

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



Е.В. Столбченко

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

Монография

Днепропетровск
НГУ
2013

УДК 622.457.35
ББК 33.18
С81

Рекомендовано до друку вченою радою Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» (протокол № 6 від 02.07.13).

Рецензенти:

В.Г. Шевченко, д-р техн. наук, старш. наук. співроб., учений секретар Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України;

О.С. Беліков, д-р техн. наук, професор кафедри безпеки життєдіяльності ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури».

Столбченко О.В.

С81 Обоснование рациональных параметров вентиляционных систем местного проветривания: моногр. / Е.В. Столбченко, – Д.: Национальный горный университет, 2013. – 100 с.

ISBN 978-966-350-420-9

Монография посвящена методам расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания с учетом всех составляющих источника тяги и воздухопровода. Рассмотрены различные варианты проветривания, а также условия нестационарности газодинамических явлений. Обоснованы экономико-математические модели изменения затрат, связанных с перемещением воздуха по вентиляционной системе местного проветривания. На основании полученных моделей разработана методика выбора рациональных параметров этих систем.

Для студентов, инженерно-технических работников, сотрудников высших учебных заведений, научно-исследовательских институтов и проектных организаций горнодобывающей промышленности.

УДК 622.457.35
ББК 33.18

ISBN 978-966-350-420-9

© О.В. Столбченко, 2013

© Національний гірничий університет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.	6
1.1. Анализ состояния вентиляции тупиковых выработок угольных шахт	6
1.2. Обзор существующих методов расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания.....	10
1.3 Анализ способов повышения эффективности вентиляционных систем местного проветривания.....	19
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ.....	25
2.1. Физическая модель процесса выноса пылегазовоздушной смеси из тупиковой выработки.....	25
2.2. Разработка математической модели вентиляционной системы местного проветривания.....	26
2.3. Исследование потерь воздуха в вентиляционной системе.....	27
2.4. Влияние основных аэродинамических параметров трубопровода на его диаметр и длину.....	30
2.5. Зависимость параметров трубопровода от характеристики ВМП... ..	33
2.6. Влияние характеристики вентилятора на аэродинамические параметры вентиляционной системы местного проветривания.....	35
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ.....	41
3.1. Аналитический метод расчета параметров вентиляционной системы при совместной работе вентиляторов на жесткий трубопровод.....	41
3.2. Метод расчета параметров вентиляционной системы при совместной работе вентиляторов на гибкий трубопровод.....	50
3.3. Определение параметров вентиляционной системы при нескольких параллельных гибких трубопроводах.....	55
3.4. Расчет параметров вентиляционной системы по газовому фактору..	60
ГЛАВА 4. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ.....	71
4.1. Обоснование основных аэродинамических параметров системы....	71
4.2. Определение параметров вентиляционной системы с учетом изменения концентрации метана на исходящей струе.....	77
4.3. Определение параметров вентиляционной системы по минимуму затрат энергии.....	81
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	93
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	95

ВВЕДЕНИЕ

Угольная промышленность Украины является одной из основных отраслей народного хозяйства, требующей постоянного внимания и участия со стороны научно-исследовательских и проектных организаций. Увеличение глубины разработки угольных месторождений при существующей технологии добычи полезного ископаемого приводит к ухудшению санитарно-гигиенических условий труда горнорабочих и повышению опасности возникновения взрывоопасной смеси из угольной пыли и метана.

Работа угольных шахт связана с необходимостью проведения большого количества горных выработок. На действующих угольных шахтах проводится ежегодно около 7 тыс. км выработок. Длина отдельных выработок достигает 3000 м, а расход воздуха, подаваемого для проветривания одной выработки на газовых шахтах, может составлять 2000 м³/мин. В ряде случаев, расход воздуха для проветривания тупиковых выработок, превышает потребность воздуха для проветривания очистных забоев. Интенсификация проведения горных выработок, применение машин и механизмов с высокой производительностью, непрерывное увеличение глубины горных работ и связанное с этим возрастание температуры воздуха и пород, газоносности и газовыделений приводит к тому, что проветривание тупиковых выработок становится все более сложным. На некоторых шахтах суммарная мощность вентиляторов местного проветривания превышает мощность вентиляторов главного проветривания.

Тупиковые выработки, проветриваются по трубам за счет работы вентиляторов местного проветривания. Применяются как жесткие, так и гибкие трубы. Жесткие трубы выполняются из металла и синтетического материала. Они обладают большой прочностью, длительным сроком службы и применяются как при нагнетательном, так и при всасывающем проветривании. Однако большое число стыков усложняет монтаж и приводит к большим утечкам воздуха.

С увеличением глубины и интенсификации горных работ метанообильность угольных шахт не редко становится выше допустимого предела, когда обеспечить содержание метана в выработках не превышающее требований правил безопасности одной вентиляцией становится невозможно.

Необходимое увеличение расхода воздуха, проходящего по выработкам, приводит к увеличению скорости движения до величины превышающей допустимую или значительное увеличение площади поперечного сечения выработок. Существует также предел при котором необходимый расход воздуха уже не могут обеспечить существующие вентиляторы, поэтому возникает необходимость создания новых, более мощных вентиляторов.

В настоящее время существуют стандартные методы расчета и оптимизации параметров угольных шахт. Однако для совершенствования этих методов целесообразно рассматривать дальнейшее их уточнение, что невозможно без глубокого научного обоснования. Поэтому повысить эффективность вентиляционных систем тупиковых выработок угольных шахт при современной технологии ведения горных работ возможно только путем разработки методов и способов, которые учитывают имеющееся состояние вентиляционных сетей и осо-

бенности процесса добычи угля в настоящий период и позволяют обосновывать рациональные параметры элементов вентиляционных систем.

Изучению процессов проветривания, протекающих в вентиляционных системах тупиковых выработок угольных шахт, посвящено значительное количество исследований на основе которых, в современный период, созданы стандартные методы расчета и оптимизации параметров угольных шахт. Известно, что необходимое увеличение количества воздуха, который проходит по горным выработкам, приводит к увеличению скорости движения вентиляционного потока до величины превышающей допустимую или значительному увеличению площади поперечного сечения горных выработок. Существует также граница при которой необходимая подача воздуха уже не может быть обеспечена существующими вентиляторами, вследствие чего состав шахтной атмосферы в наиболее отдаленных от вентилятора забоев существенным образом меняется. Решение такого рода задач возможно только на основе глубокого научного обоснования.

Вышеизложенное обуславливает актуальность проведения исследований направленных на повышение эффективности вентиляционных систем тупиковых выработок угольных шахт за счет создания новых и уточнения действующих методик расчета их параметров.

Автор выражает искреннюю благодарность профессору, доктору технических наук Кременчуцкому Н.Ф. и заведующему кафедрой аэрологии и охраны труда ГВУЗ «НГУ», проф., д-ру техн. наук Голинко В.И. за неоценимую помощь и научные консультации при проведении исследований.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Анализ состояния вентиляции тупиковых выработок угольных шахт.

Неудовлетворительное состояние проветривания тупиковых выработок часто бывает причиной травмирования и гибели людей в этих выработках и на примыкающих к ним участках шахт. Так, при демонтаже крепи на шахте «Южно-Донбасская» № 1 ПО «Донецкуголь» в 1985 г. из-за взрыва метана в тупиковой выработке погибло 6 человек. В декабре 1986 г. на шахте «Ясиновская-Глубокая» ПО «Октябрьуголь» в тупиковой выработке длиной 100...120 м произошел взрыв метана, погибли люди не только в этой выработке, но и в примыкающих к ним участках. На шахте «Новгородовской» ПО «Селидовуголь» в тупиковой выработке длиной 700 м при ведении буровзрывных работ вследствие неудовлетворительного состояния проветривания погибло 5 человек. В 1988 г. на шахте «Комиссаровская» ПО «Луганскуголь» из-за неисправности аппаратуры автоматической газовой защиты и дистанционного контроля воздуха произошел взрыв и погибло 6 человек. На шахте «Зуевская» ПО «Шахтерскуголь» в восстающем забое погибло 2 человека (1989 г.). В июне 1990 г. на шахте им. А.Ф. Засядько ПО «Донецкуголь» в тупиковой выработке протяженностью 700 м в результате взрыва метана погибло 5 человек [1].

Плохое состояние проветривания тупиковых выработок в значительной мере объясняется низкой производственной дисциплиной, нарушением Правил технической эксплуатации [2] и Правил безопасности [3]. В первую очередь к таким нарушениям можно отнести отставание вентиляционных труб от забоя более чем на 8 м – 48 % всех случаев аварийного состояния, остановки вентиляторов местного проветривания (ВМП) – 20 % и недостаточный дебит воздуха в забое – 22 %; повреждение вентиляционных труб – 10 %. Кроме того, потребность шахт в ВМП большой производительности и давления удовлетворяется лишь на 50 %. Неудовлетворительно внедряется аккумулятивное гибких вентиляционных труб у забоев тупиковых выработок, а отсутствие пылеулавливающих установок АПУ сдерживает применение комбинированного способа проветривания при комбайновой проходке.

Из-за плохого проветривания в значительной мере сохраняются неудовлетворительные климатические условия в тупиковых выработках. Так, более чем в 600 забоях шахт Донбасса температура воздуха превышает предельно допустимое значение, равное 26 °С. По отчетным данным не были обеспечены расчетным расходом воздуха 1500 забоев тупиковых выработок.

При длине 1000 м трубопровод имеет 50–100 стыковых соединений, которые оказывают существенное влияние как на аэродинамическое сопротивление и воздухопроницаемость, так и на режим нарастания давления и расхода воздуха в период пуска ВМП. Отдельные звенья гибких трубопроводов соединяются с помощью проволочных бандажей, а отношение площадей живого сечения трубопровода к площади в плоскости стыкового соединения достигает

значения 1,4 и более. Как правило, фактический диаметр гибких труб постоянен и не соответствует требованиям нормативных актов [4]. Отношение площади поперечного сечения в различных трубопроводах к номинальной достигает $\pm 1,25$.

Длина звеньев гибких труб нередко меньше номинальной на 0,5...1 м, что затрудняет замену поврежденных трубопроводов. Диаметр металлических желобчатых хомутов для соединения звеньев гибких труб по сравнению с номинальным часто увеличен на 7...10 мм [5], в результате чего хомуты приходится переделывать или (что делают чаще) их просто выбрасывают в металлолом, а соединение производят с помощью проволочного бандажа. Звенья гибких вентиляционных труб подвешивают к стальному канату с помощью крючьев, не приспособленных для фиксации на канате. В результате при пуске ВМП происходит сбрасывание вентиляционных труб на почву.

Вследствие непрямолинейного подвешивания трубопроводов и их плохого натяжения возрастает аэродинамическое сопротивление, а при пуске ВМП повреждаются трубы. Встречаются случаи существенного превышения длины трубопровода по сравнению с длиной тупиковой выработки, что объясняется недостаточным дебитом воздуха в ближайшей воздухоподающей выработке, где можно было бы установить ВМП. Для выполнения условия Правил безопасности [3], согласно которому подача ВМП не должна превышать 70 % расхода воздуха в месте его установки, переносят ВМП против хода воздушной струи в место, где это условие может быть выполнено.

Существенное увеличение длины трубопровода серьезно усложняет проветривание выработок.

До сих пор угольная промышленность не имеет аппаратов, способных предупредить о возникновении процесса рециркуляции воздуха в зоне установки ВМП, хотя принципиальная возможность разработки таких аппаратов имеется [6].

Для проветривания выработок в большинстве случаев используют малоэффективные с низким КПД вентиляторы типа СВМ-6М, а вентиляторов ВМЦ-8, ВМ-6, ВМ-8 явно недостаточно. В то же время не всегда оправдано применение последних для проветривания тупиковых выработок. Подача этих вентиляторов весьма велика, а дебит воздуха в выработке со сквозным проветриванием далеко не всегда достаточен, чтобы обеспечить указанное в п. 188 Правил безопасности [3] требование. Кроме того, необоснованное применение мощных вентиляторов приводит к неоправданно большому расходу электроэнергии.

Часто с целью обеспечения требуемого расхода воздуха в забое при отсутствии высоконапорных ВМП на один трубопровод устанавливают 2–3 вентилятора последовательно, что снижает надежность работы системы местного проветривания [6]. С целью экономии аппаратуры управления запуск последовательно (или параллельно) расположенных вентиляторных установок производится через один пускатель, что приводит к образованию большой ударной волны в период пуска и является причиной повреждения трубопроводов. В ряде случаев из-за плохого состояния труб коэффициент утечек воздуха в трубопроводах достигает 5...10 единиц и более, что значительно превышает норматив-

ные значения [7, 8]. Так, утечки воздуха в трубопроводах с гибкими трубами диаметром 0,6 м, отнесенные на 100 м длины, находятся в пределах 0,1 до 0,5 м³/с. Аэродинамическое сопротивление зависит от состояния трубопровода и давления воздуха в нем. С ростом давления оно уменьшается, что объясняется как некоторым увеличением сечения трубопровода, так и разглаживанием складок. Это говорит о плохом натяжении подвешиваемых трубопроводов.

На основании проведенных исследований состояния проветривания тупиковых выработок установлено, что аэродинамическое сопротивление трубопроводов в 1,5–2 раза, а воздухопроницаемость в 2–3 раза больше нормативных значений [9, 10]. Последнее можно объяснить тем, что замочные кольца для соединения звеньев труб оборачиваются материалом внутрь, при этом отстающая по периметру трубы ткань создает дополнительное сопротивление движению воздуха. Кроме того, размеры замочных колец и желобчатых хомутов не соответствуют одни другому; из более 30000 осмотренных соединений труб с хомутами оказалось лишь не более 10 %, а соединение без хомута перестает быть самоуплотняющимся, его аэродинамическое сопротивление и воздухопроницаемость в 3...5 раз выше номинальных. Замочные кольца зачастую вшиты не перпендикулярно к продольной оси трубы, что приводит к образованию складок в местах соединения звеньев труб. Последние плохо проложены, профиль трассы трубопровода лишь в отдельных случаях соответствует оси выработки. Трубы плохо подвешены, недостаточно натяжение стального каната, к которому они крепятся.

Плохо выполнены «колена» для изменения направления воздухопровода, что создает дополнительное сопротивление. Допускается применение труб разного диаметра в одном трубопроводе, что также увеличивает сопротивление. Применяемая в настоящее время технология изготовления труб примитивна (трубы сшивают из нескольких полотнищ; образуемые иглой отверстия не герметизируют, а воздухопроницаемость труб с такими отверстиями высока). Качество нанесения покрытий на основу труб низкое, встречаются поверхности без покрытия. Диаметр труб непостоянен по длине по той причине, что трубы шьют вручную.

Отсутствует правовая защищенность качества выпускаемых гибких труб (в действующем стандарте ГОСТ 38.0597–76 отсутствуют требования к воздухопроницаемости и аэродинамическому сопротивлению труб). Применяемые методы расчета проветривания тупиковых выработок несовершенны, что приводит к плохому состоянию проветривания в процессе их эксплуатации. Быстрое нарастание давления и расхода воздуха при пуске ВМП часто приводит к порывам трубопровода.

При проветривании протяженных подготовительных выработок большое значение имеет не только обеспечение расчетным количеством воздуха забоя тупиковой выработки (технический аспект), но и санитарно-гигиеническое состояние рабочих мест, поскольку при работе механизированного проходческого оборудования происходит интенсивное образование пыли, что представляет собой серьезную проблему с точки зрения как вентиляции (так как пыль взрыво-

опасная), так и охраны труда. Проветривание подготовительных выработок может быть организовано:

- как самостоятельное обособленное проветривание с применением побудителей тяги (вентиляторов, эжекторов);
- за счет использования депрессии, создаваемой в сети вентилятором главного проветривания, и естественной тяги;
- за счет диффузионных процессов и конвективных потоков.

Последний вариант в соответствии с "Правилами безопасности в угольных сланцевых шахтах" [3] разрешен лишь в негазовых шахтах в выработках протяженностью не более 10 м. В газовых шахтах этот способ запрещен, поскольку в нишах, куполах и пустотах практически при любой длине тупиковой выработки могут возникнуть скопления метана взрывоопасной концентрации.

Одной из важнейших проблем при улучшении условий труда в тупиковых выработках глубоких горизонтов угольных шахт является температура массива горных пород, окружающих горную выработку.

Климатические условия в горных выработках определяются в основном температурой, влажностью и скоростью движения шахтного воздуха и имеют большое значение для нормальной работы горнорабочих. Неблагоприятные тепловые условия в горных выработках наблюдаются уже на глубинах 600–700 м [11, 12]. В настоящее время проблема борьбы с высокими температурами приобретает все большее значение в связи с увеличением глубины разработки и применением более производительной техники. [13, 14]. Наиболее тяжелые климатические условия наблюдаются в тупиковых выработках. [15, 16]

Основными направлениями технического развития угольной промышленности предусматривается широкое использование проходческих комбайнов. Это наиболее прогрессивный способ проведения подготовительных выработок, однако его применение приводит к резкому ухудшению тепловых характеристик шахтной атмосферы по сравнению с тепловыми характеристиками при буровзрывном способе. Это связано с более интенсивным теплообменом между воздухом и свежообнаженными поверхностями горного массива, обусловленным более высокой скоростью подвигания забоя, повышением притока тепла от большего объема разрушенной горной массы, значительными выделениями тепла электрооборудованием и исполнительными органами проходческих комбайнов вследствие большой потребляемой мощности (до 700 кВт). В результате воздействия этих факторов температура воздуха в забоях при проведении выработок проходческими комбайнами на 6–7 °С превышает температуру воздуха в аналогичных выработках, проводимых буровзрывным способом, и на глубинах 1000–1200 м достигает 33–38 °С. [17]

Температура воздуха в забоях подготовительных выработок определяется следующими факторами: теплоотдачей пород, окружающих горные выработки; теплоотдачей добытого полезного ископаемого и отбитой породы при их транспортировке; тепловыделениями при окислении угля, угольной пыли и крепи, от механической работы и потерь электрической энергии; тепловыделениями людей.

До последнего времени удельный вес первых трех факторов составлял около 80 % в тепловом балансе тупиковых выработок [11, 18]. В настоящее время в связи с увеличением глубины разработки и повышением энергонасыщенности проходческого оборудования повышается удельный вес тепловыделений от пород, окружающих горные выработки, и от машин и механизмов.

В тупиковых выработках, проветриваемых ВМП путем нагнетания воздуха в забой по трубопроводам, теплосодержание вентиляционного потока увеличивает температуру на рабочих местах. Насыщение тепла происходит при движении воздуха по трубопроводу в результате его теплообмена с вентиляционным воздухом, возвращающимся по выработке из призабойного пространства.

При движении вентиляционной струи от призабойного пространства до выхода из тупиковой выработки шахтный воздух участвует в процессах тепло- и массообмена с окружающими породами, водой из водоотводной канавки, а также с воздухом, подаваемым по трубопроводу. Кроме того, при нагнетательном способе проветривания тупиковых выработок происходит смешивание исходящего из выработки воздуха и свежего воздуха, поступающего из трубопровода с утечками.

1.2. Обзор существующих аналитических методов определения параметров вентиляционных систем местного проветривания

Исследования посвященные вентиляционным системам местного проветривания шахт и рудников, начали интенсивно проводиться с внедрением высокопроизводительной техники в 50-х годах. Основополагающими, определившими направления научных исследований в данной области в этот период, являются работы академика А.А. Скочинского. [19]

Значительный вклад в развитие и совершенствование шахтных вентиляционных систем, методов их расчета, а также разработку новых способов и средств повышения их эффективности внесли работы Абрамова Ф.А., Бойко В.А., Быкова Л.Н., Вепрова В.С., Воронина В.Н., Клебанова Ф.С., Комарова В.Б., Кременчуцкого Н.Ф., Ксенофонтовой А.И., Кузьмина К.В., Лапшина А.Е., Лидина Г.Д., Медведева Б.И., Милетича А.Ф., Мясникова А.А., Скочинского А.А., Ушакова К.З., Швыркова И.А., и др.[20 - 30]

Для аэродинамического расчета неплотных вентиляционных трубопроводов в настоящее время разработано большое количество зависимостей, которые получены как в результате аналитического описания физических процессов, протекающих в неплотных трубопроводах, так и на основании обработки экспериментальных данных [31-35]. Для вывода зависимостей, приведенных в работах [34-40], использовалась система дифференциальных уравнений

$$\frac{dP}{dx} = -rQ^2; \quad (1.1)$$

$$\frac{dQ}{dx} = -KP^{1/n}, \quad (1.2)$$

где P , Q – избыточное давление и расход воздуха в трубопроводе на расстоянии x от его конца, Па и м³/с соответственно;

r – удельное аэродинамическое сопротивление трубопровода, Па·с²/м⁷;

n – показатель, режима утечек воздуха, который изменяется от $n = 1$ при ламинарном режиме утечек до $n = 2$ при турбулентном;

K – коэффициент воздухопроницаемости, м²/(с·Па^{1/n}).

