя $\leq 0,8$ –

$$d_{\text{дк}} = 3,14 d_{\text{дк2}} (0,61 \times e_u + 0,063)^{0,5}, \quad (4.29)$$

при диаметре смесителя $> 0,8$ –

$$d_{\text{дк}} = 1,5 d_{\text{дк2}} (e_u + 1), \quad (4.30)$$

где $d_{\text{дк2}}$ – диаметр диффузор–конфузорного смесителя, м.

Используя данные лабораторных исследований, принимаем длину диффузор–конфузорного смесителя, м:

$$L_{\text{дк}} = (3 \div 5) d_{\text{дк}}. \quad (4.31)$$

Длина диффузора (угол раскрытия $6 \dots 8^\circ$) составит, м:

$$d_{\text{дг}} = (0,7 \div 1,2) \times (d_c - d_{\text{дк}}). \quad (4.32)$$

Максимальное сечение диффузора должна быть равной максимальному сечению конфузора:

$$f_c = \frac{G(m_{\text{дв}})(e_u + 1)}{v_c \rho_c}; \quad (4.33)$$

$$f_c = \pi \left\{ \sum_2^N [r_{\partial k} + (n-1)d_{\partial k2}]^2 - \sum_2^N [r_{\partial k} + (n+2)d_{\partial k2}]^2 \right\}, \quad (4.34)$$

где $d_{\partial k2}$ – выходное сечение диффузора и входное сечения конфузора, м; $r_{\partial k}$ – радиус диффузор–конфузорного модуля, м; N – число диффузор–конфузорных камер; $n=(1 \dots N)$ – количество диффузор–конфузорных камер.

4.4 Расчёт энергетической эффективности процесса охлаждения рудничного воздуха на основе гидроэжекции

Для разработки и оценки метода расчёта охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок на основе гидро- и термодинамической эжекции необходимо проанализировать функциональную структуру всего процесса, а также обосновать параметрические показатели энерготехнологической эффективности установки ГДЭУ. Как установлено в теоретической части работы и подтверждено экспериментально, весь процесс охлаждения и осушение нагретого воздуха, возможно, реализовать в установке. В ней все виды энергий потока (воздуха и воды) преобразуются в процессе смешивания в работу перемещения воздушно-капельной смеси с расширением и политропным охлаждением воздуха, как в тепловой машине (по второму закону термодинамики). Это важное научное обстоятельство, которое позволяет исследовать гидродинамическую эжекторную установку по фундаментальному закону.

Выполним анализ гидроэжекции достижения максимально возможной эффективности в снижении теплосодержания воздуха. Для того чтобы определить полезную работу, получаемую в гидро- и термодинамическом цикле процесса, необходимо рассчитать вероятное изменение энергии воздушно-капельного потока и определить потери работы.

Принимая за основу ранее разработанные соотношения [36, 37, 38, 77], уравнение примет вид:

$$\Delta A_{\Sigma} = T_{yc} \times \Delta S_{yc}, \quad (4.35)$$

где ΔA_{Σ} – общие потери работоспособности установки ГДЭУ, Дж/(кг×К); T_{yc} – абсолютная температура в установке, К ($T=t+273,15$); ΔS_{yc} – изменение энтальпии в установке ГДЭУ, кДж/кг.

Установка состоит из трёх элементов: многокамерный эжектор, диффузор–конфузорный смеситель (две камеры), центробежный дисковый сепаратор, т.е. $i=1 \dots 3$, тогда изменение энергии в элементах составит:

$$\Delta S_{yc} = \sum_{i=1}^3 \Delta S_i, \quad (4.36)$$

где ΔS_i – изменение энергии в одном элементе установки, кДж/кг.

Тогда определим потери работоспособности установки:

$$\Delta A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^3 \Delta A_i ; \quad (4.37)$$

$$\Delta A_{\Sigma} = T_{yc} \sum_{i=1}^3 \Delta S_i, \quad (4.38)$$

где ΔA_i – снижение работоспособности в i – элементе установки (модуле), Дж/(кг×К).

Исследуем для каждого элемента изменение тепловой энергии. Принимая во внимание полученное уравнение (4.36), запишем в общем виде изменение тепловой энергии в i -го элементе установки [54]:

$$\Delta S_i = \sum_{l_i}^{L_i} m_{l_i} S_{l_i} - \sum_{k_i}^{K_i} m_{k_i} S_{k_i} + \sum_{r_i}^{R_i} \frac{Q_{r_i}}{T_{r_i}}. \quad (4.39)$$

где $\sum_{l_i}^{L_i}$ – относительное суммарное значение по количеству элементов (l); m_{l_i} – относительное количество элементов (l); S_{l_i} – энтропия элемента (l); $\sum_{k_i}^{K_i}$ – относительное суммарное значение по количеству элементов (k); S_{k_i} – относительная часть внутренней энергии в элементе (k); $\sum_{r_i}^{R_i}$ – относительное суммарное значение по количеству элементов (r).

Тогда относительная работоспособность установки при адиабатном расширении определяется как:

$$\Delta S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^3 \left(\sum_r^R \frac{Q_r}{T_r} + \sum_l^L m_l S_l - \sum_k^K m_k S_k \right), \quad (4.40)$$

где Q_{r_i} – относительное значение потоков воздуха и воды (i -й элемент); T_{r_i} – относительная абсолютная температура потоков (i -й элемент).

Согласно уравнению (4.36) определено изменение энтропии ΔS_{yc} и потери работоспособности установки по (4.38), определим объём полученной работы от повторно использованной воды, подаваемой в установку для охлаждения воздуха.

Для работы установки в реальном цикле, необходимо учесть идеальной цикл тепловой машины с учётом общих потерь работоспособности (4.38), что в итоге будем иметь:

$$A_r = A_0 - \Delta A_{\text{общ}}, \quad (4.41)$$

где A_r – работа реального процесса, Дж/кг; A_0 – работа теоретического процесса, Дж/кг; $\Delta A_{\text{общ}}$ – общие потери работы установки, Дж/кг.

Для того чтобы зафиксировать влияние конечного состояния процесса на общие потери, необходимо установить коэффициент потерь, т.е. многокамерного эжектора в смесителе (Ω_3), диффузор–конфузорного модуля ($\Omega_{\text{дк}}$) и дискового центробежного сепаратора ($\Omega_{\text{се}}$):

$$\Omega_i = \frac{\Delta S_i}{\sum_{i=1}^3 \Delta S_i}; \quad (4.42)$$

тогда при $i = 1, 2, 3$;

$$\Omega_3 + \Omega_{\text{дк}} + \Omega_{\text{се}} = 1. \quad (4.43)$$

Влияние одного из элементов установки, решим на основе абсолютного коэффициента потерь работоспособности установки [39], т.е.

$$\Omega_i = \frac{A_i}{E_g}, \quad (4.44)$$

где Ω_i – коэффициент максимальной потери работоспособности установки в i -го элементе; A – относительная работа i -го элемента модуля установки, ; E_g – относительная энергия эжектируемого воздуха в установку.

Для определения коэффициента максимальной потери работоспособности установки согласно уравнениям (4.42–4.44), выражение примет вид:

$$\Omega_{\text{общ}} = \Omega_{\text{э}} + \Omega_{\text{дк}} + \Omega_{\text{се}}, \quad (4.45)$$

$$\Omega_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^3 A_i \cdot \times \frac{1}{E_B} \quad (4.46)$$

Тогда для определения максимально полезной работы, которую может совершить термо- и гидродинамическая система в установке, уравнение примет вид:

$$\eta = 1 - \Omega_i = \frac{A_0}{A_r}. \quad (4.47)$$

На основе представленного расчёта состояния термодинамической системы, проведём анализ опытного образца по охлаждению эжектируемого рудничного нагретого воздуха диспергируемой водой. Как показали лабораторные исследования, рабочий процесс установки будет определяться, работой расширения воздушно-капельной смеси в смесителе, диффузоре и сепараторе.

На основе лабораторного исследования процесса и процесса идеального (цикл Карно для идеальной установки, а в нашем исследовании – воздушно-капельная смесь) определим по зависимости [111]:

$$da_g = H_1 - H_2 = dq_{\text{дв}} - dq_0, \quad (4.48)$$

где da_g – удельная работа смеси при её расширении, кДж/кг; $q_{ов}$ – потеря тепловой энергии, кДж/кг; dq_0 – тепловое воздействие, обусловленное разностью температур воды и воздуха, Дж/кг; H_1 – начальная энергия доступная для преобразования в теплоту при определённом постоянном давлении (энтальпия) смеси, кДж/кг; H_2 – конечная энергия доступная для преобразования в теплоту при определённом постоянном давлении (энтальпия) смеси, кДж/кг.

Чтобы определить минимальное снижение работоспособности, выстроим цикл установки как тепловой процесс (Рисунок 4.4) – (АВВГА), который проходит в диапазоне температур, что и воздух ($T_{эдк}$) эжектора и диффузор–конфузорный модуль, ($T_{се}$) – сепаратора и тогда определим:

$$H_1 - H_2 = T_{се} \times (C - S_3), \quad (4.49)$$

$$C = S_3 + \frac{H_1 - H_2}{T_{се}}. \quad (4.50)$$

Легко заметить, что реальный цикл изобразится в виде прямоугольника: линия 1, 2 – процесс изотермического расширения, во время которого эжектируется нагретый воздух, q_1 , измеряемое площадью АВВГА; ВВ – адиабатное расширение; ВГ – изотермическое сжатие, при котором отводится тепло q_2 ; 4, 1 – адиабата сжатия.

Количество тепла q_0 , перешедшее в полезную работу Q_{62} , изобразится площадью АВВГА, представляющей собой разность площадей АВС₃С₄А и площадью ГВС₃С₄Г. Термодинамический к.п.д. определяется как отношение площадей.

$$\eta_t = \frac{пл.АВВГА.}{пл.АВС_3С_4А} \quad (4.51)$$

Для определения площади минимального охлаждения воздуха в идеальном цикле используем рисунок 4.4:

$$a_{min} = АВВГА. \quad (4.52)$$

Определим потери работоспособности системы действующего цикла в установке по формуле:

$$A_{общ} = a_r - a_{min}, \quad (4.53)$$

где a_r – удельная энергия смеси при реальной работе, Дж/кг; a_{min} – удельная энергия смеси при минимальной работе, Дж/кг.

Определили, что удельная энергия является работой с минимальным КПД a_{min} , тогда:

$$A_{общ} = a_r - e_0; \quad (4.54)$$

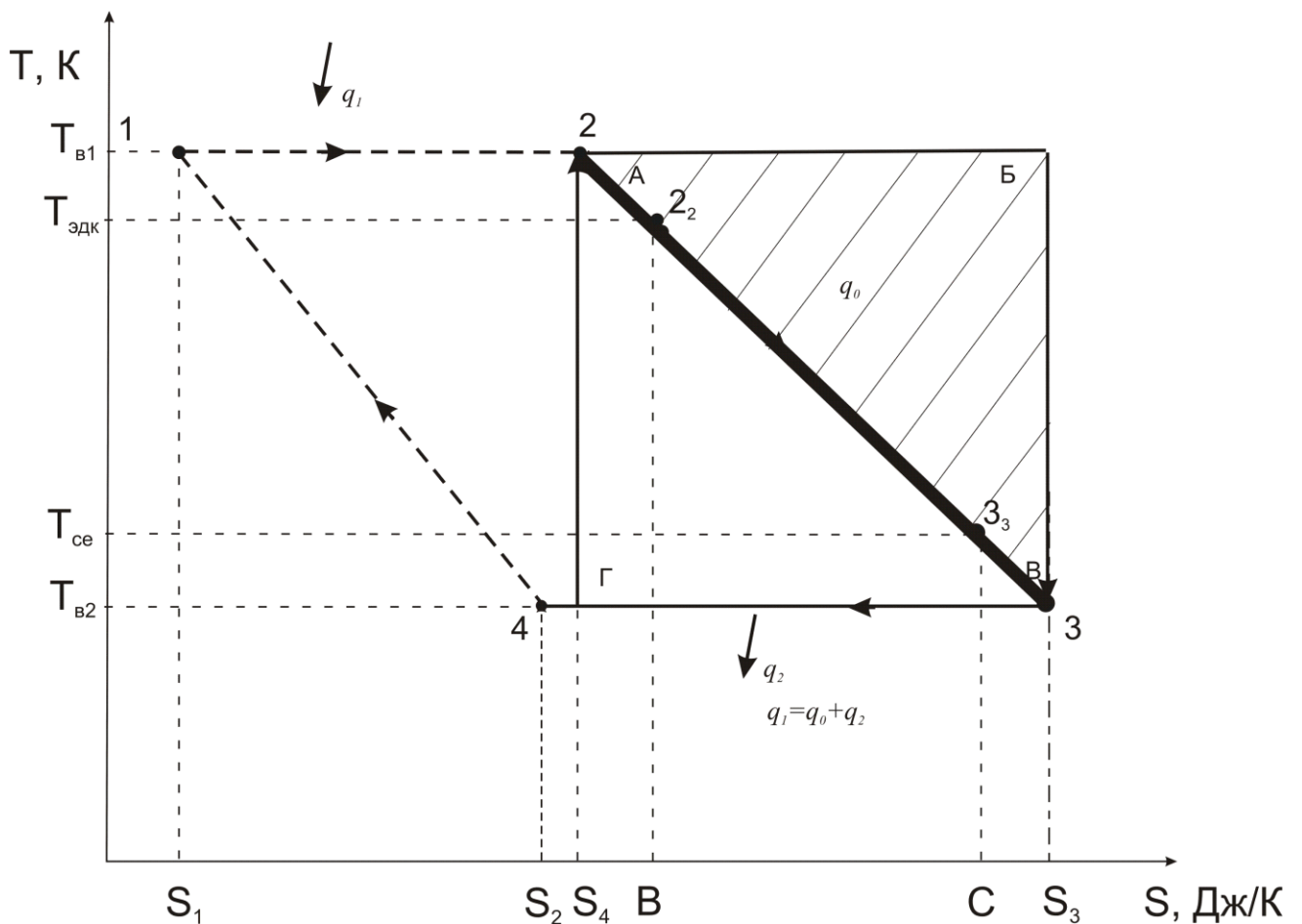


Рисунок 4.4 – Реальный гидро- и термодинамический цикл по сравнению с идеальным (цикл Карно) по ts – диаграмме.

$$e_0 = \left(\frac{T_{эдк}}{T_{се}} - 1 \right) \times q_0, \quad (4.55)$$

где q_0 – тепловое воздействие, обусловленное разностью температур воды и воздуха, Дж/(кг×К).

Чтобы определить, что процесс является необратимым, в каждом модуле установки используем результаты, приведённые на рисунке 4.4.

Первый модуль – смеситель с многокамерным эжектором, диспергируя охлаждённую воду, вызывает эжекцию нагретого воздуха, $i=1$. Второй – диффузор–конфузорный модуль, в котором происходит процесс вихревого смешивания капельной воды и нагретого воздуха с одновременным теплообменом, $i=2$. Третий модуль – сепаратор, в котором происходит разделение смеси, $i=3$. В этом модуле завершается процесс теплообмена.

В процессе эжекции нагретого воздуха в смеситель многокамерным эжектором диспергирующий воду (2–2₂), образовывается воздушно-капельная смесь, поступающая в диффузор–конфузорный модуль (2₂–3₃) и далее движется в сепаратор (3₃–3), где происходит изменение состояния термодинамической системы:

$$\Delta S_1 = T_{e1}$$

$$\Delta S_2 = S_2 - B; \quad E_2 = T_{\text{эдж}} (S_2 - B); \quad (4.56)$$

$$\Delta S_3 = B - C; \quad E_3 = (T_{\text{эдж}} - T_{ce}) (B - C); \quad (4.57)$$

$$\Delta S_4 = S_2 - C; \quad E_4 = (T_{\text{эдж}} - T_2) (S_2 - C). \quad (4.58)$$

Уравнение работы (взаимодействие) смеси при расширении в установке примет вид:

$$da_g = E_2 + E_3 + E_4 + e_0 \quad (4.59)$$

Определим коэффициент потерь работы системы для каждого элемента установки:

$$\Omega_{\text{э}} = \frac{\Delta S_{\text{э}}}{\Delta S_{\text{э}} + \Delta S_{\text{эдж}} + \Delta S_{ce}}; \quad (4.60)$$

$$\Omega_{\text{эдж}} = \frac{\Delta S_{\text{эдж}}}{\Delta S_{\text{э}} + \Delta S_{\text{эдж}} + \Delta S_{ce}}; \quad (4.61)$$

$$\Omega_{ce} = \frac{\Delta S_{ce}}{\Delta S_{\text{э}} + \Delta S_{\text{эдж}} + \Delta S_{ce}}; \quad (4.62)$$

где ΔS_3 – термодинамическое состояние (энтропия) в смесителе с многокамерным эжектором, Дж/(кг×К); ΔS_{dk} – термодинамическое состояние (энтропия) в диффузор–конфузорном модуле, Дж/(кг×К); ΔS_{ce} – термодинамическое состояние (энтропия) в сепараторе, Дж/(кг×К).

Вычислим термодинамический к.п.д. реального цикла по общему определению:

$$\eta_t = \frac{T_{e1} - T_{e2}}{T_{e1}}, \quad (4.63)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{e2}}{T_{e1}}. \quad (4.64)$$

Рассмотрим процесс теплообмена, происходящего в установке на основе теории, входящей в поиске единственно правильно определённой точки и более точное получим решение в виде параметрической связи [37, 38, 40, 41].

По анализу связанных между собой критериев тепло воздуха – эффективность – охрана труда, определим максимальные параметры при соответствующих двух минимальных соотношениях в виде алгоритма.

Для обеспечения снижения температуры рудничного воздуха, согласно нормам Охраны труда запишем выражение в виде:

$$OT(\Delta S_i T_{yc}) \neq OT(\Delta S'_i T_i), \quad (4.65)$$

где вносимые в установку энергии: в понимании охрана труда ($OT(E_3)$), и в части энергии, равной максимально полезной работе, которую может совершить термодинамическая система при переходе из одного состояния в состояние равновесия с окружающей средой (эксергическом) – (Q_8).

Тогда относительный баланс максимально полезной работы для установки составит:

$$Q_3 + Q_{dk} + Q_{ce} = Q_8 + Q_{dv}, \quad (4.66)$$

где потоки тепловой энергии: в смесителе с многокамерным эжектором (Q_{ε}), диффузор–конфузорном модуле ($Q_{ок}$) и сепараторе (Q_{ce}).

Необходимо привести коэффициенты, с безразмерными величинами, подводящие к оптимизации процесса [84]:

а) относительное преобразование максимально полезной работе, которую совершает термодинамическая система:

$$COP_{ex(Amax)} = \frac{(Q_{\varepsilon})}{(Q_{\delta\theta})}; \quad (4.67)$$

б) относительная стоимость элементов смеси:

$$COV_{\varepsilon} = \frac{(Q_{\delta\theta})}{(Q_{\varepsilon})}; \quad (4.68)$$

в) относительная эффективность мероприятий по охране труда, коэффициентом преобразования:

$$COE_{OT_{\varepsilon\phi}} = \frac{(W_A)}{(W_B)} . \quad (4.69)$$

В оценке стоимости рассмотренных характеристик, представленные выше, является важным для разработки технических требований к установке охлаждения воздуха ГДЭУ. Принимаем за основу обоснованный подход и результаты энергетической стоимости теплообмена воздушно-капельной смеси [42, 43].

Для определения теплообмена в установке воспользуемся циклом Карно:

$$\theta = 1 - \gamma_i, \quad (4.70)$$

где $\gamma_i = \frac{T_{yc}}{T_i}$ – показатель температуры элемента смеси (T_i) (относительный);

T_{yc} – температуры в установке, К; θ – температура в установке (окончание процесса), К.

Равенство максимально полезной работы в отношении оценки стоимости соотношение примет вид:

$$Q_i = Q_i \times \theta_i. \quad (4.71)$$

В работе [42] определено, что относительно минимальной стоимостью, обладают возобновляемые источники энергии (в диссертационном исследовании рассматривается шахтная очищенная вода).

В общей оценке стоимости принимаем стоимость энергоресурсов [43] и учитываем эксплуатационные затраты по каждому модулю установки в сборе.

Преобразуем уравнения (4.64–4.66) и безразмерные величины (4.67–4.69), запишем выражение в виде функции стоимости энергии, равной максимально полезной работы потока смеси, т.е.:

$$cov_{ex} = \frac{E_{ex}^{6x-6bx}}{E_{ex}^{\Sigma}}; \quad (4.72)$$

где E_{ex}^{6x-6bx} – тепловая энергия, использованная при теплообмене; E_{ex}^{Σ} – общий подвод охлаждающей воды к теплообменнику,

или

$$cov_{ex} = \frac{E_{ex}^{6x}}{E_{ex}^{\Sigma}} \times \frac{E_{ex}^{6bx}}{E_{ex}^{6x}}, \quad (4.73)$$

тогда

$$cov_{ex} = COP_{ex(Amax)} \times COV_{\Sigma}. \quad (4.74)$$

Анализируя $COP_{ex(Amax)}$ и COV_{Σ} отметим, что $COP_{ex(Amax)} > COV_{\Sigma}$, определили, что гидродинамический процесс установки можно разработать по минимальной размеру затрат. Это важно, потому что выбор режима подачи воды для эжекции тёплого воздуха многокамерным эжектором, а также разделение смеси в сепараторе непосредственно оказывает влияние на энергетические потери.

Рассмотрим анализ энергетических преобразований и потерь согласно представленного внедрения коэффициента преобразования, зависящий от перепада температуры воздуха на входе в смеситель и выходе из сепаратора T_6 .

На рисунке 4.5 показаны соотношения части тепловой энергии, равной максимально полезной работе совершаемая термодинамической системой, а также экономических зависимостей и принято наиболее приемлемое при температуре воды $T_{об} \approx 283-293\text{K}$.

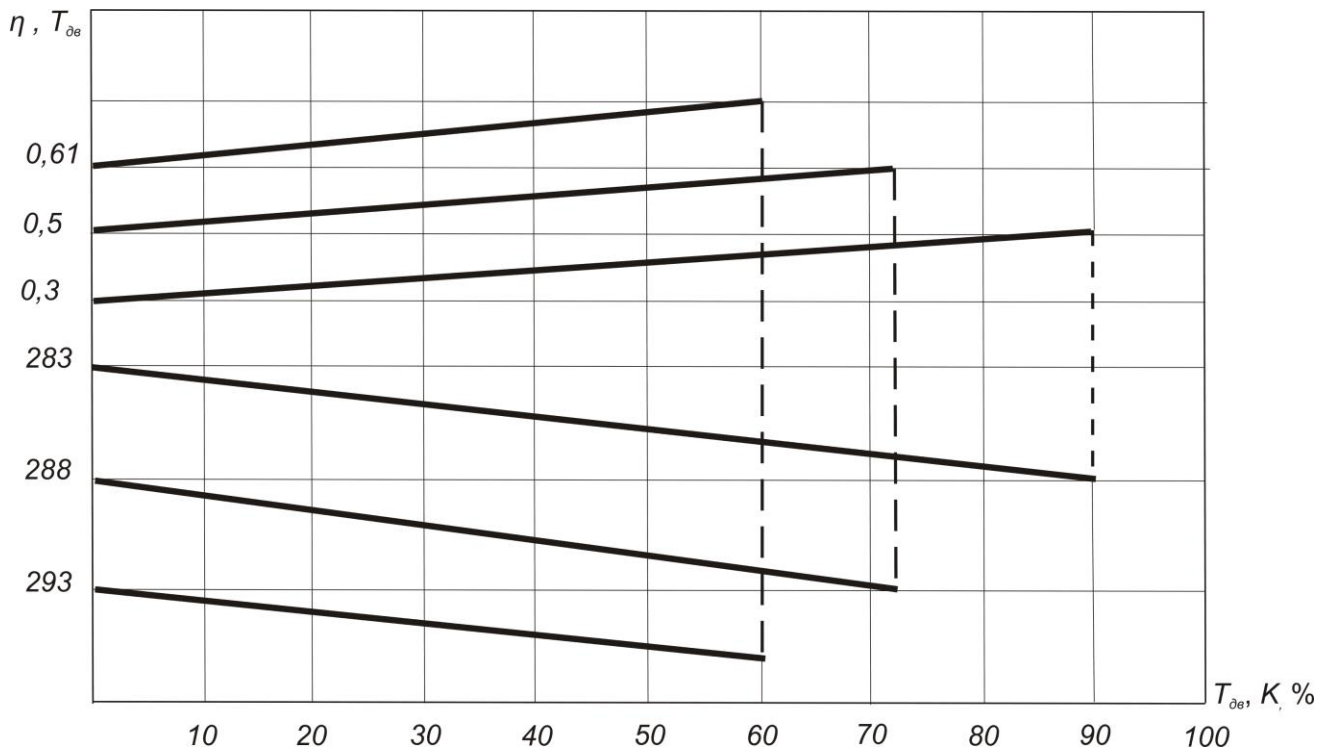


Рисунок 4.5 – Зависимости температуры и расхода воды от теплообмена смеси

Для мероприятий охраны труда горнорабочих по негативным факторам не нормативных температур рудничного воздуха является, снижение температуры воздуха, которая зависит от массообменного процесса при вентиляции.

С практической точки зрения энергопреобразующие возможности гидродинамического способа охлаждения рудничного воздуха ранее не учитывались в характеристиках их энергетической эффективности.

Для определения начального и конечного состояния термодинамической системы S рудничного воздуха воспользуемся данными, полученными в ходе лабораторного исследования, запишем уравнение для 1 кг воздуха:

$$S = R_g \times \frac{P}{P_0} - c_p \frac{273,15 + T_g}{273,15} + b(T_g - 273,15). \quad (4.75)$$

По термодинамическому процессу, происходящего в системе при постоянном давлении с постоянной массой воздуха, составим уравнение:

$$c_v \frac{T_{g1}}{T_{g2}} = S_{g1} - S_{g2} \quad (4.76)$$

где S_{g1} – энтропия на входе в установку, Дж/(кг×К); S_{g2} – энтропия на выходе из установки, Дж/(кг×К); c_v – теплоёмкость воздуха при постоянном объёме, Дж/(кг×К); T_{g1} – теплота воздуха на входе в установку, Дж/(кг×К); T_{g2} – теплота воздуха на выходе из установки, Дж/(кг×К).

По диаграмме (Рисунок 4.5) термодинамического процесса, во время которого удельная теплоёмкость воздуха останётся неизменной, определим изменение внутренней энергии смеси:

$$\Delta E_{вн} = (\Delta S_{g1} - \Delta S_{g2}) (T_{g1} - T_{g2}), \quad (4.77)$$

где $\Delta E_{вн}$ – изменение внутренней энергии воздуха, Дж/К; ΔS_{g1} – изменение энтропии воздуха в объёме, Дж/К; ΔS_{g2} – энтропия воздуха на выходе из процесса, Дж/К.

Определим относительный теплообмен воздуха со стенками установки:

$$q_g = (T_{g1} - T_{g2}) \Delta S_{g1-2}, \quad (4.78)$$

где q_g – относительный теплообмен воздуха со стенками установки.

В процессе эжекции воздуха диспергируемой водой энтропия уменьшается и это объясняется снижением теплосодержания воздуха.

Главной задачей анализа процесса гидроэжекции является образование смеси в установке и определение теплообмена между воздухом и дисперсной водой.

Для определения теплообмена воспользуемся соотношением снижения внутренней тепловой энергии воздуха при охлаждении:

$$dQ_e = (n - 1)(n - \gamma) \times 0,1, \quad (4.79)$$

где dQ_e – изменения внутренней тепловой энергии воздуха при охлаждении, Дж/(кг×К); n – показатель политропы воздуха (принимается равным показателю адиабаты, 1,4) (Приложение Е).

Для определения части теплоты расходуемой на реализацию внешней работы уравнение примет вид:

$$Q_\psi = 1 - dQ_e, \quad (4.80)$$

где Q_ψ – часть теплоты, расходуемой на свершение внешней работы, Дж/(кг×К).

Протекание теплообмена зависит от показателя удельной теплоёмкости воздуха остающейся неизменной n :

$$n = \left(\frac{P_1}{P_2}\right) \times \left(\frac{P_1 \times T_{e1}}{P_2 \times T_{e2}}\right) \times 0,1, \quad (4.81)$$

Уравнение (4.81) показывает температуру диспергируемой воды при смешении с воздухом, имеет меньшую температуру, то воздух охлаждается со снижением влагосодержания и тепловой энергии. Охлаждение воздуха объясняется непрерывным теплообменом с водой, имеющей температуру значительно ниже по отношению к теплосодержанию воздуха и давление значительно

больше, по отношению к давлению насыщенных паров воды, что и способствует конденсации влаги из воздуха с частью теплоты.

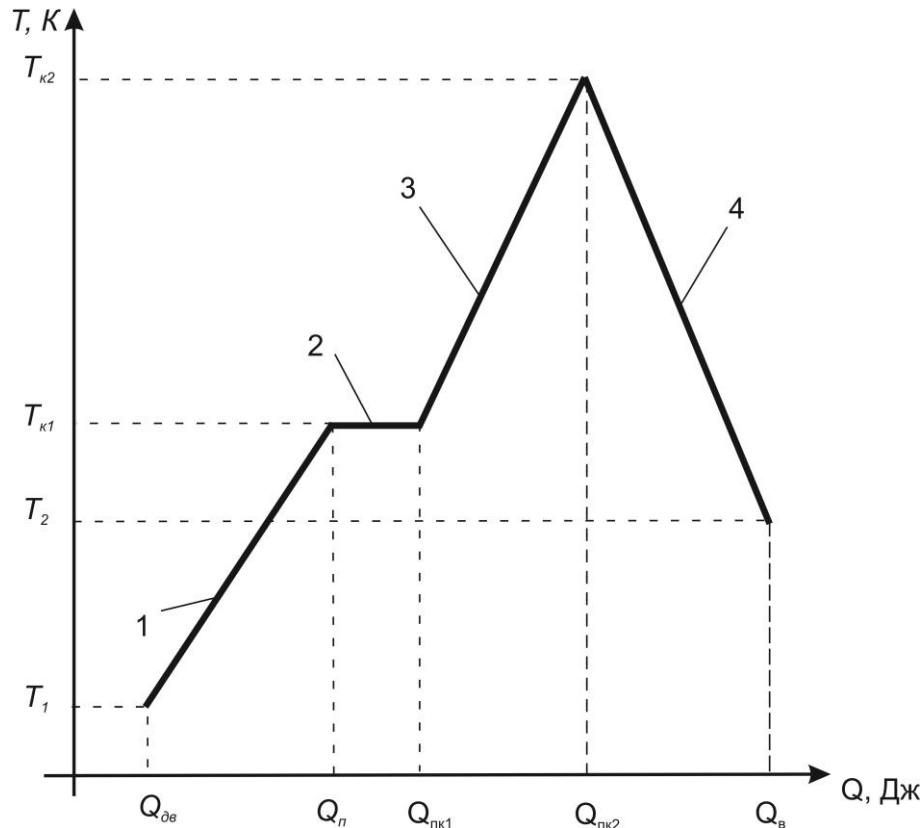


Рисунок 4.6 – Зависимость температуры системы «капли воды – нагретый воздух» от отбора тепла водой при конденсации паров воды из воздуха:

1 – диспергирование воды; 2 – эжекция воздуха; 3 – конденсация водяных паров; 4 – охлаждение сухой части воздуха; $T_{к1}$ – температура капель (начало теплообмена); $T_{к2}$ – температура капель воды с отбором тепла из воздуха; T_1 – начальная температура воздуха; T_2 – температура охлаждённого воздуха.