В работах [36, 37, 41] решения уравнений (1.1) и (1.2) получены в предположении турбулентного режима утечек воздуха, а в работе И. А. Швыркова [40] – приближенное решение указанных уравнений для случая ламинарного режима утечек. Анализ работ [41, 42] показал, что в них получены близкие по виду трансцендентные аналитические зависимости, не позволяющие при их использовании в инженерных расчетах определять коэффициент утечек воздуха в вентиляционных трубопроводах. В связи с этим авторами работы [22] для практических расчетов разработано приближенное выражение для определения коэффициента утечек. Автор работы [38] за счет учета потери кинетической энергии на выходе из вентиляционного трубопровода получил уточненное трансцендентное выражение для расчета коэффициента утечек и привел таблицы его численных значений для различных сочетаний аэродинамических параметров трубопроводов. В работе [37] для инженерных расчетов вентиляционных трубопроводов приведено несколько приближенных выражений, полученных в результате разложения трансцендентных зависимостей в ряд.

Несколько отличные от рассмотренных методики расчета трубопроводов получены в работах [43, 44, 45]. Они основаны на предположении о том, что расход воздуха, протекающего на элементарном участке трубопровода, равен среднегеометрическому из значений расходов воздуха на этом участке и в забое тупиковой выработки. При этом авторы работ [22, 26] при выводе своих зависимостей считали, что движение воздуха на путях утечек подчиняется квадратичному закону, в то время как зависимости, приведенные в работах [21, 46], получены в предположении линейного закона. Результаты работы [22] использованы при разработке методики расчета вентиляционных трубопроводов, приведенной в работе [10].

В работах [20, 45, 46], в отличие от рассмотренных, при получении зависимостей для расчета вентиляционных трубопроводов использовано уравнение Бернулли, учитывающее изменение кинетической энергии потока воздуха в связи с утечками. Авторы работы [46] при выводе своих зависимостей считали возможным принять допущение о равномерном распределении утечек воздуха по длине трубопровода, однако, как показывают шахтные эксперименты, такое допущение не отвечает действительности. Выражения, приведенные в работах [47, 48] учитывают зависимости утечек от избыточного давления внутри трубопровода, однако они получены для бесконечно длинного трубопровода, что приводит к погрешностям при расчете трубопроводов конечной длины.

Анализ рассмотренных работ [49] показал, что существующие зависимости не учитывают влияния потери кинетической энергии воздуха в трубопроводах вместе с утечками и поэтому при существенных утечках не могут претендовать на точность. Кроме того, в зависимостях не учитывается влияние воз-

можных местных сопротивлений (повороты трубопровода, наличие воздухоохладителей, кондиционеров и т. д.) на распределение избыточного давления по длине трубопровода, которое в свою очередь определяет утечки воздуха. Это существенно сказывается на точности аэродинамических и тепловых расчетов тупиковых выработок.

С целью обоснования параметров вентиляционных систем тупиковых выработок К.З.Ушаков опубликовал ряд методик. [50] Одним из самых сложных вопросов при расчетах проветривания тупиковых выработок по мнению автора является определение утечек воздуха в трубопроводе. Утечки воздуха в металлическом трубопроводе определяются коэффициентом доставки [50].

$$Z = \frac{1}{(0,33K_B d_T \frac{L_T}{L_{ST}} \sqrt{R} + 1)^2}, \quad (1.3)$$

где K_B – коэффициент удельной стыковой воздухопроницаемости;

d_T – диаметр трубопровода, м ;

L_T – длина трубопровода, м;

L_{ST} – длина звена трубопровода, м;

R – аэродинамическое сопротивление трубопровода, $\text{н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^8$.

Однако в формуле отсутствует связь величины утечек с расходом воздуха, протекающего по трубопроводу и другими параметрами. Она довольно сложна для аналитического описания вентиляционной системы.

В работах В.С. Вепрова разработан графоаналитический метод определения параметров вентиляционной системы местного проветривания при каскадной установки вентиляторов [28, 52]. Для определения параметров рабочего режима вентилятора предлагается формула определения депрессии вентилятора

$$h_{BC} = a_0 + a_1 Q_C + a_2 Q_C^2 + \dots + a_n Q_N^2, \quad (1.4)$$

где h_{BC} – депрессия вентилятора, учитывающая его напорную характеристику, Па;

Q_C – дебит вентилятора, соответствующий стандартной плотности воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

a_i – коэффициент полинома; $i = 0, 1, 2$.

В формуле (1.4) можно уменьшить количество слагаемых без ущерба для точности результата. В этой же работе разработаны способы определения частичного рабочего режима при совместной последовательной и параллельной работе вентиляторов с использованием графических методов. Определение рабочего режима аналитическим способом является менее трудоёмким и обеспечивает большую точность.

Ряд вопросов по методам расчета проветривания тупиковых выработок приводятся в руководствах по проектированию вентиляции угольных шахт [10,

51]. Обосновано положение согласно которому при расчетах рекомендуется принимать расход воздуха на выходе из трубопровода равным его расчетному количеству для проветривания призабойного пространства, а длину трубопровода – равной длине выработки. В руководстве приводится формула определения депрессии вентилятора

$$h_B = k_{ym.mp} R_{ym} Q_{SP}^2 + h_m, \text{ мм.вод.ст.} \quad (1.5)$$

где $k_{ym.mp}$ – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе;
 R_{ym} – аэродинамическое сопротивление трубопровода, кп ;
 Q_{SP} – расход воздуха в призабойном пространстве, м³/с;
 h_m – депрессия местных сопротивлений, мм.вод.ст.

Потери давления в местах поворота трубопровода определяются по формуле

$$h_m = 0,0035 g^2 v_{cp.mp}^2 \quad (1.6)$$

где g – угол поворота, рад;

$$g = \frac{ng_0}{180}, \quad (1.7)$$

g_0 – угол поворота, градус;

v – средняя скорость движения воздуха на прямолинейном участке.

Депрессия местных сопротивлений может определяться [50]

$$h_m = qfv^2 / 2, \quad (1.8)$$

где q – коэффициент местного сопротивления;

f – плотность воздуха;

v – скорость движения воздуха.

Для определения депрессии местных сопротивлений в работе [52] рекомендуется использовать численные значения аэродинамических сопротивлений фасонных частей трубопроводов. Эти же данные могут использоваться в математических моделях.

Руководство [51] рекомендует к промышленному использованию принимать вентиляторы, обеспечивающие в течение всего периода эксплуатации экономичное и устойчивое проветривание. Авторы [50] утверждают, что для обеспечения устойчивого проветривания необходимо чтобы статическое давление вентилятора не превышало 0,9 максимальной величины, а для обеспечения экономичности работы вентилятора необходимо чтобы КПД вентилятора был не менее 70 % его максимального значения. Такой режим обеспечивается при работе вентилятора в течении длительного периода при сохранении постоянного угла поворота лопаток направляющего аппарата.

Исследователями [48] предлагается математическая модель вентиляционной системы местного проветривания в виде

$$rlQ_3^2 = n(b_0 - b_2 p^2 Q_3^2) \quad (1.9)$$

где p – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе;
 r – удельное аэродинамическое сопротивление металлического вентиляционного трубопровода, кгс·с²/м⁸;
 l – длина трубопровода, м;
 Q_3 – расход воздуха, который необходимо подать в забой подготовительной выработки, м³/с;
 n – количество вентиляторов одного типа последовательно работающих на трубопровод;
 b_0, b_2 – коэффициенты в формуле, описывающей характеристику вентилятора.

Коэффициент утечек для гибкого трубопровода определяется [48]

$$p = 1,04 + 0,0005l \quad (1.10)$$

Уравнение (1.9) может использоваться при ориентировочных расчетах. Коэффициент утечек воздуха целесообразно определять по более обоснованным данным. [53]

При инженерных расчетах [9, 49] в зависимости от вида и длины трубопровода принимается некоторый коэффициент утечек воздуха $K_{ут} = Q_6/Q_3$, где Q_6, Q_3 – соответственно подача вентилятора и расход воздуха в конце трубопровода (у забоя выработки), а депрессия трубопровода определяется по среднеарифметическому или среднегеометрическому значению величин Q_6 и Q_3 .

Необходимо отметить, что $K_{ут}$ является величиной постоянной для данного трубопровода только при условии турбулентного режима движения воздуха на путях утечек, т.е. при квадратичной зависимости между избыточным давлением в трубопроводе и величиной утечек. Практически такой зависимости не наблюдается, режим утечек может изменяться от близкого к ламинарному до приближающегося к турбулентному с показателем степени расхода воздуха на путях утечек $n = 2$.

Более правильно было бы вести аэродинамический расчет на основе уравнения сохранения энергии. [54] Этому посвящено большое количество опубликованных работ, и тем не менее состояние вопроса требует дальнейшего рассмотрения.

Известные расчетные зависимости для неплотных трубопроводов (с проницаемой стенкой) получены на основании уравнения Бернулли или же уравнения движения потока переменной массы [49].

Применение уравнения Бернулли

$$\frac{dP}{dx} + \frac{\alpha_\kappa \rho}{S^2} Q \frac{dQ}{dx} + rQ^2 = 0, \quad (1.11)$$

эквивалентно принятию допущения о том, что при оттоке воздуха вся кинетическая энергия утечек теряется вместе с ними. В связи с этим при эксперимен-

тальном определении величины r по замерам P и Q в начале и конце неплотного трубопровода с использованием этого уравнения величина r оказывается зависящей от воздухопроницаемости стенок и с увеличением ее уменьшается, что значительно усложняет аэродинамические расчеты. Здесь ρ – плотность воздуха; S – площадь поперечного сечения трубопровода; α_k – коэффициент кинетической энергии.

Применение уравнения движения потока переменной массы

$$d\left(\frac{\alpha_0 v^2}{2g}\right) + \frac{dP}{\gamma} + i_j dx + \frac{\alpha_0(v-\theta)}{g} \frac{dQ}{Q} = 0, \quad (1.12)$$

а также множества модификаций этого уравнения, встречающихся в различных литературных источниках, затруднительно в связи с неопределенностью величины θ (v и θ – средняя скорость движения воздуха по сечению потока и скорость отделяющихся масс; i_j – удельная затрата напора на преодоление сопротивления; γ – объемная масса воздуха; α_0 – коэффициент количества движения).

В зависимости от способа определения θ на основании этого уравнения можно получить различные, часто противоречивые выводы о связи удельного аэродинамического сопротивления неплотных трубопроводов с их воздухопроницаемостью. Во всяком случае сопротивление собственно трубопроводов оказывается зависимым от проницаемости их стенок, что значительно усложняет расчеты. [70] Такое положение и с другими применяемыми зависимостями для расчета неплотных трубопроводов, что, очевидно, обусловлено нерешенностью вопроса о доле кинетической энергии утечек воздуха, теряемой вместе с ними. [71]

В Инструкции... [72] коэффициент утечек воздуха определяется формулой

$$p = 1 + \frac{f}{3} l - \frac{5f^2}{6} l^2, \quad (1.10)$$

где f – коэффициент утечек воздуха, учитывающий удельные коэффициенты.

$$f = \sqrt[3]{\frac{rk^2}{2}}, \quad (1.11)$$

k – удельный коэффициент утечек воздуха (утечки воздуха на 1 пог.м при разности давлений 1 кгс/с²)

$$k = k_y \frac{d_{mp}}{m}; \quad (1.12)$$

k_y – коэффициент удельной стыковой воздухопроницаемости при оценке действующеего металлического трубопровода;

d_{mp} – диаметр трубопровода, м;

m – длина звена трубопровода.

Формула (1.10) отличается учетом давления воздуха в трубопроводе, что повышает ее обоснованность и, несмотря на отсутствие в формуле ряда других важных параметров используется при расчетах с дополнительной проверкой ее результатов.

Уравнение (1.9) позволяет определить длину трубопровода, расход воздуха, поступающего в призабойное пространство, необходимое число последовательно установленных вентиляторов. Однако в ряде случаев целесообразно ряд параметров, входящих в формулу (1.9) предварительно описать аналитически.

Уравнение (1.9) позволяет определять параметры при последовательной установке вентиляторов. Однако они не охватывают методику определения параметров вентиляционных систем при вентиляторах разного типа.

При параллельной установке вентиляторов одного типа расход воздуха, который возможно подать в забой тупиковой выработки при жестком трубопроводе, определяется формулой [64]

$$Q_3 = \sqrt{\frac{n_1 b_0}{p^2 b_2 + R p n_1^2}}, \quad (1.13)$$

где n – число параллельно работающих вентиляторов.

Расход воздуха при гибком трубопроводе

$$Q_3 = \sqrt{\frac{n_1^2 b_0}{p^2 b_2 + R p^2 n_1^2}}. \quad (1.14)$$

где p – коэффициент утечек трубопровода.

В данной методике не рассматривается определение расхода воздуха при параллельной работе вентиляторов разных типоразмеров.

При параллельной установке вентиляторов необходимый диаметр жесткого трубопровода определяется по формуле [48]

$$d_{\text{тп}} = \left(\frac{6,5 n_1^2 z l p Q^2}{n_1^2 b_0 - b_2 p^2 Q_3^2} \right)^{0,2}, \quad (1.15)$$

где z – коэффициент аэродинамического сопротивления.

Предлагается также формула для определения необходимого диаметра гибкого трубопровода. [57] Однако, не рассматривается определение необходимого диаметра при параллельной работе разных вентиляторов. В этой же работе рассматривается вопрос выбора последовательного или параллельного включения двух вентиляторов одного типа. Два вентилятора выгодно включать последовательно с жестким трубопроводом, если $R > \frac{3}{2} b_2 p$, два вентилятора

выгодно включать последовательно с гибким трубопроводом, если $R_y > \frac{3}{2} b_2$.

Этот вопрос требует уточнения. В работе также приведена методика определения оптимального диаметра трубопровода при постоянной и изменяющейся длине.

В Руководстве [51] коэффициент утечек воздуха определяется по формуле

$$K_{ym.mp} = \left(\frac{1}{3} K_{ym.cm} D_{mp} \frac{L_{TR}}{L_{ЗВ}} \sqrt{R_{mp.g}} + 1 \right)^2, \quad (1.16)$$

где $K_{ym.cm}$ – коэффициент удельной стыковой воздухопроницаемости при фланцевом соединении трубопроводов;

$D_{тр}$ – диаметр трубопровода, м;

$l_{тр}$ – длина трубопровода, м;

$l_{зв}$ – длина звена трубопровода, м;

$R_{mp.g}$ – аэродинамическое сопротивление трубопровода без утечек воздуха, кц.

$$R_{mp.ж} = 1,2 R_{mp} + R_M, \quad (1.17)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий нелинейность трубопровода и несоответствие стыков.

$$R_{mp} = \frac{6,5 z l_{mp}}{d_{mp}^5}, \quad (1.18)$$

где R_M – аэродинамические сопротивления фасонных частей трубопроводов.

В табл.5.9 [51] приводятся значения аэродинамических сопротивлений фасонных частей трубопровода, которые могут быть описаны формулами и использованы при составлении математических моделей. Формула (1.18) входит в нормативные акты [51]. Однако в ряде случаев целесообразно производить ее преобразование при сохранении постоянства величины некоторых параметров, входящих в формулу. Формула не учитывает ряд факторов, которые могли бы повысить ее обоснованность.

Для широко используемых металлических воздухопроводов и труб из прорезиненной ткани и воздухопроводов других типов $R_{тр}$ авторами работы [58] рекомендуется определять по выражению

$$R_{mp} = \frac{6,5 \alpha_{mp} l \psi}{d^5}, \quad \text{кц}, \quad (1.19)$$

где $\alpha_{тр}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления воздухопроводов, кг·сек²/м⁴;

l – длина воздухопровода, м;

ψ – коэффициент, учитывающий влияние утечек воздуха на сопротивление воздухопровода;

d – диаметр воздухопровода, м.

Значение ψ рекомендуется определять по формулам

$$\psi = (0,59\eta + 0,41)^2 \text{ при } \eta \geq 0,35; \quad (1.20)$$

$$\psi = 0,72\eta - 0,125 \text{ при } \eta < 0,35; \quad (1.21)$$

где η – коэффициент доставки.

Решение этого вопроса требует дополнительного обоснования. Если действительная производительность вентилятора равна расчетной, то вентилятор соответствует расчетным условиям.

Для определения количества вентиляторов, установленных каскадом, в работе [53] рекомендуется характеристику воздухопровода наносить на суммарную характеристику двух, трех, и т.д. вентиляторов. При последовательном соединении вентиляторов, характеристики их строятся суммированием напоров, при параллельном – суммированием значений производительностей. Утверждается, что последовательное соединение вентиляторов эффективно при воздухопроводе с большим сопротивлением, а параллельное – при необходимости подавать большое количество воздуха на небольшое расстояние. Известно, что параллельная работа разных вентиляторов эффективна при условии, если давление необходимое для преодоления сопротивления сети, не превышает давления, развиваемое низконапорным вентилятором при нулевой его производительности. Если же оно больше, то воздух через низконапорный вентилятор будет двигаться в обратном направлении, а производительность вентиляционной установки будет меньше, чем при работе в той же сети одного вентилятора, развиваемого большую депрессию.

При проветривании выработок большой длины рекомендуется последовательная установка ряда ВМП в начале воздухопровода [53]. Однако, такая установка целесообразна при гибких воздухопроводах типа М или МУ. Увеличивается напор в сети, происходит самоуплотнение стыков труб, что уменьшает коэффициент аэродинамического сопротивления α .

Автор работы [28] разработал методику последовательной установки вентиляторов, базирующуюся на графоаналитическом подходе. Он считает, что расчеты вентиляционной системы при каскадной установке вентиляторов следует производить с использованием аналитического метода и применения ЭВМ.

В работе [59] предлагается длину вентиляционных труб определять по выражению

$$L = \frac{c - BQ_0^2 \bar{p}}{rQ_0^2 \bar{p}}, \quad (1.22)$$

где c и B – константы аппроксимационного уравнения рабочей характеристики вентилятора;

r – аэродинамическое сопротивление 1 м вентиляционных труб;

Q_0 – требуемый объемный поток.

\bar{p} – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе.

$$\bar{p} = \frac{Q_U}{Q_0}, \quad (1.23)$$

где Q_U – расход вентилятора.

На базе зависимости (1.23) построена диаграмма, которую в ряде случаев целесообразно использовать для определения требуемого объема потока Q_0 , для определения величины L и Q_u .

Формулы для расчета параметров проветривания шахтных выработок могут быть приведены к одному виду

$$h = R_0 \psi Q_B^2, \quad (1.24)$$

где h – напор (депрессия) вентилятора,

Q_B – подача вентилятора,

$\psi = f(\eta)$, ψ – коэффициент потерь в трубопроводе,

η – доставочный коэффициент.

Как уже было сказано выше, необходимая депрессия ВМП при инженерных расчетах [49] определяется по среднеарифметическому или среднегеометрическому расходу воздуха в начале и в конце трубопровода. [60, 61] Такие способы расчета депрессии строго не обоснованы и применение их приводит к определенным погрешностям в расчетах. [62]

Для построения индивидуальной характеристики изменения η и ψ по длине трубопровода вычислялись h ; g_{ym} , Q (g_{ym} – величина утечек воздуха в трубопроводе).

Коэффициент Ψ изменяется согласно уравнению

$$\Psi = 0,72\eta + 0,125. \quad (1.25)$$

Начиная с критической длины $L_{кр}$ сопротивление трубопровода практически не изменяется. Увеличение длины трубопровода оказывает влияние только на количество воздуха, поступающего к концу трубопровода. [53]

1.3 Анализ способов повышения эффективности вентиляционных систем местного проветривания

Одним из широко используемых в настоящее время способов повышения эффективности вентиляционных систем местного проветривания на угольных шахтах, является применение гибких вентиляционных труб из синтетических материалов. [64]

При проведении выработок по мощным и средней мощности газоносным пластам создается особенно напряженная обстановка, так как высокое метановыделение ограничивает темпы их проведения. В связи с этим разработаны раз-

личные схемы компоновки ВМП и трубопроводов, которые используются при расчете количества воздуха для проветривания выработок и составлении проектов на установку ВМП. Иногда требуется установка двух или даже трех трубопроводов для проветривания одной выработки. Выполненные ВостНИИ и МакНИИ прогнозные исследования полей вентиляционных режимов подготовительных выработок показали необходимость дальнейшего увеличения расхода воздуха для проветривания тупиковых выработок.

Для повышения безопасности работ и улучшения климатических условий в тупиковом забое применяют высокопроизводительные вентиляторы, вентиляционные трубы большого диаметра и улучшенные соединения труб.[65, 66]

В настоящее время в высокопроизводительных установках местного проветривания используют вентиляционные трубы диаметром 1000–1600 мм. Максимальное рабочее давление на входе в вентиляционный трубопровод (за вентилятором) достигает 800 даПа. [66] В Германии были созданы рукавные вентиляционные трубы без сварных швов. При изготовлении этой рукавной ткани образуются расположенные друг против друга тканевые кромки, которые используются для подвески труб. Синтетическое покрытие может наноситься на ткань только с наружной стороны. Так как бесшовные трубы можно изготавливать любой длины, они хорошо пригодны для аккумуляирования в кассетах. Небольшая масса труб и одностороннее их покрытие позволяют аккумуляировать в кассетах размером 1,0–1,5 м трубы длиной до 100 м.

Трубы, обладающие особо высокой прочностью, могут изготавливаться из ткани, содержащей только волокна из ароматического полиамида (например, кевлара) [54]. Трубы соединяются между собой с помощью концевых колец и хомутов различных конструкций. Были также проведены стендовые испытания гибких труб диаметром 2000 мм с пластмассовыми соединительными хомутами и дополнительной шнуровкой для восприятия продольных усилий, которые показали, что при внутреннем давлении в трубопроводе 800 даПа соединения были достаточно прочными в условиях многократно повторяющихся нагрузок. Дальнейшим развитием этой конструкции явилось соединение с монтажными кольцами, расположенными по концам труб. Для облегчения монтажа трубопровода на расстоянии около 500 мм от концевого кольца свободно закрепляли в приваренных к трубе накладках второе кольцо. При монтаже очередного звена трубопровода монтажные кольца должны воспринимать осевое усилие, возникающее в присоединенном звене вследствие его сопротивления воздушному потоку. Монтажные кольца соединяют шнуром, благодаря чему концы труб разгружаются от продольной нагрузки во время установки соединительного хомута. Монтажные шнуры после присоединения двух очередных звеньев трубопровода должны сниматься.

Для изготовления гибких вентиляционных труб используются следующие материалы (искусственные кожи) [54]: павинол трубный по ГОСТ 17-158-72 на чеферной хлопчатобумажной основе; винилискожа-Т трубная по ТУ-17-21-366-80 на комбинированной основе (36–37% лавсана, 63–64% хлопка); винилискожа-Т трубная облегченная по ТУ 17 – 21 –230 – 78 на лавсановой основе. Полимерные покрытия во всех случаях одинаковое – пластифицированный поли-

винилхлорид, наносимый с двух сторон. Указанные три вида ткани занимают свыше 95% общего количества выпускаемых трубных тканей. В небольшом количестве выпускается чефер прорезиненный.

Винилискожа-Т трубная облегченная на синтетической основе характеризуется наиболее высоким уровнем качества среди выпускаемого в настоящее время ассортимента материалов для шахтных труб, наиболее конкурентоспособна и в наибольшей степени отвечает требованиям негорючести и обладает антистатическими свойствами. Поверхностная плотность этих тканей составляет 800–900 г/м²; прочность на разрыв по основе от 470 до 540, а по шву от 380 до 480 Н. По горючести и электризуемости указанные ткани значительно ниже норм, предусмотренных ПБ. Вентиляционные трубы из этих тканей отличаются высоким качеством и позволяют существенно повысить безопасность их эксплуатации в шахтных условиях.

Основным фактором, характеризующим аэродинамические свойства трубных тканей, является их воздухопроницаемость. Определяется объем воздуха, прошедшего через единицу площади образца (10 см²) за единицу времени при разности давлений воздуха с обеих сторон образца, равной 98,1 даПа.

В результате проведенных исследований воздухопроницаемости различных трубных тканей установлено [54], что существующие трубные ткани в основном удовлетворяют установленным требованиям по воздухопроницаемости. Утечки воздуха через ткань из прорезиненного чефера в 30–40 раз выше по сравнению с другими тканями, что вызвано несовершенной заводской технологией нанесения резинового покрытия. Проводились также исследования на остаточную деформацию различных тканей при приложении и снятии давления до 3000 даПа. Установлено, что при давлении до 150 даПа (среднее давление при проветривании подготовительных горных выработок) проницаемость тканей практически не изменяется после снятия давления, т. е. покрытие тканей работает в зоне упругих деформаций, а при давлении 2000–3000 даПа проницаемость тканей увеличивается примерно в 2–3 раза, сохраняя, при этом первоначальную прочность тканей.

Как показали исследования [54], утечки воздуха через ткань трубопровода при проветривании подготовительных выработок составляют при реальных рабочих давлениях не выше 1% общего баланса утечек воздуха в трубопроводе и практически не оказывают влияния на проветривание подготовительных выработок.

В последние годы освоен выпуск вентиляторов местного проветривания типа ВМ-6м, ВМЦ-8 с улучшенными характеристиками; внедряются вентиляционные трубопроводы диаметром 800 и 1000 мм.

Другое направление по совершенствованию проветривания заключается в повышении аэродинамических характеристик трубопроводов, которые являются важной составной частью вентиляционных установок местного проветривания. Утечки воздуха через трубопроводы оказывают решающее влияние на характеристику аэрогазодинамических качеств вентиляторной установки. Значительное снижение непроизводительных потерь воздуха вентиляторными уста-

новками нагнетательного проветривания достигается при применении более совершенных способов соединения звеньев гибкого трубопровода.

Для снижения аэродинамического сопротивления трубопровода и утечек воздуха в нем, в настоящее время находит широкое применение комбинированного вентиляционного трубопровода [49] состоящего из шахтных гибких вентиляционных труб (ГОСТ 38 0597-76) и введенного внутрь полиэтиленового рукава.

Основными аэродинамическими характеристиками вентиляционных трубопроводов, оказывающими существенное влияние на эффективность их применения, являются воздухопроницаемость и аэродинамическое, сопротивление.

Для решения вопроса о способах улучшения аэродинамических характеристик гибких вентиляционных трубопроводов необходимо предварительно решить, на какие из них необходимо воздействовать для коренного улучшения состояния проветривания и теплового режима тупиковых выработок. [67]

На пути от вентилятора к забою тупиковой выработки в зависимости от воздухопроницаемости трубопровода теряется большая или меньшая часть воздуха. В ряде случаев утечки значительно превышают нормативные [12] и до забоя при длине выработки порядка 1000 м доходит только 1/8...1/6 часть подаваемого в трубопровод воздуха.

Надежное проветривание подготовительных выработок с помощью гибких вентиляционных трубопроводов может быть обеспечено только в том случае, если будут учтены все факторы, влияющие на утечки воздуха в трубопроводе, для чего необходимо уточнять нормативный коэффициент утечек воздуха и затем с помощью него вводить соответствующие поправки и разрабатывать методы расчета, позволяющие учесть факторы определяющие эффективность вентиляционной системы местного проветривания.

При проведении выработки на глубоких горизонтах, в связи с высокой температурой окружающих пород, воздух, движущийся по выработкам и по трубопроводам, быстро нагревается. [69, 70, 71]

Для нормализации тепловых условий труда рабочих в тупиковых выработках проводятся следующие мероприятия: увеличение расхода воздуха, подаваемого в забой тупиковых выработок; снижение теплообмена между поступающим по трубопроводу воздухом и окружающей средой; искусственное охлаждение воздуха; индивидуальное охлаждение горнорабочих.

С увеличением подачи воздуха в выработки тепловыделения различных источников распределяются на большую массу воздуха, что способствует уменьшению его нагревания.

На сегодняшний день исчерпаны далеко не все резервы возможной нормализации тепловых условий в забоях тупиковых выработок. [72] Так, применение высокопроизводительных центробежных вентиляторов в сочетании с плотными трубопроводами, состоящими из труб большого диаметра, позволяет в ряде случаев нормализовать тепловые условия в забоях тупиковых выработок.

При интенсивном теплообмене между воздухом, поступающим в выработку, и окружающей средой температура воздуха на выходе из трубопровода может быть близка или даже выше минимально допустимой, тогда увеличение расхода воздуха не даст эффекта и необходимо принимать меры по снижению

нагрева воздуха в трубопроводе. Основными мерами снижения нагрева воздуха на путях его движения по трубопроводу и подготовительной выработке являются теплоизоляция воздухоподающего трубопровода, тепло- и гидроизоляция стенок выработки, а также снижение тепловыделений от местных источников тепла.

Для теплоизоляции в условиях горных выработок могут использоваться материалы, которые обладают низкой теплопроводностью, влагонепроницаемостью, высокой огнестойкостью, хорошей адгезией к горным породам, долговечностью, не выделяют токсичных веществ, легко применимы в горных выработках. Материалы зернистой и волокнистой структуры (котельные шлаки, опилки, минеральная вата и др.) не могут быть надежными теплоизоляторами в шахтных условиях, так как, насыщаясь влагой, быстро теряют теплоизоляционные свойства.

Более эффективной мерой снижения нагрева воздуха, подаваемого в забой тупиковой выработки, является теплоизоляция воздухоподающего трубопровода. По данным, приведенным в работе [13], при применении теплоизоляции трубопровода приращение температуры движущегося по нему воздуха уменьшилось на 3 °С, при теплоизоляции выработки – на 2, а при теплоизоляции и трубопровода, и выработки – на 4 °С. Наибольший эффект достигается при комплексном применении нескольких возможных способов нормализации тепловых условий.

При достижении глубины разработки 900 м и более, как правило, не удается нормализовать тепловые условия увеличением расхода воздуха и применением теплоизоляции, необходимо применять искусственное охлаждение воздуха. Для этой цели используются как стационарные, так и передвижные кондиционеры. Для охлаждения воздуха, подаваемого в забой тупиковых выработок в основном применяются передвижные шахтные кондиционеры (КПШ). В нашей стране и за рубежом уже накоплен большой опыт эксплуатации КПШ [14, 15, 16].

При проведении длинных тупиковых выработок возникает необходимость частого переноса КПШ по мере подвигания забоя, что часто связано с большими техническими трудностями. Существенно повысить эффективность использования КПШ позволит надежная теплоизоляция воздухоподающего трубопровода.

В настоящее время в отечественной угольной промышленности теплоизолированные вентиляционные трубопроводы не применяются. Однако работы по созданию таких трубопроводов ведутся уже на протяжении многих лет.

Выводы

На основании анализа состояния вентиляции тупиковых выработок угольных шахт, обзора существующих аналитических методов определения параметров вентиляционных систем местного проветривания, а также анализа способов повышения эффективности вентиляционных систем местного проветривания можно сделать следующие выводы.

Аэродинамическое сопротивление трубопроводов в 1,5...2 раза, а воздухопроницаемость в 2...3 раза больше нормативных значений [49] что объясняется несовершенством конструкции соединений трубопроводов и организационными причинами, связанными с человеческим фактором (несоответствие размеров элементов стыковки трубопроводов, неудовлетворительное качество изготовления трубопроводов, некачественный монтаж трубопровода и др.).

Широко применяемые в настоящее время методы расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания не учитывают влияния потери кинетической энергии воздуха в трубопроводах вместе с утечками, в зависимостях не учитывается влияние возможных местных сопротивлений (повороты трубопровода, наличие воздухоохладителей, кондиционеров и т. д.) на распределение избыточного давления по длине трубопровода, которое в свою очередь определяет утечки воздуха, способы расчета депрессии строго не обоснованы. Это существенно сказывается на точности аэродинамических и тепловых расчетов тупиковых выработок, что, в конечном итоге приводит к неудовлетворительному состоянию проветривания в процессе эксплуатации вентиляционных систем местного проветривания.

В настоящее время накоплен большой опыт по методам расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания, однако их применение связано с недостаточным учетом факторов, оказывающих существенное влияние на состояние рудничной атмосферы в призабойной зоне тупиковой выработки при работе вентиляционной системы местного проветривания, что обуславливает необходимость их совершенствования.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

2.1. Физическая модель процесса выноса газовой смеси из тупиковой выработки.

В условиях стационарного газодинамического процесса, когда в призабойное пространство постоянно выделяется газ из отбитого угля с интенсивностью I_o , физическая модель процесса выноса газовой смеси из тупиковой выработки заключается в следующем. В призабойной части тупиковой выработки, в результате взаимодействия потока газа с воздушной струей воздуха выходящей из трубопровода образуется газозвушная смесь, которая перемещаясь далее по горной выработке насыщается у газоотдающих обнаженных поверхностях газом с интенсивностью I_n (рис. 2.1).

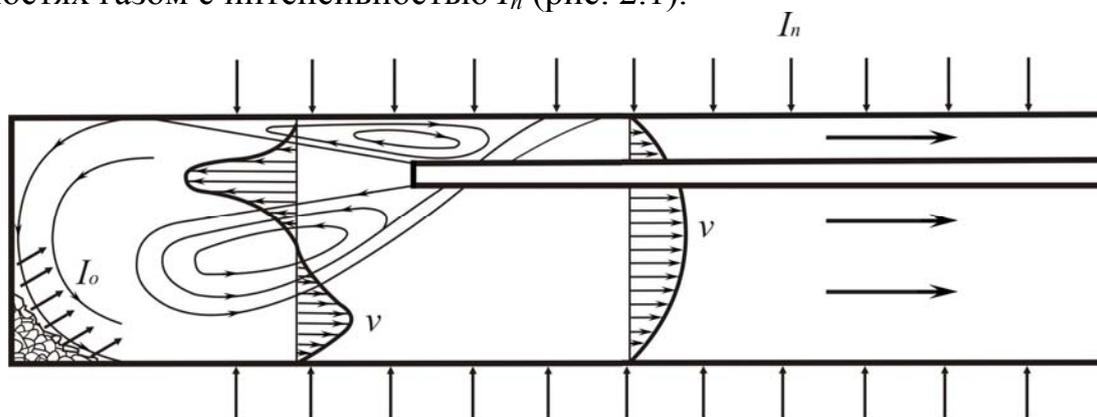


Рис. 2.1. Схема выноса газовой смеси из призабойного пространства тупиковой выработки при стационарном газодинамическом процессе.

При постоянном газовыделении в выработке устанавливается динамическое равновесие между количеством поступающего и выносимого газов, в результате чего содержание его в выработке не изменяется во времени [50].

При нестационарном процессе и наличии мгновенных источников газовой выделения (при производстве взрывов, внезапных выбросах газа и др.) в выработку за весьма короткий промежуток времени выбрасывается газовое облако на которое действует свободная струя воздуха, выходящего из трубопровода [50].

Газы, находящиеся вне границ свободной струи, проникают в воздушную среду за счет турбулентной диффузии, таким образом происходит перемешивание и интенсивный вынос газообразных продуктов и пыли из призабойной части выработки [50, 17]. Дальнейший процесс проветривания длинных тупиковых выработок при нагнетании в них свежего воздуха по трубопроводу заключается в непрерывном растяжении и деформации газовой волны по выработке за счет поступления новых порций воздуха (рис. 2.2) [17]. По мере движения газовой волны от забоя происходит разжижение газов.

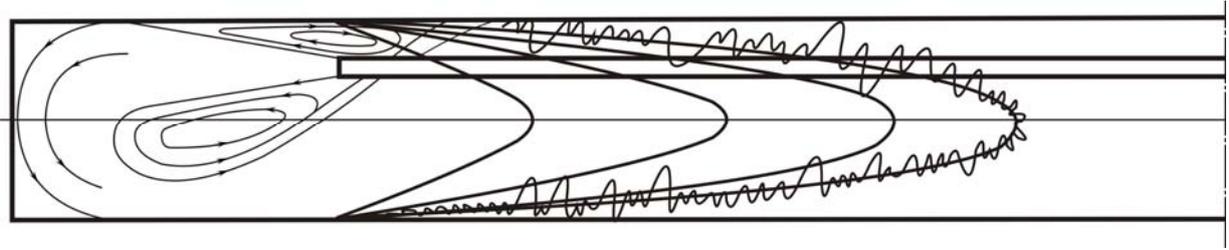


Рис. 2.2. Схема деформации и растяжения пылегазовой волны в тупиковой выработке при нестационарном газодинамическом процессе и нагнетательном способе проветривания.

2.2. Разработка математической модели вентиляционной системы местного проветривания.

Для обеспечения эффективности процесса выноса пылегазовоздушной смеси из тупиковой выработки согласно физической модели проветривания необходимо наиболее точно определять параметры системы местного проветривания, обеспечивающей этот процесс.

Важнейшими аэродинамическими параметрами, определяющими эффективную работу вентиляционной системы являются напор вентилятора h_v и депрессия трубопровода h_{mp} .

Напор вентилятора h_v определяется на основании его напорной характеристики которая имеет следующий вид [52]

$$h_v = a_0 - a_1 Q_v^2, \text{ даПа} \quad (2.1)$$

где Q_v – подача вентилятора, м³/с;

a_0, a_1 – аппроксимационные коэффициенты эмпирической формулы.

Характеристика вентилятора описывается при постоянном угле наклона лопаток ($\theta = \text{const}$) в зоне промышленного использования с начальной скоростью движения воздуха на описываемом участке характеристики – Q_n и конечной скоростью на участке – Q_k .

Депрессия трубопровода определяется по формуле [72]

$$h_{mp} = R_{mp} Q_v Q_{zn} + v_{cp}^2 \rho / 2, \quad (2.2)$$

где R_{mp} – аэродинамическое сопротивление трубопровода, $\frac{\text{даПа} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^8}$;

Q_{zn} – расход воздуха на выходе из трубопровода, м³/с;

v_{cp} – средняя скорость движения воздуха на выходе из трубопровода, м/с;

ρ – плотность воздуха, кг/м³.

$$v_{cp} = \frac{4Q_{zn}}{\pi D^2}, \quad (2.3)$$

$$R_{mp} = 6,5 \frac{\alpha L}{D^5}, \quad (2.4)$$

где α – коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода, $\frac{\text{даПа} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$;

L – длина трубопровода, м;

D – диаметр трубопровода, м.

Приравнивая правые части уравнений (2.1) и (2.2), с учетом (2.3) и (2.4) получим математическую модель вентиляционной системы без учета потерь воздуха, которая имеет следующий вид

$$a_0 - a_1 Q_6^2 = R_{mp} Q_6 Q_{zn} + \frac{8 Q_{zn}^2 \rho}{\pi^2 D^4}, \quad (2.5)$$

Q_{zn} определяется при решении уравнения

$$a_2 Q_{zn}^2 + a_1 Q_{zn} + a_1 Q_6^2 - a_0 = 0, \quad (2.6)$$

где

$$a_2 = \frac{8\rho}{\pi^2 D^4}, \quad a_1 = 6,5 \frac{\alpha L Q_6}{D^5}.$$

В вентиляционных системах местного проветривания, применяемых в настоящее время, наблюдаются сверхнормативные утечки [49]. Отклонение фактического коэффициента утечек от нормативного составляет 131,9...150,8 %. В связи с этим, для получения рациональных значений параметров вентиляционной системы местного проветривания, необходимо учитывать потери воздуха по длине трубопровода. Поэтому важно знать характер проявления утечек воздуха в зависимости от изменения основных параметров вентиляционной системы.