На диаграмме (Рисунок 4.6) показан процесс охлаждения воздуха, разделённого на сухую часть и пара воды (влажностенержания) для которой составим уравнение теплового баланса:

$$Q_{дв} = Q_n + Q_{пк1} + Q_{пк2} + Q_в, \quad (4.82)$$

где $Q_{дв}$ – теплосодержание воды в начале процесса, Дж/(кг×К); Q_n – теплосодержание влажного воздуха, Дж/(кг×К); $Q_{пк1}$ – количество теплоты при конден-

сации влаги из воздуха, Дж/(кг×К); $Q_{нк2}$ – количество теплоты по окончанию конденсации влаги из воздуха, Дж/(кг×К); $Q_в$ – теплосодержание воздуха по окончанию процесса, Дж/(кг×К).

Эффективность гидродинамического процесса, заключается в механической подаче воды и дробление на мелкодисперсные капли многокамерным эжектором в ГДЭУ является КПД к затраченной энергии эжектируемого теплового воздуха:

$$\eta_{Э} = \frac{P_{дв}}{З_в}, \quad (4.83)$$

при

$$P_{дв} = \rho_{дв} G_{дв} \times (U_{дв}^2 + gP_{дв}); \quad (4.84)$$

$$З_в = \frac{\rho_в G_в R_в}{q-1} \times (T_{в1} - T_{в2}). \quad (4.85)$$

где $P_{дв}$ – полезная энергия, отданная воде, Дж/(кг×К); $З_в$ – затраченная энергия воздуха, Дж/(кг×К); $\rho_{дв}$ – плотность воды, кг/м³; $G_{дв}$ – объёмный расход воды, кг/с; g – ускорение силы тяжести 9,81, м/с²; $P_{дв}$ – давление воды при подаче в установку (многокамерный эжектор), МПа; $U_{дв}^2$ – средняя скорость капель воды, определяющая скорость потока смеси в диффузор–конфузорном смесителе, м/с; $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м³; $G_в$ – объёмный расход воздуха, охлаждаемого в установке, кг/с; $R_в$ – газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг×К), $R_в = N_A k$; постоянная Авогадро ($N_A = 6,0221415(10) \times 10^{23}$ моль) и постоянная Больцмана ($k = 1,3806505(24) \times 10^{-23}$, Дж/К); $T_{в2}$ – температура воздуха на выходе из ГДЭУ, К; $T_{в1}$ – температура воздуха на входе в ГДЭУ, К.

4.5 Шахтные испытания установки и её техническая характеристика

Для подтверждения результатов экспериментальных исследований в лабораторных условиях гидродинамическая эжекторная установка прошла опытно-промышленные испытания в условиях шахты им. А. Стаханова

ГП «Красноармейскуголь». Испытания проведены в зоне конвейерного пересыпа горной массы на горизонте 995 м участка УКГ. При этом использован многокамерный эжектор (Рисунок 4.7).



Рисунок 4.7 – Многокамерный эжектор

1. Для обеспечения требуемой объёмной производительности установки охлаждения рудничного воздуха в конкретных условиях локальной зоны горной выработки необходимо реализовать предложение автора работы о батарейной компоновке эжекторных модулей, что сделает установку мобильной с возможным расположением её на шасси шахтной вагонетки.

2. Для охраны труда горнорабочих по качеству рудничного воздуха очень важным является универсальность эжекторной установки, которая позволит комплексно охлаждать воздух и одновременно очищать её от пыли. Поэтому необходимо дальнейшие исследования в этом направлении, основой для которых могут стать результаты проведённых опытно-промышленных испытанной эжекторной установки.

Для более существенного снижения температуры рудничного воздуха в установке можно использовать два варианта: увеличить количество параллельно расположенных эжекторов или применить теплообменные аппараты.

В первом случае произойдет снижение давления на выходе из установки, а разница температур может быть недостаточным при минимальном их количестве.

Во втором случае задача состоит в том, чтобы при минимальных габаритах и массе теплообменника получить максимально развитую поверхность теплообмена и максимальный градиент температур на входе и выходе.

Этим условиям в большей степени отвечают пластинчатые теплообменники.

Они представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью. Их разделяют по степени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные).

Наиболее широко применяют разборные пластинчатые теплообменники (ТПР), в которых пластины отделены одна от другой прокладками. Общий вид и устройство одного из моделей теплообменника приведен на рисунках 4.8 и 4.9.

Монтаж и демонтаж этих аппаратов осуществляют достаточно быстро, очистка теплообменных поверхностей требует незначительных затрат труда.

Основные размеры и параметры наиболее распространенных в промышленности пластинчатых теплообменников определены ГОСТ 15518-87 [106]. Их изготавливают с поверхностью теплообмена от 2 до 600м² в зависимости от типоразмера пластин; эти теплообменники используют при давлении до 1,6МПа и температуре рабочих сред от -30 до +180°С для реализации теплообмена между жидкостями и парами (газами) в качестве холодильников, подогревателей и конденсаторов.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с загрязненными рабочими средами при размере твердых включений не более 4мм.

Разборные пластинчатые теплообменники изготавливают в пяти исполнениях, в том числе на консольной раме (исполнение 1), на двухопорной раме (исполнение 2), на трёхопорной раме (исполнение 3).



Рисунок 4.8 – Общий вид плоского разборного теплообменника

Разборный пластинчатый теплообменник состоит из ряда теплообменных пластин 4, размещенных на верхней и нижней горизонтальных штангах 3.

Концы штанг закреплены в неподвижной плите 2 и на стойке 7 Нажимной плитой 11 и винтом 8 пластины сжимаются, образуя теплообменную секцию.

Теплообменные пластины имеют четыре проходных отверстия (а, б, в, г), которые образуют две изолированные одна от другой системы каналов. Для уплотнения пластин и каналов имеются резиновые прокладки. Прокладка 6 уложена в паз по контуру пластины и охватывает два отверстия на пластине, через которые происходят приток и вывод теплоносителя в канал между смежными пластинами, а прокладки 5 герметизируют два других отверстия на пластине. Для ввода теплоносителей в аппарат и вывода из него предназначены штуцера 1, 9, 10, 12, расположенные на неподвижной и подвижной плитах.

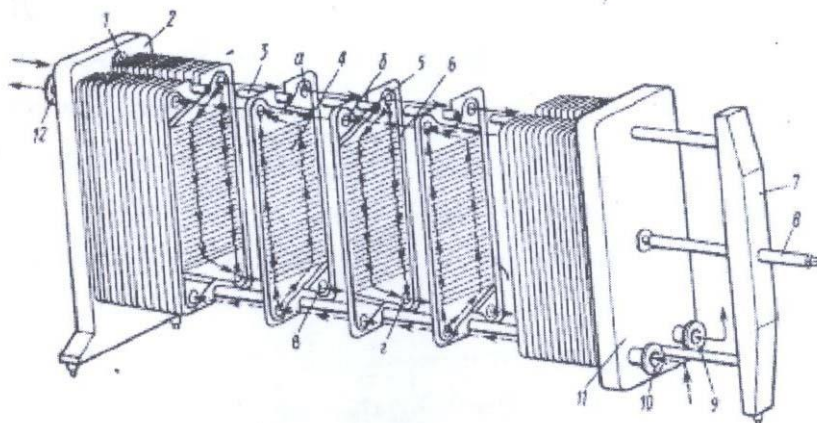


Рисунок 4.9 – Разборный пластинчатый теплообменник:

1, 9, 10, 12 – штуцера; 2 – неподвижная плита; 3 – верхние и нижние горизонтальные штанги; 4 – теплообменные пластины; 5 – прокладки; 6 – ребра; 7 – стойка; 8 – движение потока рабочего тела; 11 – пластина.

Серийно выпускаемые пластинчатые теплообменники комплектуют пластинами, штампованными из листового металла толщиной 1мм. Гофры пластин обычно имеют в сечении профиль равностороннего треугольника высотой 4...7 мм и основанием длиной 14...30мм (для вязких жидкостей до 75мм). Материал пластин - оцинкованная или коррозионно-стойкая сталь, алюминий. К недостаткам пластинчатых теплообменников следует отнести невозможность использования их при давлении более 1,6МПа.

При массе теплообменника около 40 кг градиент температур воды может составить не менее, чем на 9,0°С, то есть при температуре воды, подаваемой из пожарно-оросительного трубопровода 20,0°С, на входе в установку она охладится – на 11,0°С. При этом температура наружной поверхности теплообменника не должна превышать 40,0°С.

Приобрести такой теплообменник можно в Украине и России.

На основании результатов теории и экспериментальных исследований разработана номограмма (Рисунок 4.10) для определения температуры воздуха $t_{\text{в}}^{\circ}$ на выходе из установки в зависимости от начальной температуры и воды $t_{\text{дв}}^{\circ}$.

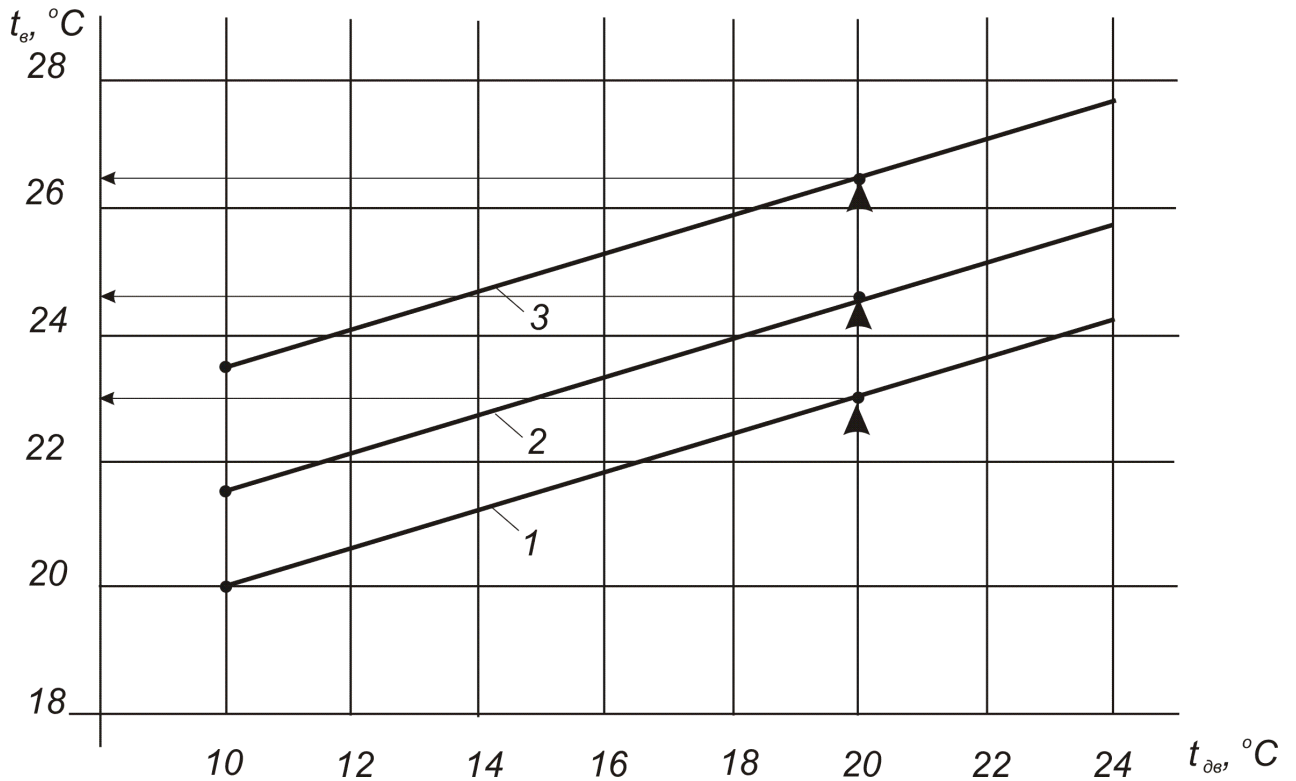


Рисунок 4.10 – Номограмма для определения температуры воздуха на выходе из гидродинамической эжекторной установки в зависимости от начальной температуры $t_{в}^0$ и температуры воды на выходе из теплообменника: 1, 2, 3 – $t_n = 30, 35, 40^{\circ}\text{C}$ соответственно.

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований получена техническая характеристика гидродинамической эжекторной установки (ГДЭУ) (Таблица 4.1) (Приложение Л).

Таблица 4.1 – Техническая характеристика гидродинамической эжекторной установки (ГДЭУ)

Наименование показателей	Значение показателя
Температура воздуха на выходе, °C при температуре рудничного воздуха 35,0°C, расход воды 0,2л/с, давление 0,6МПа, температура воды 12,0 °C	26,0
Скорость движения воздуха на выходе, м/с	1,3
Время подготовки к работе, с	60
Длина снижения температуры горной выработки, не менее. м	3
Масса, не более кг	90
Габаритные размеры (без теплообменника), мм, не более: смеситель/ диффузор–конфузорный модуль/ сепаратор	5000 800/1200- 500/1000

Установка будет эффективно использована в локальных зонах глубоких шахт на вентиляционных штреках, примыкающих к лавам; воздухоподающих

выработках; пунктах погрузки горной массы в районах опрокидывателей и сопряжений с уклонами и бремсбергами; призабойных участках подготовительных выработок; конвейерных выработках и др., где температура превышает установленные Правилами безопасности и Санитарными нормами.

Выводы к разделу 4

1. Получены зависимости, описывающие изменения параметров потока температуры и давления, плотности воздушно-капельной смеси при переходах из диффузора в конфузор:

а) в диффузор–конфузорной камере, происходит замедление движения смеси, т.к. $\frac{dF}{dx} > 0$; $\frac{dU}{dx} < 0$;

б) на выходе из диффузор–конфузорной камеры скорость смеси увеличивается, т.к.: $\frac{dF}{dx} < 0$; $\frac{dU}{dx} > 0$;

в) давления смеси в диффузоре возрастает, а давление на выходе из конфузора снижается $\frac{dF}{dx} > 0$; $\frac{dp}{dx} > 0$ и $\frac{dF}{dx} < 0$; $\frac{dp}{dx} < 0$.

2. Полученные функциональные соотношения позволили определить параметры диффузор–конфузорного смесителя и сепараторной камеры.

3. Удовлетворительное совпадение расчётных результатов теории по давлению в сепараторной камере с данными, полученными при лабораторных исследованиях, подтверждает приемлемость предложенного способа гидродинамического охладителя воздуха, удовлетворяющего реальным условиям эксплуатации в локальных зонах горных выработках.

4. Проведены опытно-промышленные испытания гидродинамической эжекторной установки, на основании результатов которых с использованием плоского разборного теплообменника с градиентом температуры не менее 9,0°С, массой не более 40,0кг, получена техническая характеристика установки.

5. Получены зависимости для определения энергетических, технических и установки охлаждения рудничного воздуха, обеспечивающие защиту горнора-

бочих от пагубного влияния выше нормируемых температур при проведении работ в локальных зонах горных выработок угольных шахт.

6. Энергетические и технические решения по охлаждению рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок шахт могут быть основаны на энергетических оценках конструктивного совершенства установки, в частности на особенностях многокамерного эжектора, диффузор–конфузорного смесителя и дискового сепаратора.

7. Обоснован способ и конструктивные компоновки составных частей установки ГДЭУ от многокамерного эжектора до сепаратора для охлаждения рудничного воздуха мелкодисперсной водой, при этом установлено, что она обладает минимальными энергетическими затратами для охлаждения рудничного воздуха.

8. Внедрение результатов работы позволили получить социальный и условный экономический эффект.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научно-исследовательской работой, в которой дано новое решение актуальной научной задачи установления закономерностей теплообменных процессов при диспергировании шахтной технической воды в гидродинамической эжекторной установке для обоснования параметров способа охлаждения на основе гидроэжекции, использование которого обеспечивает снижение температуры рудничного воздуха в локальной зоне горной выработки до нормированных условий труда по температурному фактору.

Основные выводы, научные и практические результаты работы:

1. Установлено, что при параметрах гидродинамической эжекторной установки, в которой диффузор–конфузорный смеситель выполнен с диаметрами 1,2 и 0,5 м соответственно, углом раскрытия не более $6...8^\circ$, диаметром дискового центробежного сепаратора 1,0 м и общей длиной установки не более 5 м и температуре воды на входе $(11,0...12,0)^\circ\text{C}$ обеспечивает снижение температуры рудничного воздуха на $(9,0...8,0)^\circ\text{C}$. Это позволит повысить безопасность и производительность труда горнорабочих в условиях повышенных температур рудничного воздуха.

2. Установлено, что эффективность использования воды зависит от соотношения геометрических размеров конструктивных элементов установки, обуславливающих её охлаждающую способность, что в свою очередь позволяет оценить уровень её конструктивного совершенства с учётом особенностей процессов, протекающих в многокамерном эжекторе, диффузор–конфузорном смесителе и дисковом центробежном сепараторе.

3. Обоснован способ снижения температуры рудничного воздуха в локальных зонах выработок глубоких шахт, заключается в учёте взаимодействия воды и воздуха в диффузор–конфузорном смесителе, динамического кругового движения потока воздушно-капельной смеси в дисковом центробежном сепараторе.

4. Разработана физическая модель теплообменных и гидравлических процессов, протекающих в эжекторной установке, отличающаяся учётом её геометрических параметров и позволяющая оценить взаимосвязь, основных физических характеристик воды, воздуха и их смеси на входе и на выходе из установки.

5. Раскрыт механизм теплообменных и гидравлических процессов при охлаждении рудничного воздуха ($t_{в0}=35,0^{\circ}\text{C}$) дисперсной водой (не более $t_{дв0}=20,0^{\circ}\text{C}$), заключающийся в перемешивании взаимодействующих фаз в диффузор–конфузорном смесителе, гидродинамическом вращательном движении потока в сепараторе с образованием воздушно-капельной смеси, плотность которой обратно пропорциональна ее скорости.

6. Разработаны технические требования, регламентирующие параметры конструкции установки на основе многокамерного эжектора, диффузор–конфузорного смесителя–теплообменника и центробежного сепаратора для охлаждения воздуха в локальной зоне горных выработок глубоких шахт, что позволит повысить безопасность и производительность труда горнорабочих в условиях повышенных температур рудничного воздуха.

7. Методика расчётов охлаждения рудничного воздуха, содержащаяся в диссертационной работе, использована ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет» при выполнении плановой научно-исследовательской работы для создания новой научно-технической продукции.

8. Разделы III и IV диссертации использованы в учебном процессе ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет» для профессиональной подготовки бакалавров и магистров при изучении дисциплин «Охрана труда в горной промышленности», «Аэрология шахт» и «Термодинамика».

9. Внедрение результатов работы позволили получить социальный и условный экономический эффект.

Развитие научных исследований должно быть направлено на изучение эжекции воздуха диспергируемой водой применительно к технологическим схемам для расчётов гидродинамических охладителей рудничного воздуха в конкретных горно-геологических условиях выработок шахт, а также использования теплообменников, обеспечивающих повышение безопасности и производительности труда горнорабочих.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мартынов, А.А. Кондиционирование воздуха в действующих глубоких шахтах / А.А. Мартынов, С.Г. Лунев, А.К. Яковенко, В.И. Солдатов, А.С. Розенберг // Уголь Украины. Безопасность труда. – № 5. – 2002. – С. 44.
2. Борзенко, И.М. Адаптация, прогнозирование и выбор решений в алгоритмах управления технологическими объектами / И.М. Борзенко // – М.: Энергоатомиздат. – 1984. – 303 с.
3. Научно-техническая работа (НТР) Д 11-16 (инв. №2784810576) на создание научно-технической продукции "Научно-техническое обоснование эффективного пылеулавливания в условиях ТЭС с применением пенообразователей серии "Рауан". Заказчик – ТОО "Рауан" (г. Атырау, Республика Казахстан). Исполнитель – ГВУЗ "Донецкий Национальный Технический Университет" (г. Донецк, Украина). – 01.12.2011 г.
4. Сургай, М.С. Угольная промышленность Украины: Проблемы и направления развития / М.С. Сургай, Г.Г. Пивняк // Вести академии инженерных наук Украины. – 1994. – №1. – С. 109–110.
5. Прогнозирование и нормализация тепловых условий в угольных шахтах: СОУ-Н 10.1.00174088.027:2011. – [Действующий от 2011-08-12]. – К.: СТАНДАРТ МИНЭНЕРГОУГОЛЬ УКРАИНЫ. Киев – 2011. – 188 с. – (Национальный стандарт Украины).
6. Правила безопасности в угольных шахтах. Государственный Комитет горного и технического надзора ДНР и Министерства угля и Энергетики ДНР от 18.04.2016 г. №36/208. – С. 12–13.
7. Матрицы: Основные определения и понятия. - 2015. [электронный ресурс]: Pentium-266; 32 Mb RAM; CD-ROM Windows 98/2000/NT/XP. – Название с титульного экрана – www/webmath.ru/poleznoe/formules_6_1.php.
8. Государственное предприятие научно-исследовательский институт медико-экологических проблем Донбасса и угольной промышленности [Текст]. Медицинская технология после переменной реабилитации, диспансеризации и

лечение работников угольной промышленности (медицинские рекомендации) – Донецк. – 2005. – С. 4–10.

9. Осипова, В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова // М.: Энергия. – 1969. – 392 с.

10. Кудинов, Ю.В. Влияние действующей водяной форсуночной завесы на движение воздушного потока / Ю.В. Кудинов, В.И. Стикачёв // Тезисы докладов на Всесоюзной конференции молодых учёных по безопасности труда в горной промышленности // Макеевка-Донбасс – МакНИИ. – 1970. – вып. №2. – С. 126–128.

11. Семерак, Ф.В. Задача теплопроводности для бесконечной пластинки с иногородним прямоугольным включением / Ф.В. Семерак, М.М. Семерак // ИФЖ. – 1980. – Том 39. – №3. – С. 542–543.

12. Венгеров, И.Р. Теплоперенос в горных выработках. Тепловой режим горных выработок / И.Р. Венгеров // Теплофизика шахт и рудников. – Донецк. – 2008. – Том 1. – 336 с.

13. Алабьев, В.Р. Способы и средства нормализации тепловых условий в лавах и тупиковых подготовительных выработках глубоких шахт Донбасса / В.Р. Алабьев, А.А. Климов // Научно практическая конференция «Пути повышения безопасности горных работ в угольной отрасли». – Макеевка.: МакНИИ. – 2004. – С. 260–262.

14. Борович, З.И. Действия над матрицами / З.И. Борович // Определители и матрицы. Изд. «Наука». – г. Москва. – 1970. – С. 102–119.

15. Угинчус, А. А. Важнейшие физические свойства капельной воды / А. А. Угинчус // Гидравлика, гидравлические машины и основы сельскохозяйственного водоснабжения. – МАШГИЗ. – Киев-Москва. – 1957. – С. 12–17.

16. Чернобыльский, Н.И. Сравнительный анализ систем кондиционирования воздуха в глубоких шахтах Донбасса / Н.И. Чернобыльский, О.А. Кремнев // Труды ИТЭ АН УССР. – 1952. – № 8. – 127 с.

17. Кузин, В.А. Исследование процессов тепло- и массообменной в участковых выработках при кондиционирования воздуха и разработка оптимальных

параметров местной схемы охлаждения для шахт Донецко-Макеевского района Донбасса: автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук: 05.26.01 / Виктор Анатольевич Кузин.– Макеевка-Донбасс. – 1973. –137 с.

18. Кремнев, О.А. Выбор типовых установок для охлаждения воздуха в глубоких шахтах Донбасса. / О.А. Кремнев // Труды семинара по горной тепло-технике.– 1958. – № 1. – С. 37–45.

19. Щербань, А.Н. Научные основы расчёта и регулирование теплового режима глубоких шахт / А.Н. Щербань, О.А. Кремнев // АН УССР. – 1969.– Том 1. – 345 с.

20. Щербань, А.Н. Научные основы расчета и регулирование теплового режима глубоких шахт / А.Н. Щербань, О.А. Кремнев // АН УССР. — 1960.- Том 2.– 383 с.

21. Пат. 16953 Украина, МПК F04F5/16. Эжектор / Гого В.Б., Малеев В.Б.; заявитель и собственник патента ГВНЗ ДНТУ. – заявл. 10.11.05.; Опубл. 15.09.06, Бюл. №9.

22. Дядькин, Ю.Д. Рациональный режим охлаждения рудничного воздуха [Текст] / Ю.Д. Дядькин // Записки ЯГИ. — 1959. – Т. № 38.– 483 с.

23. Стикачёв, В.И. Изучение влияния распыляемой воды на атмосферу выработок / В.И. Стикачёв, Ю.В. Кудинов // Техника безопасности, охрана труда и горноспасательное дело.; Москва. – Рефератный сборник – 1970. - №2(32) – С. 11–12.

24. Студенский, Р. Влияние температуры воздуха на несчастные случаи/ Р. Студенский // Горная промышленность. – 1980. – №12. – С. 606–610.

25. Хохотва, Н.Н. Шахтные экспериментальные исследования центральной групповой местной и ступенчатой схем охлаждения рудничного воздуха в глубоких шахтах Донбасса / Н.Н. Хохотва, А.Е. Довгий, С.Ф. Бодня; Технический отчёт – Макеевка: – 1968. – № 14, 188 с.

26. Нестеренко, А.В. Методы охлаждения и нагревания, осушение и увлажнение воздуха, используемые в технике кондиционирования /

А.В.Нестеренко // Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. – Высшая школа. – 1971. – №3. – С. 130–246.

27. Промышленные холодильные устройства. Холодильные машины для заводов горной промышленности. Проспект – 6 с.

28. Исследование способов и средств регулирования тепловых условий в тупиковых забоях при шахтном строительстве [Текст]. / Н.Н. Хохотва, С.Ф. Бодня, А.К. Яковенко // Разработать рекомендации по предотвращению выбросов угля и газа и кондиционирование воздуха в период строительства шахты «Шахтёрская – Глубокая – Отчёт по теме № 1105а – Макеевка-Донбасс. – 1973. – Часть № 2.– С. 75–104.

29. Хохотва, Н.Н. Адиабатическое охлаждение воздуха в тупиковых забоях при строительстве шахт [Текст] / Н.Н. Хохотва, А.К. Яковенко., А.И. Животов // Шахтное строительство. – М.: Недра. – 1974. – № 11. – С. 14–15.

30. Макаров, Е.Г. Инженерные расчёты в Mathcad / Е.Г. Макаров // СПб.: Питер. – 2005. – 448 с.

31. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник/ [Под общ. ред. В. А. Григорьева]. – М.: Энергоиздат. – 1982. – 512 с.

32. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник / [Под общ. ред. В.А. Григорьев, В.М. Зорин]. – М.: Энергоатомиздат. – 1991. – 588 с.

33. Шахтные экспериментальные исследования центральной, групповой, местной и ступенчатой схем охлаждения рудничного воздуха в глубоких шахтах Донбасса / Руководитель Н.Н. Хохотва // Отчет о НИР Тема №14 – Макеевка.: МакНИИ. – 1968. – 192 с.

34. Амелин, А.Г. Теоретические основы образования тумана при конденсации пара / А.Г. Амелин - М.: Химия. – 1972. – 110 с.

35. Пат. 80139 Украина, МПК E21F 5/20 (2006.01). Эжекторный пылеулавитель. / Тишин Р.А., Булгаков Ю.Ф., Гого В.Б., Попов О.О., Никифоров М.О.; Зарегистрировано в Государственном реестре патентов

Украины на полезную модель 13.05.2013; собственник патента Государственное высшее образовательное учреждение ДонНТУ; заявл. 17.12.2012, Бюл. №9.

36. Степанов, В.С. Химическая энергия и эксергия веществ / В.С. Степанов – Наука. Новосибирск: – 1985. – 315 с.

37. Броднянский, В.М. Эксергический метод термодинамического анализа / В.М. Броднянский – М. Энергия. – 1973. – 288 с.

38. Литовский, Е.И. Потоки энергии и эксергии / Е.И. Литовский – М. Наука. – 1988. – 144 с.

39. Журбенко, И.Г. Стохастическое моделирование процессов / И.Г. Журбенко, И.Д. Кожевникова. – М. МГУ. – 1990. – 148 с.

40. Григорьев, В.А. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьев, В.М. Зорин. – М. Энергоатомиздат. – 1991. – 88 с.

41. Сейдж, Б.Х. Термодинамика многокомпонентных систем / Б.Х. Сейдж. – М. Недра. – 1969. – 582 с.

42. Цирлин, А.М. Оптимальное управление технологическими процессами / А.М. Цирлин. // – М. Энергоатомиздат. – 1986. – 311 с.

43. Долинского, А.А. Эксергический расчёт технических систем. Справочное пособие / Под ред. А.А. Долинского. – К. Наукова думка. – 1991.– 360 с.

44. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика / Н.Я. Фабрикант. – М.: Наука. – 1964 – С. 25-27.

45. Сергеев, В.А. Обоснование направлений совершенствования средств автоматизации процессов горного производства на основе анализа смертельного травматизма / В.А. Сергеев. – Научные труды Донецкого национального технического университета. – 2013. – №2 (26). – С. 229–233.