2.3. Исследование потерь воздуха в вентиляционной системе

Для определения потерь воздуха введем коэффициент $K_{ym.mp}$, учитывающий утечки воздуха в трубопроводе, после чего математическая модель системы (3.5) примет вид

$$a_0 - a_2 K_{ym.mp}^2 Q_{zn}^2 = R_{mp} K_{ym.mp} \cdot Q_{zn}^2 + \frac{8 Q_{zn}^2 \rho}{\pi^2 D^4}, \quad (2.7)$$

Коэффициент утечек воздуха в трубопроводе $K_{ym.mp}$ определяется при решении уравнения

$$B_1 K_{ym.mp}^2 + B_2 K_{ym.mp} + B_0 = 0 \quad (2.8)$$

где
$$B_1 = a_2 Q_{3n}^2, \quad B_2 = 6,5 \frac{\alpha L}{D^5} Q_{3n}^2, \quad B_0 = \frac{8 Q_{3n}^2 \rho}{\pi^2 D^4} - a_0.$$

В выражении (2.8) коэффициент, $K_{y.m.p.}$ зависит от трёх переменных:

- длины трубопровода L ;
- расхода воздуха на конце трубопровода Q_{3n} ;
- диаметра трубопровода D .

В табл. 2.1 приводятся значения коэффициента потерь K_{np} при изменении величины $L_{тр}$ и Q_{3n} при диаметре трубопровода 0,6 м.

Таблица 2.1

Коэффициенты утечек воздуха при работе ВМП – ВМЦ-6, с углом наклона лопаток $\theta = 30$ и $D_{mp} = 0,6$ м.

Длина трубопровода, м $L_{mp}, \text{ м}$	Коэффициент утечек воздуха K_{ym} при величине расхода воздуха, $Q_{3n}, \text{ м}^3/\text{с}$		
	2	3	4
200	1,11	1,81	3,24
400	1,24	1,97	3,44
600	1,39	2,15	3,65
800	1,58	2,35	3,88
1000	1,82	2,48	4,12

Графики, построенные согласно табл. 2.1, приведены на рис. 2.3.

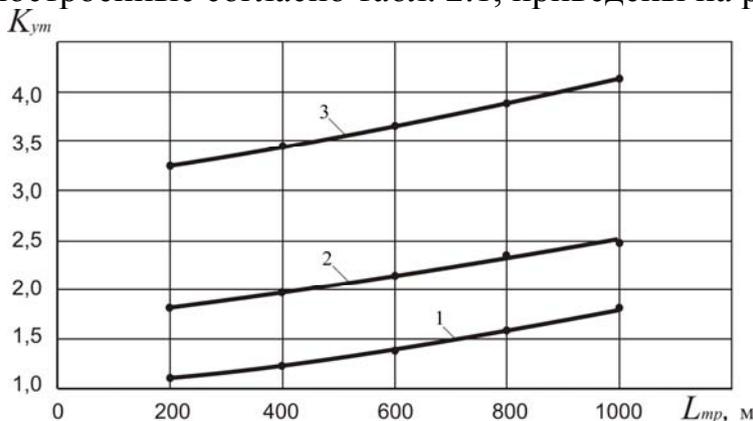


Рис. 2.3. График изменения коэффициента K_{ym} при различных L_{mp} и Q_{3n} при $D_{mp} = 0,6$ м: 1 – $Q_{3n} = 2 \text{ м}^3/\text{с}$; 2 – $Q_{3n} = 3 \text{ м}^3/\text{с}$; 3 – $Q_{3n} = 4 \text{ м}^3/\text{с}$.

На основании статистического анализа получена двухпараметрическая зависимость коэффициента утечек K_{ym} от длины трубопровода L_{mp} и расхода воздуха Q_{3n} при $D_{mp} = 0,6$ м, которая выражается экспоненциальной формулой вида

$$K_{ym} = 2,09 \cdot Q_{3n}^{0,6} \exp 1,2 \cdot 10^{-3} \frac{L_{mp}}{Q_{3n}} \quad (2.9)$$

Полученным выражением можно пользоваться при выполнении инженерных расчетов.

Аналогичным образом поступаем при получении зависимостей для наиболее широко применяемых диаметров трубопроводов $D_{mp} = 0,8$ м и $D_{mp} = 1,0$ м. На основании решения уравнения (2.8) получаем табл. 2.2 и табл. 2.3.

Таблица 2.2

Коэффициенты утечек воздуха при работе ВМП – ВМЦ-6, с углом наклона лопаток $\Theta = 30^\circ$ и $D_{mp} = 0,8$ м.

Длина трубопровода, м L_{mp} , м	Коэффициент утечек воздуха $K_{ум}$ при величине расхода воздуха, $Q_{зн}$, м ³ /с		
	2	3	4
300	1,31	1,75	2,50
600	1,38	1,83	2,58
900	1,45	1,91	2,67
1200	1,54	2	2,76
1500	1,62	2,086	2,85

Таблица 2.3

Коэффициенты потерь воздуха при работе ВМП-ВМЦ-6, $\Theta = 30^\circ$ и $L_{mp} = 1$ м.

Длина трубопровода L_{mp} , м	Коэффициент утечек воздуха $K_{ум}$ при величине расхода воздуха, $Q_{зн}$, м ³ /с		
	4	5	6
400	1,26	1,56	2,01
800	1,3	1,6	2,05
1200	1,34	1,64	2,09
1600	1,41	1,68	2,13
2000	1,46	1,72	2,17

Далее по этим табл. 2.2, 2.3 строим графики зависимости параметров системы, которые представлены на рис. 2.4 и 2.5 и получаем формулы для расчета параметров.

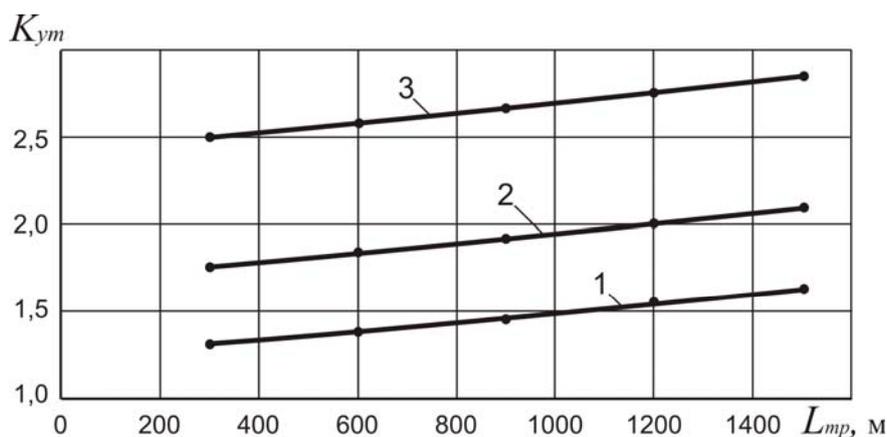


Рис. 2.4. График изменения коэффициента $K_{ум}$ при различных L_{mp} и $Q_{зн}$ при $D_{mp} = 0,8$ м: 1 – $Q_{зн} = 2$ м³/с; 2 – $Q_{зн} = 3$ м³/с; 3 – $Q_{зн} = 4$ м³/с.

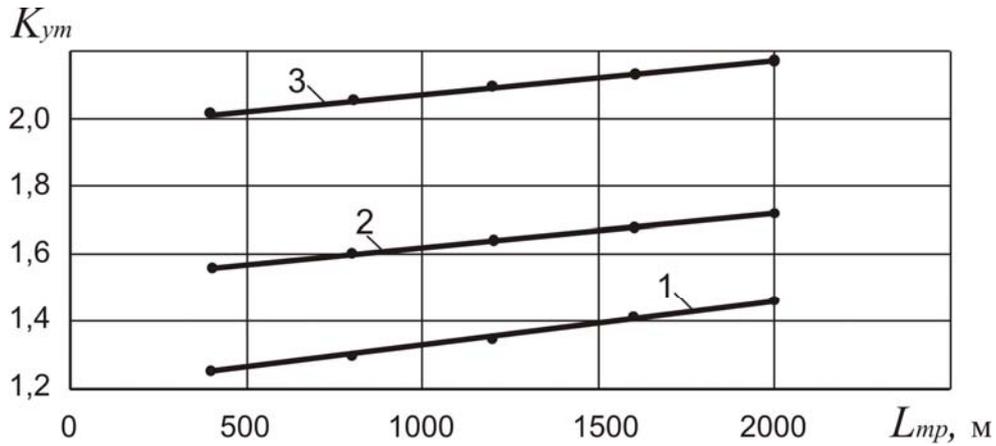


Рис. 2.5. График изменения коэффициента K_{ym} при различных L_{mp} и $Q_{зн}$ при $D_{mp} = 1,0$ м: 1 – $Q_{зн} = 4 \text{ м}^3/\text{с}$; 2 – $Q_{зн} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$; 3 – $Q_{зн} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$.

Формула для расчетов, полученная на основании табл. 2.2 имеет вид

$$K_{ym} = 1,66 \cdot Q_{зн}^{1,03} \exp 0,8 \cdot 10^{-3} \frac{L_{mp}}{Q_{зн}^{0,93}} \quad (2.10)$$

Выражение для определения параметров системы на основании табл. 2.3 имеет вид

$$K_{ym} = 10^{-4} \cdot L_{mp} + 3,48 \cdot Q_{зн}^{0,82} \quad (2.11)$$

2.4. Влияние основных аэродинамических параметров трубопровода на его диаметр и длину

Длина, на которую данный вентилятор может подать заданный расход воздуха при известных других параметрах определяется выражением

$$L = \left(a_0 - a_2 Q_B^2 - \frac{8 Q_B^2 \rho}{\pi^2 D^4 K_{ym.mp}^2} \right) \frac{D^5}{6,5 \alpha Q_B^2 K_{ym.mp}} \quad (2.12)$$

Необходимый диаметр трубопровода определяется при решении уравнения

$$K_2 D^5 + K_1 D + K_0 = 0, \quad (2.13)$$

где

$$K_2 = a_2 Q_B^2 - a_0,$$

$$K_1 = \frac{8 Q_B^2 \rho}{\pi^2 K_{ym.mp}^2};$$

$$K_0 = \frac{6,5 \alpha L Q_B^2}{K_{ym.mp}}.$$

При расчете диаметра трубопровода предварительно принимается значение $K_{ум.тр}$, полученное при решении уравнения (2.8), или по таблице 5.4 [73]).

Составлена таблица (табл. 2.4) значений $D_{тр}$ при заданном диапазоне $K_{ум.тр}$ и $L_{тр}$ и при значениях $Q_{зп} = 2, 4, 6$ м³/с согласно формуле 2.12, графическая интерпретация которой приведена на рис. 2.6.

Таблица 2.4

Значения $D_{тр}$ при указанном диапазоне значений $K_{ум.тр}$ и $L_{тр}$ и при $Q_{зп} = 2$ м³/с согласно формуле (2.12)

$L_{тр}$	Диаметры трубопровода $D_{тр}$ при значениях $K_{ум.тр}$			
	1,1	1,3	1,7	2,1
100	0,298	0,281	0,257	0,241
200	0,322	0,306	0,283	0,268
300	0,34	0,324	0,302	0,286
400	0,354	0,339	0,316	0,301
500	0,367	0,351	0,329	0,313
600	0,378	0,362	0,339	0,323
700	0,387	0,372	0,349	0,332
800	0,396	0,38	0,357	0,341
900	0,404	0,388	0,365	0,348
1000	0,412	0,396	0,372	0,355

Значения $D_{тр}$ при указанном диапазоне значений $K_{ум.тр}$ и $L_{тр}$ и при $Q_{зп} = 4$ м³/с определены согласно формуле (2.6) и приведены в табл. 2.5.

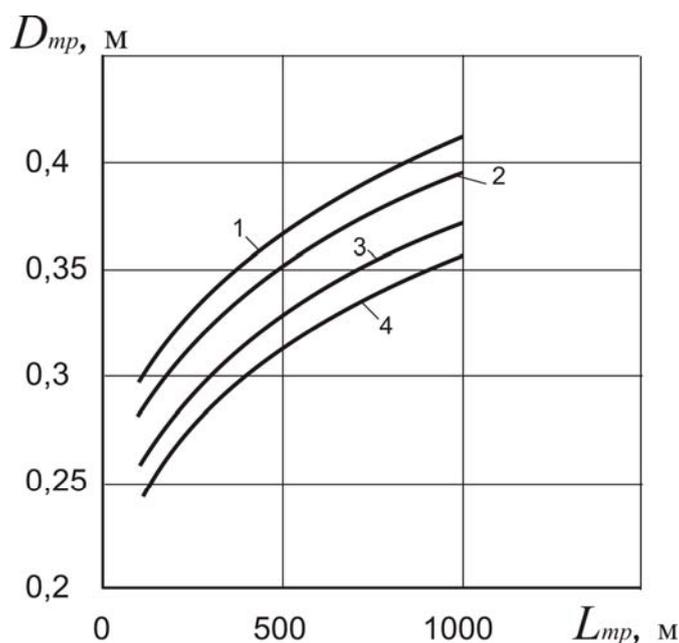


Рис.2.6 График зависимости $D_{тр}$ при известных $Q_{зп}$ и $L_{тр}$:
 1 – $K_{ум.тр} = 1,1$; 2 – $K_{ум.тр} = 1,3$; 3 – $K_{ум.тр} = 1,7$; 4 – $K_{ум.тр} = 2,1$.

Таблица 2.5

$L_{тр}$	Диаметры трубопровода $D_{тр}$ при значениях $K_{ум.тр}$			
	1,1	1,3	1,7	2,1
100	0,425	0,399	0,363	0,339
200	0,453	0,429	0,395	0,372
300	0,476	0,452	0,419	0,396
400	0,494	0,471	0,438	0,415
500	0,51	0,487	0,454	0,431
600	0,524	0,501	0,468	0,445
700	0,537	0,514	0,481	0,457
800	0,548	0,525	0,492	0,468
900	0,559	0,536	0,502	0,479
1000	0,569	0,546	0,512	0,488

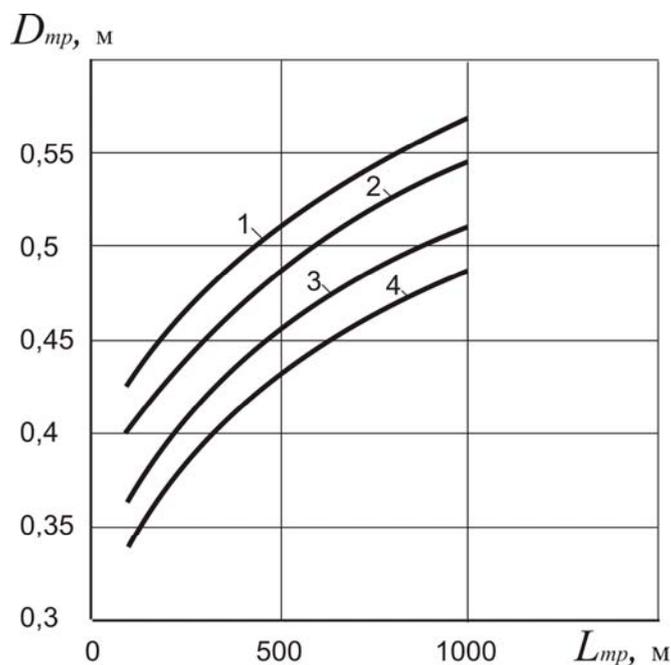


Рис.2.7 График зависимости $D_{тр}$ при известном диаметре $Q_{зп}$ и $L_{тр}$:
 1 – $K_{ум.тр} = 1,1$; 2 – $K_{ум.тр} = 1,3$; 3 – $K_{ум.тр} = 1,7$; 4 – $K_{ум.тр} = 2,1$.

Таблица 2.7

Значения $D_{тр}$ при указанном диапазоне значений $K_{ум.тр}$ и $L_{тр}$ и при $Q_{зп} = 6$ м³/с согласно формуле (2.5)

$L_{тр}$	Диаметры трубопровода $D_{тр}$ при значениях $K_{ум.тр}$			
	1,1	1,3	1,7	2,1
100	0,559	0,524	0,474	0,440
200	0,592	0,558	0,512	0,480
300	0,617	0,585	0,54	0,509

400	0,639	0,608	0,563	0,532
500	0,658	0,627	0,583	0,552
600	0,675	0,644	0,6	0,569
700	0,69	0,659	0,615	0,584
800	0,704	0,673	0,629	0,598
900	0,717	0,686	0,642	0,61
1000	0,729	0,698	0,654	0,622

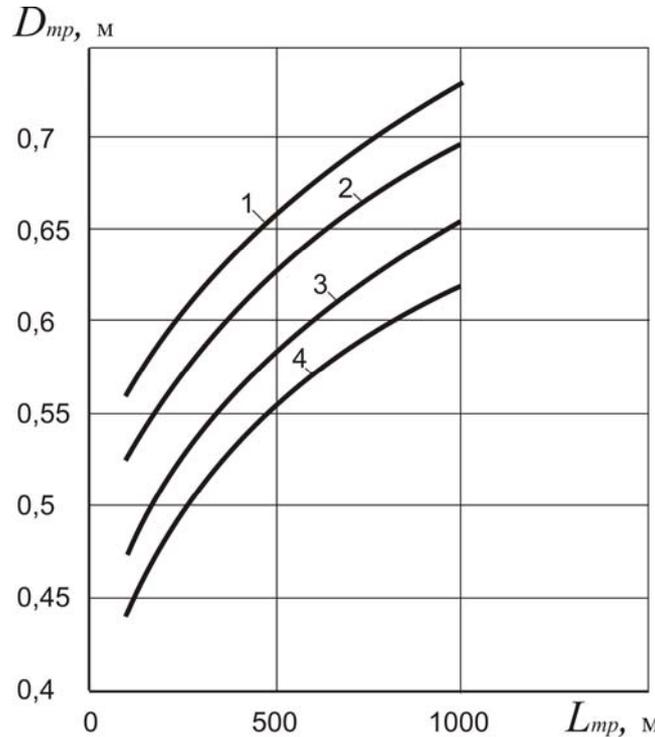


Рис.2.8 График изменения диаметра при изменении $L_{мр}$ и $K_{ут.тр}$:
 1 – $K_{ум.мр} = 1,1$; 2 – $K_{ум.мр} = 1,3$; 3 – $K_{ум.мр} = 1,7$; 4 – $K_{ум.мр} = 2,1$.

2.5. Зависимость параметров трубопровода от характеристики ВМП

Необходимую мощность центробежного вентилятора для подачи заданного расхода воздуха можно определить по эмпирической формуле [68]

$$N = b_0 + b_1 Q_B - b_2 Q_B^2, \text{ кВт} \quad (2.14)$$

где b_0, b_1, b_2 – коэффициенты эмпирической формулы.

Например, для вентилятора ВМП-6 при угле наклона лопаток $\theta = 30^\circ$ и значениях параметров $Q_n = 3,5 \text{ м}^2/\text{с}$, $Q_k = 7,25 \text{ м}^3/\text{с}$ формула (2.14) принимает следующий вид

$$N = 13 + 7,63 Q_B - 0,688 Q_B^2. \quad (2.15)$$

Согласно уравнению (2.12)

$$Q_B^2 = \frac{a_0}{6,5 \frac{\alpha L}{D^5} + a_2}, \quad (2.16)$$

следовательно, уравнение (2.14) можно записать в виде:

$$N = b_0 + b_1 Q_B - \frac{b_2 a_0}{\frac{6,5 \alpha L}{D^5} + a_2}. \quad (2.17)$$

В условиях проведения тупиковых выработок длина трубопровода постоянно изменяется (увеличивается). Затраты энергии на перемещение необходимого количества воздуха для проветривания призабойной части тупиковой выработки, при этом, также изменяются и являются функцией двух основных параметров – L и D . Рассчитывая длину L как параметр функции $f(L, D)$, производная функции, определяющая минимум стоимости электроэнергии, определится при вычислении интеграла

$$\frac{d\mathcal{E}_{эл}}{dD} = \frac{d}{dD} \int_{L_n}^{L_k} \frac{\left[b_0 + b_1 Q_B - b_2 a_0 / \left(\frac{6,5 \alpha L}{D^5} + a_2 \right) \right]}{dD} \frac{T \cdot c \cdot dL}{3600}, \quad (2.18)$$

где L_n, L_k – соответственно начальное и конечное расстояние конца трубопровода от вентилятора, м.