46. Информация о травматизме на предприятиях Минэнергоуголь [электронный ресурс]: Минэнергоугля – Системные требования: Pentium–266; 32 Mb RAM; Windows 98/2000/NT/XP.– Название с титульного экрана.

47. Украинская техника для угольных шахт. Каталог. Под общей редакцией В.В. Косарева – Донецк: АСТРО. – 2008. – 121 с.

48. Проспект кондиционеров шахтного исполнения фирмы WAT. – 5 с.
49. Кузнецов, И.И. Кондиционирование воздуха в шахтах и подземных рудниках за рубежом. / И.И. Кузнецов, В.В. Балашов. – Горная металлургия. – 1987. – №16. – С. 2–19.
50. Тимонс, Е. Модификация холодильной техники /Е. Тимонс, Дж. Даниель// – Технический промежуточный отчет. – 1981. – № 114. – С. 72–73.
51. Бойко, О.А. Предварительная оценка притока тепла массива горных пород в выработку и способы его сокращения для нормализации микроклимата глубоких шахт Донбасса / О.А. Бойко, В.А.Бойко. – Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 4.– С. 98 – 105.
52. Воропаев, А.Ф. Способы и средства искусственного охлаждения рудничного воздуха / А.Ф. Воропаев. – Тепловое кондиционирование рудничного воздуха в глубоких шахтах. – М.: «Недра». – 1979. – 192 с.
53. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел // Гидромеханический расчёт теплообменных аппаратов. – М.: «Энергоиздат». – 1981. – 390–402 с.
54. Гого, В.Б. Развитие научных основ и совершенствование средств гидрообеспыливания для улучшения условий труда в угольных шахтах. Автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук. – Макеевка. – 2009. – 36 с.
55. Прохоров, В.И. Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами [Текст] / В.И.Прохоров. – Москва. Стройиздат. – 1980. – С. 72–83.
56. Машина для охлаждения воздуха КПШ 130-2-0: ТУ УЗ.21-00217863-004-95. Технические условия.
57. Кондиционер передвижной шахтный КПШ 300. Технические условия: ТУ У 29.2-00217863.2007.
58. Воздухоохладители шахтные ОВ-190Ш, ОВ-190ШР. Технические условия: ТУУ 29.2-00217863-038-2004.

59. Воздухоохладитель ВТВ-200-0. Руководство по эксплуатации ВТВ-200-01.00.00.000РЭ.

60. Техническая характеристика комплекса шахтного холодильного оборудования на базе машины МХРВ-1-У5: ТУ 29.2-00217863-040-2004.

61. Рейтер, Э. Оросительные воздухоохладители как альтернатива воздухоохладителям с непрямым теплообменом при решении задач нормализации тепловых условий в подземных выработках / Э. Рейтер, Ю. Укру. – «Глюкауф». – 1986. – № 21. – С. 12–17.

62. Брюханов, А.М. Основные направления повышения безопасности в угольной промышленности Украины / А.М. Брюханов. – Уголь Украины. – 2006. – №2. – С. 20–22.

63. Кузин, В.А. Прогнозирование температурных условий в глубоких шахтах / В.А. Кузин, Н.Н. Хохотва, А.К. Яковенко.; Уголь Украины. – 1981. – № 6 – С. 33–37.

64. Кузин, В.А. Тепловые условия в лавах с высокими нагрузками на забой / В.А. Кузин, А.К. Яковенко, С.Ф. Бодня, А.И. Животов.; Охлаждения воздуха в угольных шахтах. – МакНИИ, Макеевка – 1975. – №4. – С. 30–34.

65. Кремнев, О.А. Тепло- и массообмен в горном массиве и подземных сооружениях / О.А. Кремнев, В.Я. Журавленко // Научная мысль. – Киев – 1986.- 339 с.

66. Рой Дж. Доссат Основы холодильной техники. / Рой Дж. Доссат // Лёгкая пищевая промышленность. – Москва – 1984. – 519 с.

67. Алабьев, В.Р. Рациональные по тепловому фактору горно-технические параметры отработки выемочных участков глубоких шахт на крутых пластах [Текст]: автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук: 05.26.01 / Алабьев Вадим Рудольфович. – Макеевка-Донбасс.- 1997. – 25с.

68. Алабьев, В.Р. Прогнозирование температурных условий в угольных шахтах. Программа теплового расчёта выемочных участков шахт, разрабаты-

вающих пологие пласты. / В.Р. Алабьев, В.А. Кузин: МакНИИ. – Макеевка-Донбасс. – 1998.

69. Стикачѳв, В.И. Изучение влияния распыляемой воды на атмосферу выработок / В.И. Стикачѳв, Ю.В. Кудинов. Техника безопасности, охрана труда и горноспасательное дело. – 1970. – №2. – С. 11–12.

70. Стикачѳв, В.И. Новый способ определения дисперсности частиц аэрозоля воды. Безопасность взрывных работ проветривания в угольных шахтах./ В.И. Стикачѳв, П.А. Воронин. – МакНИИ: сборник научных трудов. – Макеевка-Донбасс. – 1983. – С. 6–9.

71. Хохотва, Н.Н. Адиабатическое снижение температуры воздуха/ Н.Н. Хохотва, А.К. Яковенко.; Кондиционирование рудничного воздуха при строительстве глубоких шахт. М.: «Недра». – 1985. – С. 56–57.

72. Щербань, А.Н. Справочное руководство по тепловым расчетам шахт и проектированию установок для охлаждения рудничного воздуха. / А.Н. Щербань, О.А. Кремнев, В.Я. Журавленко // М.: Недрa. – 1964.– 507 с.

73. Дядькин, Ю.Д. Борьба с высокими температурами в глубоких шахтах и рудниках. / Ю.Д. Дядькин.; М.: Углетехиздат. – 1957.– С. 80.

74. Хохотва, Н.Н. Комбинированная система охлаждения воздуха шахты «Бутовская-Глубокая» / Н.Н. Хохотва, А.К. Яковенко // Кондиционирование рудничного воздуха при строительстве глубоких шахт.; М.: «Недра». – 1985. – 151–155 с.

75. Государственные санитарные правила и нормы. Предприятия угольной промышленности ЗВТ.: ДСП 3.3.1.095-2002.: [в МОЗ Украины 13.12.2002.] – К.: – Нормативно-правовой документ Минохранздоровья Украины. – 2003. – 32с.– (Национальный стандарт Украины) (табл. 5).

76. Нормативы по безопасности забойных машин, комплексов и агрегатов / МакНИИ. – Макеевка-Донбасс. – 1990. – 101 с.

77. Ле Гофф, Р. Оптимизация эксергических, экономических и экологических процессов / Ле Гофф Р. // Семинар “EUROTHERM”. Франция. – 1998. – С. 3–10.

78. Малашенко, Э.М. Учёт тепловыделений от некоторых источников / Э.М. Малашенко, Л.Б. Зимин, А.Г. Мацьковская // Борьба с высокими температурами в угольных шахтах и рудниках. – 1974. – С. 44–46.

79. Нейтрализация отрицательного воздействия нагревающего микроклимата на здоровье и работоспособность шахтёров в условиях дефицита холодильной техники и программа Украины по созданию средств нормализации тепловых условий глубоких угольных шахт: Отчёт о научно-исследовательской работе №1719216000 / [В.К. Черниченко, Я.И. Дрига, А.И. Пилипенко, С.Ю. Пилипенко, А.К. Яковенко и др.] // Макеевка.: МакНИИ. – 1992. – 289 с.

80. Шведик, П.П. Нормализация тепловых условий в горных выработках угольных шахт воздушным душированием [Текст]. Диссертационная работа на соискание учёной степени кандидата технических наук: 05.26.01 / Шведик Петр Павлович. – Донецк – 1988. – С. 8–23.

81. Черниченко, В.К. Результаты исследований шахтных охладителей конденсаторной воды / В.К. Черниченко, М.В. Юцкевич, Г.Д. Гаркавый // Способы и средства создания безопасных условий труда на шахтах. – Сборник научных трудов. – Макеевка-Донбасс. – 1984. – С. 126–132.

82. Гаркавый, Г.Д. К вопросу разработки гидравлических холодильных машин / Г.Д. Гаркавый, А.К. Яковенко, А.А. Климов, Н.А. Васильева // Сборник: Способы и средства безопасных условий труда в шахтах. – Макеевка-Донбасс (МакНИИ). – 1995. – С. 175–180.

83. Разработать эффект по тепловому фактору горно-технические способы нормализации климатических условий выемочных участков глубоких шахт / С.А. Песок // Отчет по НИР. – Донецк. – 1992. – 96с.

84. Галяутдинов, Р.Р. Система национальных счетов: ВВП, ВНП и другие показатели // Сайт преподавателя экономики [электронный ресурс]. Системные требования: Pentium-266; 32 Mb RAM; Windows 98/2000/NT/XP.– 2015. URL: <http://galyautdinov.ru/post/sns-vvp-vnp>.

85. Гого, В.Б. Гидромеханика процесса импульсно-волнового обеспыливания и кондиционирования рудничного воздуха / В.Б. Гого, Д.Н. Трунов,

Р.А. Тишин // Всеукраинский научно-технический журнал «Промышленная гидравлика и пневматика». Киев. – 2011. – № 1. – С. 13–15.

86. Яковенко, А.К. Методы прогноза и нормализации тепловых условий в высокопроизводительных лавах глубоких угольных шахт: автореферат на соискание учёной степени кандидата технических наук: 05.26.01 / Яковенко Анатолий Кириллович. – Макеевка-Донбасс. – 1985. – 23 с.

87. Чернов, А.В. Гидравлика / А.В. Чернов, Н.К. Бессребренников // Основы теплотехники и гидравлики. – Энергия. Москва. – 1965. – 388 – 415 стр.

88. Литвин, А.М. Теоретические основы теплотехники /А.М. Литвин// Энергия. – Москва. – 1964. – С. 367.

89. Шемаханов, М.М. Основные понятия о тепломассообмене при испарении жидкости. Теплообмен между водой и воздухом / М.М. Шемаханов // Основы термодинамики и кондиционирования рудничной атмосферы. – Недра.– 1974. – С. 22, 147–154.

90. Шувалов, Ю.В. Опыт и совершенствование регулирования теплового режима шахт и рудников ФРГ / Ю.В. Шувалов, В.А. Кузин, А.Н. Худяков // Москва. – 1990. – С. 49.

91. Фрукз, А. Оценка теплового режима в горных выработках угольных шахт / А. Фрукз //«Угольная промышленность» – 1960. – №5. – С. 32–35.

92. Хилл, Ф. Ведение горных работ на глубоких горизонтах в Южной Африке. [Текст] / Ф. Хилл, Д. Медд // Доклады на X Международном конгрессе в Москве. – 1967. – 35–36 с.

93. Мартынов, А.А. Предельно допустимая температура воздуха и профилактика тепловых поражений в глубоких шахтах / А.А. Мартынов, Брюханов А.М., В.В. Мухин // Уголь Украины. – 2004. – №11. – С. 39–42.

94. Амане, К. Усовершенствование вентиляции и подземное кондиционирование воздуха на руднике БЭССИ / К.Амане // Хурон когекаус. – 1962. – Т. 78. – 198 с.

95. Scott, D. The cooling of underground galleries. / D. Scott // Trans. Instn. Min. Engross. – 1958. – С. 118.

96. Batsel, S. Planung und Betrieb von Kläranlagen für Abbaubetrieb / S. Batsel // «Glückauf». – 1959. – №1. – 92 s.

97. Фосс, И. Вентиляционные мероприятия для нормализации тепловых условий в шахтах / И. Фосс // Глюкауф. – 1981. – № 13.– С. 17–26.

98. Альтена, Х. Критические вопросы улучшения тепловых условий в лаве / Х. Альтена // Глюкауф. – 1984. – № 12. – С. 33–37.

99. Люриг, Г. Факторы, влияющие на микроклимат очистного забоя и возможности его изменения / Г. Люриг // Глюкауф. – 1986. – № 15. – С. 3–9.

100. Кантор, И. Нормализация тепловых условий в шахтах за последнее десятилетие / И.Кантор // Глюкауф. – 1990. – № 15/16.– С. 7–9.

101. Фосс, И. Влияние расхода воздуха на климатические условия добычного участка / И. Фосс // Глюкауф. – 1984. – № 20.– С. 24–29.

102. Мюке, Г. Улучшение климатических условий в механизированных очистных забоях с высокой температурой горных пород / Г. Мюке // «Глюкауф». – 1975. – №5. – С. 18–26.

103. Вейндорф, Г. Мероприятия по созданию комфортных условий в глубоких шахтах / Г. Вейндорф // «Глюкауф». – 1970. – №2. – С. 2–12.

104. Золоторудная шахта Тау-Тона [электронный ресурс]. Название с титульного экрана. Системные требования: Pentium-266; 32 Mb RAM; CD-ROM Windows 98/2000/NT/XP.– Название с титульного экрана. <http://afroforum.ru/showthread.php?1833>.

105. Профессиональные поражения сердечно-сосудистой системы [электронный ресурс]. Название с титульного экрана. Системные требования: Pentium-266; 32 Mb RAM; CD-ROM Windows 98/2000/NT/XP. – <https://medprosvita.com.ua/professionalnye-porazheniya-serdechno/>.

106. ГОСТ 15518-87. Теплообменники пластинчатые. Типы, основные параметры и размеры / Утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 26.09.87 №3714.

107. Обоснование процессов охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок за счёт применения гидродинамического эффекта

эжекции: Отчёт о научно-исследовательской работе №18 (№ Гос. учёта НИОКТР 0117D000146 от 15.02.2017) / [Тишин Р.А., Плаксиенко О.В., Васильева Н.А., Маслова М.Ю.] // Макеевка.: МакНИИ. – 2015. – 89 с.

108. Правила безопасности в угольных шахтах НПАОТ 10.0-1.01-10. / [Яковенко А.К., Климов А.А., Плаксиенко О.В., Тишин Р.А.]. – Офиц. изд. – К., 2010. – 310 с.

109. Соколов, Е.А. Струйные аппараты / Е.А. Соколов, Н.М. Зингер // 3-е изд., перераб. – М: Энергоиздат. – 1989. – С. 8-34.

110. Моделирование физических процессов в горном производстве: учеб. пособие для студентов [С.В. Борщевский, С.А. Калякин, К.Н. Лабинский, И.Ф. Марийчук и др.] – Донецк: ООО «Цифровая типография», 2016. – 250с.

111. Чернов, А.В. Цикл Карно / А.В. Чернов, Н.К. Бессребренников // Основы теплотехники и гидравлики. – М. – Л., «Энергия». – 1965. – С. 90–95.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ТЕМПЕРАТУРА ГОРНЫХ ПОРОД В ГЛУБОКИХ ШАХТАХ ДОНЕЦКОГО БАССЕЙНА (700...1300 М)

Шахта	Геотермическая ступень, G_{cp} , М/°С	Температура земной поверхности $t_{зн}$, °С	Температура горных пород, °С						
			Глубина разработки, м						
			700	800	900	1000	1100	1200	1300
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ОП «Шахта им. А.Г.Стаханова» ГП «Красноармейскуголь»	34,2	10,0	-	-	34,0	38,8	42,2	45,1	48,0
ГОО «Шахта «Белореченская»	46,5	11,4	25,9	28,6	30,8	32,9	35,1	37,2	39,4
СП «Шахтоуправление «Суходольское - Восточное» ПАО «Краснодонуголь»	47,5	11,3	-	-	30,2	32,4	34,5	36,6	38,7
ОП «Шахта «Прогресс» ГП «Торезантрацит»	39,8	9,0	-	-	-	-	37,0	40,4	42,9
ОП «Шахта «Холодная Балка» ГП «Макеевуголь»	36,3	10,1	29,4	32,1	34,9	37,6	40,4	43,2	45,9
ОП «Шахта им. Космонавтов» ГП «Ровенькиантрацит»	49,9	9,9	-	25,9	27,9	29,9	31,9	33,9	36,0
ОП «Шахта «Бутовская» ГП «Макеевуголь»	34,5	8,0	-	-	-	37,1	39,9	42,8	45,7
ОП «Шахта «Партизанская» ГП «Антрацит»	53,9	10,2	-	-	-	-	-	31,9	32,5
ПСП «Шахта «Добропольская» ООО «ДТЭК Добропольеуголь»	38,0	11,5	29,8	32,6	35,2	37,8	40,4	43,1	45,7
Шахта ГП «УК «Краснолиманская»	34,2	10,0	-	-	39,0	42,1	45,3	48,5	51,7
ОП «Шахта «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит»	39,8	9,0	-	-	-	-	-	-	43,0

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЕ А

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ОП «Шахта имени Н.И. Калинина» ГП «ДУЭК»	32,8	9,3	-	-	-	-	44,2	45,9	48,3
Шахта «Южнодонбасская № 3» ГП «ДУЭК»	34,3	10,3	-	34,2	36,5	39,5	42,4	45,3	48,2
ОП «Шахта «Октябрьский рудник» ГП «ДУЭК»	35,9	9,1	-	-	-	38,6	39,7	42,5	45,3
ОП «Шахта им. Е.Т. Абакумова» ГП «ДУЭК»	35,9	9,1	-	31,4	34,2	37,0	39,7	42,5	45,3
ОП «Шахта им. Скочинского» ГП «ДУЭК»	31,2	8,1	-	-	-	-	-	49,6	52,4
ОП «Ш/у «Ровеньковское» ООО «ДТЭК Ровенькиантрацит»	52,5	11,4	-	-	-	30,0	32,4	34,3	36,2
ОП «Шахта им. В.В.Вахрушева» ООО «ДТЭК Ровенькиантрацит»	46,7	10,4	-	-	-	31,1	34,0	36,1	38,2
ОП «Шахта им. М.В.Фрунзе» ООО «Ясеновское» ООО «ДТЭК Ровень- киантрацит»	53,9	10,2	-	-	-	28,9	30,6	32,5	34,3
ОП «Шахта им. К.А.Румянцева» ГП «Артемуголь» (крутое падение)	42,8	9,8	-	-	-	33,2	35,5	37,8	40,2
Шахта имени В.И.Ленина ГП «Артемантрацит» (крутое падение)	44,0	11,2	-	-	-	-	35,7	38,5	40,7
ОП «Шахта «Торецкая» ГП «Дзержинскуголь» (крутое падение)	33,7	11,9	-	35,9	38,6	41,6	44,5	47,5	50,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

РЕЗУЛЬТАТЫ МАРШРУТНЫХ СЪЁМОК ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА ПО ШАХТАМ ДОНБАССА

Наименование выработок	Глубина начала/конца, м	Длина выработки, м	Сечение, м ²	Кол-во воздуха, м ³ /мин	Температура пород, температура, относительная влажность, влагосодержание и теплосодержание воздуха										
					Начало выработки					Конец выработки					
					t _{пор.}	t ₁	φ ₁	d ₁	l ₁	t _{пор.}	t ₂	φ ₂	d ₂	l ₂	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
ОП «Шахта Стаханова» ГП «Красноармейскуголь» февраль 2012 год															
Воздухопадающий ствол №2	0/985	985	33,2	9300	-	-6,0	-	-	-	-	38,3	9,2	97	6,4	25,4
4-й южн. конв. штрек групп. уклона пл. I ₃	1103/1147	1350	15,8	1250	41,7	27,4	58	11,8	57,7	43,0	39,6	26	10,7	67,4	
Разрез 4-й южн. лавы групп. уклона пл. I ₃ (подготовительная тупиковая выработка)	1147/1093	300	4,0	321	43,0	39,6	26	10,7	67,4	41,6	38,4	22	8,5	60,5	
Конв. кв-г групп. уклона пл. I ₃ (подготовительная тупиковая выработка)	985/980	300	13,4	140	41,7	25,0	68	12,1	55,8	41,7	25,0	63	11,2	53,6	
ГОО «Шахта «Белореченская» июнь 2011 год															
Ствол №3	0/622	622	28,2	102,19	-	17,2	96	12,0	47,8	24,8	21,6	85	13,0	54,6	
1-й «бис» восточный конвейерный штрек	675/674	160	9,3	921	24,1	26,4	71	14,5	63,5	24,6	30,2	63	16,1	71,6	
Ходок № 7	592/576	1660	12,0	1400	23,9	25,0	81	15,4	64,4	24,2	26,8	89	18,9	75,2	
1-я «бис» восточная лава пл. I ₆	674/657	273	4,3	614	24,6	28,4	76	17,5	73,3	24,3	27,8	84	18,8	75,9	
7-я западная лава пл. I ₆	576/581	292	5,0	383	24,4	27,2	88	19,0	75,9	24,5	27,4	91	19,9	78,4	
Ходок № 8 (подготовительная тупиковая выработка)	589/604	432	13,8	319	24,0	25,2	81	15,6	65,1	24,0	26,4	71	14,5	63,5	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ботка)														
6-й наклонный квершлаг (подготовительная тупиковая выработка)	591/605	32	15,5	320	24,3	23,6	82	14,3	60,0	24,3	24,0	79	14,1	60,0
5-й западный вентиляционный ходок (подготовительная тупиковая выработка)	637/626	900	13,8	220	24,0	29,2	77	18,9	77,6	24,0	30,4	67	17,4	75,0
СП «Шахтоуправление «Суходольское - Восточное» ПАО «Краснодонуголь» октябрь 2011 год														
24-й восточный конвейерный штрек	1112/1126	820	11,2	1142	34,8	30,2	51	12,2	61,6	34,4	27,8	92	19,6	78,1
12 «бис» восточный конвейерный штрек	884/896	1360	12,8	1459	31,9	23,8	64	10,7	51,3	31,9	23,0	93	15,0	61,2
24-я восточная уклонная лава пл. i ₃ ¹ гор. 915 м	1080/1112	270	5,3	952	34,2	27,4	80	16,7	70,1	33,9	27,8	92	19,7	78,2
12 «бис» восточная лава пл. i ₃ ¹ гор. 915 м	884/896	270	5,3	1215	31,9	23,2	93	15,2	61,9	29,6	25,4	95	18,0	71,3
1-й западный вспомогательный уклон (подготовительная тупиковая выработка)	1121/1146	456	14,4	315	34,4	29,6	56	13,1	63,2	34,8	31,8	50	13,2	65,8
Западный фл. вент. ходок № 23 «пластовый» (подготовительная тупиковая выработка)	1168/1193	326	14,0	294	34,9	30,4	62	15,3	69,7	35,4	28,4	51	11,1	56,8
14-й восточный конвейерный штрек (подготовительная тупиковая выработка)	1030/1055	120	13,3	298	34,8	24,2	70	11,9	54,5	34,8	25,0	61	10,8	52,6
ОП «Шахта им. Космонавтов» ГП «Ровенькиантрацит » май 2011 год														
Пром. штрек № 2 пл. h ₈	802/802	100	10,4	338	26,3	25,2	91	17,1	68,9	26,2	26,0	87	17,2	70,0
Уклон № 23	807/788	675	10,4	265	29,4	24,7	65	11,6	54,4	29,4	23,4	74	12,2	54,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Штрек г. 840 м	827/807	950	10,4	1374	29,4	24,6	66	11,6	54,4	29,4	25,4	72	13,4	59,7
Лава № 2 пл. h ₈	871/802	300	4,7	75	26,2	29,4	77	18,6	77,1	26,2	29,6	77	18,7	77,5
Лава № 23 пл. h ₁₀	830/770	200	2,6	502	29,4	26,6	78	15,6	66,5	29,4	19,0	91	11,3	59,0
Лава № 25 пл. h ₁₀	835/8770	200	2,6	273	26,8	23,0	87	14,1	59,0	26,9	23,6	87	14,4	59,2
ОП «Шахта «Холодная Балка» ГП «Макеевуголь» сентябрь 2011 год														
4-й северный ходок пл. h ₁₀ ^B	712/690	1160	14,4	1310	29,9	21,8	85	13,0	54,9	29,4	29,0	64	15,2	68
2-я северная лава пл. h ₁₀ ^B	690/700	190	3,5	1149	29,4	29,0	64	15,2	68,0	29,2	29,2	81	19,6	79,5
ОП «Шахта «Бутовская» ГП «Макеевуголь» июнь 2011 год														
3 западный конвейерный штрек пл. n ₁	1028/1003	1260	11,0	820	37,8	28,8	76	17,1	72,1	37,1	28,0	92	20,1	79,5
Бортовой ходок № 4	1069/1057	450	10,0	924	38,8	30,0	83	20,1	81,6	38,4	33,0	84	24,3	95,5
3 западная лава пл. n ₁	1010/995	188	4,4	744	37,1	28,0	91	19,8	78,6	35,6	28,2	95	21,2	82,4
3 восточная лава пл. n ₁	1045/1060	120	4,5	660	38,4	33,0	84	24,3	95,5	38,0	31,8	94	25,7	97,8
Вентиляц. Сборник № 2 пл. n ₁ (подготовительная тупиковая выработка)	1070/1073	110	13,0	250	39,3	32,4	70	19,4	82,2	39,9	31,6	70	18,6	79,5
ОП «Шахта «Прогресс» ГП «Горезантрацит» ноябрь 2012 год														
4-й бортовой ходок пл. h ₈	1237/1176	1100	10,0	792	39,3	25,4	84	15,2	64,4	40,3	26,6	97	18,9	74,9
11-й бортовой ходок пл. h ₈	1119/1043	450	11,0	1012	39,0	30,8	79	19,8	81,6	37,0	30,6	91	22,9	89,4
10-я южная лава пл. h ₈ «Фоминской»	1110/1110	275	3,4	667	37,0	30,6	91	22,9	89,4	37,0	33,0	85	24,5	96,1
4-я лава ЮП № 3	1273/1232	270	3,4	521	40,3	26,6	97	18,9	74,9	40,6	33,2	84	24,0	95,0
5-я лава ЮП № 3 пл. h ₈ «Фоминской»														
Вентиляционный ходок на гор. 1340 м (подготовительная тупиковая выработка)	1156/1251	1500	19,8	540	39,4	29,2	51	11,4	58,5	41,5	35,2	36	11,5	64,8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ОП «Шахта «Стаханова» ГП «Красноармейскуголь» февраль 2012 год														
Южный уклон пл. I ₃	1097/1086	1090	14,0	936	38,1	10,4	93	6,6	27,2	41,7	25,0	81	14,5	62,0
4-й южный конв. штрек групп. уклона пл. I ₃ (подготовительная тупиковая выработка)	1109/1126	1400	15,8	321	41,7	27,4	58	11,8	57,7	41,6	38,4	22	8,5	60,5
Конв. кв-г групп. уклона пл. I ₃ (подготовительная тупиковая выработка)	1086/1089	150	13,0	223	41,7	25,0	68	12,1	55,8	41,7	25,2	63	11,2	53,6
ОП «Шахта Стаханова» ГП «Красноармейскуголь» для ОАО «Укруглестрой» апрель 2012 год														
2-й северный конв. штрек пл. k ₅ бр. № 4	892/822	1400	14,9	1580	36,1	28,0	65	14,1	64,2	34,0	30,4	66	16,8	73,6
2-я северная лава пл. k ₅ бр. № 4	822/775	237	2,8	1630	34,0	30,4	66	16,8	73,6	32,7	30,2	70	17,7	75,6
ОП «Шахта «Партизанская» ГП «Антрацит» июль 2012 год														
Промышленный штрек 204-й западной лавы	1084/1153	780	10,0	660	31,5	26,2	67	20,5	87,9	32,0	32,0	97	26,4	99,8
Людской уклон	1167/1196	400	10,0	400	31,5	28,0	94	21,0	81,2	32,4	28,4	96	21,2	82,1
Вспомогательный уклон	1083/1159	350	10,0	660	30,6	34,2	75	24,2	95,0	31,0	35,2	77	25,2	100,0
Промышленный штрек 205 западной лавы (подготовительная тупиковая выработка)	1153/1153	300	13,0	140	31,9	32,6	88	25,8	100,2	31,9	33,2	90	26,3	100,8
Конвейерный штрек 205 пл. h ₁₀ запад. лавы (подготовительная тупиковая выработка)	1212/1212	25	6,0	280	32,6	34,2	94	29,1	109,1	32,6	34,0	92	28,1	106,3
ПСП «Шахта «Добропольская» ООО «ДТЭК Добропольеуголь» май 2012 год														
6 южный конвейерный	675/690	860	10,0	682	29,8	25,0	94	17,7	70,3	29,8	28,2	94	21,4	83,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
штрек гор. 450 м пл. m ₄ ⁰														
7 северный конвейерный штрек гор. 450 м пл. m ₄ ⁰	712/694	1650	10,0	719	30,4	27,2	94	20,1	78,9	30,2	29,0	95	22,5	86,6
8 южный конвейерный штрек гор. 450 м пл. m ₄ ⁰ (подготовительная тупиковая выработка)	760/740	1180	11,0	706	31,7	33,2	92	28,2	105,6	30,1	32,2	86	24,9	96,1
6 южная лава уклона пл. m ₄ ⁰	676/690	240	3,3	682	29,8	28,2	94	21,4	83,1	28,8	30,0	94	24,1	91,7
7 северная лава пл. m ₅ ^{1B}	665/694	220	3,3	575	30,2	29,0	94	22,5	86,6	28,9	30,0	96	24,4	92,6
6 северный конвейерный штрек	712/710	925	13,0	490	29,8	29,2	91	22,1	85,8	29,8	30,0	94	24,0	91,4
6 северный вентиляционный штрек	670/640	760	13,0	290	28,7	28,0	92	20,9	81,6	28,7	27,3	92	19,9	78,2
Шахта ГП «УК «Краснолиманская» март 2012 год														
Южный уклон пл. k ₅ 2 ст. выше южного целика	992/1045	300	13,6	-	25,9	16,6	52	5,9	31,5	26,0	17,4	63	7,5	36,5
Южный целик лава южн. уклона пл. k ₅	1018/1018	165	4,8	1600	38,9	24,8	71	12,6	57,0	40,3	38,3	54	20,9	92,2
Конвейерный штрек 3 зап. лавы з.ч. пл. l ₃	782/672	1070	19,0	750	27,5	27,6	57	12,6	59,8	30,0	26,0	18,0	8,8	48,5
ОП «Шахта «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит» июль 2012 год														
Воздухопадающий кв-г пл. h ₇ 6 западной лавы	1310/1269	325	12,5	1170	41,5	25,3	74	13,2	59,1	42,6	25,6	75	13,6	60,3
Конвейерный уклон 1-й восточной лавы	1325/1338	300	12,5	1160	41,7	26,0	86	16,0	66,9	42,8	26,8	83	16,1	68,1
6-я западная лава ЦБ пл. h ₇	1377/1319	225	4,0	854	42,6	25,6	75	13,6	60,3	42,7	29,5	56	12,7	62,1
1-я восточная лава УП ЦБ h ₈	1345/1291	290	3,2	847	43,0	31,3	63	15,8	72,0	41,7	34,2	65	19,5	84,3
4-й восточный конвейерный штрек ЦБ h ₈ (подготовительная тупиковая вы-	1101/1064	1350	13,0	192	37,1	26,8	70	13,9	62,5	36,9	33,0	52	14,8	71,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
работка)														
4-й восточный вентиляционный штрек пл. h ₈	1142/1142	200	9,0	210	35,8	25,2	87	15,9	65,8	35,8	30,8	75	19,1	79,8
4-й западный конвейерный штрек пл. h ₈	1142/1142	1600	13,0	238	37,3	34,6	62	19,3	84,4	37,1	36,4	50	17,2	80,8
4-й западный вентиляционный штрек пл. h ₈	1077/1090	1890	13,0	172	35,8	31,4	81	21,2	86,0	35,6	33,4	63	18,6	81,4