T – число часов работы вентилятора от L_n до L_k ,

c – стоимость 1 кВтч электроэнергии, грн.

$$\int_{L_n}^{L_k} \frac{b_0 + b_1 Q_B - b_2 a_0 / \left(\frac{6,5 \alpha L}{D^5} + a_2 \right)}{dD} dL = \int_{L_n}^{L_k} - \frac{32,5 \cdot b_2 a_0 \alpha L}{\left(\frac{6,5 \alpha L}{D^5} + a_2 \right)^2 D^6} dL. \quad (2.19)$$

Вычисление интеграла (2.19) можно произвести, используя теорему о среднем интегрального исчисления. [74]

Согласно этой теореме определенный интеграл равен произведению длины промежутка интегрирования (a, b) на значение подынтегральной функции в некоторой точке ζ промежутка (a, b) . [75]

$$\int_a^b f(x) dx = (b - a) f(\zeta), \quad (2.20)$$

$$(a \leq \zeta \leq b),$$

где ζ – среднее арифметическое между a и b

$$\zeta = \frac{b^2 - a^2}{2(b - a)} = \frac{a + b}{2} \quad (2.21)$$

После квадратирувания выражения (2.19) с использованием теоремы о среднем интегрального исчисления, критическое значение диаметра трубопровода определяется при решении уравнения

$$D^6 [1,625 \cdot \alpha (L_k - L_n) D^{-5} + a_1]^2 = \frac{0,23 \cdot a_0 b_2 \alpha (L_k - L_n) T}{f_1}, \quad (2.22)$$

Найденное критическое значение D при решении уравнения (2.22) будет экономически выгодным (D_{opt}), так как $\frac{d^2 \mathcal{E}_{эл}}{dD^2} > 0$.

Принимая в качестве исходных данных параметры вентилятора ВМЦ-6 при $\Theta = 30^\circ$, $T = 9000$ час, $c = 0,30$ грн., $r = 30\%$, $\alpha = 0,0003$, $f_1 = 111,25$, оптимальный диаметр трубопровода будет $D_{opt} = 0,8$ м.

2.6. Влияние характеристики вентилятора на аэродинамические параметры вентиляционной системы местного проветривания

Работа вентилятора всегда более выгодна при постоянном угле наклона лопаток направляющего аппарата.

В табл. 2.8 приведены данные по расходу мощности вентиляторной установки ВМЦ-6 в зависимости от подачи и угла наклона лопаток направляющего аппарата.

Таблица 2.8

Подача ВУ, м ³ /с	Угол наклона лопаток, градус			
	10	20	30	40
4	630	620	600	560
5	580	550	520	460
6	520	470	420	330
7	420	360	290	170

Как видно, (табл. 2.8) значения мощности во всех колонках при $\Theta < 40^\circ$ доминируют по отношению мощности при угле наклона лопаток 40 градусов.

При изменении подачи вентилятора от 4 до 7 м³/с целесообразно сохранять угол наклона лопаток 40 градусов, что соответствует минимальному расходу электроэнергии.

Уравнение (2.14) позволяет определить оптимальную подачу вентилятора при решении дифференциального уравнения

$$\frac{dN}{dQ_B} = 0. \quad (2.23)$$

Критическое значение подачи вентилятора

$$Q_B = \frac{b_1}{2b_2}. \quad (2.24)$$

Так как $\frac{d^2N}{dQ^2} < 0$, то найденное критическое значение будет максимальной величиной подачи вентилятора. Используя выражение (2.22) можно определить максимальный расход воздуха, поступающего в призабойное пространство при решении уравнения

$$F_2 Q_{3n}^2 + F_1 Q_{3n} + F_0 = 0 \quad (2.25)$$

где

$$F_2 = \frac{8\rho}{\pi^2 D^4};$$

$$F_1 = \frac{3,25\alpha L}{D^5} \cdot \frac{b_1}{b_2};$$

$$F_0 = -a_0 + \frac{a_2 b_1^2}{4b_2^2};$$

На основании расчетов, выполненных по выражению (2.14) составлена таблица значений Q_{3n} при заданных длине и диаметре (L_{mp} и D_{mp})

Таблица 2.9

Значения Q_{3n} при заданном L_{mp} и D_{mp} согласно формуле (2.25)

D_{3n} , м	Длина трубопровода, м									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
0,6	6,97	6,21	5,54	4,97	4,48	4,06	3,693	3,38	3,11	2,88
0,8	13,4	12,6	12	11,42	10,90	10,39	9,907	9,46	9,03	8,63
1,0	21,2	20,7	20,2	19,68	19,19	18,71	18,245	17,79	17,36	16,93

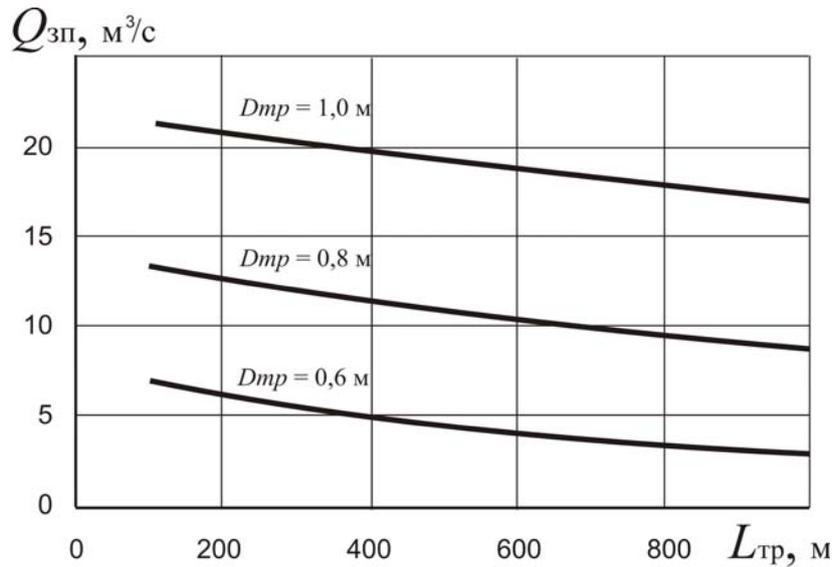


Рис. 2.9 График зависимости $Q_{зп}$ от $L_{тр}$ при известном значении $D_{тр}$

Необходимые расходы воздуха для проветривания тупиковых выработок не должны превышать величины расхода, определяемую при решении уравнения (2.25)

$$Q_{зпi} \leq Q_{зп}, \quad (2.26)$$

где $Q_{зпi}$ – максимальный расчетный расход воздуха для проветривания тупиковой выработки по требуемым параметрам.

$$Q_{зпi} = \max(Q_{зп1}, Q_{зп2}, Q_{зп3}, Q_{зп4}, Q_{зп5}), \quad (2.27)$$

Скорость в призабойном пространстве согласно $Q_{зп}$, определенному при решении уравнения (2.25), будет равна

$$v = \frac{Q_{зп}}{S}, \text{ м/с}, \quad (2.28)$$

где S – площадь поперечного сечения тупиковой выработки в призабойном пространстве, $м^2$. Она должна соответствовать требованию табл. 8.8 [22]

Депрессия вентилятора определяется по эмпирической формуле

$$h_B = a_0' - a_2'\theta^2, \quad (2.29)$$

где θ – угол поворота лопаток направляющего аппарата, a_0', a_2' – аппроксимационные коэффициенты формулы.

Например, для вентилятора ВМЦ-6 при подачи вентилятора $Q_B = 6 м^3/с$.

$$h = 523,125 - 0,125\theta^2. \quad (2.30)$$

Зависимости (2.1) и (2.29) могут объединяться. Любые парные зависимости могут быть объединены во множественное уравнение, которое обычно получают суммированием выражений одномерных зависимостей, когда все функциональные преобразования одинаковы.

Зависимость (2.1) и зависимость (2.29) одномерные выражения параболического типа.

После объединения множественное уравнение примет вид

$$h = f_0' + f_1'Q_B^2 + f_2'\Theta^2, \quad (2.31)$$

где коэффициенты f_0', f_1', f_2' определяются по методу наименьших квадратов.

Например, для 3-х режимов работы вентилятора ВМЦ-6, параметры которых приведены в табл. 3.14 зависимость (2.31) определяется формулой множественной регрессии

$$h = 195 + 28,33Q_B^2 - 0,88\Theta^2 \quad (2.32)$$

Таблица 2.10

Значения параметров вентилятора местного проветривания

Параметры вентилятора	Значения		
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	5	6	7
$\Theta, \text{ град}$	20	30	40
$N, \text{ кВт}$	550	420	170

Уравнение (2.31) можно преобразовать, принимая $h = 6,5 \frac{\alpha L}{D^5} Q_B^2$.

Необходимый угол поворота лопаток с целью обеспечения поступления воздуха в конце трубопровода равном Q_{zn} , при заданной длине L и диаметре трубопровода D определяется по формуле [4]

$$\Theta = \sqrt{\frac{1}{f_2'} \left[K_{ym.mp}^2 Q_{zn}^2 \left(\frac{6,5\alpha L}{D^5} - f_1' \right) - f_0' \right]} \quad (2.32)$$

В таблице 2.11 приведены значения необходимого угла поворота лопаток с необходимым округлением согласно характеристике вентилятора

Таблица 2.11

Значения необходимого угла поворота лопаток с необходимым округлением согласно характеристике вентилятора

$Q_{зп},$ м ³ /с	Длина трубопровода									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2	18,6	18,64	18,8	19,03	19,35	19,70	20,01	20,21	20,03	19,12
3	22,4	22,59	23,09	23,83	24,89	26,01	27,39	28,65	26,97	25,41
4	26,83	27,45	28,34	30,03	32,12	34,88	35,98	35,74	33,48	31,23
5	31,86	32,67	34,5	37,05	39,75	42,15	43,56	43,26	40,33	37,57
6	36,93	38,22	41,02	44,43	46,66	49,61	51,34	50,96	47,38	43,79
7	42,15	44,37	47,65	51,06	53,70	57,18	59,22	58,78	54,55	50,3

Таблица 2.12

Значения необходимого угла поворота лопаток согласно характеристике с округлением при $D_{тр} = 0,8$ м, $K_{вт.тр}$ применяется согласно Руководства [9]

$Q_{зп},$ м ³ /с	Длина трубопровода, м									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2	18,78	18,91	19,1	19,43	19,83	20,29	20,83	21,51	22,34	23,43
3	22,73	22,97	23,45	24,18	24,91	26,01	27,22	28,83	30,54	33,12
4	27,32	27,86	28,57	29,64	30,50	32,85	35,17	37,64	41,02	45,23
5	32,27	32,98	34,17	35,82	37,93	40,74	43,99	48,16	53,22	59,87
6	37,44	38,33	40,1	42,45	45,35	49,10	53,97	59,64	66,97	77,17
7	42,76	44,18	46,29	49,07	53,22	58,37	64,82	72,9	82,9	93,12

Таблица 2.13

Значения необходимого угла поворота лопаток согласно характеристике с округлением при $D_{мп} = 1$, м, $K_{вт.тр}$ применяется согласно Руководства [9]

$Q_{зп},$ м ³ /с	Длина трубопровода, м									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2	18,76	18,88	19,06	19,32	19,58	19,91	20,25	20,67	21,17	21,76
3	22,7	22,91	23,25	23,72	24,32	24,93	25,68	26,57	27,6	28,79
4	27,27	27,77	28,27	28,96	29,85	30,93	32,21	33,49	35,18	37,07
5	32,2	32,87	33,53	34,69	35,85	37,27	39,19	41,12	43,56	46,52
6	37,36	38,18	39,31	40,44	42,19	44,25	46,61	49,61	52,91	56,53
7	42,66	43,64	44,98	40,75	48,77	51,58	54,39	58,3	62,57	67,58

Выводы

Основные результаты исследований выполненных в настоящей главе сводятся к следующему:

- обоснована математическая модель вентиляционной системы местного проветривания, отличающаяся от известных тем, что учитывает потери воздуха по длине трубопровода и давления на выходе воздушного потока из него и позволяет более точно определять параметры вентиляционной системы;

- получена зависимость потерь воздуха в трубопроводе от его аэродинамических параметров, позволяющая с достаточной точностью определять непроизводительные потери воздуха в трубопроводе для учета их при обеспечении необходимым количеством воздуха призабойного пространства тупиковой выработки и улучшения условий труда на рабочих местах при проведении горных выработок;

- установлены закономерности изменения основных аэродинамических параметров вентиляционной системы местного проветривания в зависимости от длины и диаметра трубопровода;

- показано как изменяется диаметр трубопровода в зависимости от мощности и величины подачи ВМП;

- установлено, что параметрические данные напорной характеристики вентиляторов при вентиляционных расчётах позволяют получить более простые аналитические зависимости между основными параметрами, входящими в вентиляционные модели, без ущерба для точности результатов;

- на основании выполненных исследований влияния характеристики вентилятора на основные аэродинамические параметры вентиляционной системы местного проветривания получены одномерные выражения параболического типа позволяющие определять необходимый угол поворота лопаток с целью обеспечения поступления воздуха в конец трубопровода равном Q_{zn} , при заданной длине L и диаметре трубопровода D .

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА АНАЛИТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

3.1. Аналитический метод определения параметров систем местного проветривания при совместной работе вентиляторов на жесткий трубопровод.

Работа вентиляторов местного проветривания при жестком трубопроводе используется при всасывающем способе проветривания тупиковых выработок. [76]. С точки зрения борьбы с пылью в подготовительных выработках этот способ проветривания является весьма эффективным, так как весь загрязненный воздух удаляется из проветриваемой выработки изолированно по трубопроводу, а по всей ее длине в сторону забоя движется свежий воздух. Однако этот способ неприменим в подготовительных выработках с газовыделением, так как движение воздуха в сторону забоя может привести к скоплению всего выделяющегося метана в призабойной части выработки и к ее загазованию. Следует также отметить, что всасывающий способ характеризуется низким коэффициентом использования воздуха (0,08 – 0,2) из-за ограниченности поля активного воздействия всасывающей воздушной струи. В связи с вышеуказанным, всасывающий способ проветривания тупиковых выработок рекомендуется применять только на негазовых шахтах [52]. На газовых шахтах всасывающий способ может применяться только при использовании ВМП, разрешенных Правилами безопасности для отсоса метановоздушных смесей.

При всасывающем способе количество воздуха, которое необходимо подавать для проветривания, меньше чем при нагнетательном. Люди при этом способе могут находиться при буровзрывной проходке выработки за пределами зоны отброса газа. ВМП на трубопроводе могут устанавливаться как параллельно, так и последовательно. Совместная последовательная работа вентиляторов разной производительности эффективна только в том случае, когда необходимая производительность вентиляторной установки не превышает максимальной производительности меньшего вентилятора. В противном случае вентилятор будет дополнительным сопротивлением в сети большего вентилятора, а общая их производительность будет меньше чем при работе одного большого вентилятора.

Для определения рабочего режима при совместной последовательной и параллельной работе двух вентиляторов обычно используются графические методы [50].

При совместной работе двух вентиляторов с последовательной их установке на трубопровод напорные характеристики двух ВМП описываются выражениями

$$\left. \begin{aligned} h_{B_1} &= a_{01} - a_{11} Q_{B_1}^2 \\ h_{B_2} &= a_{02} - a_{12} Q_{B_2}^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

где $a_{01}, a_{11}, a_{02}, a_{12}$ – коэффициенты эмпирической формулы, полученные путем аппроксимации напорной характеристики для первого и второго вентиляторов;

h_{B1} и h_{B2} – парциальные депрессии вентиляторов, даПа;

Q_{bi} – подача i -го вентилятора, м³/с.

При последовательной установке вентиляторов результирующая депрессия вентиляторов равна сумме их парциальных депрессий при равенстве парциальных расходов воздуха, т.е.

$$\left. \begin{aligned} h_B &= h_{B1} + h_{B2} \\ Q_B &= Q_{B1} = Q_{B2} \end{aligned} \right\}, \quad (3.2)$$

где Q_{B1} и Q_{B2} – парциальные дебиты вентиляторов, м³/с.

Депрессия трубопровода определяется уравнением

$$h_{тр} = R_{тр} Q_B^2, \quad (3.3)$$

где $h_{тр}$ – депрессия трубопровода, даПа;

$R_{тр}$ – аэродинамическое сопротивление трубопровода, кп.

Точка пересечения суммарной напорной характеристики вентилятора и характеристики трубопровода определяет количество подаваемого по трубопроводу воздуха и депрессию трубопровода.

Результирующие показатели работы вентиляторов меньше суммы индивидуальных показателей

$$\left. \begin{aligned} h_T &< h_{B1} + h_{B2} \\ Q_B &< Q_{B1} + Q_{B2} \end{aligned} \right\}, \quad (3.4)$$

Последовательная работа вентиляторов более рациональна по сравнению с параллельной при большом аэродинамическом сопротивлении трубопровода.

В качестве двух неодинаковых вентиляторов могут быть вентиляторы одного типа при разных углах наклона лопаток направляющего аппарата.

Для вентилятора ВМЦ-6 уравнения (3.1) при угле поворота лопаток 30° имеют следующий вид:

$$h_{B1} = 750 - 9,375 Q_{B1}^2, \text{ даПа}$$

при угле поворота 40°

$$h_{B2} = 826,121 - 13,636 \cdot Q_{B2}^2, \text{ даПа.}$$

Вентиляционная система при последовательной работе двух вентиляторов описывается уравнением

$$6,5 \frac{\alpha L_{mp}}{D^5} Q_B^2 = (a_{01} + a_{02}) - (a_{11} + a_{12}) Q_B^2, \quad (3.5)$$

где α – коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода, $\frac{\text{даПа}}{\text{м}^4}$;

L_{mp} – длина трубопровода, м;

D – диаметр трубопровода, м.

Выражаем Q_B через уравнение

$$Q_B = K_{ym.mp} Q_{zn}. \quad (3.6)$$

где Q_{zn} – расход воздуха, проходящего в концевой части трубопровода (количество воздуха, поступающего из призабойного пространства), м³/с.

Уравнение (3.5) можно записать

$$6,5 \frac{\alpha L_{mp}}{D^5} Q_{zn}^2 K_{ym.mp}^2 = (a_{01} + a_{02}) - (a_{11} + a_{12}) Q_{zn}^2 K_{ym.mp}^2, \quad (3.7)$$

где $K_{ym.mp}$ – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе.

Коэффициент утечек воздуха для жестких трубопроводов определяется формулой [7].

$$K_{ym.mp} = \left(\frac{1}{3} K_{ym.cm} D \frac{L_{mp}}{l_{зв}} \sqrt{R_{mp}} + 1 \right)^2, \quad (3.8)$$

где $K_{ym.cm}$ – коэффициент удельной стыковой воздухопроницаемости при фланцевом соединении звеньев трубопровода.

$l_{зв}$ – длина звена трубопровода, м;

R_{mp} – аэродинамическое сопротивление трубопровода без учета утечек воздуха, кц.

$$R_{mp} = 6,5 \frac{\alpha L_{mp}}{D^5}.$$

Согласно уравнению (3.7) расход воздуха, поступающего в трубопровод из призабойного пространства при последовательно установленных двух вентиляторах, определяется при решении уравнения.

$$Q_{zn} = \sqrt{\frac{a_{01} + a_{02}}{R_{mp} K_{ym.mp}^2 + (a_{11} + a_{12}) K_{ym.mp}^2}}. \quad (3.9)$$

Например, при $L_{mp} = 500$ м; $D = 0,8$ м, $\alpha = 0,0003$, работе двух вентиляторов ВМЦ-6 с углами поворота 30° и 40° и последовательной установке на трубопровод, согласно уравнению (3.8) $K_{ym.mp} = 1,41$.

В табл. 3.1 приводятся значения расхода воздуха на конце трубопровода при изменяющихся длине и диаметре трубопровода

Таблица 3.1

Значения Q_{zn} при изменении L_{mp} и D согласно формуле (3.9)

Диаметр, м	Расход воздуха Q_{zn} при различной длине трубопровода L_{mp}									
	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
0,5	5,25	3,32	2,11	1,38	0,92	0,64	0,4512	0,3276	0,2433	0,1843
0,6	6,25	4,51	3,2	2,27	1,63	1,19	0,8784	0,6618	0,5067	0,3938
0,7	6,81	5,35	4,1	3,11	2,36	1,81	1,3953	1,0889	0,8592	0,6854
0,8	7,13	5,92	4,78	3,81	3,02	2,41	1,9234	1,5474	1,2542	1,0245
0,9	7,33	6,3	5,28	4,36	3,58	2,94	2,4155	1,9926	1,6517	1,3768

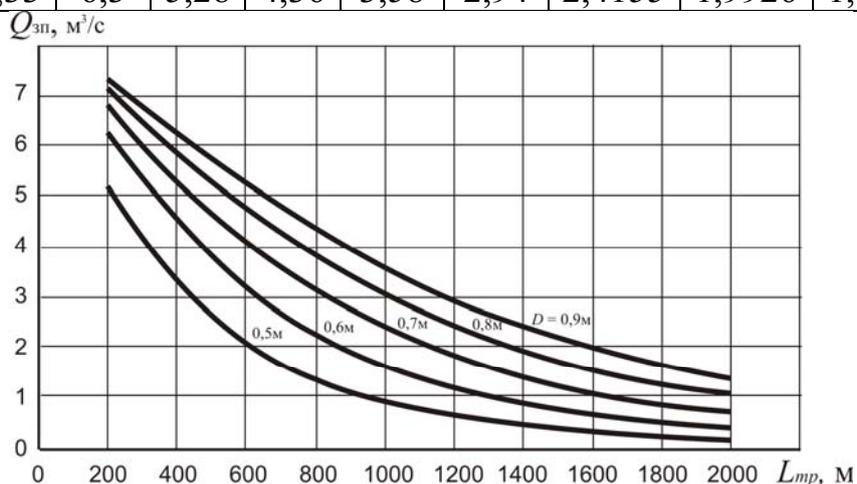


Рис. 3.1. График расходов воздуха согласно формуле 3.9

Для определения длины трубопровода при заданном диаметре при работе двух последовательно установленных вентиляторов, если на конец трубопровода поступает заданный расход воздуха (Q_{zn}), целесообразно предварительно определить коэффициент утечек воздуха в зависимости от длины трубопровода при сохранении постоянной величины всех других параметров, входящих в формулу (3.8), который может быть записан в виде

$$K_{ym.mp} = \left(0,85K_{ym.cm} \alpha^{0,5} l_{36}^{-1} D^{-1,5} L_{mp}^{1,5} + 1\right)^2. \quad (3.10)$$

Эта зависимость может быть выражена формулой

$$K_{ym.mp} = A \cdot e^{BL_{mp}}. \quad (3.11)$$

Для различных значений диаметра получены следующие зависимости (рис. 3.2) для:

$$D = 0,9 K_{\text{ут.тр}} = 0,9369,$$

$$D = 0,8 K_{\text{ут.тр}} = 0,8963,$$

$$D = 0,7 K_{\text{ут.тр}} = 0,8796,$$

$$D = 0,6 K_{\text{ут.тр}} = 0,875,$$

$$D = 0,5 K_{\text{ут.тр}} = 0,8769.$$

При параметрах $K_{\text{ум.см}} = 0,003$, $\alpha = 0,0003$, $l_{3\text{г}} = 4$ для $D = 0,5$ м.

$$K_{\text{ум.мп}} = 0,875 \cdot e^{0,009L_{\text{мп}}}.$$

С учетом (3.11) уравнение (3.7) можно записать

$$\frac{6,5Q_{3\text{п}}^2 \alpha L_{\text{мп}}}{D^5} A^2 \cdot e^{2BL_{\text{мп}}} + (a_1 + b_1) A^2 e^{2BL_{\text{мп}}} Q_{3\text{п}}^2 = a_0 + b_0 \quad (3.12)$$

При определении необходимой длины трубопровода уравнение (3.12) решается методом перебора значений $L_{\text{мп}}$

В табл. 3.2 приведены значения расхода воздуха, поступающего в призабойное пространство при изменении диаметра и длины трубопровода.

Таблица 3.2

Значения $Q_{3\text{п}}$ в зависимости от величины D и $L_{\text{тр}}$ согласно формуле (3.12)

$L_{\text{тр}}$, м	Значения расхода воздуха $Q_{3\text{п}}$ при различных диаметрах трубопровода D				
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
200	5,54	5,94	5,77	5,28	4,53
400	3,7	4,11	4,01	3,6	3
600	2,57	2,88	2,79	2,45	1,99
800	1,83	2,04	1,95	1,68	1,32
1000	1,33	1,46	1,37	1,15	0,87
1200	0,97	1,04	0,96	0,78	0,58

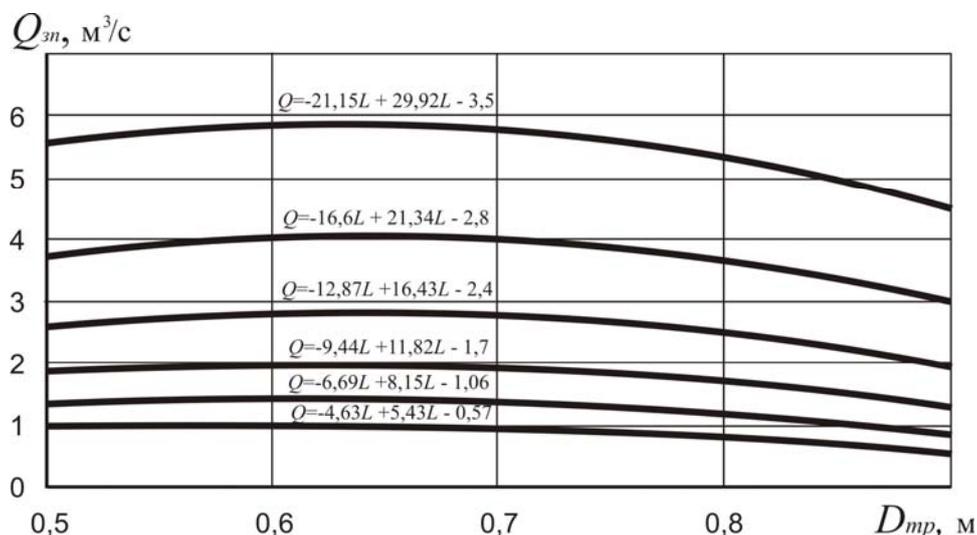


Рис. 3.2 График изменения $Q_{3\text{п}}$ при изменении D и $L_{\text{мп}}$

$$D_{mp} = \sqrt[5]{\frac{6,5Q_{зп}^2 \alpha L_{mp} K_{ym.mp}^2}{a_{01} + a_{02} - (a_{11} + a_{12})K_{ym.mp}^2}}; K_{ym.mp} = \left(0,85K_{ym.cm} \left(\frac{l_{mp}}{d_{mp}} \right)^{1,5} \frac{\alpha^{0,5}}{l_{36}} + 1 \right)^2$$

Таблица 3.3

Значения D в зависимости от изменения $Q_{зп}$ и $L_{тр}$ согласно формуле (3.7)

$Q_{зп},$ $м^3/с$	Значения диаметра трубопровода D при различной длине трубопровода L					
	200	400	600	800	1000	1200
1	0,13	0,25	0,37	0,48	0,59	0,70
2	0,16	0,30	0,42	0,54	0,66	0,78
3	0,19	0,34	0,47	0,60	0,73	0,85
4	0,21	0,37	0,52	0,66	0,79	0,92
5	0,23	0,40	0,56	0,71	0,85	0,99
6	0,25	0,44	0,60	0,76	0,91	1,06
7	0,27	0,47	0,64	0,81	0,96	1,12
8	0,29	0,50	0,68	0,85	1,02	1,18

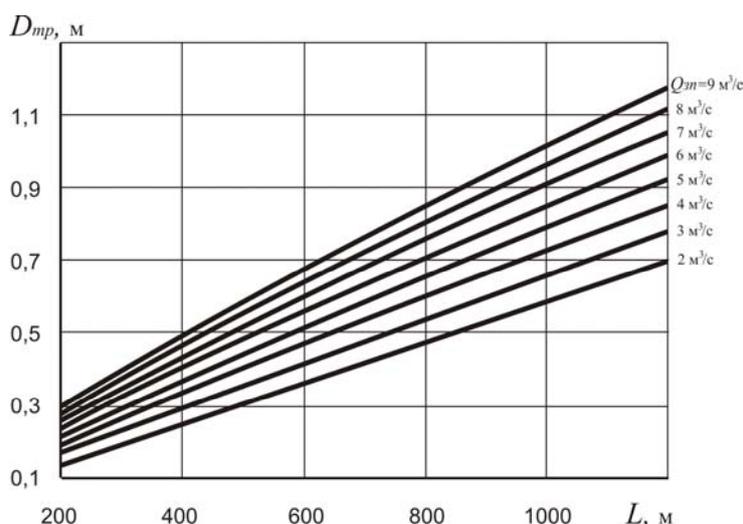


Рис. 3.3 График изменения D в зависимости от величин $Q_{зп}$ $L_{тр}$

Таблица 3.4

Значения $L_{тр}$ в зависимости от $Q_{зп}$ и D согласно формуле (3.7)

Диаметр, м	Значения длины трубопровода $L_{тр}$ при различных расходах воздуха $Q_{зп}$							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0,5	1182	747	513	359	248	163	97,1	43,6
0,6	1226	812	577	415	292	195	114	45,2
0,7	1177	786	560	401	279	179	95,5	23,4
0,8	1072	707	495	344	228	133	52,8	
0,9	934	597	400	261	153	64,3		

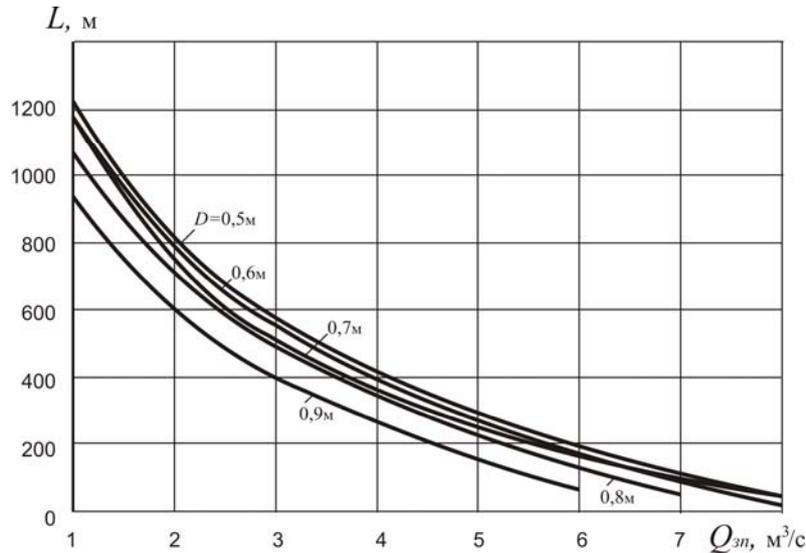


Рис. 3.4 График изменения L_{mp} в зависимости от изменения $Q_{зп}$ и D

Для проверки целесообразности установки двух различных вентиляторов необходимо при расчетном диаметре определить $Q_{зп}$ согласно формуле (3.5) и значение $Q'_{зп}$ для одного вентилятора

$$Q'_{зп} = \sqrt{\frac{a_{02}}{\frac{6,5\alpha L}{D^5} K_{ym.mp.} + a_{12}^2 K_{ym.mp.}}} \quad (3.13)$$

Необходимо соблюдение $Q_{зп} \geq Q'_{зп}$ при принятых параметрах $Q_{зп} = 6,14$ м³/с; $Q'_{зп} = 5,73$.

При параллельной совместной работе двух вентиляторов результирующий дебит равен сумме дебитов двух вентиляторов при соблюдении постоянной депрессии.

$$\left. \begin{aligned} h_{mp} &= h_{B_1} = h_{B_2} \\ Q_B &= Q_{B_1} + Q_{B_2} \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

При параллельной установке двух вентиляторов на трубопровод, расход воздуха, поступающего на конец трубопровода, определяется при решении уравнения

$$Q_{зп} = \left(\sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + R}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + R}} \right) \frac{1}{K_{ym.mp.}} \quad (3.15)$$

Уравнение может быть записано в виде

$$Q_{3п} = \left(\sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + 6,5 \frac{\alpha L_{mp}}{D^5}}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + 6,5 \frac{\alpha L_{mp}}{D^5}}} \right) \frac{1}{\left(\frac{1}{3} K_{36} D \frac{L_{mp}}{L_{36}} \sqrt{6,5 \frac{L_{mp}}{D^5} + 1} \right)^2} \quad (3.16)$$

Таблица 3.5

Значения величины расхода воздуха на конце трубопровода при изменении длины и диаметра трубопровода

D, м	Значения величины расхода воздуха $Q_{3п}$ при различной длине трубопровода L_{mp}					
	200	400	600	800	1000	1200
0,5	8,93	5,32	3,29	2,10	1,39	0,95
0,6	11,62	8,02	5,53	3,86	2,73	1,97
0,7	13,29	10,23	7,72	5,81	4,38	3,33
0,8	14,27	11,79	9,51	7,59	6,04	4,81
0,9	14,84	12,85	10,86	9,06	7,51	6,22

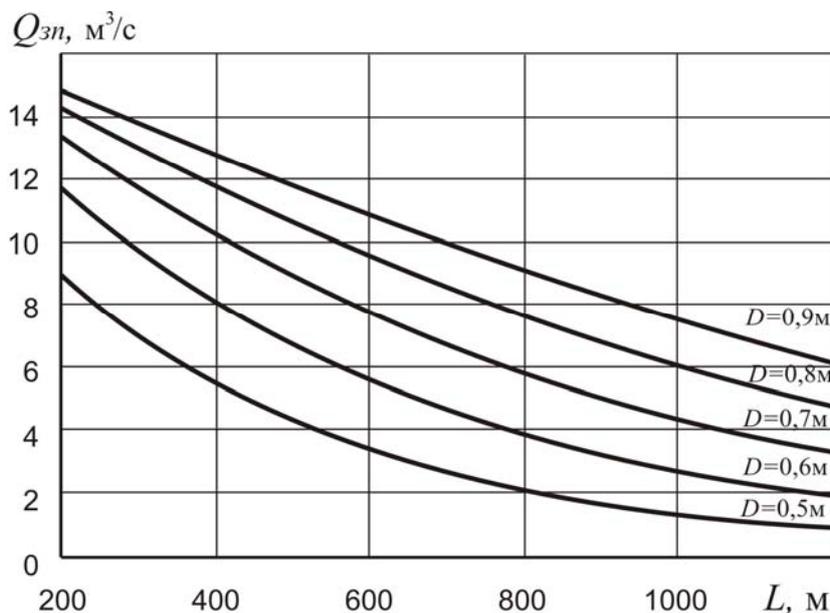


Рис.3.5 График зависимости расхода воздуха поступающего на конец трубопровода при изменении диаметра и длины трубопровода

Таблица 3.5 и график 3.5 составлены при совместной работе двух вентиляторов ВМЦ-6 с углами установки 30° и 40° .

Длина трубопровода при которой на конечное сечение при заданном диаметре трубопровода и двух параллельно установленных вентиляторов поступает заданный расход воздуха, определяется при решении уравнения

$$Q_{3n} A \cdot e^{BL_{mp}} = \sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} \quad (3.17)$$

Уравнение можно записать в виде при $D = 0,8$ м

$$L_{mp} = \frac{1}{B} \ln c, \quad (3.18)$$

где $c = \frac{1}{AQ_{3n}} \left(\sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} \right)$ при $D = 0,8$ $A = 0,841$, $B = 0,00106$

Таблица 3.6

Значения длины трубопровода при изменении расхода воздуха на конце трубопровода и $D = 0,8$ м

D_{mp} , м	Значения длины трубопровода L_{mp} при различных расходах воздуха Q_{3n}							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0,5	1638	1138	867	687	556	455	376	311
0,6	1963	1430	1131	926	773	652	553	470
0,7	2221	1659	1338	1116	946	809	696	599
0,8	2414	1828	1490	1252	1070	921	797	690
0,9	2550	1944	1592	1343	1151	994	862	748

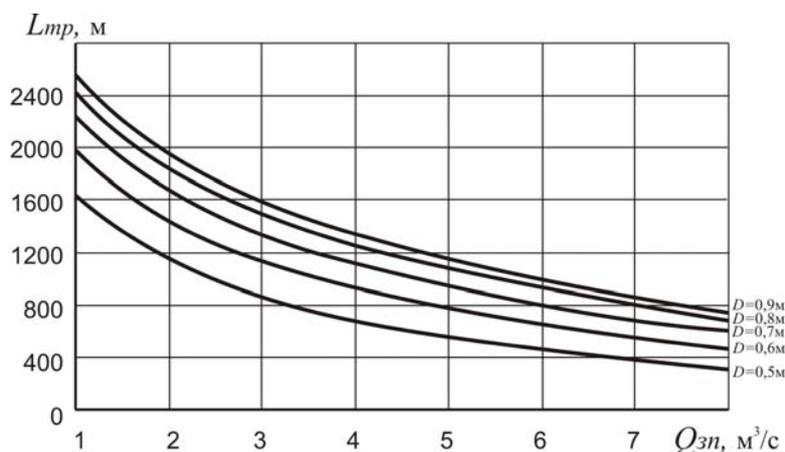


Рис.3.6 График изменения длины трубопровода при изменении Q_{3n}

Необходимая величина диаметра трубопровода, при котором на заданную длину будет поступать заданный расход воздуха при параллельной установке на трубопроводе двух вентиляторов, определяется при решении уравнения

$$Q_{3n} KD^{-m} = \sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} \quad (3.19)$$

Уравнение (3.19) может быть записано в виде

$$D = \left[\frac{1}{Q_{3n} K} \left(\sqrt{\frac{a_{01}}{a_{11} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} + \sqrt{\frac{a_{02}}{a_{12} + \frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5}}} \right) \right]^{\frac{1}{m}} \quad (3.20)$$

При $L_{mp} = 600$ м; $K = 1,406$; $m = 0,555$

Таблица 3.7

Значения диаметра трубопровода при изменении расхода воздуха на конце трубопровода и $L_{mp} = 600$ м

$Q_{3n}, \text{ м}^3/\text{с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$D, \text{ м}$	0,31	0,40	0,46	0,51	0,57	0,62	0,68	0,74

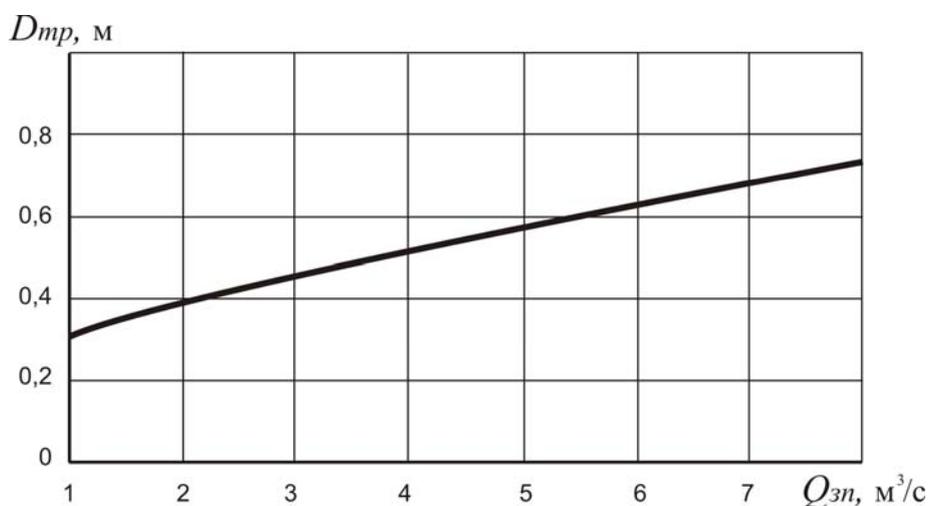


Рис. 3.7 График изменения диаметра трубопровода при изменении Q_{3n}

3.2. Аналитический метод расчета параметров систем местного проветривания при совместной работе вентиляторов на гибкий трубопровод.