ОП «Шахта имени Н.И. Калинина» ГП «ДУЭК» февраль 2012 год

Воздухоподающий штрек 2-й лавы ЦПУ	1140/1140	1880	11,2	910	44,2	24,2	37	6,3	40,3	44,2	30,8	29	7,1	49,1
2-й восточный полевой откаточный штрек	1225/1230	1700	14,5	1040	46,9	24,0	61	10,1	49,7	46,9	31,8	47	12,2	63,1
2-я лава ЦПУ пл. h ₁₀	1140/1230	225	7,2	900	44,4	31,2	84	21,8	87,3	46,9	35,7	42	13,7	71,1
2-й восточный конвейерный штрек ЦПУ пл. h ₁₀ (подготовительная тупиковая выработка)	1230/1230	230	19,6	471	46,9	35,6	41	13,5	70,3	46,9	37,2	43	15,3	76,7
2-й восточный откаточный штрек ЦПУ пл. h ₁₀	1230/1230	130	14,5	486	46,9	31,8	47	12,2	63,1	46,9	36,2	44	14,7	74,3

Шахта «Южнодонбасская № 3» ГП «ДУЭК» март 2012 год

Конв. выр-ка 12 вост. лавы пл. С ₁₁	847/820	1500	9,0	840	35,0	21,6	90	13,4	55,7	34,2	23,6	95	15,1	64,8
12 восточная лава пл. С ₁₁	815/787	270	4,0	660	34,2	24,2	95	16,8	67,0	33,1	26,3	91	18,4	73,3

ОП «Шахта «Октябрьский рудник» ГП «ДУЭК» сентябрь 2012 год

Вспомогательный уклон пл. h ₈	959/1047	250	13,4	1700	36,8	23,8	85	14,3	60,4	38,3	25,2	78	14,2	61,5
1 восточная лава пл. k ₈	1049/1010	250	3,5	838	38,6	29,0	73	16,6	71,7	37,3	30,2	84	20,8	83,7
Вспомогательный уклон пл. k ₈ (подготовительная тупиковая выработка)	1065/1107	175	11,8	280	38,9	31,0	59	15,1	69,9	40,0	30,6	61	15,2	69,8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Конвейерный уклон пл. к8 (подготовительная тупиковая выработка)	1065/1074	50	11,8	240	38,9	29,0	73	16,6	71,6	39,1	28,4	77	16,9	71,6
ОП «Шахта им. Е.Т. Абакумова» ГП «ДУЭК» март 2012 год														
Вентиляционный штрек 8-й западной лавы пл. м3	809/807	484	14,0	557	31,4	16,6	60	6,6	33,3	31,4	23,8	56	9,5	48,2
Конвейерный штрек 8-й западной лавы пл. м3	851/847	482	14,0	308	32,6	27,4	95	20,4	79,6	32,6	33,8	40	12,3	65,5
8-я западная лава пл. м3	801/842	267	3,2	446	31,4	23,8	56	9,5	48,2	32,6	27,4	95	20,4	79,6
Вент. штрек 8-й восточной лавы (подготовительная тупиковая выработка)	809/810	500	14,0	345	31,4	31,0	35	9,2	54,7	31,4	29,8	30	7,2	48,5
8-й восточный конвейерный штрек (подготовительная тупиковая выработка)	851/849	500	15,0	308	32,6	33,6	38	11,5	63,3	32,6	33,0	37	10,7	60,5
Западный пологий конв. штрек (подготовительная тупиковая выработка)	860/857	450	15,0	280	32,6	18,0	57	6,7	35,2	32,6	27,0	36	7,4	46,1
ОП «Шахта им. Скоринского» ГП «ДУЭК» февраль 2012 год														
Конвейерный штрек 3 – й восточной лавы УП ЦП	1336/1337	180	12,4	1130	51,0	24,4	41	6,8	41,9	51,0	26,8	45	8,7	49,3
Конвейерный штрек 2 – й западной лавы УП	1295/1290	1810	11,4	1800	49,6	33,4	51	14,4	70,6	49,6	29,4	53	12,0	60,2
3-я восточная лава УП ЦП	1337/1293	230	4,0	869	51,0	26,8	45	8,7	49,3	49,5	32,2	54	14,5	69,5
2-я западная лава УП	1290/1243	225	4,0	1258	49,6	29,4	53	12,0	60,2	46,5	32,2	50	13,5	66,9
ОП «Ш/у «Ровеньковское» ООО «ДТЭК Ровенькиантрацит» октябрь 2012 год														
Конвейерный уклон (подготовительная тупиковая выработка)	959/978	250	10,0	690	29,9	29,4	79	18,6	77,0	29,9	29,0	80	18,4	76,4
52-й конвейерный штрек	978/975	150	10,0	293	30,0	29,6	84	20,1	81,3	30,0	29,8	83	20,1	81,2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ОП «Шахта В.В.Вахрушева» ГП «Ровенькиантрацит» ноябрь 2012 год														
Вент. штрек № 16 пл. h ₁₀	954/970	650	10,0	830	30,8	21,6	86	12,7	54,0	31,2	37,6	70	14,7	65,3
Лава № 14 пл. h ₁₀	970/961	310	3,3	381	31,1	27,4	67	13,9	63,1	31,1	30,8	87	22,5	88,5
ОП «Шахта им. К.А.Румянцева» ГП «Артемуголь» ноябрь 2012 год (крутое падение)														
Откаточный штрек № 113	1090/1090	130	8,8	296	35,3	26,2	94	18,1	72,5	35,3	28,0	94	20,2	79,8
Лава № 113	1090/970	120	2,5	320	35,3	27,0	95	19,4	76,5	32,5	30,2	91	22,7	88,5
Вентиляционный штрек № 113	970/970	10	8,0	144	32,5	31,8	94	25,9	98,3	32,5	31,2	91	24,2	93,3
ОП «Шахта им. М.В.Фрунзе» ООО «ДТЭК Ровенькиантрацит» май 2013 год														
Лава №44 восточная пл. h ₁₁	628/658	240	3,6	315	19,2	14,6	60	7,9	39,3	23,4	17,8	57	9,6	48,0
Лава №44 западная пл. h ₁₁	709/718	260	3,6	306	26,2	26,0	98	19,9	77,1	27,6	27,2	97	21,3	82,1
Лава №14 западная пл. h ₈	1007/983	285	5,2	384	29,6	26,6	79	18,7	77,6	32,2	30,8	90	25,3	97,1
Лава №11 «панельная» пл. h ₈	1033/1035	300	5,2	389	26,0	22,4	73	13,9	61,6	32,8	30,4	84	24,1	94,8
Наклонный кв-г №15 пл. h ₈ (подготовительная тупиковая выработка)	875/1055	625	12,0	195	25,0	20,0	62	11,3	54,0	27,0	21,2	59	11,9	57,6
44 конвейерный штрек пл. h ₁₁ (тупиковая выр-ка)	716/718	200	12,0	230	27,4	26,8	95	20,7	80,4	27,6	27,2	97	21,3	82,1
Восточный дренажный штрек пл. h ₈ (подготовительная тупиковая выработка)	978/992	20	12,0	151	31,0	27,4	75	19,7	81,6	29,0	26,8	84	19,3	78,5
12 бортовой уклон пл. h ₈ с 14 западного конвейерного штрека (подготовительная тупиковая выработка)	987/987	400	12,0	197	27,7	22,7	64	13,6	62,6	28,2	21,8	56	12,2	59,4
12 бортовой уклон пл. h ₈ с западного дренажного штрека (подготовительная тупиковая выработка)	1058/1058	100	12,0	178	34,0	31,0	80	24,6	97,3	33,6	31,0	83	24,8	97,4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Шахта имени В.И.Ленина ГП «Артемуголь» март 2011 год (крутое падение)														
Откаточный штрек № 41 пл. м ₃	1080/970	150	10.4	270	35,7	25,8	95	18,0	71,8	35,7	26,2	92	17,8	71,8
Откаточный штрек № 42 пл. м ₃	1080/970	151	10.4	299	35,7	25,4	97	17,9	71,0	35,7	25,9	96	18,1	71,6
Откаточный штрек № 78 пл. м ₃	1080/970	55	10.4	280	35,7	19,6	96	12,4	51,1	35,7	22,0	91	13,6	56,8
Откаточный штрек № 110 пл. l ₅	1190/1080	55	10.4	280	38,2	24,2	85	14,4	61,0	38,2	26,2	83	15,8	66,5
Лава № 41 пл. м ₃	1080/970	150	2,0	432	35,7	26,2	92	17,8	71,8	33,2	27,6	98	21,4	82,3
Лава № 42 пл. м ₃	1080/970	150	2,0	249	35,7	25,9	96	18,1	71,6	33,2	28,2	92	20,4	80,5
Лава № 78 пл. м ₃	1080/970	126	2,0	432	35,7	22,0	91	13,6	56,8	33,2	22,6	95	15,9	60,6
Лава № 110 пл. l ₅	1190/1080	132	2,5	286	38,2	26,2	83	15,8	66,5	35,7	30,2	83	20,3	82,4
ОП «Шахта «Торецкая» ГП «Дзержинскуголь» май 2012 год (крутое падение)														
Откаточный штрек № 84 пл. l ₂ ¹	810/810	105	10,4	432	35,9	27,6	86	18,7	75,5	35,9	28,0	87	19,2	77,2
Откаточный штрек 66 № 4	810/810	290	10,4	336	35,9	28,4	92	21,1	82,4	35,9	29,2	87	20,7	82,3
Откаточный штрек 66 № 5	810/810	165	10,4	398	35,9	28,0	97	21,6	83,3	35,9	29,8	97	24,1	91,6
Лава № 84 пл. l ₂ ¹	810/710	208	8,5	320	35,9	28,0	87	19,2	77,2	33,0	28,7	90	20,4	80,4
Лава 66 № 4 пл. l ₇ ^B	810/710	208	8,5	240	35,9	29,4	87	21,0	83,2	33,0	29,8	88	21,1	83,4
Лава 66 № 5 пл. l ₇ ^B	810/710	208	8,5	284	35,9	28,0	98	22,0	84,2	33,0	29,1	91	21,8	84,8

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ТИПОВЫЕ СХЕМЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ МАРШРУТНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЪЁМОК
В ГОРНЫХ ВЫРАБОТКАХ ГЛУБОКИХ ШАХТ ДОНБАССА

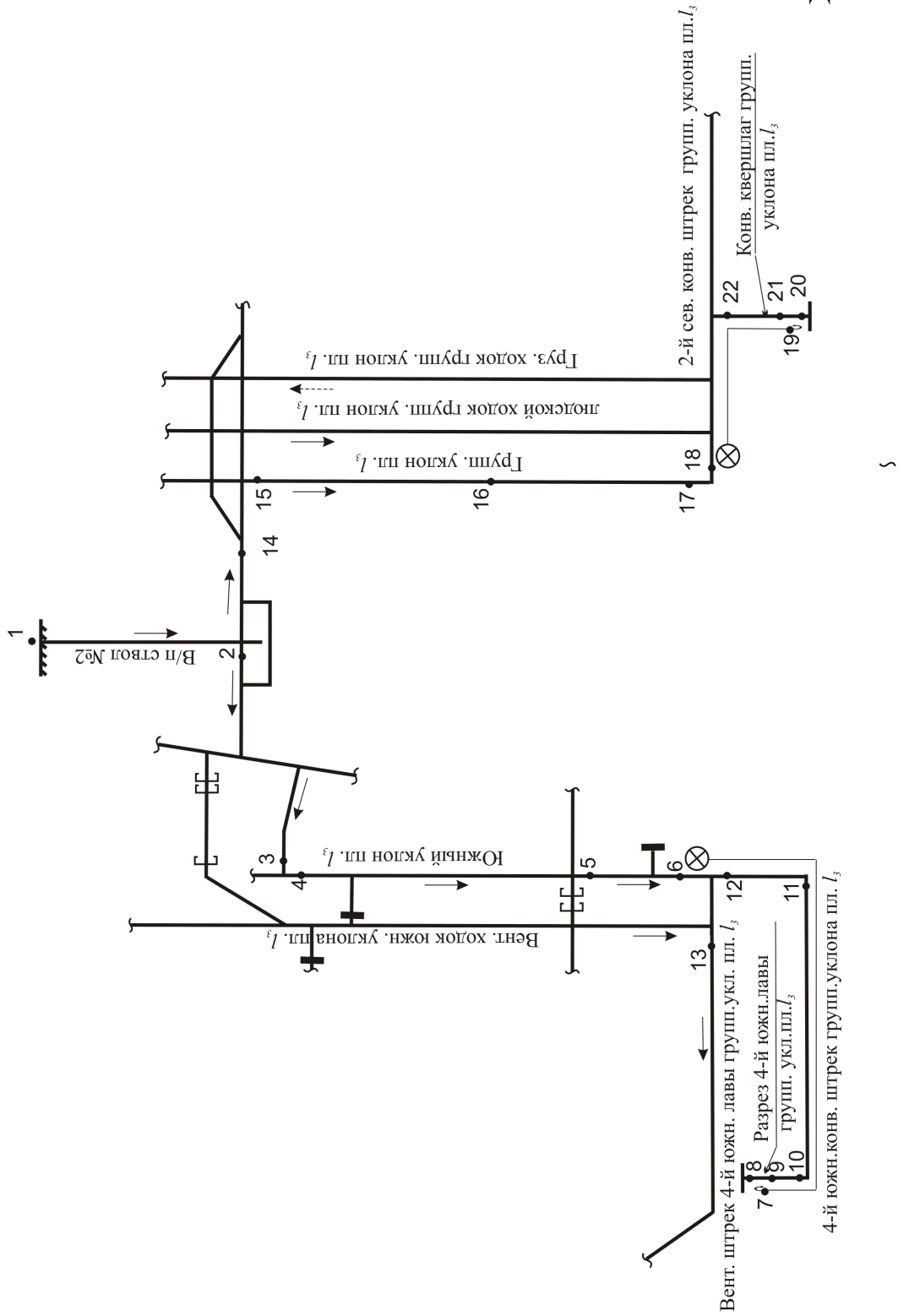


Рисунок В.1 – Схема расположения пунктов замера тепловлажностных параметров воздуха в горных выработках пл. 13 шахты «Стаханова» ГП «Красноармейскуголь» по состоянию на февраль 2012 г.

Таблица В.1 – Результаты шахтных тепловых съемок в горных выработках пл. I₃ шахты «Стаханова» по состоянию на февраль 2012 г.

№№ пунктов замера на рис 1	Температура горных пород, °С	Тепловые параметры воздуха					расход воздуха, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относительная влажность, %	влажо- содержание, г/кг	тепло- содержание, кДж/кг		
		по сухому термометру	по мокрому термометру					
1	9,9	-6,0	-	-	-	-	-	
2	38,3	9,2	9,0	97	6,4	25,4		Ствол влажный. Выработки околоствольного двора влажные.
3	38,3	10,0	9,8	97	6,8	27,2		
4	38,1	10,4	9,8	93	6,6	27,2		
5	40,6	13,8	11,4	74	6,6	30,5		Уклон закреплен арочным креплением. Затяжка: верх выработки- ж\б бока- дере-во.
6	41,7	25,0	22,6	81	14,5	62,0	936	Почва и стенки уклона су-хие.
7	41,6	38,8	21,2	17	6,7	56,3	294	
8	41,6	38,4	22,4	22	8,5	60,5		
9	41,6	38,2	23,2	26	9,7	63,3		
10	43,0	39,6	24,4	26	10,7	67,4	321	
11	44,9	31,0	21,2	40	9,9	56,4		
12	41,7	27,4	21,4	58	11,8	57,7	816	
13	41,7	24,4	19,0	59	10,1	50,2		
14	38,3	10,0	9,8	97	6,8	27,2		
15	38,3	11,8	10,8	88	6,9	29,4	1716	Уклон закреплен арочным креплением. Затяжка: верх выработки- ж\б, бока- сет-ка.
16	40,2	14,4	12,2	77	7,1	32,4		Почва и стенки выработки сухие.
17	41,3	17,4	14,2	70	7,7	37,1		Конвейер во время прове-дения замеров не работал.
18	41,7	18,4	14,9	68	7,9	38,6	656	Вентилятор ВМ-6.
19	41,7	23,8	17,0	49	8,0	46,6		
20	41,7	25,0	20,1	63	11,2	53,6		
21	41,7	25,0	19,6	59	10,5	52,0	140	Выработка закреплена арочным креплением. За-тяжка: верх выработки- ж\б, бока- сетка
22	41,7	25,0	20,8	68	12,1	55,8	223	В забое на почве вода. Насос во во время проведе-ния замеров не работал

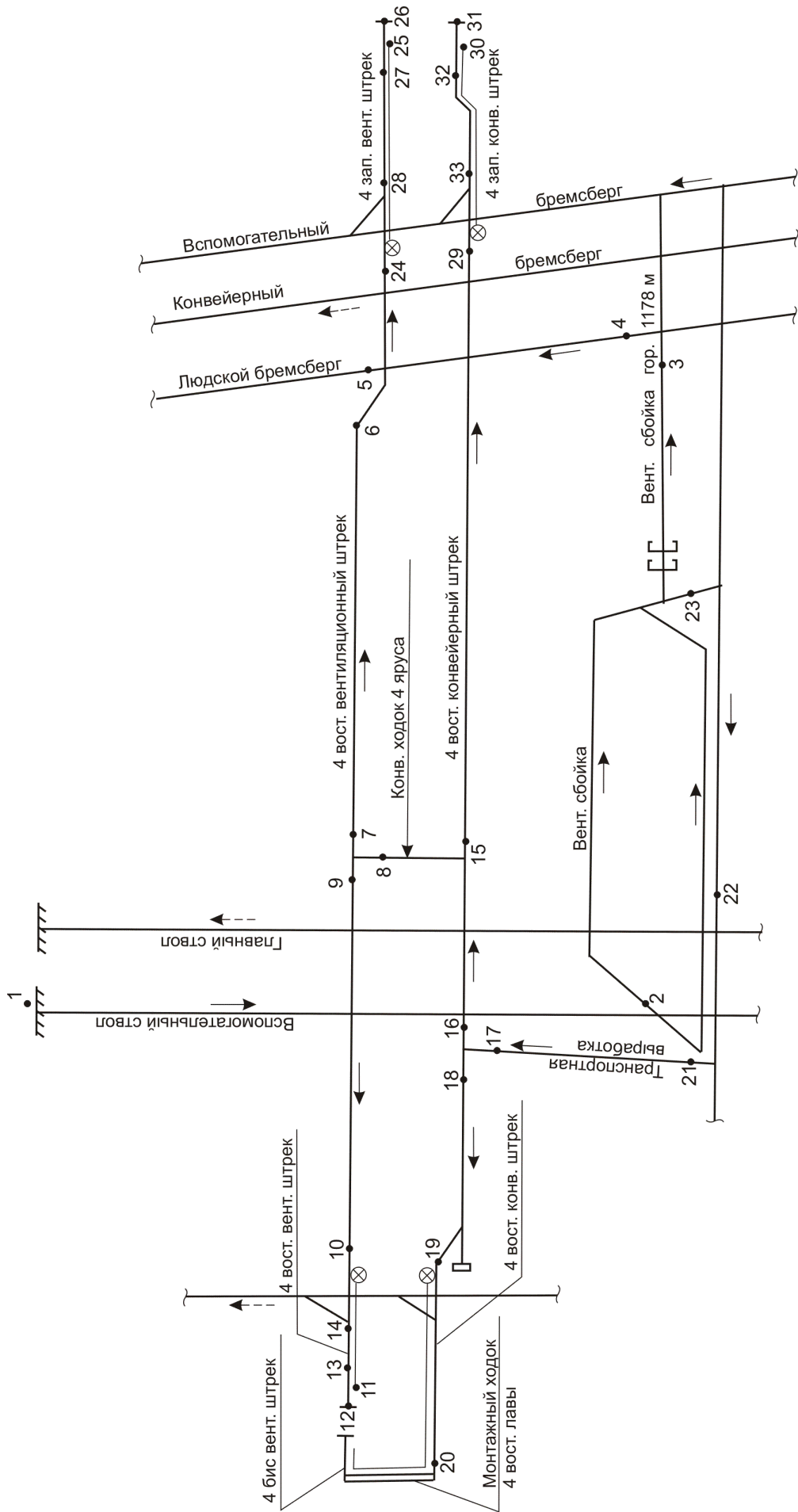


Рисунок В.2 – Схема расположения пунктов замера тепловлажностных параметров воздуха в горных выработках по маршруту туликовых подготовительных выработок 4-го яруса ЦБ пл. № ОП «Шахта «Шахтёрская-Глубокая» ГП «Шахтёрскантрацит» по состоянию на июль 2012 г.

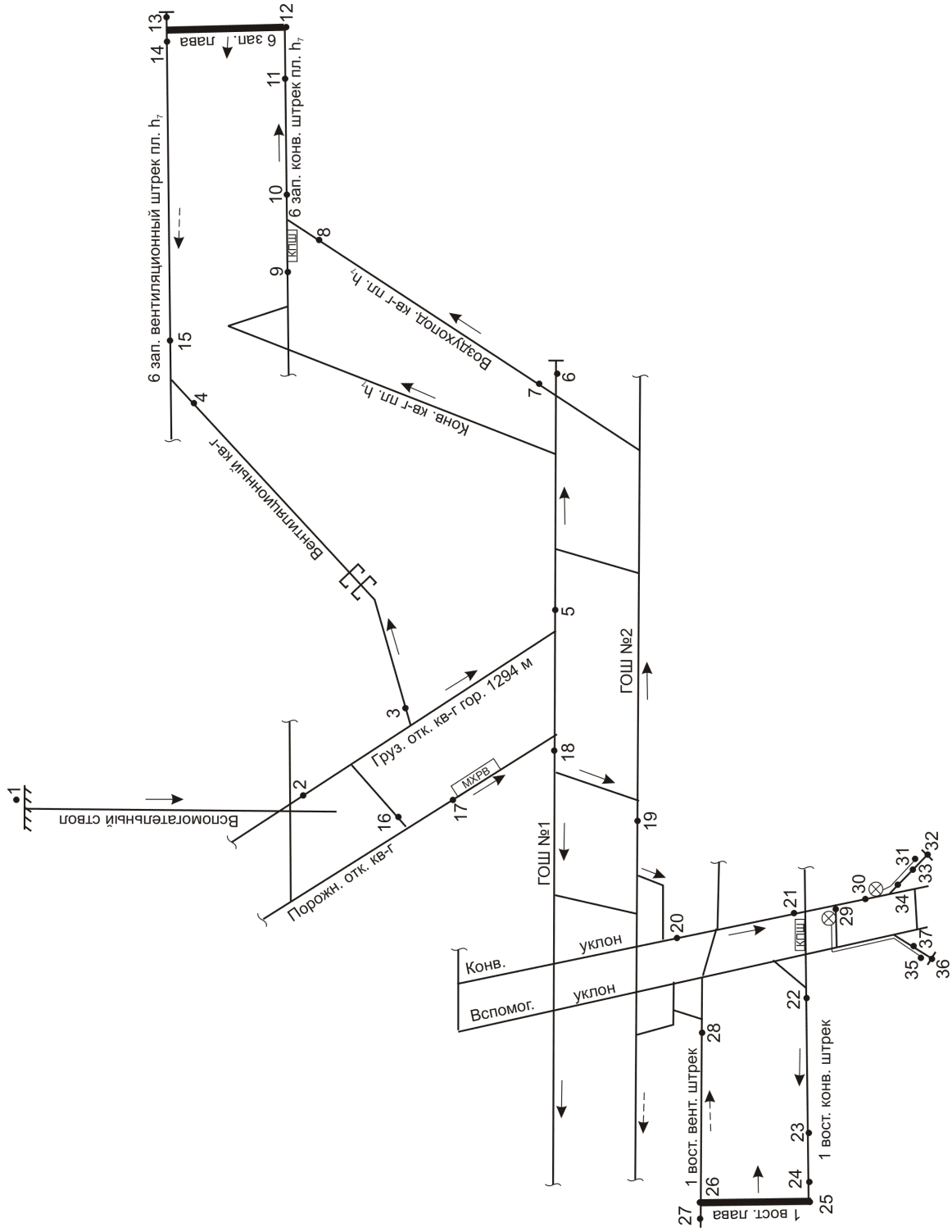


Рисунок В.3 – Схема расположения пунктов замера тепловлажностных параметров воздуха в горных выработках по маршруту 1-й восточной лавы УП ЦБ пл. h₈ и 6-й западной лавы ЦБ пл. h₇ ОП «Шахта «Шахтёрская-Глубокая» ГП «Шахтёрскантрацит» по состоянию на июль 2012 г.

Таблица В.2 – Результаты обследования тепловых условий в горных выработках по маршруту тупиковых подготовительных выработок 4-го яруса ЦБ пл. h₈ ОП «Шахта «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит» по состоянию на июль 2012 г.

№№ пунктов замера на рис. 1.1	Температура горных пород, °С	Тепловые параметры					Расход воздуха, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относительная влажность, %	влажсодержание, г/кг	теплосодержание, кДж/кг		
		по сухому термометру	по мокрому термометру					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	-	25,0	20,0	63	12,8	57,8		Поверхность. Солнечно. Сухо
2	38,4	28,2	24,2	71	15,3	67,3		Низ ствола гор. 1178 м. Небольшой капеж воды
3	38,4	27,0	23,2	72	14,3	63,7		Сечение не выдержано. Сухо
4	38,4	26,2	23,8	81	15,5	66,0		Затяжка – деревом. Сухо
5	35,8	25,4	23,8	87	16,1	66,5		Затяжка – ж/б. Сухо
6	35,8	26,1	23,2	78	14,9	64,2		1Л-800. Сухо. Затяжка – ж/б
7	35,8	25,4	23,6	86	15,8	65,8		1Л-800. Сухо. Затяжка – частично
8	35,8	25,3	23,6	86	15,8	65,8		ПК10. Сухо. Затяжка – деревом
9	35,8	25,4	23,7	86	15,9	66,1	960	1Л-80. Сухо. S=8,0 м ² , V=2,0 м/с
10	35,8	25,2	23,6	87	15,9	65,8		ВМП (ВМЭ-8). По почве вода, грязь
11	-	30,6	25,2	64	15,9	71,5		Ø трубопровода 800 мм. Значительно поврежден
12	35,8	30,8	27,2	75	19,1	79,8		Производится откачка воды
13	35,8	30,8	28,5	84	21,3	85,5	210	По почве вода, грязь
14	35,8	29,0	27,7	90	20,7	82,1		По почве грязь. Влажно
15	37,2	25,0	24,2	93	16,7	67,8		Сухо. Затяжка – деревом
16	37,2	26,8	23,4	74	14,8	64,7		По почве пыль. Затяжка – деревом
17	37,2	27,2	23,0	69	14,0	63,2		По почве пыль. Затяжка – деревом
18	37,2	26,8	22,8	70	13,9	62,5	1400	1Л-800. Сухо. S=6,7 м ² , V=3,8 м/с
19	37,1	26,8	22,8	70	13,9	62,5		ВМП (ВМЭ2-10)
20	36,9	33,0	25,2	52	14,8	71,1	192	По почве вода, грязь. Работы по проведению

1	2	3	4	5	6	7	8	9
								выработки остановлены
21	38,4	27,2	23,0	69	14,0	63,0		По почве пыль. Сухо
22	38,4	28,2	23,2	65	13,8	63,6		Сухо. Затыжка – ж/б
23	38,4	28,2	23,2	65	13,8	63,6		Сухо. Затыжка – ж/б
24	35,8	26,4	23,4	77	15,1	65,0		ВМП (ВМЭ-8). 1Л-800. Затыжка – ж/б
25	-	32,0	25,4	58	15,7	72,3		Ø трубопровода 800 мм. V=5,36 м/с
26	35,6	33,4	27,6	63	18,6	81,4		КСП-32. Сухо
27	35,6	33,2	29,4	75	21,9	89,6	172	S=12,8 м ² , V=0,23 м/с
28	35,8	31,4	28,6	81	21,2	86,0		По почве вода. Затыжка – ж/б
29	37,3	26,4	24,2	83	16,1	67,7	1282	ВМП (ВМЭ-8). S=7,9 м ² , V=2,85 м/с
30	-	36,8	27,0	45	16,0	78,2	168	Ø трубопровода 800 мм. V=5,6 м/с
31	37,1	36,4	27,6	50	17,2	80,8		КСП-32. Сухо. Без затыжки
32	37,1	36,8	27,8	49	17,4	81,6	238	S=12,8 м ² , V=0,32 м/с
33	37,3	34,6	28,4	62	19,3	84,4		1Л-800. Сухо. Затыжка – деревом
2	38,4	29,0	23,4	61	13,8	64,3		Низ ствола гор. 1178 м.
1	-	35,4	20,0	23	8,4	57,2		Поверхность. Солнечно. Сухо

Таблица В.3 – Результаты обследования тепловых условий в горных выработках по маршруту 1-й восточной лавы УП ЦБ пл. h₈ и 6-й западной лавы ЦБ пл. h₇ ОП «Шахта «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит» по состоянию на июль 2012 г.

№, № пунктов замера на рис. 1.2	Температура горных пород, °С	Тепловые параметры					Расход воздуха, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относительная влажность, %	влажность, г/кг	теплосодержание, кДж/кг		
		по сухому термометру	по мокрому термометру					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	-	18,2	16,0	80	10,7	45,3		Поверхность. Идет дождь
2	41,5	27,0	22,8	69	13,6	61,8		Низ ствола гор. 1294 м. Сухо
3	41,5	26,0	22,8	75	14,0	61,8		По почве вода, грязь, затыжка – ж/б
4	41,3	30,0	25,6	69	16,4	72,0		По почве грязь. Влажно
5	41,5	25,5	22,2	74	13,4	59,8		По почве грязь. Затыжка – ж/б
6	41,5	25,4	22,0	74	13,2	59,1		Водоохлаждающие модули КПШ 300

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7	41,5	25,3	22,0	74	13,2	59,1		1Л-800. Сухо. Затяжка – ж/б
8	42,6	25,6	22,4	75	13,6	60,3		По почве вода. Затяжка – ж/б
9	42,7	29,5	23,0	56	12,7	62,1		Установлен КПШ 300. Во время замера не работал
10	42,7	26,2	22,8	74	13,8	61,6	1170	S=11,3 м ² . По почве вода, грязь
11	42,7	28,0	23,8	69	14,5	65,1		Замер после энергопоезда
12	42,7	28,8	24,2	67	14,7	66,5		Работают конвейеры. Сухо
13	41,3	39,6	34,8	72	29,6	116,0		Замер в зоне погашения выработки
14	41,3	35,2	29,6	65	20,8	88,9		В лаве ремонтные работы. Сухо
15	41,3	37,4	33,2	74	27,0	107,0	1170	S=13,0 м ² . Затяжка – деревом
16	41,5	27,0	23,6	74	14,7	64,6		По почве грязь. В канавке вода
17	41,5	26,6	23,6	77	14,9	64,7		Замер у камеры МХРВ-1
18	41,5	26,4	23,7	79	15,1	65,0		Затяжка – ж/б. Сухо
19	41,5	26,0	24,2	86	16,0	66,9		В канавке грязь. Затяжка – ж/б
20	41,7	26,0	24,2	86	16,0	66,9		1Л-800. Сухо. Затяжка – ж/б
21	42,8	26,8	24,6	83	16,1	68,1		Сухо. Затяжка – ж/б
22	42,8	28,2	24,2	71	14,9	66,5		1Л-800. Сухо. Затяжка – ж/б
23	43,0	30,4	25,2	65	15,5	70,1	1160	V=1,96 м/с. Установлен энергопоезд
24	43,0	31,2	25,6	63	15,7	71,6		Сухо. Затяжка – деревом, сеткой
25	43,0	31,3	25,7	63	15,8	72,0		В лаве ремонтные работы. Сухо
26	41,7	34,2	28,6	65	19,5	84,3	1135	V=3,57 м/с. Сухо
27	41,7	35,4	30,8	71	23,0	94,5		Замер в зоне погашения выработки
28	41,7	35,8	31,0	70	23,2	95,5		Сухо. Затяжка – деревом, сеткой
29	43,2	26,8	25,0	86	16,7	69,6		ВМП (ВМ-6). Сечение не выдержано
30	43,3	27,2	25,6	88	17,4	71,8	382	ВМП (ВМ-6). 1Л-800. V=0,51 м/с
31	-	30,0	26,2	73	17,1	73,9	315	∅ трубопровода 800 мм. V=10,5 м/с
32	43,9	31,0	27,0	72	18,0	77,1		БВР. Скреперная лебедка. Большие завалы породы
33	43,8	30,7	26,8	73	17,8	76,3	349	S=10,7 м ² , V=0,6 м/с

1	2	3	4	5	6	7	8	9
34	43,8	30,6	27,0	75	18,1	77,1		Сухо
35	-	29,4	25,8	74	16,7	72,4	306	Ø трубопровода 800 мм. V=10,2 м/с
36	43,9	30,8	28,8	86	21,1	84,9		БВР. Скреперная ле- бедка. В забое вода
37	43,8	29,4	26,6	80	18,0	75,6		По выработке завалы породы. Сухо
2	41,5	27,2	23,4	72	14,3	63,9		Низ ствола гор. 1294 м. Сухо
1	-	19,4	17,6	84	12,1	50,2		Поверхность. Пасмурно

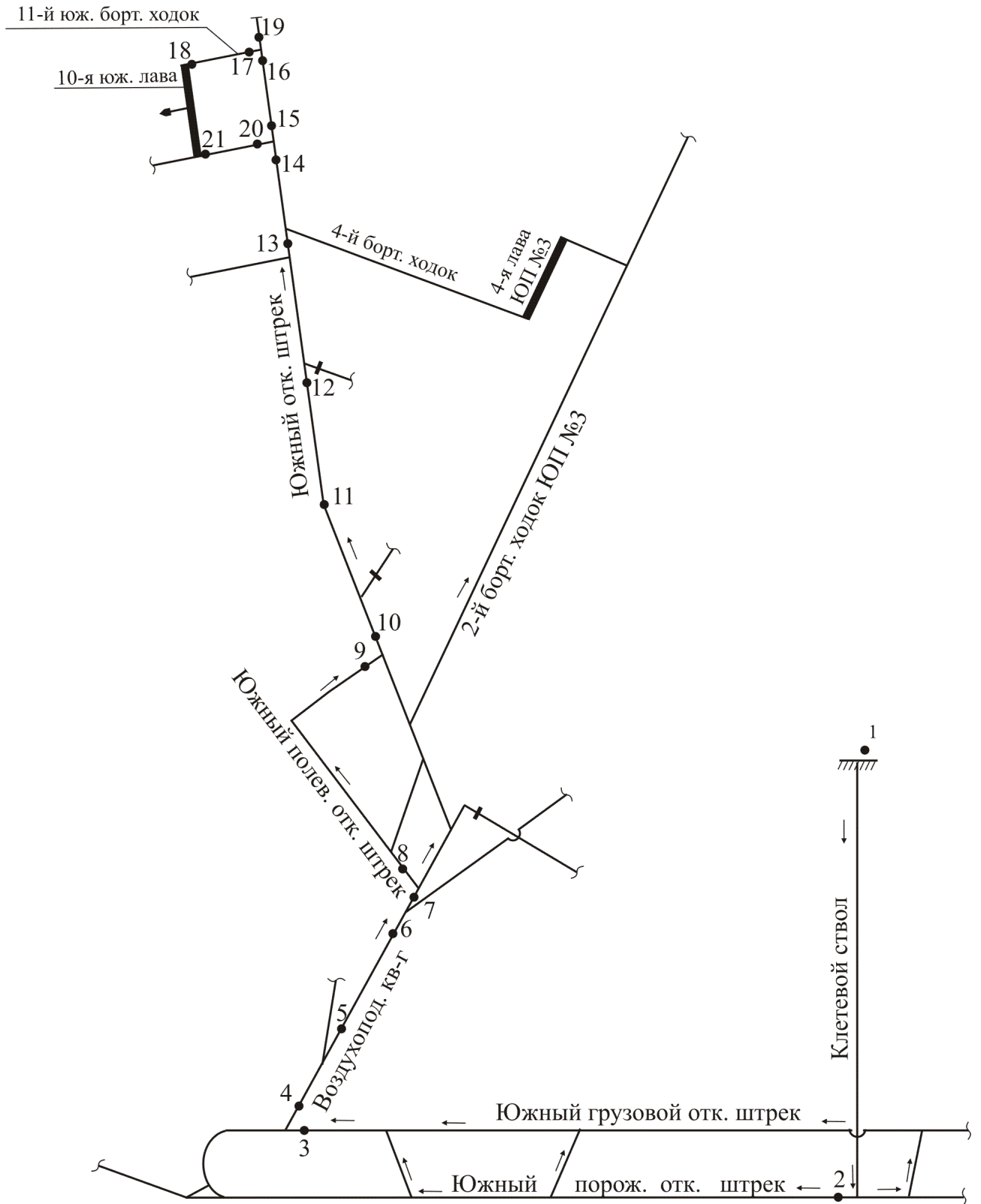


Рисунок В.4 – Результаты обследования тепловых условий в горных выработках по маршруту 10-й южной лавы шахты «Прогресс» ГП «Торезантрацит» по состоянию на декабрь 2010 г.

Таблица В.4 – Результаты обследования тепловых условий в горных выработках по маршруту 10-й южной лавы шахты «Прогресс» ГП «Горезантрацит» по состоянию на декабрь 2010 г.

№№ пунктов замера на рис. 1.1	Температура горных пород, °С	Тепловые параметры					Расход воздуха, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относительная влажность, %	влажосодержание, г/кг	теплосодержание, кДж/кг		
		по сухому термометру	по мокрому термометру					
1	-	3,8	2,8	85	4,4	14,7		Замер выполнен в надшахтном здании у ствола
2	39,5	13,5	12,8	92	7,9	33,5		Стенки ствола мокрые, внизу ствола капез
3	39,5	16,0	14,9	89	8,9	38,7	5000	
4	39,5	16,2	15,2	90	9,2	39,5		Почва и стенки выработки без видимых следов влаги
5	39,5	16,4	15,4	90	9,3	40,0		
6	39,5	16,4	15,4	90	9,3	40,0		
7	39,5	17,6	16,2	86	9,6	42,1		Почва сухая, крепь арочная, ж/б затяжка
8	39,4	18,0	16,6	86	9,9	43,2		
9	39,4	19,4	18,2	89	11,1	47,7		Почва и стенки выработки без видимых следов влаги
10	39,4	19,8	18,3	86	11,1	48,0		
11	39,3	20,4	18,6	84	11,2	48,8	1898	
12	39,3	22,1	20,3	84	12,5	54,0		По почве разлив технологической воды
13	39,2	23,0	21,4	86	13,5	57,6		По почве вода, грязь
14	39,2	23,6	22,3	89	14,5	60,6	855	Установлена подстанция ТСВП
15	39,2	23,2	22,2	91	14,5	60,3		
16	39,2	28,6	26,1	82	17,9	74,6	288	
17	38,4	32,4	27,6	68	18,8	80,8		Установлены энергопоезд, ТСВП
18	37,8	33,0	28,4	70	20,0	84,4		Монтаж 10-й южной лавы
19	39,2	33,2	28,0	66	19,1	82,3		
20	38,4	24,0	22,4	87	14,5	61,1		Работает конвейер
21	37,8	25,2	24,4	93	16,9	68,4		
2	39,5	14,0	13,2	91	8,1	34,5		Низ ствола. Капез
1	-	4,0	3,0	85	4,4	15,1		Поверхность. У ствола

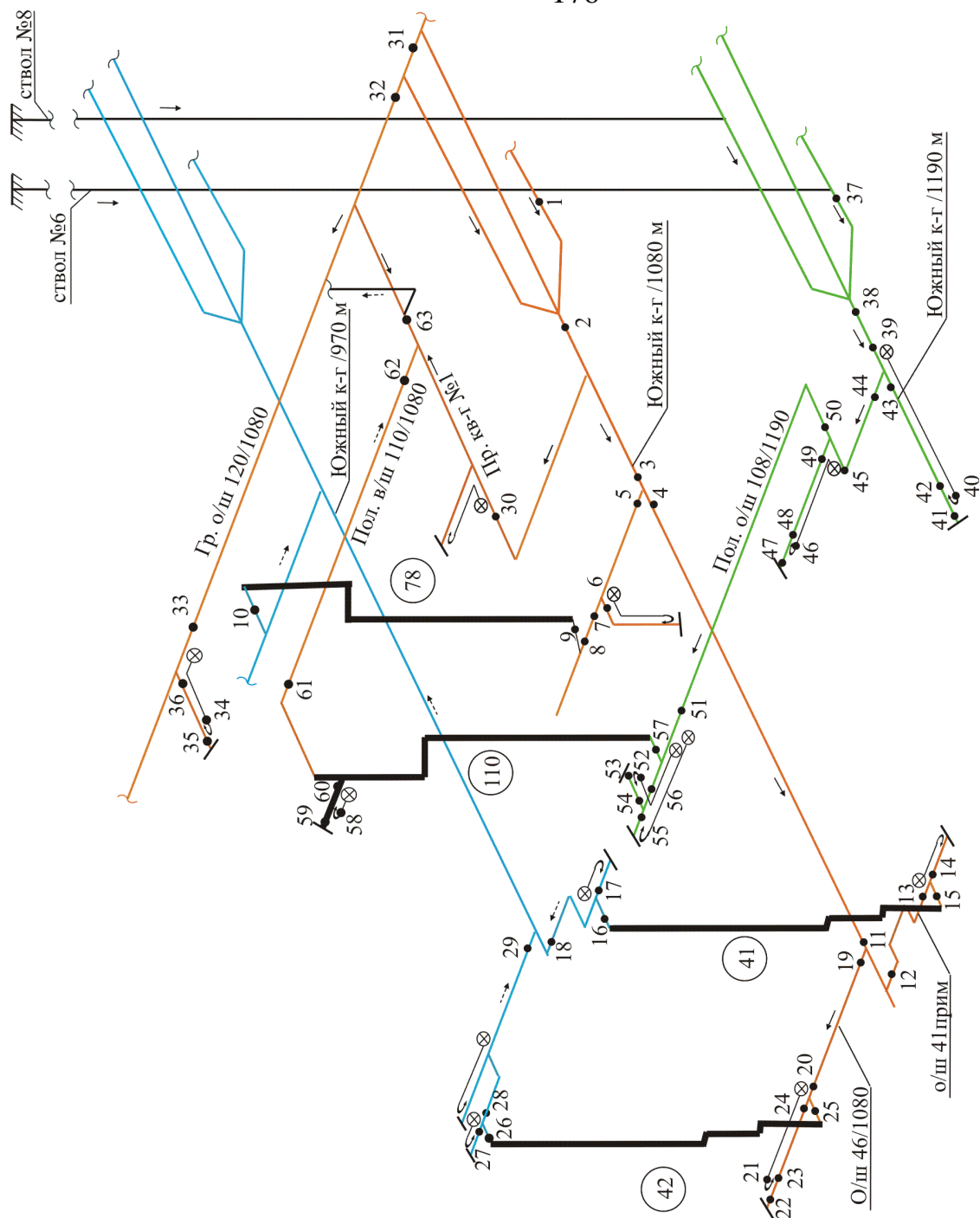


Рисунок В.5 – Схема расположения пунктов замера тепловлажностных параметров воздуха в горных выработках шахты им. В.И.Ленина ГП «Артёмуголь» по состоянию на март 2011 г.

Таблица В.5 – Результаты обследования тепловых условий в действующих горных выработках шахты им. В. И Ленина ГП «Артёмуголь» по состоянию на март 2011 г.

№№ пунк- тов замер- а на рис.1. 1	Темпе- ратура горных пород, °С	Тепловые параметры воздуха					Рас- ход воз- духа, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относи- тельная влаж- ность, %	влаж- но- содер- жание, г/кг	теп- ло- содер- жа- ние, кДж/ кг		
		по сухо- му тер- мометру	по мок- рому тер- мометру					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	35,7	12,6	11,0	82	6,7	29,6		Сечение арочное, бе- тонный монолит. Стены и почва сухие.
2	35,7	18,6	18,2	96	11,6	48,1		Начало южного кв-га гор. 1080 м. Арка, за- тяж. дерево, в канавке вода, почва влажная
3	35,7	19,6	19,0	94	12,1	50,5		
4	35,7	19,4	18,8	94	12,0	49,9		На почве грязь. В ка- навке вода. Арка, де- рево.
5	35,7	19,6	19,2	96	12,4	51,1		В канавке вода
6	35,7	24,0	23,6	97	16,4	65,8		Воздух в пром. кв-г практически не по- ступает. Труба пере- жата в выр-ке. Замер- ить кол-во воздуха нет возможн., т.к. крыльчатка анем. не вращается
7	35,7	20,2	19,6	94	12,6	52,3	261	За сопряжением с пром. квершл. № 6. Арка - дерево. На почве вода на 1/3 почвы выр-ки. ТСВП 400
8	35,7	21,6	20,8	93	13,5	56,1		Перед сопряжением с лавой № 78. Между т. 7, т. 8 вода, грязь. Выр-ка закр. аркой, затяжка- дерево. В лаве ремонтно- подготовительные работы
9	35,7	22,0	21,0	91	13,6	56,8	432	Выр-ка закреплена аркой, затяжка дере- во, почва и кровля сухая. Сост. выр-ки хорошее

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	33,2	22,6	22,0	95	14,9	60,6		
11	35,7	21,6	21,0	95	13,8	56,8		Юж. кв-г, сопряжение с о/ш 42. Выр-ка закр. аркой, затяжка дерева, на почве вода, капёж с кровли
12	35,7	22,8	22,0	93	14,6	60,1	128	Сечение не выдержано
13	35,7	25,8	25,2	95	18,0	71,8		Между т. т. 12-13 выработка залита водой, сечение не выдержано, затяжка - дерево полож. только перед лавой 150 м в норм. сост.
14	35,7	27,0	25,8	91	18,4	74,1		В забое нет проветрив., т.к. бурят орт на пласт
15	35,7	26,2	25,2	92	17,8	71,8	167	
16	33,2	27,6	27,6	98	21,4	82,3	432	Выход из лавы. Капёж.
17	33,2	28,0	27,8	98	21,6	83,2		Исх. вент. штрека № 41. Вентилятор не работает
18	33,2	27,6	26,0	88	18,7	75,5		
19	35,7	22,0	21,2	93	13,9	57,4	555	Сечение арочное, затяжка дерево, стенки выработки сухие, на почве вода, грязь.
20	35,7	25,4	25,0	97	17,9	71,0	311	Перед ВМП для пров. штрека. Между т.19 и т.20 на почве вода, сост. затяжки плохое. Сечение выработки не выдержано
21		26,2	24,6	87	16,9	69,4	231	Труба отстаёт от забоя на 10 м. В забое бурение шпуров
22	35,7	27,2	25,0	83	17,1	70,9		Забой сухой, пыль
23	35,7	27,2	24,2	78	15,9	67,8		
24	35,7	26,0	25,2	94	17,9	71,8		
25	35,7	25,9	25,2	96	18,1	71,6		
26	33,2	28,2	27,2	92	20,4	80,5		Исх. лавы № 42
27	33,2	29,2	27,6	88	20,7	82,2		
28	33,2	28,4	27,3	92	20,5	81,0		
29	33,2	29,7	28,6	94	22,4	86,9		
30	35,7	14,0	13,4	0,93	8,4	35,3		
31	35,7	14,0	13,4	93	8,4	35,3	1130	
32	35,7	19,8	16,4	70	9,1	42,9	432	Выр-ка закр. аркой, затяжка - дерево, в

1	2	3	4	5	6	7	8	9
								канавке вода. Капез с кровли
33	35,7	26,0	23,0	77	14,6	63,5		
34	35,7	27,0	23,9	77	15,5	66,7	380	Выход из вент. трубопровода. На почве вода. Выр-ка закр. аркой без затяжки
35	35,7	28,4	24,8	74	16,2	70,0		
36	35,7	28,2	25,0	77	16,6	70,8		
37	38,2	13,6	12,8	91	7,9	33,6		Гор 1190. Низ ствола. Ствол мокрый бетон. сопр. бетон, монолит, кровля и стены сухие
38	38,2	15,0	14,8	98	9,3	38,5		Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б, на почве вода, стены и кровля сухие
39	38,2	16,2	15,6	94	9,6	40,6		Перед ВМП южн. кв-га 1190. Вода в канавке перелож. настилом, но не плотно. Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б,. ВМ-6(5)
40	38,2	21,2	17,6	0,69	9,7	45,9	415	
41	38,2	21,4	20,0	88	12,5	53,1		Забой юж. кв-га гор 1190. Идёт погр. породы.
42	38,2	21,6	20,2	88	12,5	53,1		Исх. П.3. юж. кв-га гор. 1190 м. Воды в ПЗ нет
43	38,2	20,8	19,2	86	11,7	50,7	416	Исх. юж. кв-га гор. 1190 м. Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б, вода в канавке, стены и кровля выр-ки сухие
44	38,2	19,4	18,6	92	11,6	48,9	509	Начало гр. о/ш 90-1190 м. Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б, на почве вода. Водоотливная канавка открытая. $t_w=21,2$ °C
45	38,2	20,4	19,4	91	12,1	51,3		Водоотливная канавка открытая. $t_w=22,5$ °C
46		21,0	18,6	79	10,9	48,8	232	
47	38,2	21,6	19,2	79	11,4	50,6		
48	38,2	21,8	19,2	78	11,3	50,6		Исх ПЗ о/ш 100 гор. 1190. Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б,

1	2	3	4	5	6	7	8	9
								сухо
49	38,2	22,0	19,4	78	11,5	51,2		Перед т. замера 3 чел. ведут работы по растяжке троса
50	38,2	20,0	19,6	96	12,6	52,0		Водоотливная канавка открытая. $t_w=22,6$ °С
51	38,2	24,2	22,4	85	14,4	61,0	308	Пол о/ш 108/1190. Выр-ка закр. аркой, затяжка ж/б, вода в канавке. В 200 м от лавы №110 стоит КПШ 130. Состояние нерабочее.
52		25,4	22,4	77	13,9	60,9	176	
53	38,2	27,0	24,0	77	15,4	66,6		Забой сухой. Работают 3 человека. Оформление забоя.
54	38,2	27,0	24,0	77	15,4	66,6		
55	38,2	27,1	24,1	77	15,4	66,6		Тупик не проводится. ВМП не работает.
56	38,2	27,2	24,2	77	15,7	67,3		
57	38,2	26,2	24,0	83	15,8	66,6		Конвейер не работает.
58	35,7	29,6	27,2	81	21,2	85,9		
59	35,7	31,4	28,6	83	19,6	80,6		Работает смена, 3 человека. На почве вода
60	35,7	30,4	27,4	79	19,6	80,6		
61	35,7	30,2	27,8	83	20,3	82,4	286	
62	35,7	30,0	28,6	91	21,8	86,0		
63	35,7	29,6	28,8	94	19,2	79,3	299	Выр-ка закреплена аркой, затяжка ж/б, в канавке вода. Почва влажная

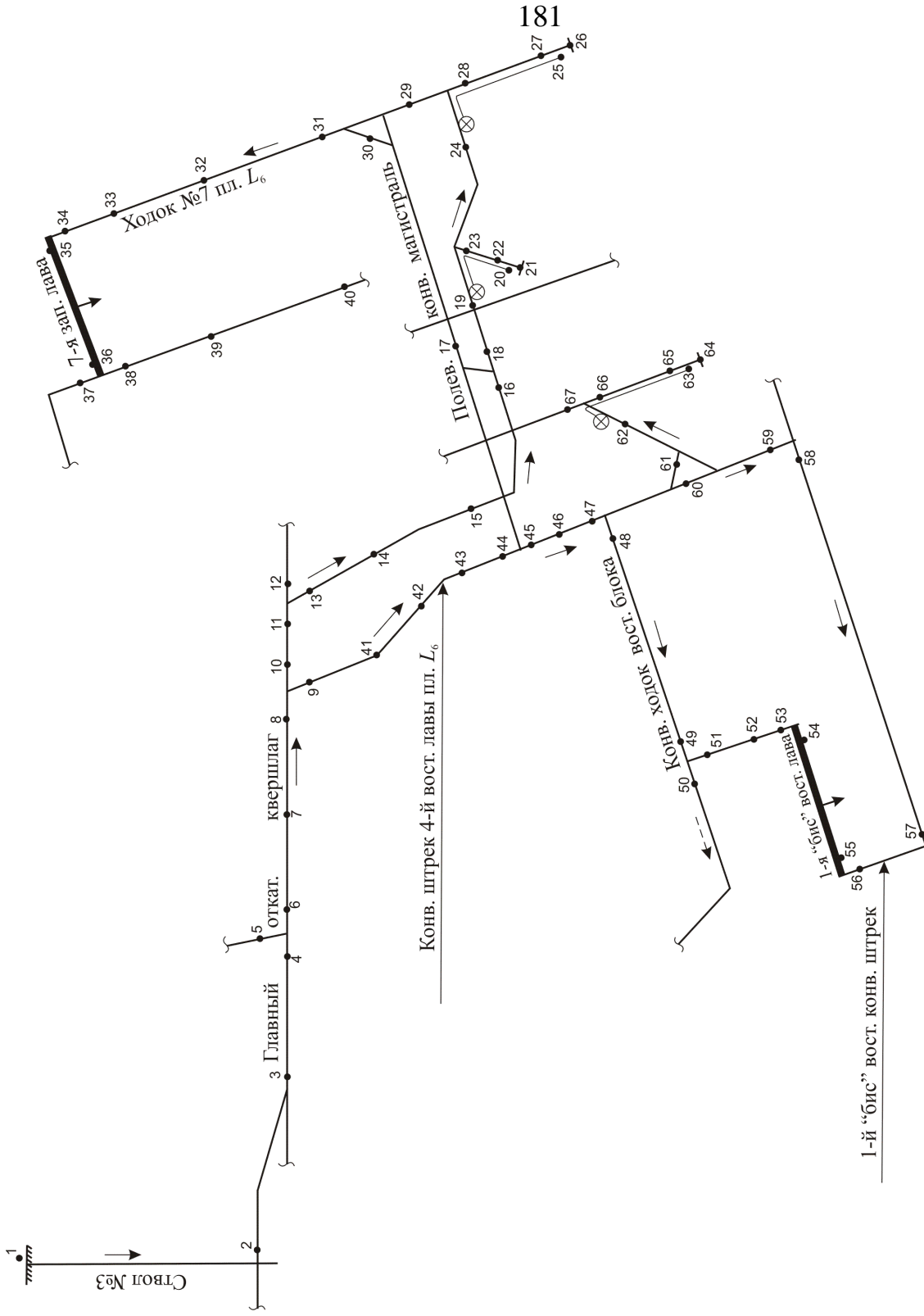


Рисунок В.6 – Схема расположения замера тепловлажностных параметров воздуха в горных выработках пласта L_6 ГОАО «Шахта «Белореченская» по состоянию на июнь 2011 г.

Таблица В.6 – Результаты обследования тепловых условий в горных выработках пласта L₆ ГОАО «Шахта «Белореченская» по состоянию на июнь 2011 г.