Согласно Руководству [51] аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода без учета утечек воздуха и отсутствия местных сопротивлений может определяться формулой

$$R_{mp} = r_{mp} l_{mp}, \quad (3.21)$$

где l_{mp} – длина участка трубопровода, м;

r_{mp} – удельное аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода без учета утечек воздуха, кж/м.

Для труб типа 1А, 1Б при длине звена 20 м и диаметре 0,2...1,0 м удельное аэродинамическое сопротивление описывается формулой [76]

$$r_{mp} = 0,005 d_{mp}^{-4,76}, \quad (3.22)$$

где d_{mp} – диаметр труб, м.

Давление вентилятора, работающего на гибкий трубопровод (депрессия трубопровода), определяется по формуле [51].

$$h_B = Q_B^2 r_{mp} l_{mp} \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2, \quad (3.23)$$

где Q_B – подача вентилятора, м³/с; $K_{ym.mp}$ – коэффициент утечек воздуха.

Коэффициент утечек воздуха для гибкого трубопровода с достаточной точностью определяет уравнение [48]

$$K_{ym.mp} = 1,04 + 0,0005 l_{mp}. \quad (3.24)$$

Характеристику вентилятора можно описать уравнением

$$h_B = a_{02} - a_{12} Q_B^2, \quad (3.25)$$

где a_{02} , a_{12} – константы аппроксимационного уравнения.

При проветривании тупиковой выработки расход воздуха, поступающего из трубопровода в призабойное пространство, будет равен

$$Q_{zn} = \frac{Q_B}{K_{ym.mp}}. \quad (3.26)$$

Математическая модель формализованного описания вентиляционной системы местного проветривания имеет следующий вид:

$$a_{02} - a_{12} K_{ym.mp}^2 Q_{zn}^2 = K_{ym.mp}^2 Q_{zn}^2 r_{mp} l_{mp} \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2$$

или с учетом (3.21) и (3.22)

$$a_{02} - a_{12} (1,04 + 0,0005 l_{mp})^2 Q_{zn}^2 = (1,04 + 0,0005 l_{mp})^2 \times \quad (3.27)$$

$$\times Q_{zn}^2 0,0005 d_{mp}^{-4,76} l_{mp} \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005 l_{mp}} + 0,41 \right)^2$$

Используя уравнение (3.27) можно определить расход воздуха, поступающего в призабойное пространство, а также длину и диаметр трубопровода при заданном расходе.

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство, определится по формуле

$$Q_{3n} = \sqrt{\frac{a_{02}}{A + B}}, \quad (3.28)$$

где $B = a_{12} (1,04 + 0,0005l_{mp})^2$,

$$A = (1,04 + 0,0005l_{mp})^2 0,005d_{mp}^{-4,76} l_{mp} \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005l_{mp}} + 0,41 \right)^2.$$

При работе на трубопровод вентилятора ВМЦ-6 с углом наклона лопаток направляющего аппарата 30° ($a_{02} = 750$, $a_{12} = 9,375$) и $l_{mp} = 500$ м, $d_{mp} = 0,8$ м, расход $Q_{3n} = 5,49$ м³/с.

Диаметр трубопровода определяется

$$d_{mp} = \left(\frac{a_{02} - A}{B} \right)^{0,23}, \quad (3.29)$$

где $A = (1,04 + 0,0005l_{mp})^2 Q_{3n}^2 0,005l_{mp} \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005l_{mp}} + 0,41 \right)^2$;

$$B = a_{12} (1,04 + 0,0005l_{mp})^2 Q_{3n}^2.$$

При тех же исходных условиях и $Q_{3n} = 6$ м³/с $d_{тр} = 1,02$ м.

Длина трубопровода определяется при решении уравнения с повторным приближением значений Δl_{mp} . [77]

$$A_5 \Delta l_{mp} l_{mp}^3 + (A_3 \Delta l_{mp} + A_4) l_{mp}^2 + (A_1 \Delta l_{mp} + A_2) l_{mp} + A_6 = 0, \quad (3.30)$$

где $\Delta l_{mp} = \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005l_{mp}} + 0,41 \right)^2$.

$$A_1 = 5,41 \cdot 10^{-3} d_{mp}^{-4,76} Q_{3n}^2;$$

$$A_2 = 1,04 \cdot 10^{-3} a_{12} Q_{3n}^2; \quad A_3 = 5,2 \cdot 10^{-6} d_{mp}^{-4,76} Q_{3n}^2;$$

$$A_4 = 2,5 \cdot 10^{-7} Q_{3n}^2 a_{12};$$

$$A_5 = 10^{-9} d_{mp}^{-4,76} Q_{3n}^2;$$

$$A_6 = 1,082 a_{12} Q_{3n}^2 - a_{02}.$$

Определить значение l_{mp} как корень уравнения (3.30) можно табличным способом, последовательно перебирая значения l_{mp} , умножая его на значения коэффициентов A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 и суммируя значения с величиной A_6 до получения суммы равной нулю. Этот процесс должен повторяться с учетом совпадения результата с величиной l_{mp} , входящей в выражение Δl_{mp} .

Длина трубопровода, определяемая согласно уравнения (3.30), является максимальной для обеспечения заданного расхода воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки. Если фактическая длина выработки больше длины, определяемой уравнением (3.30), то такая длина определяет время установки второго вентилятора каскадом.

При исходных данных $d_{mp} = 0,9$ м; $Q_{zn} = 6$ м³/с, $a_{02} = 750$, $a_{12} = 9,375$ необходимая длина трубопровода $l_{mp} = 510$ м.

Если фактическая длина трубопровода превышает 510 м, то при увеличении длины выработки для обеспечения подачи воздуха в призабойное пространство 6 м³/с, необходимо устанавливать второй вентилятор каскадом.

Математическая модель вентиляционной системы при работе двух последовательно установленных вентиляторов на гибкий трубопровод имеет вид

$$(a_{01} + a_{02}) - (a_{11} + a_{12}) Q_B^2 = r_{mp} l_{mp} Q_B^2 \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2, \quad (3.31)$$

где a_{01}, a_{11} – коэффициенты, описывающие характеристику первого вентилятора,

a_{02}, a_{12} – второго вентилятора.

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки, при работе двух вентиляторов установленных каскадом:

$$Q_{zn}' = \sqrt{\frac{a_{01} + a_{02}}{A_n + B_n}}, \quad (3.32)$$

$$A_n = (a_{11} + a_{12})(1,04 + 0,0005 l_{mp})^2,$$

$$B_n = (0,074 + 0,000035 l_{mp})^2 d_{mp}^{-4,76} l_{mp} \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005 l_{mp}} + 0,41 \right)^2.$$

При последовательной работе двух вентиляторов ВМЦ-6 при угле поворота лопаток направляющего аппарата $\Theta = 30^\circ$ ($b_0 = 750$, $b_1 = 9,375$) и $\Theta = 40^\circ$ ($a_{01} = 730$, $a_{11} = 11,111$), $l_{mp} = 500$ м и $d_{mp} = 0,9$ м расход воздуха поступающего в призабойное пространство согласно (3.28) $Q_{zn}' = 6,14$ м³/с.

Диаметр трубопровода определяется

$$d'_{mp} = \left(\frac{B'_n}{(a_{01} + a_{02}) - A_n Q_{3n}^2} \right)^{0,21}, \quad (3.33)$$

где
$$B'_n = (0,074 + 0,000035l_{mp})^2 Q_{3n}^2 l_{mp} \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005l_{mp}} + 0,41 \right)^2.$$

При тех же исходных данных необходимое количество воздуха, поступающего в призабойное пространство $Q_{3n} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$, необходимый диаметр $d'_{mp} = 0,84 \text{ м}$.

Длина трубопровода при которой при известном диаметре трубопроводов необходимо подать заданный расход воздуха в призабойное пространство тупиковой выработки, если на гибкий трубопровод работает два вентилятора, установленных каскадом, определяется при решении уравнения с повторным приближением значений $\Delta l'_{mp}$

$$A_5 \Delta l'_{mp} l_{mp}^3 + (A_3 \Delta l'_{mp} + A_4) l_{mp}^2 + (A_1 \Delta l'_{mp} + A_2) l_{mp} + A_6 = 0, \quad (3.34)$$

где
$$\Delta l'_{mp} = \left(\frac{0,59}{1,04 + 0,0005l'_{mp}} + 0,41 \right)^2;$$

$$A_2 = 1,04 \cdot 10^{-3} (a_{11} + a_{12}) Q_{3n}^2;$$

$$A_4 = 2,5 \cdot 10^{-7} (a_{11} + a_{12}) Q_{3n}^2.$$

$$A_6 = 1,082 (a_{11} + a_{12}) Q_{3n}^2 - (a_{01} + a_{02});$$

Значения всех других коэффициентов такие же как и в выражении (3.30).

Длина трубопровода, определяемая при решении уравнения (3.34), является максимальной для обеспечения в забой тупиковой выработки необходимого расхода воздуха двумя вентиляторами, установленными на трубопровод каскадом.

Если фактическая длина выработки больше длины, определяемой при решении уравнения (3.34), то необходимо устанавливать в каскад третий вентилятор.

При исходных данных $d_{mp} = 0,9 \text{ м}$, $Q_{3n} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$, $a_{01} = 730$, $a_{02} = 750$, $a_{11} = 11,111$, $a_{12} = 9,375$ максимальная длина трубопровода при работе двух вентиляторов, установленных каскадом $l'_{mp} = 550 \text{ м}$.

Если фактическая длина трубопровода больше 550 м, то для подачи в забой воздуха $Q_{3n} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$, необходимо в каскад ставить третий вентилятор.

3.3. Определение параметров вентиляционной системы местного проветривания при нескольких параллельных гибких трубопроводах

Для проветривания забоев подготовительных выработок, пройденных по угольным пластам или газоносным породам, требуется значительное количество свежего воздуха. При определенных горногеологических и горнотехнических условиях применение классических схем вентиляции тупиковых выработок бывает невозможно или недостаточно эффективно. [78] Такое положение приводит к тому, что возникает угроза для здоровья и жизни проходчиков, а также увеличивается риск возникновения аварийной ситуации на подготовительном участке. Обеспечение значительным количеством необходимого воздуха, в этом случае, возможно только при использовании несколько параллельных трубопроводов. С целью разработки методов расчета параметров вентиляционных систем подготовительных выработок при использовании параллельных трубопроводов необходимо составить модели вентиляционных систем местного проветривания, описать характеристику вентилятора математическими зависимостями, определить коэффициенты утечек воздуха в трубопроводах и обосновать формулы по определению основных параметров системы вентиляции тупиковой выработки (удельное аэродинамическое сопротивление, длина трубопровода, расход воздуха, поступающего в забой подготовительной выработки).

При проветривании тупиковых выработок большой длины и, прежде всего, при ограниченной площади поперечного сечения выработки, не позволяющей разместить трубопроводов большого диаметра, прокладывают два или три параллельных трубопровода. Процесс укладки вентиляционных труб упрощается при использовании гибких трубопроводов.

Модель вентиляционной системы местного проветривания

$$r_{mp} L Q^2 = a_0 - K_{ym.mp}^2 Q^2, \quad (3.35)$$

Для труб типа 1А и 1Б при длине звена 20 м и диаметре трубопровода в пределах 0,2 – 1,0 м согласно [9] удельное аэродинамическое сопротивление может определяться

$$r_{mp} = 0,005 D^{-4,76}, \quad (3.36)$$

Коэффициент утечек воздуха в гибком трубопроводе согласно табл. 5.4 [80]

$$K = f_0 + f_1 Q + f_2 L. \quad (3.37)$$

Для гибкого трубопровода $D = 0,8$ м; $f_0 = -0,16$; $f_1 = 0,13$; $f_2 = 0,00172$, где f_0, f_1 – коэффициенты формулы, описывающей утечки воздуха.

Характеристика вентилятора местного проветривания описывается выражением

$$h_e = a_0 - a_1 Q_B, \quad (3.38)$$

Например: для ВМП типа ВЦ-11М $a_0 = 191,45$, $a_1 = 1,05$

Математическая модель вентиляционной системы ВМП, позволяющая определять параметры при одном, двух и трех параллельных гибких трубопроводах, выглядит следующим образом

$$\frac{0,005LQ^2}{n^2 D^{4,76}} (f_0 + f_1 Q + f_2 L) = a_0 - a_1 (f_0 + f_1 Q + f_2 L)^2 Q^2, \quad (3.39)$$

где n – количество трубопроводов.

Длина трубопроводов, на конец которых поступает расход воздуха Q

$$L = \frac{-A_1 \pm \sqrt{A_1^2 + 4A_0A_2}}{2A_0}, \quad (3.40)$$

где $A_0 = a_1 Q^2 f_0^2 + 2a_1 f_0 f_1 Q^3 + a_1 f_1^2 Q^4 - a_0$;

$$A_1 = \frac{0,005}{n^2 D^{4,76}} (f_0 Q^2 + f_1 Q^3) + 2a_1 Q^2 f_0 f_2 + 2a_1 f_1 f_2 Q^3;$$

$$A_2 = \frac{0,005 Q^2 f_2}{n^2 D^{4,76}} + a_1 f_2^2 Q^2.$$

При работе ВМП типа ВЦ-11М на конец трубопровода диаметром 0,8 м поступает $Q = 8$ м³/с при длине: при одном ($n = 1$) гибком трубопроводе $L = 113,1$ м, при двух – $L = 249,1$ м, при трех $L = 336,7$ м.

Математическая модель (3.39) может использоваться для нахождения Q при известной длине L , с этой целью решается уравнение

$$B_4 Q^4 + B_3 Q^3 + B_2 Q^2 - a_0 = 0, \quad (3.41)$$

где $B_4 = a_1 f_1^2$,

$$B_3 = 2a_1 f_0 f_1 + \frac{0,005}{n^2 D^{4,76}} f_1 L + 2a_1 f_1 f_2 L,$$

$$B_2 = \left(\frac{0,005 f_2^2}{n^2 D^{4,76}} + a_1 f_2^2 \right) L^2 + \left[\frac{0,005}{n^2 D^{4,76}} f_0 + 2a_1 (f_0 f_2 + f_1 f_2) \right] L + a_1 f.$$

При длине трубопровода $L = 800$ м и диаметре $D = 0,8$ м ВМП типа ВЦ-11М может подать расход воздуха Q ; равный: при одном гибком трубопроводе $Q = 3,1$ м³/с, при двух – $Q = 4,7$ м³/с и при трех – $Q = 5,4$ м³/с.

Для трубопровода диаметром $D = 1,0$ м коэффициент утечек воздуха согласно табл.5.4 [25] рассчитывают по уравнению

$$K = 0,812 - 0,01Q + 0,000824L. \quad (3.42)$$

При определении суммарных утечек воздуха в двух параллельных трубопроводах с различными диаметрами можно принять среднюю величину утечек.

Для двух параллельных гибких трубопроводов диаметры 0,8 и 1,0 м коэффициент утечек определяется

$$K = 0,326 + 0,006Q + 0,00127, \quad (3.43)$$

Математическая модель с двумя параллельными гибкими трубопроводами с диаметрами 0,8 и 1,0 м

$$\frac{0,005LQ^2}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} (f_{03} + f_{13}Q + f_{23}L) = a_0 - a_1 (f_{03} + f_{13}Q + f_{23}L)^2 Q^2, \quad (3.44)$$

где D_1, D_2 – диаметры двух трубопроводов, м.

Длина трубопроводов, на конец которых подается расход воздуха Q

$$L = \frac{-C_1 \pm \sqrt{C_1^2 + 4C_0C_2}}{2C_2}, \quad (3.45)$$

где

$$C_1 = \frac{0,005Q^2 (f_{03} + f_{13}Q)}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + 2a_1 f_{03} f_{23} Q^2 + 2a_1 f_{13} f_{23} Q^3;$$

$$C_2 = \frac{0,005Q^2 f_{23}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + a_1 f_{23}^2 Q^2,$$

$$C_0 = a_1 f_{03}^2 Q^2 + a_1 f_{13}^2 Q^4 + 2a_1 f_{03} f_{13} Q^3 - a_0.$$

Вентилятор ВЦ-11М согласно уравнению (3.45) на конец трубопроводов подает воздух $Q = 8 \text{ м}^3/\text{с}$ при длине трубопроводов $L = 418,6 \text{ м}$.

При известной длине двух параллельных трубопроводов с разными по величине диаметрами расход воздуха на конце трубопроводов определяется при решении уравнения

$$N_1 Q^4 + N_2 Q^3 + N_3 Q^2 - a_0 = 0, \quad (3.46)$$

где $N_1 = a_1 f_{13}^2,$

$$N_2 = \frac{0,005Lf_{13}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + 2a_1 f_{13} f_{23} L + 2a_1 f_{03} f_{13},$$

$$N_3 = \frac{0,005Lf_{03}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + \frac{0,005f_{23}L^2}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,78}}} \right)^2} + 2a_1 f_{03} f_{23} L + a_1 f_{03} + a_1 f_{23}^2 L^2,$$

Согласно уравнению (3.46) на конец двух гибких трубопроводов диаметром 0,8 и 1,0 м при длине 800 м ВМП – ВЦ-11М подает $Q = 6,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Характеристика ряда ВМП описывается уравнением

$$h_e = b_0 + b_1 Q_B - b_2 Q_B^2. \quad (3.47)$$

где b_0, b_1, b_2 – коэффициенты эмпирической формулы, описывающей характеристику вентилятора.

Модель вентиляционной системы местного проветривания

$$\frac{0,005LQ^2}{n^2 D^{4,76}} (f_0 + f_1 Q - f_2 L) = b_0 + b_1 (f_0 + f_1 Q + f_2 L) - b_2 (f_0 + f_1 Q + f_2 L)^2 Q^2. \quad (3.48)$$

Длина трубопроводов, на конец которых вентилятор ВМ-6 подаст расход воздуха Q , составляет

$$L = \left(M_1 \pm \sqrt{M_1^2 - 4M_0M_2} \right) / 2M_2, \quad (3.49)$$

где

$$M_0 = -b_0 - b_1 Q f_0 - b_1 Q^2 f_1 + b_2 f_0^2 Q^2 + b_2 f_1^2 Q^4 + 2b_2 Q^3 f_0 f_1;$$

$$M_1 = \left(0,005 Q^2 f_0 / n^2 D^{4,76} \right) + \left(0,005 Q^3 f_1 / n^2 D^{4,76} \right) - b_1 Q f_2 + 2b_2 Q^2 f_0 f_2 + 2b_2 Q^3 f_1 f_2;$$

$$M_2 = \frac{0,005 Q^2 f_2}{n^2 D^{4,76}} + b_2 f_2^2 Q^2$$

Согласно уравнению (3.49) вентилятор ВМ-6 на конец трубопровода с диаметром 0,8 м подаст воздуха $Q = 4 \text{ м}^3/\text{с}$ при длине:

- 1) при одном гибком трубопроводе $L = 618 \text{ м}$.
- 2) при двух – $L = 814,6 \text{ м}$,
- 3) при трех – $L = 1139,3 \text{ м}$.