№№ пунктов замера на рис. 1.1	Температура горных пород, °С	Тепловые параметры					Расход воздуха, м ³ /мин	Примечание
		температура, °С		относительная влажность, %	влажосодержание, г/кг	теплосодержание, кДж/кг		
		по сухому термометру	по мокрому тер- мометру					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
21 июня 2011 г.								
1	-	17,2	16,8	96	12,0	47,8		Поверхность. Пасмурно, дождь
2	24,8	21,6	19,8	85	13,0	54,6		Низ ствола. Небольшой капеж
3	24,7	21,6	20,0	86	13,2	55,3		ПК 4+10. Сухо
4	24,7	21,8	20,4	88	13,7	56,6		ПК 9. Сухо
5	24,7	22,0	20,4	86	13,6	56,6		Сухо
6	24,7	21,8	20,0	85	13,1	55,3		ПК 10. Сухо
7	24,7	21,6	20,0	86	13,2	55,3		
8	24,7	21,4	19,8	86	13,0	54,7		ПК 52. Сухо. Затяжка - деревом
9	24,7	21,4	19,8	86	13,0	54,7		Сухо. Замер перед ТСВП. Затяжка – ж/б
10	24,7	21,4	19,6	85	12,8	54,0		ПК 56. Сухо
11	24,7	21,4	19,8	86	13,0	54,7		ПК 56+10. Сухо
12	24,7	21,4	19,8	86	13,0	54,7		ПК 58. Сухо. Затяжка – ж/б
13	24,7	22,0	20,0	83	13,1	55,3		ПК 4. Почва влажная. Затяжка – ж/б
14	24,6	21,8	19,9	84	13,0	55,0		ПК 7. По почве грязь
15	24,6	21,3	19,8	87	13,1	54,7		ПК 19. Почва влажная
16	24,6	21,2	20,0	90	13,4	55,4		ПК 8. По почве вода, грязь. Затяжка – ж/б
17	24,6	26,0	23,6	82	16,4	67,9	955	Конвейер 1Л1000. На конвейере уголь
18	24,6	21,2	20,0	90	13,4	55,4		Конвейер 1Л1000. Почва влажная
19	24,3	21,6	20,2	88	13,5	56,0		ПК 27. Сухо. ВМ-6
20	-	24,6	21,2	74	13,6	59,3	370	Ø трубопровода 1000 мм
21	24,3	24,0	21,4	79	14,1	60,0		БВР. Сухо. Скреперная лебедка
22	24,3	23,8	21,6	82	14,5	60,7		
23	24,3	23,6	21,4	82	14,3	60,0		
24	24,0	23,4	21,2	82	14,1	59,4	1380	ВМ-6. Сухо. Затяжка – ж/б
25	-	26,0	22,2	72	14,4	62,8	319	Ø трубопровода 1000 мм
26	24,0	26,4	22,4	71	14,5	63,5		Комбайн КСП 32. За-

1	2	3	4	5	6	7	8	9
								тяжка – сетка мет.
27	24,0	26,6	22,4	69	14,4	63,5		
28	24,0	25,2	22,8	81	15,6	65,1		
29	23,9	24,4	22,0	81	14,8	62,2		Сухо. Затяжка – сетка мет.
30	23,9	25,4	23,2	83	16,1	66,6		Затяжка – дерево. Движение воздуха отсутствует
31	23,9	25,0	22,6	81	15,4	64,4	1400	Конвейер 1Л1000. Сухо
32	24,0	25,8	24,4	89	17,8	71,2		ПК 44. ТСВП. Сухо. Затяжка – сетка мет.
33	24,2	26,0	25,2	94	18,9	74,4	1400	Установлен энергопоезд
34	24,2	26,8	25,4	89	18,9	75,2		
35	24,4	27,2	25,6	88	19,0	75,9		V=4,1 м/с
36	24,5	27,4	26,2	91	19,9	78,4		
37	24,5	26,8	26,0	94	19,9	77,6		ПК 85. Сухо. Затяжка - деревом
38	24,5	27,2	26,4	94	20,4	79,3		
39	24,4	32,0	28,0	73	21,1	86,2		
40	24,3	27,4	27,0	97	21,3	82,0		
2	24,8	21,8	20,2	86	13,4	55,9		Низ ствола. Небольшой капеж по стволу
1	-	21,2	16,2	60	9,6	45,7		Поверхность. Солнечно
22 июня 2011 г.								
1	-	18,8	15,2	69	9,5	42,9		Поверхность. Солнечно. Сухо
2	24,8	19,0	17,6	87	11,3	47,9		Низ ствола. Небольшой капеж
9	24,7	20,6	18,6	83	11,9	50,9		Сухо. Затяжка – ж/б
41	24,7	21,0	18,6	79	11,7	50,8		1Л1000. На ленте уголь. Сухо
42	24,7	21,2	19,0	81	12,1	52,1		ПК 7. 1Л1000. Затяжка – деревом. Сухо
43	24,6	21,8	19,6	81	12,6	54,0		1Л1000. Конвейер работает
44	24,4	21,8	19,6	81	12,6	54,0		1Л1000. Сухо
45	24,4	22,6	20,6	83	13,6	57,3		1Л1000. Затяжка – сетка, деревом
46	24,4	22,8	20,6	82	13,5	57,3		1Л1000. Сухо
47	24,3	23,2	21,2	84	14,2	59,4		1Л1000. Почва влажная
48	24,3	23,4	21,2	82	14,1	59,4		Сухо. Затяжка – сетка мет.
49	24,3	24,4	22,6	86	15,6	64,3		По почве вода, грязь
50	24,3	27,8	26,8	92	20,8	81,1		По почве много воды
51	24,3	28,8	27,4	90	21,4	83,7		Сухо. Затяжка – сетка мет.
52	24,3	28,0	26,6	89	20,4	80,2	878	Установлен энергопоезд
53	24,3	27,8	26,2	88	19,8	78,4		

1	2	3	4	5	6	7	8	9
54	24,3	27,8	25,6	84	18,8	75,9		
55	24,6	28,4	25,0	76	17,5	73,3		V=3,2 м/с
56	24,6	30,2	24,6	63	16,1	71,6		1Л1000. Установлен энергопоезд
57	24,6	27,4	23,4	71	15,5	67,1		1Л1000. Затяжка – сетка мет.
58	24,1	26,4	22,4	71	14,5	63,5		1Л1000. Сухо. Затяжка – сетка, деревом
59	24,1	26,0	22,2	72	14,4	62,8		1Л1000. Сухо
60	24,2	23,6	20,8	78	13,5	58,0		
61	24,2	24,4	21,2	75	13,7	59,3		Установлены ТСВП (2 шт.)
62	24,0	24,8	21,6	75	14,1	60,7	240	ВМ-6
63	-	30,0	25,0	66	16,9	73,3	220	Ø трубопровода 1000 мм
64	24,0	30,4	25,4	67	17,4	75,0		КСП-32. В забое сухо
65	24,0	30,6	25,6	67	17,6	75,8		$S_{\text{выр}}=14,5 \text{ м}^2$
66	24,0	29,2	26,0	77	18,9	77,6		
67	24,1	29,0	26,0	79	18,9	77,6		Сухо
2	24,8	20,2	17,4	76	10,6	47,2		Низ ствола
1	-	24,0	17,0	50	9,4	48,0		Поверхность. Солнечно. Сухо

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

ПАРЦИАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

$t, ^\circ\text{C}$	$p_n, \text{Па}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_n, \text{Па}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_n, \text{Па}$
1	2	1	2	1	2
12,0	1402,5	19,0	2197,1	26,0	3362,4
12,2	1421,2	19,2	2223,8	26,2	3402,4
12,4	1439,9	19,4	2251,8	26,4	3442,4
12,6	1458,5	19,6	2279,8	26,6	3483,2
12,8	1477,2	19,8	2309,1	26,8	3524,8
13,0	1497,2	20,0	2338,5	27,0	3566,4
13,2	1515,9	20,2	2367,8	27,2	3608,5
13,4	1537,2	20,4	2397,1	27,4	3650,6
13,6	1557,2	20,6	2426,5	27,6	3693,6
13,8	1577,2	20,8	2455,8	27,8	3737,3
14,0	1598,5	21,0	2487,8	28,0	3781,0
14,2	1618,5	21,2	2517,1	28,2	3825,3
14,4	1639,9	21,4	2549,1	28,4	3869,5
14,6	1661,2	21,6	2579,8	28,6	3914,6
14,8	1682,5	21,8	2611,8	28,8	3960,5
15,0	1705,2	22,0	2643,8	29,0	4006,3
15,2	1726,5	22,2	2675,8	29,2	4053,3
15,4	1749,2	22,4	2707,8	29,4	4100,2
15,6	1771,8	22,6	2741,1	29,6	4147,6
15,8	1794,5	22,8	2774,4	31,0	4494,3
16,0	1818,5	23,0	2809,1	31,2	4546,0
16,2	1841,2	23,2	2843,8	31,4	4599,1
16,4	1865,2	23,4	2878,4	31,6	4650,0
16,6	1889,2	23,6	2913,1	31,8	4702,8
16,8	1913,2	23,8	2947,7	32,0	4755,6
17,0	1937,2	24,0	2983,7	32,2	4809,5
17,2	1961,2	24,2	3018,4	32,4	4863,3
17,4	1986,5	24,4	3055,7	32,6	4919,6
17,6	2011,8	24,6	3093,1	32,8	4975,6
17,8	2037,2	24,8	3130,4	33,0	5031,6
18,0	2063,8	25,0	3167,7	33,2	5088,6
18,2	2089,2	25,2	3206,1	33,4	5144,1
18,4	2115,8	25,4	3245,9	33,6	5203,6
18,6	2142,5	25,6	3283,5	33,8	5262,2
18,8	2169,1	25,8	3321,9	34,0	5320,9

1	2	1	2
35,2	5688,3	43,4	8824,3
35,4	5751,8	43,6	8916,6
35,6	5815,5	43,8	9009,9
35,8	5879,5	44,0	9103,2
36,0	5943,5	44,2	9199,2
36,2	6009,1	44,4	9295,2
36,4	6074,7	44,6	9391,7
36,6	6141,3	44,8	9488,8
36,8	6209,1	45,0	9585,9
37,0	6276,8	45,2	9682,9
37,2	6348,8	45,4	9780,0
37,4	6420,8	45,6	9888,8
37,6	6545,6	45,8	9986,6
37,8	6616,5	46,0	10088,5
38,0	6627,4		
38,2	6700,0		
38,4	6772,5		
38,6	6845,8		
38,8	6919,9		
39,0	6994,1		
39,2	7069,8		
39,4	7145,5		
39,6	7222,3		
39,8	7300,2		
40,0	7378,0		
40,2	7457,5		
40,4	7537,0		
40,6	7617,5		
40,8	7699,1		
41,0	7780,7		
41,2	7863,9		
41,4	7947,1		
41,6	8031,3		
41,8	8116,6		
42,0	8202,0		
42,2	8288,9		
42,4	8375,8		
42,6	8463,8		
42,8	8552,9		
43,2	8733,1		

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица Д.1 – Физические свойства сухого воздуха при $p = 760$ мм.рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\times\text{K)}$	$\lambda \times 10^2, \text{Вт/(м}\times\text{K)}$	$\alpha \times 10^6, \text{м}^2/\text{K}$	$\mu \times 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	P_v
10	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698

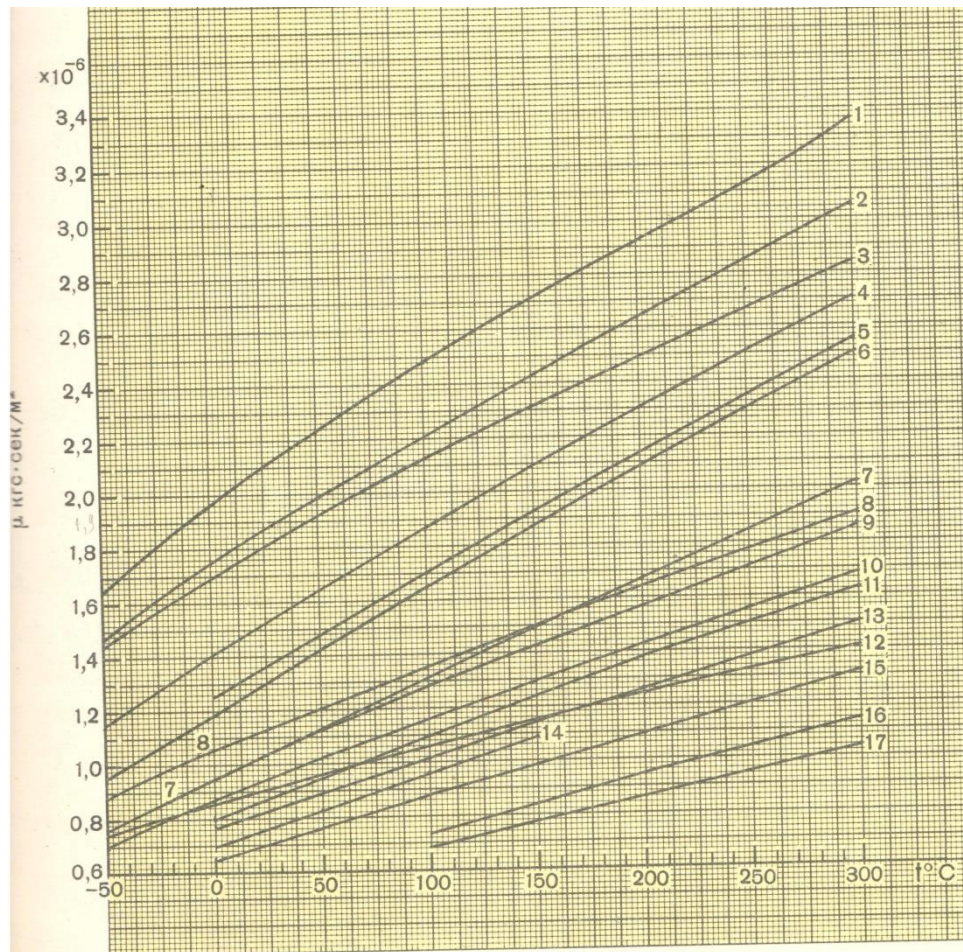


Рисунок Д.1 – Динамическая вязкость газов при нормальном давлении:
азот – 3; аммиак – 7; ацетилен – 7 (от 0 до 50 °С); ацетилен – 9 (от 50 до 100 °С);
н-бутан – 14; водород – 12; воздух – 2; н-гексан – 15; н-гектан – 16; изобутан – 14;
изопентан – 15 (от 0 до 150 °С); кислород – 1; метан – 8; окись углерода – 3
(от -50 до +500 °С); н-оксан – 17; н-пентан – 15 пропан – 13; пропилен – 11;
сернистый газ – 6; сероводород – 6; углекислый газ – 4; хлор – 5; этан – 10;
этилен – 7 (от -50 до +50 °С); этилен – 9 (от 50 до 300 °С); этилен – 8 (от 300 до
500 °С).

Таблица Д.2 – Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	$p \times 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	h, кДж/кг	c_p , кДж/(кг×К)	$\lambda \times 10^2$, Вт/(м×К)	$a \times 10^6$, м ² /с	$\mu \times 10^6$, Па×с	$\nu \times 10^6$, м ² /с	$\beta \times 10^4$, 1/К	$\sigma \times 10^4$, Н/м	p_v
0	1,013	999,9	0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42

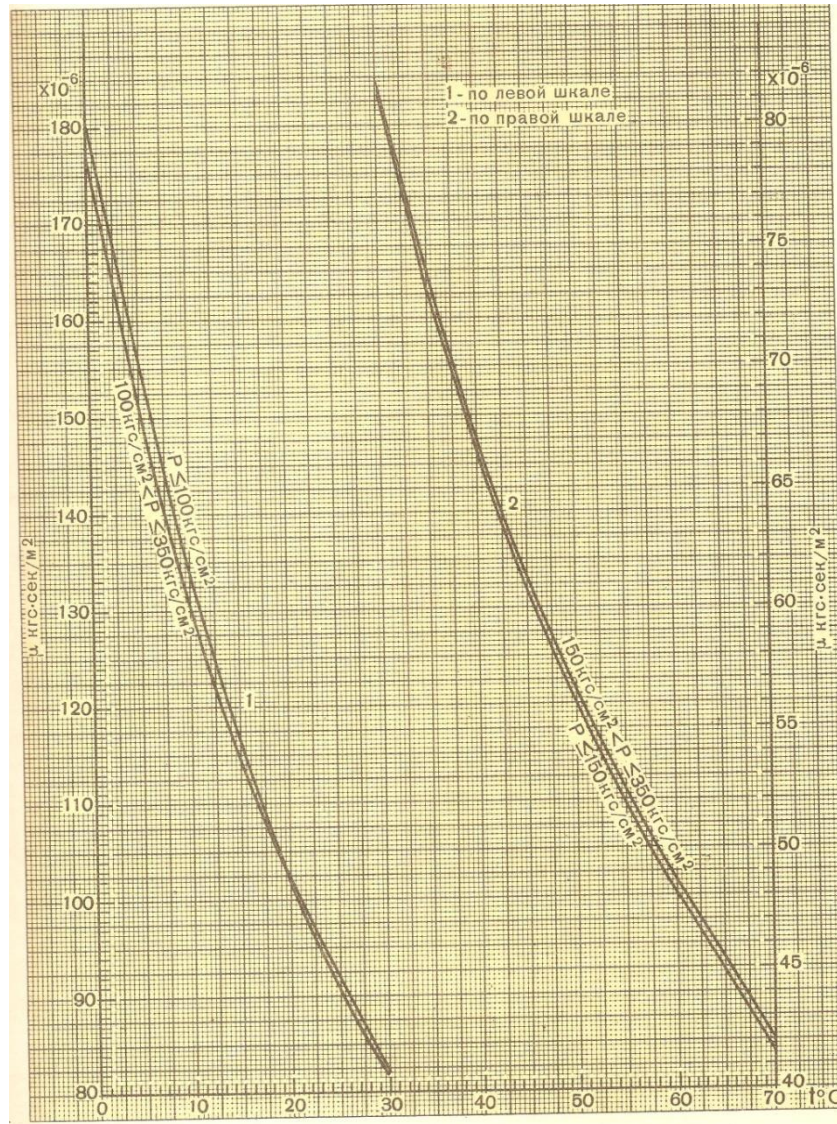


Рисунок Д.2 – Динамическая вязкость воды

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

1. Подготовка к экспериментальным исследованиям

- 1.1. Визуально осмотреть состояние стенда и насосной станции.
- 1.2. Убрать все предметы с стенда, не применяемые в исследованиях.
- 1.3. Перевести все органы управления в отключенное состояние.
- 1.4. Напряжение пустить на стенд через автомат по защите от перегрузок по току.
- 1.5. Удостоверившись в работоспособности стенда, отключить от электрической сети с соблюдением п. 1.3.
- 1.6. Установить на стенде испытываемую гидродинамическую установку.
- 1.7. Выполнить монтаж в соответствии с правилами безопасности при работе с приборами, запитанными от электрической сети.
- 1.8. Провести исследования процессов протекающих в гидродинамической эжекторной установке (ГДЭУ) при диспергировании воды многокамерным эжектором меняя количества подаваемой воды.
- 1.9. После окончания исследований необходимо отключить источники, питающие стенд, измерительные приборы и автоматический выключатель с соблюдением требований п. 1.3.
- 1.10. Выполнить демонтаж гидродинамической установки.

2. Условия проведения лабораторных исследований

При приведении лабораторных исследований на стенде должны соблюдаться следующие условия:

температура окружающей среды 25–35 °С;

относительная влажность 35–90 %,

если другие условия не указаны в технических требованиях на исследуемое устройство с контролем поверенными приборами, имеющими действующее свидетельство и записью их показаний в протоколе.

3. Оформление результатов лабораторных исследований

3.1. Все полученные данные регистрируются в рабочем журнале.

3.2. Полученные результаты анализируются и обрабатываются.

3.3. Методы обработки полученных результатов исследований.

Компьютерная обработка полученных данных с помощью «pinch»- метода.

3.4. Результаты исследований сводятся в таблицы и вносятся в протокол исследований.

4. Техника безопасности при проведении лабораторных исследованиях

4.1. Лабораторные исследования проводятся с соблюдением требований безопасности, предусмотренных в Правилах технической эксплуатации электроустановок и Правилах техники безопасности.

4.2. Для проведения лабораторных исследований распоряжением руководителя назначаются лица, ответственные за соблюдением правил безопасности.

4.3. Лица, участвующие в лабораторных исследованиях должны быть ознакомлены с принципом работы устройства и с рабочей методикой.

4.4. Место проведения лабораторных исследований должно быть хорошо освещено и содержаться в чистоте.

4.5. Все проводимые исследования на стенде должны выполняться с соблюдением Правил безопасности при эксплуатации установки.

4.6. После окончания лабораторных исследований всё оборудование должно быть обесточено и перекрыт вентиль для подачи воды.

Измеряемый элемент – вода.

1)	Температура воздуха, °С	35
2)	Измеряемый расход воды, л/мин	$G_{\text{дв.}} = 12$
3)	Средний расход воды, л/мин	$G_{\text{дв. ср}} = 10$
4)	Давление воды в многокамерном эжекторе, МПа	$P_{\text{дв}} = 0,6$
5)	Температура воды (max), °С	$t_{\text{дв}} = 20$
6)	Диаметр смесителя, D, мм	500
7)	Материал	оцинкованная сталь

Выбор устройства

8)	Тип устройства	Диффузор–конфузорная камера
9)	Эффективный расход воды, л/мин	12

Определение данных для расчёта

10)	Давление воды в многокамерном эжекторе, МПа	$0,6 + 0,1$	0,7
11)	Плотность воды в рабочих условиях (P и t), ρ , кг/м ³		998,5
12)	Внутренний диаметр смесителя перед диффузор–конфузорной камерой, мм		
	$D = D_{20}$		800
13)	Динамическая вязкость воды в рабочих условиях (P и t), μ , кгс×сек/м ²		0,0101

Определение номинального перепада давления

14) Вспомогательная величина C

$$\frac{12 \times \sqrt{998,5}}{0,01252 \times 500^2} = 0,01.$$

15)	Предельный номинальный перепад давления, МПа	1
16)	Приближённые значения диффузор–конфузорного модуля	0,20

Определение числа Рейнольдса

17) Число Рейнольдса, Re

$$0,0361 \times \frac{10 \times 998,5}{500 \times 102,5 \times 10^{-6}} = 7033,3$$

18) Определение параметров сужающегося устройства

- 19) Наибольший перепад давления в диффузор–конфузорной камере, ΔP , МПа

$$\Delta P = \Delta P_n = 0,1$$

- 20) Вспомогательная величина

$$\frac{0,047}{\sqrt{0,1}} = 0,14 \times 10$$

- 21) Диффузор–конфузорный модуль, m (рис. 1) 0,195

- 22) Средний радиус диффузор–конфузорной камеры (конфузор) при температуре 20 °С, мм

$$500 \times \sqrt{0,195} = 221$$

Проверка расчёта

- 23) Коэффициент расхода (рис. 1) 0,615

- 24) Максимальный диаметр диффузор–конфузорной камеры при температуре, t 221

- 25) Расход, соответствующий наибольшему перепаду давления, ΔP , Q_0 ,

$$0,01252 \times 0,615 \times 221 \times \sqrt{\frac{1000}{998,5}} = 1,7$$

$$12,0 - 1,7 = 10,3$$

- 26) Допустимое нижнее предельное значение наибольшего расчётного расхода, л/мин, 10,0

Так как $10,3 > 10,0$, то расчёт выполнен правильно.

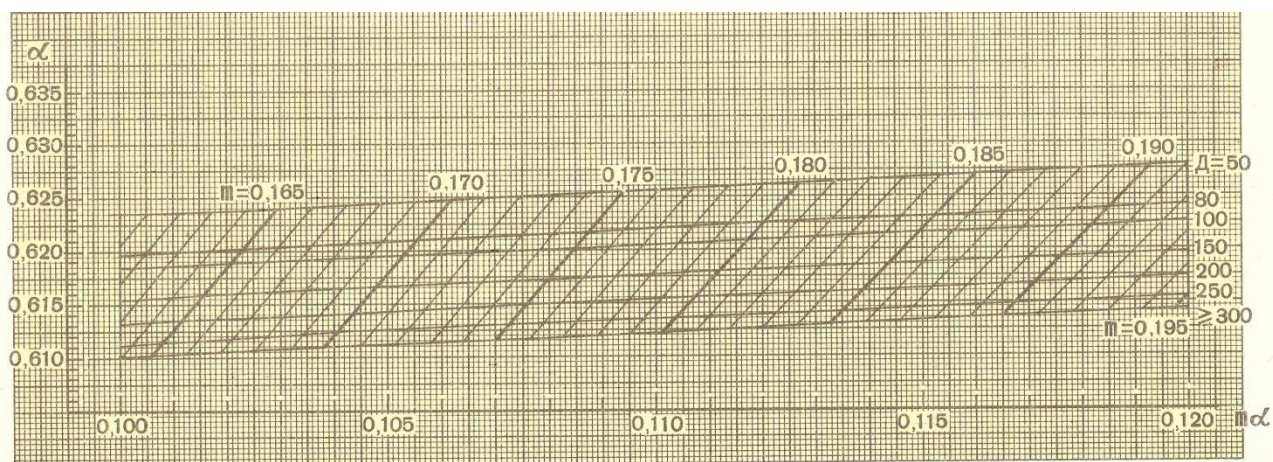


Рисунок Е.1 – Коэффициент расхода диффузор–конфузора

Измеряемый элемент – воздух.

1)	Избыточное давление воздуха перед конфузуром	0,04
2)	Барометрическое давление, мм.рт.ст.	750
3)	Температура измеряемого элемента, °С	35
4)	Внутренний диаметр конфузурора, мм	500
5)	Показатель адиабаты воздуха	1,4

Определение недостающих для расчёта данных

6) Температура измеряемой среды, °С 35

7) Барометрическое давление, P_6

$$750 \times 13,595 \times 10^{-4} = 1,02 \text{ кгс/см}^2$$

8) Абсолютное давление воздуха перед конфузурора

$$0,4 + 0,1 = 5,02 \text{ кгс/см}^2$$

9) Внутренний диаметр конфузурора 500

10) Плотность воздуха в нормальном состоянии (кг/м^3) 1,205

11) Коэффициент сжимаемости воздуха в рабочих условиях (P и T), K 0,995

12) Плотность воздуха в рабочих условиях (P и T), ρ

$$1,205 \times \frac{5,02 \times 293}{1,0332 \times 308 \times 0,995} = 5,597 \text{ кг/м}^3$$

13) Динамическая вязкость воздуха в рабочих условиях (P и T), μ ($\text{кгс} \times \text{сек/м}^2$)

$$1,8 \times 10^{-6}$$

14) Плотность воздуха при давлении P и температуре 35,0 °С

$$1,205 \frac{5,02}{1,0332 \times 0,995} = 5,91 \text{ кг/м}^3$$

Определение номинального перепада давления в конфузуроре

16) Вспомогательная величина

$$\frac{60 \times 1,205}{0,01252 \times 100 \times 5,597} = 10,32$$

17) Предельный номинальный перепад давления конфузурора (кг/м^2)

$$0,04 (400 \text{ кгс/м}^2)$$

18) Приближённое значение модуля

$$0,22$$

Определение числа Рейнольдса

19) Число Рейнольдса

$$0,0361 \frac{2130 \times 1,205}{100 \times 1,8 \times 10^{-6}} = 514750$$

20) Минимально допустимое число Рейнольдса 20000
 21) Среднее значение числа Рейнольдса 267375

Определение параметров диффузор–конфузора

22) Наибольший перепад давление в конфузоре, кгс/м² 0,63

23) Отношение $\frac{\Delta P_{cp}}{P}$

$$\frac{10^{-4} \times 500}{5,02} \left(\frac{42}{60}\right)^2 = 0,01 \times 0,49 = 0,0049$$

24) Поправочный множитель на расширение воздуха 0,994

25) Вспомогательная величина

$$\frac{10,32}{0,994 \times \sqrt{500}} = \frac{10,32}{0,994 \times 22,36} = 0,46$$

26) Диффузор–конфузорная камера (конфузор) 0,2234

27) Поправочный множитель на расширение воздуха 0,994

28) Поправочный множитель на тепловое расширение смеси 1

29) Диаметр конфузора при температуре 35,0 °С

$$500\sqrt{0,2234} = 236,33$$

Проверка расчёта

30) Коэффициент расхода 0,6275

31) Минимальный радиус конфузора 236,33

32) Расход соответствующий перепаду давления, м³/ч

$$0,2109 \times 0,6275 \times 0,994 \times 500 \times \sqrt{\frac{400 \times 5,02}{1,205 \times 308 \times 0,995}} \times 10 = 3534$$

33) Допустимое нижнее значение среднего расчётного расхода, м³/ч 3529

Таблица Е.1 – Измерительные приборы лабораторной установки

Измеряемая величина	Обозначение	Ед. изм	Предполагаемый диапазон измерения	Приборы и средства измерения	Место установки прибора	Примечание
Абсолютное погружение приём патрубка воды	h	м	0,1 - 1,0	Уровнемер трубчатый	Напорный бак	
Температура воздуха на входе в смеситель	$T_{\text{в1}}$	К °С	298 - 323 (25,0 – 50,0)	Термопара ТХК - 0515 МКД-50 (0 – 200 °С)	Диффузор-конфузорный смеситель	Осциллограф Н-102
Температура воздушно-капельной смеси	T_s	К °С	298 - 323 (25,0 – 50,0)	Термопара ТХК - 0515 (0 – 200 °С)	В начале, середине и в конце потока	
Давление воздуха на входе	$P_{\text{в1}}$	Па	$(1,1-1,5) \times 10^5$	Манометр МО $(1,6 \times 10^5)$		
Давление воздушно-капельного потока в центре диф.-конф. смесителя	P	Па	$(1,1-1,4) \times 10^5$	Манометр МО	Датчик давления	
Параметры воздушно-капельного потока		Па	$(1 - 1,1) \times 10^5$	Манометр МО	Сепаратор	
Давление воздуха перед диафрагмой	$P_{\text{в}}$	Па	$(0 - 2) \times 10^5$	Дифманометр ДМ-Э1 $(2,5 \times 10^5)$		Осциллограф Н-102
Расход воды	$G_{\text{ов}}$	кг/с	показания	Треугольный водослив. Мерный бак, секундомер		
Разрежение в сепараторе	$P_{\text{с}}$	Па	0 - 6000	U – образный дифманометр	Сепаратор	
Температура и влажность воздуха при подводе	$T_{\text{в1}}$	К °С %	298 - 323 (25,0 - 50,0) (64)	Термометр П-6, Психрометр МВ-4М	Диффузор-конфузорный смеситель	
Температура воздуха на выходе	$T_{\text{в2}}$	К °С %	294 - 315 (21,0 – 42,0) (67)	Термометр П-6, Психрометр МВ-4М	Сепаратор	
Перепад давления на диафрагме	ΔP	Па		U – образный дифманометр	Диффузор-конфузорный смеситель	
Расход воздуха	$G_{\text{в}}$	кг	0 - 5	Диафрагма	Диффузор-конфузорный смеситель	

Таблица Е.2 – Технические данные лабораторной установки

Параметры элементов	обозначение	показатели
Общая длина установки: смеситель/ диффузор– конфузорный модуль/ сепаратор, м	L	5 0,8/ 1,2 / 0,5 /1,0
Максимальный расход воздуха, м ³ /мин	G_{ϵ}	$1,8 \times 10^5$
Максимальное давление воды, МПа	P	0,7
Максимальное разрежение, МПа	P_{ϵ}	0,04
Максимальная начальная температура воздуха, К	T_{ϵ}	323 (50,0 °С)
Минимальная температура воды, К	$T_{\text{об}}$	285 (12,0 °С)

Проведение экспериментальных исследований

охлаждение воздуха при реализации процесса гидроэжекции

Проведение научного исследования, предполагает поиск среднего значения погрешности измерения. Для определения средней погрешности при обработки лабораторных данных проводили 7 замеров в диапазоне температуры воздуха, подаваемого для охлаждения и температуры воды.

Количество и давление воздуха измерялось в входном сечении смесителя. Повышение давления воздуха перед диафрагмой, измеряется при помощи манометра.

Для определения массового и объёмного расхода воздуха используем формулы:

$$G_{\epsilon} = \alpha \epsilon f_k \sqrt{2\rho \Delta P};$$

$$G_{\epsilon} = \alpha \epsilon f_k \times \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}},$$

где G_{ϵ} – массовый расход воздуха, кг/с; G_B – объёмный расход воздуха, кг/с; α – коэффициент конфузора; ϵ – поправочный множитель на расширение смеси в

диффузоре; f_k – площадь конфузора установки, м²; ρ – плотность измеряемой смеси в установке, кг/м³; ΔP – повышение давления в конфузоре установки, Н/м².

$$d = (\alpha_{MC}(T - 293) + 1) d_0 = d_0 k_t,$$

где d_0 – диаметр диффузора при $T = 293$ К; k_t – поправочный множитель конфузур; $m = \frac{d^2}{D^2}$ – диффузор–конфузорная камера;

$$D = (T - 293) (\alpha_{MT} + 1) \times D_0 = D_0 k_T,$$

где D – диаметр смесителя, м; k_T – поправочный множитель на расширение диффузора.

Плотность воздуха (кг/м³) и удельного объёма (м³/кг) в процессе гидроэжекции, определим по следующим зависимостям:

$$\rho_0 = \frac{\mu}{22,4};$$

$$v_0 = \frac{22,4}{\mu},$$

тогда,

$$\rho = \frac{\rho_0 P T_0}{P_0 T k},$$

где μ – молекулярный вес воздуха; v_0 – удельный объём воздуха; k – коэффициент сжимаемости воздушно-капельной смеси.

Для определения относительной средней квадратичной погрешности измерения расхода воздуха, т.е.:

$$\sigma_{cp} = ((\sigma_{cp})_D^2 + \sigma_{au}^2 + \sigma_{k2}^2 + \sigma_{k3}^2 + (\sigma_{cp})_{Re}^2)^{0,5},$$

где σ_{au} – коэффициент средней погрешности на диафрагме ($\sigma_{au} = 0,26$ %);

σ_{k2} – погрешность поправочного множителя на шероховатость ($\sigma_{k2} = 0,28$ %);

σ_{k3} – погрешность поправочного множителя на входной кромке диафрагмы, $\sigma_{k3} = 0,27$ %;

$(\sigma_a)_{Re}$ – поправки на влияние неточности числа Рейнольдса, $(\sigma_a)_{Re} = 0,15$ %;

$(\sigma_a)_D$ – величина, ошибки определения исходного коэффициента расхода, обусловленного отклонением диаметра трубопровода.

Тогда имеем:

$$\sigma_{cp} = (0,03^2 + 0,26^2 + 0,28^2 + 0,27^2 + 0,15^2 +)^{0,5} = 0,49$$
 %;

где σ_ε – средняя квадратичная относительная погрешность поправочного множителя на расширение измеряемого воздуха;

$\sigma_{\varepsilon_{cp}}$ – средняя квадратичная погрешность значения σ_{cp} , найденного по формуле:

$$\sigma_{cp} = 1 - (0,3707 + 0,3184 \times m^2) \left(1 - \left[\frac{\Delta P}{P} \times \left(\frac{Q_{cp}}{Q_n} \right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{k}} \right)^{0,935};$$

$$\sigma_{\tilde{n}\delta} = 0,987; \gamma = f(P, T),$$

γ – показатель адиабаты воздуха,

$$\gamma = \frac{C_{pm}}{C_{vm}}; \quad \gamma = 1,3765;$$

$$C_{vm} = 0,7084 + 0,00009349; \quad C_{vm} = 0,76;$$

$$C_{pm} = 0,9952 + 0,00009349; \quad C_{pm} = 1,055,$$

$$\sigma_{\varepsilon_{cp}} = n \frac{\Delta P_{cp}}{P}; \quad \varepsilon_{cp} = 0,657$$

$$\sigma_{\varepsilon\tilde{n}\delta} = 2 \times 0,055 = 0,11 \%$$

где n – коэффициент для диафрагмы при $m \leq 0,50$ равный 2, $n = 2$;

$$\frac{\Delta P_{cp}}{P} = \frac{\Delta P}{P} \left(\frac{Q_{cp}}{Q_n} \right)^2.$$

Поправочный множитель на расширение смеси при малых значениях:

$$A = \left(1 - \frac{\Delta P_{cp}}{P} \right)^{1/x},$$

где от 0 до $0,1 - \frac{\Delta P_{cp}}{P}$.

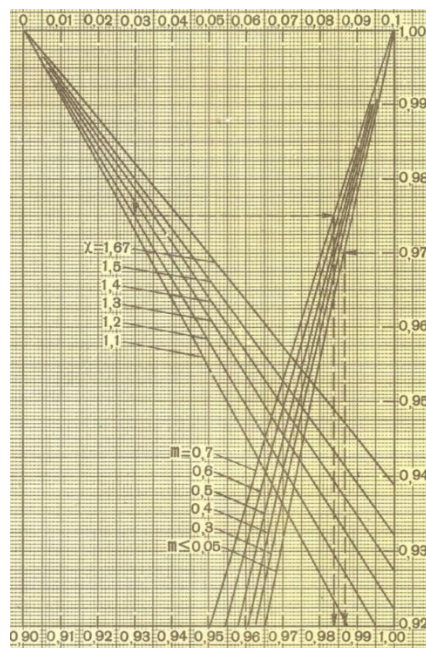


Рисунок Е.2 – ε

Для определения средней квадратичной погрешности (σ_ε') при условии $d_f = 0,8$ и с отклонением значения $\varepsilon = 0,609$ от ε_{cp} , то определим:

$$\sigma_\varepsilon' = 0,8 \frac{\varepsilon_{cp} - \varepsilon}{\varepsilon};$$

$$\sigma_\varepsilon' = 0,8 \frac{0,657 - 0,609}{0,609} = 0,063.$$

Тогда,

$$\sigma_\varepsilon = \sqrt{0,091^2 + 0,063^2} = 0,112 \text{ \%}.$$

Значение перепада давления в конфузоре установки приравняем к погрешности давления в дифманометре, то выражение примет вид:

$$\sigma_{\sqrt{\Delta P}} = \frac{S_G \times 100}{2G'},$$

где G' – расход в долях измерений дифманометра:

$$G' = \frac{G}{Q_n}; \quad G' = 0,33;$$

S_Q – класс точности (по расходу) дифманометра, равен отношению цены деления шкалы к её длине:

$$S_Q = \frac{1}{780} = 1,28 \times 0,001 = 0,0013$$

$$\sigma_{\sqrt{\Delta P}} = \frac{0,0013 \times 100}{2 \times 0,33} = 0,197 \text{ \%}.$$

Относительная погрешность значения плотности воздуха при температуре $t = 293 \text{ K}$, подсчитывается по формуле:

$$\rho_t = \rho_0 \frac{PT_0}{P_0TK},$$

$$\sigma_\rho = (\sigma_{\rho_0}^2 + \sigma_P^2 + \sigma_T^2 + \sigma_K^2)^{0,5},$$

при этом,

$$\sigma = \frac{1}{2P} ((100 \Delta P_\delta)^2 + (P_M S_M)^2)^{0,5},$$

где ΔP_δ – максимальная погрешность барометра, кгс/см²; P_M – предел измерения манометра, кгс/см²; S_M – класс точности.

Тогда

$$\sigma_P = 0,5 ((0,65)^2 + (0,098)^2) = 0,22.$$

Средняя относительная погрешность измерения температуры:

$$\sigma_T = \frac{(50 \div 25) \times \Delta t^0}{T},$$

где Δt^o – максимальная погрешность измеряемой температуры (равна 0,5 единицы разряда последней значащей цифры цены деления шкалы термометра):

$$\sigma_{\dot{O}} = \frac{50 \times 0,5}{273} = 0,092,$$

$$\sigma_{\dot{O}} = \frac{25 \times 0,5}{273} = 0,046.$$

Средняя квадратичная погрешность измерения плотности воздуха

$$\sigma_{\rho_0} = \frac{(50 \div 25) \Delta \rho_0}{\rho_0},$$

где $\Delta \rho_0$ – максимальная погрешность величины (равна 0,5 единицы разряда последней значащей цифры в табличном значении):

$$\sigma_{\rho_0} = \frac{50 \times 10^{-4}}{1,293} = 0,0039,$$

$$\sigma_{\rho_0} = \frac{25 \times 10^{-4}}{1,293} = 0,0019,$$

Погрешность σ_K зависит от метода определения коэффициента сжатия. При нахождении коэффициента сжатия $\sigma_K = 2\%$.

Тогда,

$$\sigma_p = (0,0197^2 + 0,216^2 + 0,009^2 + 2^2)^{0,5} = 2,01\%.$$

Следовательно, средняя относительная погрешность измерений расхода воздуха равна:

$$\sigma_{G_e} = (0,49^2 + 0,01^2 + 0,19^2 + 0,25^2 \times 0,01^2)^{0,5} = 0,58\%.$$

В установку подавалась вода с массовым расходом и определялась объёмным способом по расчётной формуле:

$$G_{\text{дв}} = (1,343 \times \rho_{\text{дв}}) \times H^{2,47},$$

где H – высота порога водослива, м; $\rho_{\text{дв}}$ – плотность воды, кг/м³.

Относительная погрешность смеси в установке будет равна:

$$\sigma_{G_{\text{дв}}} = 2,5 \sigma_B,$$

№ п/п		1	2	3	4	5	6	7
Температура воды	на входе в мн.кам. эжектор, К	291,6	291,6	291,6	291,6	291,6	291,6	291,6
	на входе в диф.-конф. смесит., К	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8
Уровень воды перед водосливом, мм		5,5	56	61	64	73	77	75
Расход воды	массовый, кг/с	0,03	1,05	1,34	1,46	2,17	2,39	2,27
	объемный *10 ³ м ³ /с	0,03	1,05	1,34	1,46	2,17	2,39	2,27

Протокол 3

$$P_a = 0,998 \cdot 10^5 \text{ Па}, T_B = 293 \text{ К}, B = 64 \% .$$

№ п/п		1	2	3	4	5	6
Давление воздуха перед диафрагмой 0,05 МПа		0,107	0,11	0,113	0,118	0,12	0,122
Перепад давления на диафрагме, МПа		0,03	0,05	0,08	0,09	0,012	0,015
Температура воздуха перед диафрагмой, К		323	323	323	323	323	323
Расход воздуха	массовый, кг/с	0,063	0,094	0,129	0,162	0,197	0,221
	объемный м ³ /с	0,045	0,068	0,093	0,116	0,142	0,158
Температура воздуха	на входе в смеситель, К	320	320	320	320	320	320
	в сепараторе, К	295	295	295	295	295	295
Температура воды	на входе в м.к.эжектор, К	291	291	291	291	291	291
	в сепараторе, К	290,2	290,2	290,2	290,2	290,2	290,2
Уровень воды перед водосливом, мм		2	17	32	37	38	38
Расход воды	массовый, кг/с	0,00029	0,00057	0,27	0,39	0,42	0,42
	объемный *10 ³ м ³ /с	0,00029	0,00057	0,27	0,39	0,42	0,42

ПРОТОКОЛ 4

№ п/п	Давление воздуха перед диафрагмой, МПа	Перепад давления воздуха на диафрагме, МПа	Температура воздуха перед диафрагмой, К	Расход воздуха, м ³ /с	Температура воздуха на выходе, К	Температура воды на входе, К	Температура воды на выходе, К
-------	--	--	---	-----------------------------------	----------------------------------	------------------------------	-------------------------------

1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,1100	0,023	313	0,23	323	293	296
2	0,1110	0,076	314	0,35	318	292	293
3	0,1112	0,124	313	0,49	313	291	293
4	0,1121	0,186	313	0,58	308	290	292
5	0,1133	0,222	313	0,68	303	289	292
6	0,1352	0,248	313	0,85	298	288	290
7	0,1410	0,260	313	0,97	293	285	288

№ п/п	Давление воздуха перед диафрагмой, МПа	Перепад давления воздуха на диафрагме, МПа	Температура воздуха перед диафрагмой, К	Расход воздуха, м ³ /с	Расход воды, кг/с
1	0,1100	0,0217	313	0,23	0,2
2	0,1110	0,0743	314	0,35	0,2
3	0,1112	0,1112	313	0,49	0,2
4	0,1121	0,1830	313	0,52	0,2
5	0,1133	0,2134	313	0,54	0,2
6	0,1352	0,2367	313	0,59	0,2
7	0,1410	0,2512	313	0,61	0,2

**Эффективность охлаждения воздуха капельной водой
в эжекторной установке (к протоколу)**

№ п/п	Расход воздуха, м ³ /с	Время охлаждения воздуха, сек.	Температура воды на входе, К	Температура и влажность воздуха, К		Степень охлаждения, %
				вход, К	выход, К	
1	0,23	3,1	293	323/64	315/67	3,23
2	0,35	2,4	292	318/64	312/66	3,18
3	0,49	2,2	291	313/64	307/66	3,18
4	0,52	2,1	290	308/64	303/63	3,08
5	0,54	1,9	289	303/64	297/60	3,03
6	0,59	2,3	288	298/64	293/58	2,98
7	0,61	2,1	285	293/64	290/58	2,93

Нагрев капель воды в зависимости от диаметра

№ п/п	Давление воды, Р, МПа	Средний диаметр капель d(м _к) _{ср} , м	Степень нагрева капель, %
1	0,1	10 ⁻²	25/23/20
2	0,2	10 ⁻³	30/34/33
3	0,3	10 ⁻³	40/38/35
4	0,4	10 ⁻⁴	45/41/37
5	0,5	10 ⁻⁴	55/43/42
6	0,6	10 ⁻⁵	56/45/44
7	0,7	10 ⁻⁵	58/49/48

Расчётные

значения параметров к протоколам 1-4

№ п/п	Удельный объёмный расход воздуха	Удельный массовый расход воздуха	Энергетический КПД эжекторной установки, %	Коэффициент теплоотдачи, Дж/К	Показатель политропы процесса теплообмена
К протоколу 1					
1	1000	1,28	0,4	-	1,6
2	38	0,05	10,3	84	1,6
3	34	0,044	13,0	111	1,6
4	29	0,037	16,0	140	1,6
5	32	0,042	8,9	173	1,6
6	43	0,055	8,1	185	1,6
7	55	0,071	6,2	179	1,6
К протоколу 2					
1	899	1,167	4,4	-	-9,1
2	33	0,043	12,2	12	-9,1
3	30	0,039	14,3	19	-9,1
4	30	0,042	13,8	17	-9,1
5	31	0,039	15,6	26	-9,1
6	37	0,048	11,4	28	-9,1
7	49	0,064	8,2	27	-9,1

К протоколу 3					
1	-	-	-	-	-
2	1142	1,65	0,3	-	-5
3	334	0,48	0,8	-31	-5
4	426	0,42	1,8	-45	-5
5	368	0,47	1,6	-48	-5
6	417	0,52	1,7	-48	-5

К протоколу 4					
1	-	-	-	-	-
2	1139	1,55	0,3	-	-5
3	321	0,47	0,8	-31	-5
4	418	0,41	1,8	-45	-5
5	361	0,45	1,6	-48	-5
6	407	0,51	1,7	-48	-5

СТАТИСТИКА ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

При постановке опытов в соответствии с планом экспериментов нами проводилось 7 замеров контролируемых величин. Эти замеры рассматривались как случайная выборка. Поэтому задача обработки состоит в определении по данным вы-

борки показателей, с помощью которых могут быть оценены параметры максимального смещения.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i.$$

где i – порядковый номер повторного опыта; n – число повторных опытов.

Оценка математического ожидания расхода воды лабораторной установки (протокол №1, эксперимент 5) будет равен:

$$x = \frac{1}{6} (11,5 + 11,8 + 11,7 + 11,7 + 12,0 + 11,5 + 11,7) = 11,7 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Для определения среднего отклонения определяется дисперсией выборки:

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2.$$

$$S_x = M_k S,$$

$$S = \sqrt{S^2};$$

где M_k – коэффициент, определяемый по таблице в зависимости от числа степеней свободы.

Следуя из выше рассмотренного, установили, что эффективный расход воды:

$\bar{x} = 11,7 \text{ м}^3/\text{мин}$, тогда,

$$S^2 = \frac{1}{6} (11,9 - 11,8)^2 + (11,8 - 11,5)^2 + (11,8 - 11,7)^2 + (11,5 - 11,3)^2 + (11,7 - 11,5)^2 + (11,8 - 11,5)^2 + (11,9 - 11,6)^2 = 0,063;$$

Для $f = 6$ коэффициент $M_k = 1,045$.

Определим абсолютную ошибку для выбранного опыта и определения величины:

$$S_x = 1,045 \times 0,23 = 0,24.$$

Определим точность математического ожидания по данным проведённых лабораторных исследований:

$$S_{x'} = \frac{S_x}{\sqrt{n}} = \frac{0,24}{\sqrt{7}} = 0,091 \text{ м}^3/\text{сек}$$

Оценка по максимальному расходу воздуха

Точность полученных данных из опытов и определения интервала математического ожидания:

$$\bar{x} - t_\alpha \frac{S_x}{\sqrt{n}} \leq \mu \leq \bar{x} + t_\alpha \frac{S_x}{\sqrt{n}},$$

где t_α – критерий Стьюдента при доверительной вероятности $P=1-\alpha$ ($\alpha=0,286$).

В зависимости от степени свободы $f = n - 1$, принимаем t_α для доверительного интервала вероятности.

Для максимального расхода воздуха определим математическое ожидание для выбранного интервала, т.е. установлено, что;

$$\bar{x} = 60 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}, S_x = 0,24 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}.$$

Для $f=6$ критерий Стьюдента $t_\alpha = 2,447$, тогда:

$$\bar{x} \pm t_\alpha \frac{S_x}{\sqrt{n}} = 60 \pm 0,22,$$

т.е. максимальное количество воздуха, при реализации гидроэжекции в установку для выбранного опыта:

$$G_g = (60 \pm 0,22), \text{м}^3/\text{мин}$$

Проверка точности результатов опытов

Для анализа выбранного доверительного интервала из проведённых опытов, выясним, не являются ли замеры 42 м³/мин и 60 м³/мин ошибочными. Установленный расход $\bar{x} = 60$ м³/мин и $S_x = 0,24$ м³/мин; для $f=6 \times t_\alpha = 2,45$:

$$\bar{x} \pm t_\alpha \times S_{\bar{x}} = 42 \pm 2,447 \times 0,24 = (42 \pm 0,59), \frac{\text{м}^3}{\text{мин}};$$

$$\bar{x} \pm t_\alpha \times S_{\bar{x}} = 60 \pm 2,447 \times 0,24 = (60 \pm 0,59), \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}.$$

Полученные замеры 42 м³/мин и 60 м³/мин удовлетворяют цели исследования и не являются ошибочными.

Проведём поверочный расчёт дисперсности выходящей воды в диффузор–конфузорный смеситель. Для расчёта принимаем значение критерия Фишера и определим:

$$F = \frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{0,00074}{0,00053} = 1,4.$$

Критерий Фишера по табличному значению при уровне значимости $\alpha = 0,05$ и $f_1 = f_2 = 6$ составляет 4,28. Так как, диаметр капель примерно одинаковый и среднее их значение равно:

$$S_{св}^2 = \frac{1}{12} (0,00079 \times 6 + 6 \times 0,00053) = 0,0006.$$

Определим расчётное значение критерия Стьюдента:

$$t_\alpha = \frac{|\bar{x}_2 - \bar{x}_1|}{S_{св}} \sqrt{\frac{n_1 n_2}{n_1 + n_2}},$$

$$t_\alpha = \frac{|11,7 - 8,1|}{0,78} \sqrt{\frac{5 \times 5}{5 + 5}} = 7,29;$$

Расчётное значение $t_\alpha = 7,29$ больше табличного $t_\alpha = 2,18$, то между \bar{x}_1 и \bar{x}_2 есть значимое различие.

Для определения минимальной дисперсии капель воды $S_1^2 = 0,000013$; $S_2^2 = 0,000014$, тогда

$$S_1 = 0,000013; \quad S_{x1} = 0,0000134;$$

$$S_2 = 0,000014; \quad S_{x2} = 0,0000149.$$

Расчётное значение критерия Фишера

$$F = \frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{0,000373}{0,00043} = 0,867.$$

Дисперсия по максимальному среднему размеру, и тогда:

$$S_{сг}^2 = \frac{1}{12} (0,000373 \times 6 + 6 \times 0,00043) = 0,0004.$$

Температура перед ГДЭУ $t_g = 28,0$ °C и влажность $\varphi = 70$ %, а после установки $t_g = 25,0$ °C, максимальное количество тепла при установленных параметрах с учётом влагоотделения составила [5]:

$$Q_{y.x} = V_g \times \rho_g \times \Delta H = 0,2 \times 1,25 \times (66,3 - 42,2) = 6,025 \text{ кВт},$$

где $Q_{y.x}$ – холодопроизводительность ГДЭУ, кВт; V_g – объём эжектируемого воздуха в установку, м³/с; ρ_g – плотность воздуха, кг/м³; ΔH – разность энтальпий воздуха после ГДЭУ и окружающей температуры воздуха локальной зоны.

Как показал краткий расчёт, холодопроизводительность ГДЭУ для снижения температуры рудничного воздуха, составит 6 кВт.

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора шахты им. А.Стаханова

ОАО «Красноармейскуголь»

И.М. Чернявский

18. 03.2013 г.

АКТ

опытно-промышленных испытаний эффективности установки для охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах горных выработок на основе применения гидродинамической эжекции

Комиссия в составе:

- Шишук А.И. – председатель комиссии, гл. механик шахты
 Юхимец С.Д. – зам. директора шахты по производству
 Гигиняк Н.Г. – ст. лаборант лаборатории 10 ВГСО
 Гого В.Б. – профессор кафедры естественных наук (ЕН) Красноармейского индустриального института ДонНТУ
 Сыроватченко В.А. – инженер, деловод кафедры ЕН КИИДонНТУ
 Попов А.А. – лаборант кафедры ЕН КИИДонНТУ
 Тишин Р.А. – аспирант МакНИИ, автор-разработчик эжекторной установки для охлаждения рудничного воздуха

Итоги работы комиссии

1. В период с 16.03.2013г. по 18.03.2013г. в зоне конвейерного пересыпа горной массы на горизонте 995м участка УКТ проведены опытно-промышленные испытания эффективности непрерывной работы установки для охлаждения рудничного воздуха в локальной зоне выработки на основе применения гидродинамической эжекции.
2. Экспериментальная установка гидродинамического эжекторного охлаждения воздуха разработана аспирантом МакНИИ Тишиным Романом Александровичем по программе его диссертационного исследования на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.26.01- «Охрана труда».
3. Оценка эффективности эжекторной установки для охлаждения рудничного воздуха в локальной зоне горной выработки проведена на основе реальных показателей температуры воздуха на входе и выходе установки. Также измерялись параметры температуры и давления охлаждающей воды, подаваемой в многокамерный эжектор из пожарного трубопровода шахты, для расчетов общих энергетических и материальных затрат.

Выводы комиссии

1. На основе средних показателей температур рудничного воздуха на входе 28°C и на выходе 25°C при средней температуре охлаждающей воды

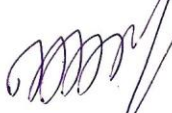
20⁰С комиссия делает вывод об эффективности применения гидродинамической эжекции для охлаждения рудничного воздуха по схеме аспиранта Тишина Р.А. и целесообразности разработки соответствующей промышленной установки.

2. Для обеспечения требуемой объемной производительности установки охлаждения рудничного воздуха в конкретных условиях локальной зоны горной выработки необходимо реализовать предложение Тишина Р.А. о батарейной компоновке эжекторных модулей, что сделает установку мобильной с возможным расположением ее на шасси шахтной вагонетки.

3. Особо комиссия отмечает, что для охраны труда шахтеров по качеству рудничного воздуха очень важным является универсальность эжекторной установки, которая позволяет комплексно охлаждать воздух и одновременно очищать его от пыли. Поэтому необходимы дальнейшие исследования в этом направлении, основой для которых могут стать результаты проведенных опытно-промышленных испытаний эжекторной установки.

4. Неотъемлемой частью данного Акта является «Приложение», содержащее данные о горно-геологических условиях проведения испытаний, а также технических параметрах эжекторной установки для охлаждения рудничного воздуха по схеме Тишина Р.А.

Председатель комиссии



А.И.Шишук

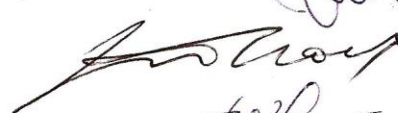
Члены комиссии



С.Д.Юхимец



Н.Г. Гигиняк



В.Б. Гого



В.А. Сыроватченко



А.А. Попов



Р.А. Тишин

Приложения к Акту
опытно-промышленных испытаний эффективности установки
для охлаждения рудничного воздуха в локальных зонах
горных выработок на основе применения гидродинамической эжекции
от 18.03.2013г.

1. Показатели горно-геологических условий проведения испытаний в локальной зоне конвейерного пересыпа горной массы:

- горизонт – 995 м;
- средняя температура горных пород – 36,4 °С;
- средняя скорость вентиляционного воздуха – 1,3 м/с.

2. Характеристики гидродинамического эжектора:

- давление воды на входе в эжектор – 0,6 МПа;
- температура воды на входе в эжектор – 20,0 °С;
- расход воды – 0,2 л/с.

3. Средние показатели температуры рудничного воздуха:

- на входе в установку – 28,0 °С;
- на выходе из установки, т.е.
при поступлении в выработку – 25,0 °С.



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 80139

ЕЖЕКТОРНИЙ ПИЛОВЛЮВЛОВАЧ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі"

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 13.05.2013.

Голова Державної служби інтелектуальної власності України

М.В. Кобина





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA

(11) 80139

(13) U

(51) МПК

E21F 5/20 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

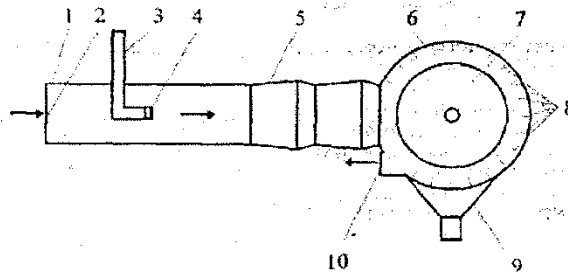
(21) Номер заявки: **u 2012 14422**
 (22) Дата подання заявки: **17.12.2012**
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **13.05.2013**
 (46) Публікація відомостей про видану патенту: **13.05.2013, Бюл.№ 9**

(72) Винахідник(и):
**Тишин Роман Олександрович (UA),
 Булгаков Юрій Федорович (UA),
 Гого Володимир Бейлович (UA),
 Лолов Олександр Олександрович (UA),
 Никифоров Михайло Олександрович (UA)**

(73) Власник(и):
**ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ
 ЗАКЛАД ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Артема, 58, м. Донецьк, 83001 (UA)**

(54) ЕЖЕКТОРНИЙ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧ**(57) Реферат:**

Ежекторний пиловловлювач містить циліндричний корпус з встановленою у ньому форсункою, дисковий центробіжний сепаратор і шламозбірник. До циліндричного корпусу прикріплена дифузор-конфузорна труба, у якій відбувається пульсуючий потік. Кут розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби складає 6-8 град.



Фиг. 1

UA 80139 U

(11) 80139

(19) UA

(51) МПК
E21F 5/20 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2012 14422

(22) Дата подання заявки: 17.12.2012

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 13.05.2013

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 13.05.2013, Бюл. № 9

(72) Винахідники:
Тишин Роман
Олександрович, UA,
Булгаков Юрій Федорович,
UA,
Гого Володимир Бейлович,
UA,
Попов Олександр
Олександрович, UA,
Никифоров Михайло
Олександрович, UA(73) Власник:
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ
НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
ДОНЕЦЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Артема, 58, м. Донецьк,
83001, UA

(54) Назва корисної моделі:

ЕЖЕКТОРНИЙ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧ

(57) Формула корисної моделі:

Ежекторний пиловловлювач, що містить циліндричний корпус з встановленою у ньому форсункою, дисковий центробіжний сепаратор і шламозбірник, який відрізняється тим, що до циліндричного корпусу прикріплена дифузор-конфузорна труба, у якій відбувається пульсуючий потік, причому кут розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби складає 6-8 град.

(11) 80139

Пронумеровано, прошито металевими люверсами та скріплено печаткою
2 арк.
13.05.2013

Уповноважена особа



(підпис)



Корисна модель належить до гірничої промисловості та призначена для здійснення комплексного процесу охолодження повітря у гірничих виробках глибоких шахт одночасно з уловлюванням пилу від технологічних процесів гірничих машин.

Відомий пристрій для вловлювання пилу (а. с. СРСР № 561791, МПК E21F5/04, БИ № 22, опубл. 07.07.77), що складається із форсунки, трубки для підводу води, змішувальної камери, шламовіддільника та завихрювача повітряного потоку. Вода, що диспергується на краплі під тиском в ежекторі, забезпечує відсапування запиленого повітря. Це повітря закручується за рахунок завихрювача повітряного потоку, що складається, наприклад, із лопаток, встановлених під деяким кутом до напрямку руху повітря. Обертальний та осьовий рух повітря забезпечує підвищення ефективності захвату пилу краплями розпиленої води. Змочений пил вловлюється в шламовіддільнику та відводиться від ежектору.

Аналог не дозволяє ефективно боротися з пилом при роботі гірничих машин і перевантаженні гірничої маси тому, що його продуктивність та ефективність буде знижуватися внаслідок створення завихрювачем додаткового аеродинамічного опору повітряному потоку.

Найбільш близьким аналогом за технічною суттю є ежекторний пилловловлювач (а. с. СРСР № 1610048, МПК E21F5/20, БИ № 44, опубл. 30.11.90), що складається з циліндрового корпусу, в якому розміщена форсунка і обтічник, виконаний у вигляді двох, сполучених підставами, конусів. Шламовідвідні лопатки встановлені на першому по напрямку руху повітряного потоку конусі. Вхідні кромки лопаток розташовані в площинах, що проходять через подовжню вісь конуса, а вихідні кромки розташовані під кутом 40-50° до вказаних площин. Жолобки лопаток введені через кільцевий паз в порожнину шламосбирача з відповідним патрубком.

Вода, що підводиться під тиском від насоса по високонапірному рукаву, поступає до форсунки. Диспергована форсункою вода рухається потоком крапель з великою швидкістю і кінетичною енергією, що засмоктує повітря із зваженими частинками пилу від джерела пилотворення. За рахунок цього здійснюється рух запиленого повітря в корпус пилловловлювача, де відбувається інтенсивне змочування пилових частинок водяними краплями. Утворена суміш крапель, пилинок і повітря рухається і по кільцевому пазу наливається у шламосбирач. Суміш, що зайшилася в повітряному потоці, при подальшому русі набігає на робочу поверхню шламовіддільних лопаток, де відбувається додаткове змочування пилинок краплями води. Оскільки лопатки гнуті і мають кут встановлення 15-20°, виникає відцентрова сила, яка відкидає водошламову суміш, що утворилася, в жолобки, що знаходяться на вихідній, скошеній під кутом 45° кромці лопаток. Завдяки нахилу вихідних кромок лопаток під кутом 40-50° щодо площин, що проходять через подовжню вісь конуса, в яких знаходяться вхідні кромки, а також кіничній формі обтічника, водошламова суміш відцентрованою силою і повітряним потоком прямує по жолобках в шламосбирач. Крім того, передній конус, направляючи повітряний потік від центру до периферії, сприяє тим самим перебігу водошламової суміші по жолобках і ліквідує застійну зону у вихідній кромці лопаток. Задній конус забезпечує плавне обтікання і запобігає турбулізації повітряного потоку. Водошламова суміш, що збирається в шламосбирачі відводиться через патрубок, а знепилене повітря викидається у повітря гірничої виробки.

Найбільш близький аналог не дозволяє ефективно охолоджувати запилене повітря і боротися з пилом під час роботи гірничих машин тому, що ефективність процесу пилловловлення знижується у наслідок прослизання крапель рідини в процесі хаотичної турбулентності, що не є керованою, а також підвищеного гідравлічного опору за рахунок сепарації потоку обтічником і шламовідвідними лопатками.

Загальними конструктивними ознаками найбільш близького аналога, що збігаються з ознаками корисної моделі є: циліндричний корпус з встановленою в ньому форсункою, дисковим центробіжним сепаратором та шламосбирником.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення ежекторного пилловловлювача, у якому за рахунок того, що до циліндричного корпусу прикріплена дифузор-конфузорна труба (кут розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби складає 6-8 град.), в якій створюється пульсуючий потік, що забезпечує технічний результат - підвищення ефективності охолодження повітря і боротьби з пилом при роботі гірничих машин та зниження гідравлічного опору водопилового потоку.

Поставлена задача вирішується тим, що в ежекторному пилловловлювачі, який містить циліндричний корпус з встановленою в ньому форсункою, дисковий центробіжний сепаратор і шламосбирник, згідно корисної моделі, до циліндричного корпусу прикріплена дифузор-конфузорна труба, в якій створюється пульсуючий потік, причому кут розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби складає 6-8 град.

Зазначені ознаки складають суть корисної моделі тому, що є необхідними і достатніми для досягнення технічного результату - підвищення ефективності охолодження повітря і боротьби з пилом при роботі гірничих машин та зниження гідравлічного опору водопилowego потоку.

5 Причинно-наслідковий зв'язок ознак, що складають суть корисної моделі і технічний результат, що досягається, пояснюються наступним.

Приклад.

10 Сутність корисної моделі пояснюється кресленням, де надана принципова схема ежекторного пиловловлювача, у якому до циліндричного корпусу 1 підводиться вхідний патрубок 2 та високо напірний рукав 3, на кінці якого встановлена форсунка 4, дифузор-конфузорна труба 5 як частина циліндричного корпусу, що з'єднується з дисковим центробіжним сепаратором 6, у якому встановлено диски 7, що обертаються та смужки 8, що фільтрують суміш на очищене і охолоджене повітря та шламову суміш, після чого утворена водошламова суміш потрапляє у шламосбірник 9, а очищене та охолоджене повітря через вихідний патрубок 10 викидається у рудничну атмосферу.

15 Під час роботи комплексного ежекторного пиловловлювача вода подається під тиском по рукаву 3 і поступає у форсунку 4, яка дробить (диспергує) воду на краплі, що рухаються з великою швидкістю, а отже з кінетичною енергією, ежектуючи тепле повітря із зваженими частинками пилу, що всмоктуються через вхідний патрубок 2 від джерела пилоутворення.

20 За рахунок цього відбувається направлений рух теплового запиленого повітряного потоку у циліндричний корпус 1, а далі у дифузор-конфузорну трубу 5, де здійснюється інтенсивне змочування краплями води повітря і пилових частинок з форсунки 4, що підсилюється процесом створення пульсації потоку, завдяки перепадам тиску під час переходу потоку з дифузора до конфузора.

25 Далі водопиланий потік потрапляє у дисковий сепаратор 6, де відбувається розділення потоку на очищене і охолоджене повітря та шламову суміш за рахунок центробіжних сил, що створюються при обертанні дисків 7. В процесі сепарації краплі рідини, в яких занурені частки пилу, потрапляють на смужки 8, що фільтрують, та призводять до додаткової коагуляції часток пилу у шламовій суміші.

30 Утворена водошламова суміш стікає зі стінок дискового центробіжного сепаратору та вливається у шламосбірник 9, а охолоджене і очищене від пилу повітря викидається через вихідний патрубок 10 у атмосферу гірничої виробки.

Кути розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби 5, приведені у таблиці.

Таблица

Кути розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби

№ з/п	Кути розкриття дифузора, град	Примітки
1	1	Недостатня ефективність охолодження повітря і уловлення часток пилу краплями
2	3	Швидкість газопилового потоку, що виходить з дифузор-конфузорної труби, незадовільна для нормального функціонування дискового центробіжного сепаратору
3	6	Оптимальні параметри для охолодження повітря та очищення від пилу
4	8	Оптимальні параметри процесу
5	10	Ефективність очищення від пилу незадовільна
6	12	Щільність пульсуючого потоку незадовільна

35 Із таблиці видно, що з точки зору підвищення ефективності охолодження повітря і боротьби з пилом при роботі гірничих машин та зниження гідравлічного опору водопилowego потоку необхідно застосовувати ежекторні пиловловлювачі з кутом розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби, що складає 6-8 град.

40 Функціонування пристрою складається у тому, що виникає перепад тиску між дифузорними та конфузорними частинами дифузор-конфузорної труби, що створює пульсуючий потік, у наслідок чого покращується тепло масообмін, то б то охолодження повітря краплями, а також захват краплями часток пилу. Далі у дисковому центробіжному сепараторі 6, відбувається розділення потоку газорідної емульсії за рахунок центробіжних сил, що створюються при вільному обертанні дисків.

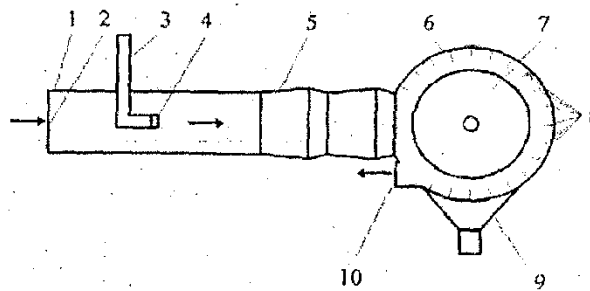
В процесі сепарації краплі рідини разом з частками пилу потрапляють на смужки 8, що фільтрують, і створюють додатково збільшення часу контакту між повітрям і краплями, в наслідок чого підвищується ефективність тепло-масообміну і поглинання теплоти з повітря (охолодження) та його очищення від пилу.

5 Застосування цього ежекторного пилословлювача, який технологічно виконує комплексну роботу знепилення та охолодження повітря, дозволяє підвищити ефективність охолодження повітря на 5-8 градусів за Цельсієм, якщо температура рудничного повітря спочатку складала 35 градусів, а температура води - 20 градусів, а ефективність боротьби з пилом при роботі гірничих машин підвищується на 15-20%.

10

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

15 Ежекторний пилословлювач, що містить циліндричний корпус з встановленою у ньому форсункою, дисковий центробіжний сепаратор і шламозбірник, який відрізняється тим, що до циліндричного корпусу прикріплена дифузор-конфузорна труба, у якій відбувається пульсуючий потік, причому кут розкриття дифузора дифузор-конфузорної труби складає 6-8 град.



Комп'ютерна верстка І. Мироненко

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601

Міністерство енергетики та вугільної промисловості України

НДІГС «РЕСПІРАТОР»

83048, м. Донецьк, вул. Артема, 157, Україна

« 2 » Вересня 2014

Д О В І Д К А

про впровадження результатів дисертаційного дослідження

ТИШИНА Романа Олександровича

«Підвищення ефективності охолодження рудникового повітря

в локальних зонах гірничих виробок шляхом застосування

гідродинамічного ефекту ежекції»

Спеціальність 05.26.01 «Охорона праці»

Результати дисертаційного дослідження Тишина Р.О. прийняти до розгляду з метою застосувати методику розрахунку температури охолодження рудникового повітря в гідродинамічних ежекторних установках у локальних зонах гірничих виробок, що особливо має значення для розробки заходів з охорони праці гірників на глибоких горизонтах вугільних шахт.

Наукові висновки дисертації Тишина Р.О. слушні і мають перспективу застосування, як в діючих, так і запланованих локальних зонах гірничих виробок шахт, де розташовано потужне електроенергетичне обладнання для лав та прохідницьких ділянок, яке випромінює додаткове тепло, що нагріває рудникове повітря та створює проблеми для охорони праці гірників, а також підвищує ризики виникнення пожарних та вибухонебезпечних явищ. Тому висновки дисертації прийнято для розгляду і застосування у проектах щодо локального охолодженням рудникового повітря у гірничих виробках.

**Перший заступник директора
з наукової роботи, доктор
технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки
України, академік Академії
гірничих наук України**



П.С. Пашковський

ПРИЛОЖЕНИЕ К

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДВНЗ «ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
Красноармійський індустріальний інститут
м. Красноармійськ, пл. Шибанкова, 2, ДонТУ, 85300.

Д О В І Д К А

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
ТИШИНА Романа Олександровича

«Підвищення ефективності охолодження рудникового повітря в локальних зонах гірничих виробок шляхом застосування гідродинамічного ефекту ежекції». Спеціальність 05.26.01 «Охорона праці»

1. Результати дисертаційного дослідження Тишина Р.О. було впроваджено під час виконання науково-дослідної господарської теми ДонНТУ із створення науково-технічної продукції Н-11-16: “Научно-техническое обоснование эффективного пылеулавливания в условиях ТЭС с применением пенообразователей серии «Рауан»”, замовником та інвестором якої була фірма «Рауан-НАЛКО» Республіки Казахстан (01.12.2011-01.12.2013рр), де використано методику Тишина Р.О. щодо розрахунку температури повітря в процесі його охолодження та гідравлічного знепилення у паливних галереях теплової електричної станції м. Аксу (Екибастуз, РК Казахстан).

2. Наукові висновки дисертації Тишина Р.О. застосовано у навчальному процесі ДонНТУ, а також Красноармійського індустріального інституту ДонНТУ для професійно спрямованої підготовки бакалаврів і магістрів з дисциплін «Охорона праці у гірництві», «Аерологія шахт», а також у лабораторному циклі на експериментальній установці Тишина Р.О. під час навчання дисципліни «Термодинаміка» та особливостей вентиляції і охолодження повітря у глибоких шахтах Донбасу.

В.О. РЕКТОРА ДонНТУ



Я.О. ЛЯШОК

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

Министерство образования и науки Донецкой Народной Республики

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель директора
по научной работе ГУ МакНИИ



В.А. Безбородов

« 20 » 12 2017 г.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

на гидродинамическую эжекторную установку
локального охлаждения воздуха в выработках глубоких шахт

СОГЛАСОВАНО

ПАО «НИИ ГМ им. М.М. Фёдорова»

письмом № 2-01/6
от « 04 » 12 2017 г.

Заведующий научно-исследовательской лаборатории прогноза газообильности и вентиляции шахт научно-исследовательского отдела рудничной аэрологии

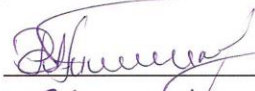

Е.А. Яковенко
« 21 » 11 2017 г.

СОГЛАСОВАНО

НИИГД «РЕСПИРАТОР»

письмом № 06/1140
от « 29 » 11 2017 г.

Младший научный сотрудник научно-исследовательского отдела рудничной аэрологии ГУ МакНИИ


Р.А. Тишин
« 21 » 11 2017 г.

СОГЛАСОВАНО

ГУ «АВТОМАТГОРМАШ
ИМ. В.А. АНТИПОВА»

письмом № 1-457
от « 15 » 12 2017 г.

Содержание

1	Общие требования.....	3
2	Состав установки.....	4
3	Технические требования к конструкции ГДЭУ.....	5
4	Требования к безопасности.....	10
	ПРИЛОЖЕНИЕ Л.1. Основные требования к используемой воде и воздуху	11
	ПРИЛОЖЕНИЕ Л.2. Основные габаритные размеры и масса установки.....	12

1. Общие требования

1.1. Гидродинамическая эжекторная установка (ГДЭУ) автономного локального охлаждения рудничного воздуха предназначена для снижения температуры рудничного воздуха до 26 °С согласно требованию Правил безопасности. ГДЭУ должна обеспечивать охлаждение воздуха в условиях локальных зон (на расстоянии до 3 м) горных выработок глубоких угольных шахт непосредственно на рабочих местах, а также в технологических зонах расположения высокоэнергетических мощных силовых установок (более 100 кВт), создающих значительные техногенные тепловые потоки, нагревающие воздух в ограниченном рабочем пространстве.

1.2 В установке применяется вода (Приложение М.1), которая под давлением поступает в многокамерный эжектор из водопровода пожарного става шахты с последующим её сбросом по водоотводящим изолированным канавкам.

1.3 ГДЭУ должна отвечать требованиям, следующих нормативных документов:

Правила безопасности в угольных шахтах. Государственный Комитет горного и технического надзора ДНР и Министерства угля и Энергетики ДНР от 18 апреля 2016 г. №36/208.

ДСТУ 2708-99 Метрология. Поверка приборов измерительной техники. Организация и порядок проведения

ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования.

ГОСТ 12.2.049-80. ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.

ГОСТ 14918-80. Сталь тонколистовая оцинкованная с непрерывных линий.

ГОСТ 3262-75. Трубы стальные водогазопроводные.

ГОСТ 18698-79. Рукава напорные.

ГОСТ 16338-85. Полиэтилен низкого давления.

ДНАОП 0.00-1.07-94. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

ДНАОП 0.03-8.01-73. Гигиенические требования к горным машинам и механизмам для угольных шахт.

ДСП 3.3.1.095-02. Государственные санитарные правила и нормы (предприятия горной промышленности).

СНиП 2.04.05-90. Отопление, вентиляция и кондиционирование.

СНиП 3.05.05-84. Технологическое оборудование и технологические трубопроводы.

2. Состав установки

2.1 Состав установки и назначение её функциональных модулей приведен в таблице Л.1.

Таблица Л.1 – Состав ГДЭУ и назначение функциональных модулей

Наименование модуля	Количество единиц	Назначение модуля
1	2	3
Многокамерный эжектор	1	Дробление поступающей воды на мелкие капли с подачей в смеситель.
Смеситель	1	Воздух поступает как результат процесса гидроэжекции. Преобразовываясь в виде воздушно-капельной смеси (начало теплообменного процесса).
Диффузор-конфузорный модуль	1 (2 камеры)	Осуществляет интенсивное смешивание воздуха и капель воды, теплообмен между этими компонентами, а также создаёт направленную турбулентность.
Центробежный сепаратор	1	Разделяет воздушно-капельную смесь на охлажденный воздух и отепленную воду путём действия на поток центробежных сил.

2.2 Общий вид гидродинамической эжекторной установки приведены на рисунке 2.1 [1].

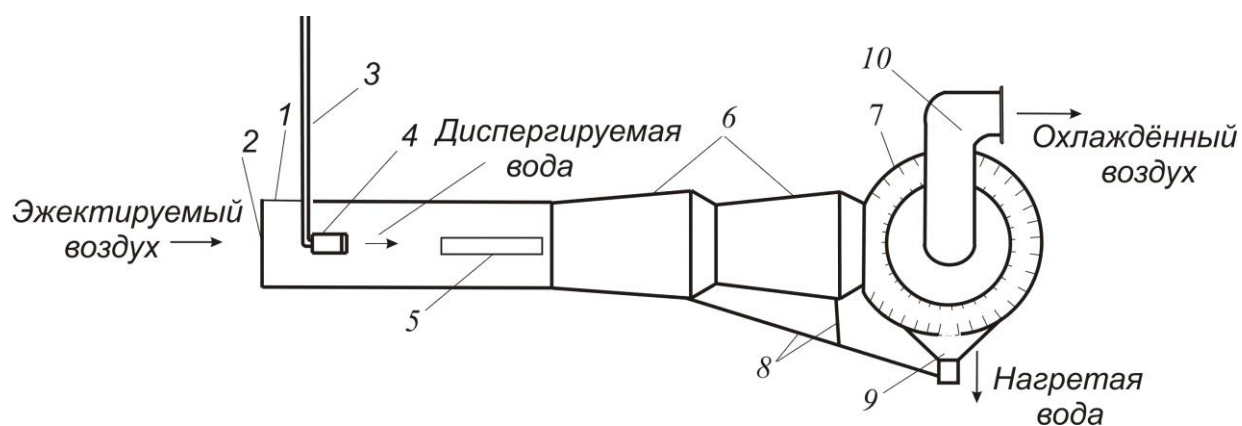


Рисунок Л.1 – Общий вид гидродинамической эжекторной установки:
 1 – смеситель (цилиндрический труба); 2 – входной патрубок; 3 – высоконапорный рукав; 4 – многокамерный эжектор; 5 – смотровое окно; 6 – диффузор–конфузорный модуль (2 камеры); 7 – дисковый сепаратор; 8 – труба для отвода осевшей воды в диффузор – конфузорном модуле; 9 – канал для сброса воды; 10 – канал для сброса охлаждённого воздуха.

2.3 Конструкция охладителя воздуха должна выполнять перемещение и охлаждение воздуха с помощью потока воздушно–капельной смеси.

3. Технические требования к конструкции ГДЭУ

3.1 Конструкция ГДЭУ должна быть составной и моноблочной, содержать три модуля (см. рис. 2.1): смеситель, диффузор–конфузорный модуль, сепаратор.

3.2 Смеситель состоит из корпуса, многокамерного эжектора и водо-воздушных подводящих каналов, каждый из которых должен удовлетворять следующим требованиям:

3.2.1 Смеситель должен изготавливаться в виде цилиндрической трубы с массогабаритными характеристиками (Приложении М.2). Материал – оцинкованная сталь согласно ГОСТ 14918-80.

В смесителе должно быть предусмотрено смотровое окно, выполненное из оргстекла, для визуального контроля процесса движения воздушно-капельной смеси.

3.2.2 Многокамерный эжектор (Рисунок Л.2) [2] изготавливается из нержавеющей стали цилиндрической формы и содержит пять концентрически размещённых камер, и одну форсунку (коррозиустойчивая). Эжектор крепится по центру смесителя на расстоянии 70 мм от торца смесителя.

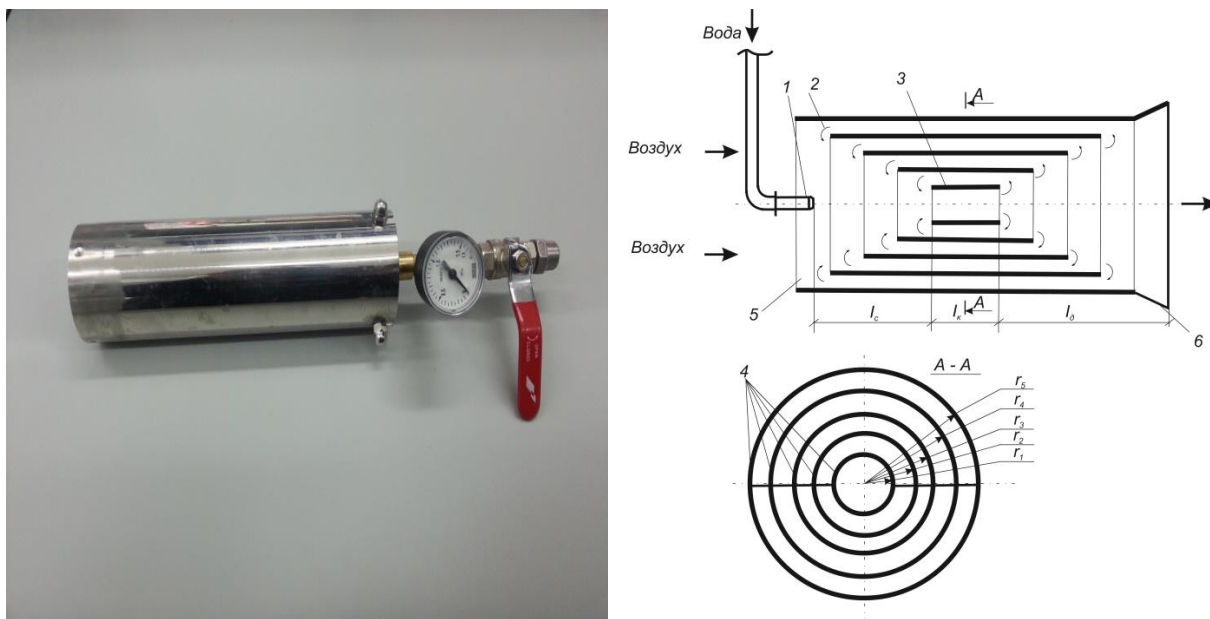


Рисунок Л.2 – Схема многокамерного эжектора:

1 – активное сопло; 2 – 5 - камеры эжектора; 6 – диффузорная камера (Пат. 16953 Украина, МПК F04F5/16. Эжектор / Гого В.Б., Малеев В.Б.; заявитель и собственник патента ГВНЗ ДНТУ. – заявл. 10.11.05.; Опубл. 15.09.06, Бюл. №9).

3.2.3 Каждая камера должна выполняться в соответствии с размерами согласно Приложению Б.

3.2.4 Форсунка должна иметь конструкцию с углом раскрытия потока воды равным 12° .

3.2.5 Подача воды должна осуществляться через присоединительный узел со штуцером диаметром 20 мм.

3.2.6 Подача воздуха должна осуществляться со стороны торца смесителя.

3.3 Диффузор – конфузорный модуль должен быть изготовлен из двух камер, с размерами, приведенными в Приложении Б. Каждая камера выполняется в виде конусной трубы с углом раскрытия $6 \dots 8^\circ$.

3.3.1 Крепление диффузор – конфузора к смесителю должно осуществляться с помощью болтового соединения. Диффузор–конфузор должен изготавливаться из оцинкованной стали согласно с ГОСТ 14918-80.

Сопрягаемые части конфузора и сепаратора должны предусматривать герметичное соединение.

3.4 Сепаратор должен изготавливаться из оцинкованной стали согласно ГОСТ 14918-80 и иметь цилиндрическую форму.

В состав сепаратора должны входить: корпус, центробежный узел (вращающиеся диски), конусный водосборник, патрубок для сброса воды, патрубок для отвода воздуха. В корпусе должно быть предусмотрено отверстие диаметром 100 мм в нижней части по вертикальной оси (Рисунок Л 3).

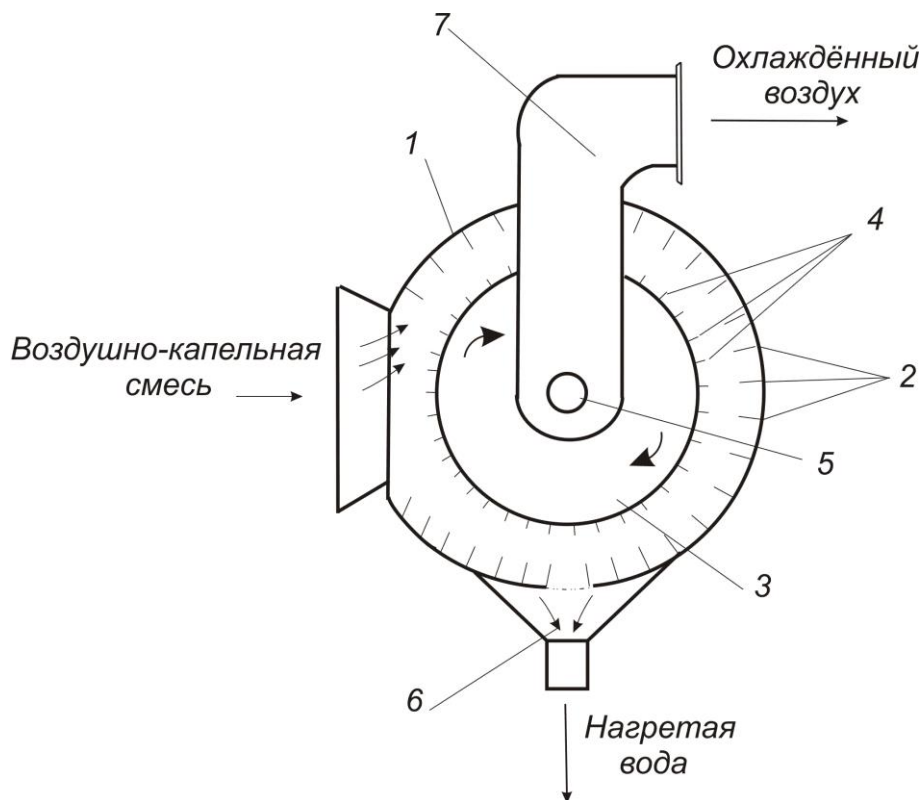


Рисунок Л.3 – Схема центробежного сепаратора:

1 – корпус сепаратора; 2 – лопатки на корпусе; 3 – оборотные диски; 4 – лопатки на оборотных дисках; 5 – осевое крепление на подшипниках; 6 – водосборник; 7 – выходной патрубок для сброса охлажденного воздуха.

3.4.1 Сепаратор должен быть цилиндрической формы с возможностью присоединения диффузор – конфузора. С торцов корпус закрывается крышками с болтовым креплением.

На внутренней поверхности сепаратора должны быть жёстко закреплены лопатки, изготовленные из металла, с размерами, приведёнными в Приложении Б.

3.4.2 Центробежный узел должен изготавливаться в виде двух вращающихся дисков с жёстко закреплёнными по внешней поверхности лопатками. Диски размещены на подшипниках.

Центробежный узел должен изготавливаться из полиэтилена высокой плотности марки 20908-040 (ГОСТ 16338-85).

Радиус центробежных дисков должен составлять 400 мм, толщина – 5 мм, расстояние между ними – 50 мм. Длина и ширина лопаток должна быть 10×10 мм. Лопатки устанавливаются на расстоянии 50 мм друг от друга. Угол крепления лопаток – 45°.

3.4.3 Водосборник должен изготавливаться в виде конуса. Его стыковочные размеры с корпусом должны быть радиусом 100 мм, а выходное отверстие 50 мм.

Крепление водосборника должно производиться сварным швом к корпусу сепаратора.

3.4.4 Патрубок для сброса охлаждённого воздуха должен изготавливаться в виде отверстия диаметром 100 мм.

3.5 ГДЭУ должна отвечать климатическому исполнению У, категория 5 согласно ГОСТ 15150-69.

3.6 Гидродинамическая установка должна быть приспособлена для транспортирования на платформе по рельсовому пути.

3.7 Конструкция модулей гидродинамической установки, трубопроводов и разъёмных соединений должны обеспечивать герметичность после их сборки.

3.8 Фланцевые соединения модулей установки и высоконапорного рукава, запорная и предохранительная арматура должны быть доступны для монтажа, технического обслуживания и ремонта.

3.9 Конструкция ГДЭУ должна предусматривать разборку на отдельные модули для удобства доставки.

3.10 В горных выработках ГДЭУ может устанавливаться на платформе или в подвешенном состоянии.

3.11 Конструкция должна исключать:

- утечки воды из системы;
- поражения людей струей воды под высоким давлением;
- засорения форсунки эжектора твёрдыми частицами.

3.12 Гидродинамическая установка должна быть укомплектована приборами, приспособлениями и устройствами для визуального контроля. При этом должны контролироваться:

- температура эжектируемого воздуха на входе и выходе;
- температура воды на входе в эжектор;
- давления воды при подаче в эжектор.

3.13 Для регулирования количества воды, подаваемой в многокамерный эжектор под давлением, должно быть предусмотрено устройство для:

- ручного регулирования подачи воды в многокамерный эжектор;
- ручного перекрытия линии подачи воды в случае выхода из строя установки.

3.14 Характеристики к условиям эксплуатации (ДСП 3.3.1.095–02):

- температура воздуха локальной зоны горной выработки, °С от +26 до +35;
- относительная влажность воздуха локальной зоны горной выработки, при температуре $(35 \pm 2)^\circ\text{C}$ – $65 \div 95$, % (с конденсацией влаги);
- для работы установки должна быть очищенной и её температура не должна превышать 20°C .

3.15 Диаметр болтов для крепления деталей оболочки и крышек должен быть не менее М 6×10 мм.

3.16 Шланги должны быть надёжно закреплены исключать порывы и ослабление в местах присоединений.

3.17 Средняя наработка эжектора, должна быть не менее 2000 часов.

3.18 Срок эксплуатации ГДЭУ должен быть не менее 5 лет.

4. Требования безопасности

4.1 Для предотвращения поражения людей водой под высоким давлением при порывах высоконапорных рукавов необходимо устанавливать защитные ограждения согласно с ГОСТ 12.2.062-81.

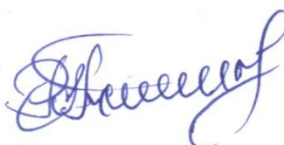
4.2 Для работы установки должны допускаться люди, прошедшие обучение и успешно сдавшие экзамены.

4.3 Перед включением в работу установки персонал должен её осматривать на отсутствие поломок.

4.4 Установка должна обеспечиваться устройствами для использования грузоподъёмными средствами.

4.6 Гигиенические требования к ГДЭУ должны соответствовать ДНАОП 0.03-8.01-73.

Требования разработал
младший научный сотрудник



Р. А. Тишин

Ссылки:

1. Пат. 80139 Украина, МПК E21F 5/20 (2006.01). Эжекторный пылеулавитель и охладитель воздуха. / Тишин Р.А., Булгаков Ю.Ф., Гого В.Б., Попов О.О., Никифоров М.О.; Зарегистрировано в Государственном реестре патентов Украины на полезную модель 13.05.2013; собственник патента Государственное высшее образовательное учреждение ДонНТУ; заявл. 17.12.2012, Бюл. №9.

2. Пат. 16953 Украина, МПК F04F5/16. Эжектор / Гого В.Б., Малеев В.Б.; заявитель и собственник патента ГВНЗ ДНТУ. – заявл. 10.11.05.; Оpubл. 15.09.06, Бюл. №9.

ПРИЛОЖЕНИЕ Л.1

Основные требования к используемой воде и воздуху

Наименование показателей	Значения
Физико-химические показатели воды: кислотно-щелочной показатель рН временная карбонатная жёсткость содержание механических примесей	от 4 до 8,5; до 20 мг/л; до 200 мг/л.
Физические параметры воды: - диапазон температуры воды на входе в многокамерный эжектор °С; - диапазон расхода, м ³ /час	10-20 от 10 до 20
Давление воды, МПа	0,6-0,7
Параметры эжектируемого воздуха: - температура, °С; - относительная влажность, % - запылённость, мг/м ³ ; - барометрическое давление, МПа.	от 26 до 35 до 100 до 100 от 0,097 до 0,12

ПРИЛОЖЕНИЕ Л.2

Основные габаритные размеры и масса установки

Название узла	Параметры
1	2
1. Длина ГДЭУ в сборе, мм	5000
Габаритные размеры, диаметр/ длина, мм:	
- многокамерный эжектор:	
1 камера	120/200
2 камера	100/180
3 камера	80/160
4 камера	60/140
5 камера	40/120
- смеситель, диаметр / длина	800/2000
- диффузор – конфузорный модуль (2 камеры)	1200-500/2000
- ротационный сепаратор, диаметр / ширина	1000/400
2. Масса по узлам не должна превышать, кг:	90
- многокамерный эжектор	3
- диффузор–конфузорный модуль	30
- ротационный сепаратор	57