Расход воздуха Q , который поступает на конец трубопроводов при работе вентилятора ВМ-6 и известной длине трубопроводов, определяется при решении уравнения

$$K_4 Q^4 + K_3 Q^3 + K_2 Q^2 + K_1 Q - b_0 = 0, \quad (3.50)$$

где $K_4 = b_2 f_1^2$;

$$K_3 = \frac{0,005L f_1}{n^2 D^{4,76}} + 2b_2 f_0 f_1 + 2b_2 f_1 f_2 L ;$$

$$K_2 = \frac{0,005L f_0}{n^2 D^{4,76}} + \frac{0,005L^2 f_2}{n^2 D^{4,76}} - b_1 f_1 + b_2 f_0^2 + b_2 f_2^2 L^2 + 2b_2 f_0 f_2 L ;$$

$$K_1 = - b_1 f_0 - b_1 f_2 L .$$

При работе ВМП типа ВМ-6, длине трубопроводов $L = 800$ м и диаметре $D = 0,8$ м на конец трубопроводов поступает расход воздуха:

- при одном гибком трубопроводе $Q = 3,5$ м³/с;

- при двух – $Q = 5,0$ м³/с;

- при трех – $Q = 5,9$ м³/с.

При работе вентиляторов характеристика которых описывается уравнением (3.46), на два параллельных гибких трубопровода, имеющих диаметры разные по величине, математическая модель вентиляционной системы запишется в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{0,005LQ^2}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} (f_{03} + f_{13} + f_{23}L) = \\ & = b_0 + b_1 (f_{03} + f_{13}Q + f_{23}L)Q - b_2 (f_{03} + f_{13} + f_{23}L)^2 Q^2 \end{aligned} \quad (3.51)$$

Согласно (3.51), длина трубопроводов, на конец которых ВМП подает заданный расход воздуха, определяется по формуле

$$L = \frac{-S_1 \pm \sqrt{S_1^2 + 4S_0S_2}}{2S_2}, \quad (3.52)$$

где
$$S_2 = \frac{0,005Q^2 f_{23}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + b_2 f_{23}^2 Q^2 ;$$

$$S_1 = \frac{0,005Q^2 f_{03}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + \frac{0,005Q^3 f_{13}}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} - b_1 f_{23}Q + 2b_2 f_{03} f_{23}Q^2 + 2b_2 f_{13} f_{23}Q^3 ;$$

$$S_0 = -b_0 - b_1 f_{03}Q - b_1 f_{13}Q^2 + b_2 f_{03}^2 + 2b_2 f_{03} f_{13}Q^3 + b_2 f_{13}^2 Q^4 .$$

Согласно уравнению (3.52) ВМП – ВМ-6 на конец двух трубопроводов с диаметрами разными по величине подает количество воздуха $Q = 4 \text{ м}^3/\text{с}$ при длине трубопроводов $L = 104,6 \text{ м}$.

Расход воздуха на конце трубопроводов определяется при решении уравнения

$$P_4 Q^4 + P_3 Q^3 + P_2 Q^2 + P_1 Q - b_0 = 0, \quad (3.53)$$

где $P_4 = b_2 f_{13}^2$;

$$P_3 = \frac{0,005 f_{13} L}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + 2b_2 f_{03} f_{13} + 2b_2 f_{13} f_{23} L ;$$

$$P_2 = \frac{0,005 f_{13} L}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} + \frac{0,005 f_{23} L^2}{D_1^{4,76} \left(1 + \sqrt{\frac{D_2^{4,76}}{D_1^{4,76}}} \right)^2} - b_1 f_{13} + b_2 f_{03}^2 + b_2 f_{23}^2 L^2 + 2b_2 f_{03} f_{23} L ;$$

$$P_1 = -b_1 f_{03} - b_1 f_{23} L .$$

Согласно уравнению (3.53) вентилятор ВМ-6 при длине трубопровода $L = 800 \text{ м}$ и величине диаметров $0,8$ и $1,0 \text{ м}$ подает на конец трубопроводов $Q = 4,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

3.4. Метод определения параметров системы местного проветривания по газовому фактору

3.4.1. Определение параметров системы местного проветривания при стационарном газодинамическом процессе.

Расход метана, поступающего в тупиковую выработку на участке длиной dl определяется уравнением

$$V = \frac{100 I_n dl}{K_{ym} Q}, \quad (3.54)$$

где I_n – метановыделение в тупиковую выработку, $\text{м}^3/\text{мин}$,
 dl – длина участка выработки на расстоянии $l + dl$, м ,
 Q – расход воздуха, проходящего по выработке, $\text{м}^3/\text{мин}$,
 K_{ym} – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе.

Метановыделение в тупиковую выработку, проводимую по угольному пласту, определяется суммой [79]

$$I_n = I_{нов} + I_{оуп}, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где $I_{\text{пов}}$ – метановыделения с неподвижных обнаженных поверхностей угольного пласта, м³/мин,

$I_{\text{оуп}}$ – метановыделение из отбитого угля, м³/мин.

$$I_{\text{пов}} = 2,3 \cdot 10^{-2} m_n v_n (x - x_0) K_m,$$

где m_n – полная мощность угольного пласта, м;

V_n – проектная скорость подвигания тупиковой выработки, м³/сут,

x_n – природная метаноносность пласта, м³/т;

x_0 – остаточная метаноносность угля, м³/т,

K_T – коэффициент, учитывающий изменение метановыделения во времени, доли единицы.

$$I_{\text{оуп}} = j K_{\text{му}} (x - x_0),$$

где j – техническая производительность комбайна, бурового станка или суммарная производительность проходчиков по выемке угля, т/мин.

$K_{\text{му}}$ – коэффициент, учитывающий степень дегазации отбитого угля.

$$K_{\text{му}} = a T_y^b, \quad (3.55)$$

где T_y – время нахождения (дегазации) угля в призабойном пространстве, мин;
 a, b – коэффициенты уравнения (3.55).

Дебит метана в тупиковой выработке можно описать уравнением

$$V = S l d c, \quad (3.56)$$

где dc – концентрация метана на участке, %.

Согласно уравнений (3.54) и (3.56), баланс выделения метана в выработке будет

$$\frac{100 I_n d l}{K_{\text{ум}} Q} = S l d c. \quad (3.57)$$

Уравнение (3.57) – дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными

$$c = \frac{100 I_n}{S Q} \int \frac{dL}{l(1,04 + 0,0005l)}.$$

Согласно [74], если интеграл содержит уравнение

$$X = ax + b,$$

то

$$\int \frac{dx}{xX} = -\frac{1}{b} \ln\left(\frac{X}{x}\right),$$

где $x = l$.

Тогда концентрация метана на исходящей струе тупиковой выработки для гибкого трубопровода определяется

$$c = -\frac{100I_n}{SQb} \int_{l_0}^L \ln \frac{1,04 + 0,0005l}{l},$$

где L – длина тупиковой выработки, м, l_0 – расстояние от забоя до места, где концентрация метана известна, м.

Коэффициент утечек воздуха в жестком трубопроводе можно описать уравнением

$$K_{ym} = al^2 + bl + c,$$

где $a = \frac{5f^2}{6}$; $b = \frac{f}{3}$; $c = 1$.

$$f = \sqrt[3]{\frac{rK^2}{2}}; \quad K = K_y \frac{d_{mp}}{m}; \quad r = \frac{6,5a}{d_{mp}^5},$$

где r – удельное аэродинамическое сопротивление трубопровода,

K_y – удельный коэффициент стыковой воздухопроницаемости жесткого трубопровода при фланцевом соединении звеньев.

Дифференциальное уравнение баланса метана при жестком трубопроводе будет в виде

$$c = \frac{100I_n}{SQ} \int \frac{dl}{l(al^2 + bl + c)},$$

Интегралы, содержащие уравнение вида [74]

$$X = ax^2 + bx + c,$$

при $\Delta = 4ac - b^2 > 0$ имеют следующий вид

$$\int \frac{dx}{xX} = \frac{1}{2c} \ln\left(\frac{x^2}{X}\right) - \frac{b}{2c} \int \frac{dx}{X}, \quad (3.58)$$

$$\text{где } \int \frac{dx}{X} = \frac{2}{\sqrt{\Delta}} \operatorname{arctg} \frac{2ax + b}{\sqrt{\Delta}},$$

тогда уравнение (3.58)

$$\int \frac{dx}{xX} = \frac{1}{2c} \ln \left(\frac{x^2}{X} \right) - \frac{b}{2c} \cdot \frac{2}{\sqrt{\Delta}} \operatorname{arctg} \frac{2ax + b}{\sqrt{\Delta}}.$$

3.4.2. Определение параметров системы местного проветривания при нестационарном газодинамическом процессе.

При расчете проветривания тупиковых выработок нагнетательным способом необходимо учитывать вынос метановоздушной смеси из выработки.

Процесс движения метановоздушной смеси (МВС) в тупиковой выработке при удалении метана за пределы выработки описывается дифференциальным уравнением

$$Vdc = I_n dt + I_0 dt - \frac{Qk_{ym}}{100} c dt, \quad (3.59)$$

где V – объём тупиковой выработки (участка выработки, м^3);

c – концентрация метана в смеси, %;

I_n – метановыделение из неподвижных обнаженных поверхностей, пересекаемого пласта, $\text{м}^3/\text{мин}$,

I_0 – метановыделение из отбитого угля, $\text{м}^3/\text{мин}$;

Q – расход воздуха, поступающего в тупиковую выработку, $\text{м}^3/\text{мин}$,

k_{yt} – коэффициент утечек воздуха в воздуховоде.

Уравнение (3.59) с разделяющими переменными

$$\frac{dc}{I_n + I_0 - \frac{Qk_{ym}}{100} c} = \frac{dt}{V},$$

Правая часть уравнения подвергается преобразованию [26], одновременно с квадратированием [80]

$$-\int \frac{dc}{\frac{Qk_{ym}}{100} c - I_n - I_0} = -\frac{100}{Qk_{ym}} \int \frac{Qk_{ym} dc}{\frac{Qk_{ym}}{100} c - I_n - I_0} = -\frac{100}{Qk_{ym}} \ln \left(\frac{Qk_{ym}}{100} c - I_n - I_0 \right).$$

Уравнение (3.59) записывается в виде

$$\frac{100}{Qk_{ym}} \ln \frac{\frac{Qk_{ym}}{100} l_0 - I_n - I_0}{\frac{Qk_{ym}}{100} c_q - I_n - I_0} = \frac{100}{Qk_{ym}} \ln \frac{v_0 + Qt}{v_0},$$

или

$$\frac{\frac{Qk_{ym}}{100} c_0 - I_n - I_0}{\frac{Qk_{ym}}{100} c_q - I_n - I_0} = \frac{v_0 + Qt}{v_0}, \quad (3.60)$$

при устойчивом проветривании, когда можно считать что $t \rightarrow \infty$ а расход воздуха определяется

$$Q = \frac{(I_n + I_0)100}{\kappa_{ym} c_g} \text{ м}^3/\text{мин},$$

Коэффициент утечек при использовании гибкого трубопровода определяется по формуле [9]

$$k_{ym} = 1,04 + 0,0005l_{mp},$$

Рассматривается вентилятор местного проветривания, характеристика которого описывается уравнением

$$h_g = a_0 - a_1 Q_g,$$

где a_0, a_1 – коэффициенты уравнения.

Математическая модель вентиляционной системы тупиковой выработки

$$\frac{6,48\alpha l_{mp} k_{ym} Q^2}{D^5} = a_0 - a_1 k_{ym} Q, \quad (3.61)$$

На основании уравнения (3.61) получим выражение для определения необходимого диаметра

$$D = \left(\frac{6,48\alpha l_{mp} \kappa_{ym} Q^2}{a_0 - a_1 \kappa_{ym} Q} \right)^{0,2},$$

Метановыделение с неподвижной обнаженной поверхности пласта определяется по формуле [1]

$$I_n = 2,3 \cdot 10^{-2} m_n v_n (x - x_0) \kappa_T,$$

где m_n – полная мощность угольных пачек пласта, м;

V_n – проектная скорость подвигания забоя тупиковой выработки, м/сут;
 x – природная метаноносность пласта, м/т,
 x_0 – остаточная метанообильность угля, м³/т;
 k_T – коэффициент, учитывающий изменение метановыделения во времени, доли ед.

Метановыделение из отработанного угля при проведении выработок буровзрывным способом. [1]

$$I_0 = 9 \cdot 10^3 S_{yc} l_{зв} \gamma (x - x_0),$$

где S_{yc} – площадь забоя тупиковой выработки, м²,
 $l_{зв}$ – подвигание угольного забоя за взрывание, м,
 γ – плотность угля, т/м³.

При проветривании тупиковой выработки величина расхода воздуха может определяться для снижения концентрации метана на заданном расстоянии длины тупиковой выработки, участка тупиковой выработки, участка тупиковой выработки до допустимой величины.

Уравнение баланса метана в проветриваемой зоне в этом случае

$$Vdc = I_{zn} dt + \frac{Qk_{ym}c}{100} dt, \quad (3.62)$$

где I_{zn} – метановыделение в призабойном пространстве, м³/мин.

$$I_{zn} = 0,05 S_{yc} l_{зв} \gamma (x - x_0),$$

где S_{yc} – площадь забоя тупиковой выработки, м².

Уравнение (3.62) с разделяющими переменными

$$\frac{dc}{\frac{Qk_{ym}c}{100} + I_{zn}} = \frac{dt}{V}, \quad (3.63)$$

$$\int \frac{dc}{\frac{Qk_{ym}c}{100} + I_{zn}} = \int_0^{t_k} \frac{dt}{V},$$

Согласно [26] если $X = a + bx$, то $\int \frac{dx}{X} = \frac{1}{b} \ln |X|$.

В условиях рассматриваемой задачи

$$\int \frac{dc}{\frac{Qk_{ym}c}{100} + I_{zn}} = \frac{100}{Qk_{ym}} \ln \left(\frac{Qk_{ym}c}{100} + I_{zn} \right) = \int \frac{dt}{V}. \quad (3.64)$$

Согласно уравнения (3.64)

$$\frac{100}{Qk_{ym}} \ln \left(\frac{Qk_{ym}}{100} c + I_{zn} \right) = \frac{t_k}{V}.$$

При начальных условиях, при $t_k = 0$ $c_0 = c_d$. (c_0 – начальная концентрация метана, %, c_d – допустимая концентрация метана, %)

$$\frac{100}{Qk_{ym}} \ln \left(\frac{\frac{Qk_{ym}}{100} c_0 + I_{zn}}{\frac{Qk_{ym}}{100} c_d + I_{zn}} \right) = \frac{t_k}{V}.$$

Длина тупиковой выработки (участка тупиковой выработки), на исходящей струе которой достигается разжижение концентрации метана до допустимой величины согласно ПБ, определяется при решении уравнения

$$l = \frac{t_k Qk_{ym} \ln \left(\frac{c_0 + \frac{100 \cdot I_{zn}}{Qk_{ym}}}{c_d + \frac{100 \cdot I_{zn}}{Qk_{ym}}} \right)}{100 \cdot S}.$$

При внезапном выбросе из угольного пласта в выработку за короткий промежуток времени выделяется большое количество газа и выбрасывается значительное количество угольной (иногда породной) мелочи. В пласте, при этом, заполняются пустоты различной формы, а выработка заполняется угольной мелочью и газом на десятки и сотни метров от забоя. Количество метана, выделившегося при выбросе может достигать 50 тыс. м³ и более, а количество горной массы 15 тыс. тонн.

Депрессия трубопровода (без утечек скоростного напора на выходе трубопровода) будет

$$h_m = R_3 \sum_{i=1}^n Q_i^2,$$

где Q_i – расход воздуха через i -е звено трубопровода, м³/с;

R_3 – аэродинамическое сопротивление звена трубопровода, кгс с²/м⁸;

n – число звеньев в трубопроводе.

Расходы воздуха Q_i ($i = 1, 2, \dots, n$) и производительность вентиляторов $Q_{n+1} = Q_B$ определяются из системы уравнений:

$$\begin{aligned} R_3 Q_1^2 &= R_{cm} (Q_2 - Q_1)^2; \\ R_3 Q_2^2 + R_{cm} (Q_2 - Q_1)^2 &= R_{cm} (Q_3 - Q_2)^2; \end{aligned} \quad (3.65)$$

$$R_3 Q_n^2 + R_{cm} (Q_n - Q_{n-1})^2 = R_{cm} (Q_{n+1} - Q_n)^2,$$

где $Q_1 = Q_3$ – расход воздуха, поступающего в забой (на выходе из трубопровода), м³/с;

R_{cm} – аэродинамическое сопротивление путей утечек воздуха в месте соединений двух звеньев, Н·с²/м⁸.

Все уравнения системы (3.65) могут решаться последовательно. Первое уравнение решается относительно Q_2 . Значение Q_1 находится по известной методике определения расхода воздуха для проветривания забоя тупиковой выработки. Зная Q_1 и предварительно определив Q_2 , из которого уравнения можно определить Q_3 , и т.д.

Из k -го уравнения определяется

$$Q_{k+1} = \frac{R_{cm} Q_k \pm \sqrt{R_{cm} Q_k^2 - R_{cm} [Q_k^2 (R_{cm} - R_3) - R_{cm} (Q_k - Q_{k-1})^2]}}{R_{cm}}.$$

Производительность вентилятора Q_{n+1} определяется из последовательного уравнения системы (3.65). Утечки воздуха в трубопроводе равны $Q_{ym} = Q_{n+1} -$

Q_1 , а коэффициент утечек $p = \frac{Q_{n+1}}{Q_1}$. Значение R_{ct} – может определяться экспериментально.

риментально.

Воспользовавшись формулой [26]

$$k_y = \frac{8Q}{\pi d_{mp} \sqrt{h}},$$

Можно определить значение R_{cm} :

$$R_{cm} = \left(\frac{8}{\pi d_{mp} k_y} \right)^2.$$

Для определения расхода воздуха, который будет поступать в забой выработки, Q_1 при заданном вентиляторе рассмотрим ряд уравнений, из которых определяются утечки воздуха через 1, 2, ..., n -й стык между звеньями трубопроводов Q_{y1} , Q_{y2} , Q_{yn} .

Для первого звена

$$R_3 Q_1^2 = R_{cm} Q_{y1}^2; Q_{y1} = a_1 Q_1,$$

где

$$a_1 = \sqrt{\frac{R_3}{R_{cm}}}.$$

Для второго звена

$$R_{cm} Q_{y2}^2 = R_3 Q_2^2 + R_{cm} Q_{y1}^2; Q_{y2} = a_2 Q_1,$$

где

$$a_2 = \sqrt{a_1^2 (1 + a_1)^2 + a_1^2};$$

$$Q_2 = Q_1 + Q_{y1}.$$

Для третьего звена

$$R_{cm} Q_{y3}^2 = R_3 Q_3^2 + R_{cm} Q_{y2}^2; Q_{y3} = a_3 Q_1,$$

где

$$a_3 = \sqrt{a_1^2 (1 + a_1 + a_2)^2 + a_2^2};$$

$$Q_3 = Q_1 + Q_{y1} + Q_{y2}.$$

Для n -го звена

$$Q_{yn} = Q_1 + \sqrt{a_1^2 \left(1 - \sum_{i=1}^{n-1} a_i\right)^2 + a_{n-1}^2},$$

где

$$a_k = \sqrt{a_1^2 \left(1 + \sum_{i=1}^{k-1} a_i\right)^2 + a_{k-1}^2};$$

$$k = 1, 2, \dots, n-1.$$

Уравнение, описывающее вентиляционную систему, запишется в виде

$$\begin{aligned} b_0 - b_2 Q_1^2 \left[1 + a_1 + \sum_{j=2}^{n-1} \left(\sqrt{a_1^2 \left(1 + \sum_{i=1}^{n-1} a_i\right)^2 + a_{n-1}^2} \right)_j \right]^2 &= \\ &= R_{cm} Q_1^2 \left[a_1^2 \left(1 + \sum_{i=1}^{n-1} a_i\right)^2 + a_{n-1}^2 \right] \end{aligned} \quad (3.66)$$

где b_0, b_2 – коэффициенты эмпирической формулы, описывающей характеристику вентилятора.

Допустим в горной выработке объемом 200 м^3 по истечению некоторого времени после выброса находится 80% азота+кислорода (N_2+O_2) и 20% метана CH_4 .

В горную выработку втекает каждую секунду $0,1 \text{ м}^3$ ($N_2+O_2+CH_4$), который непрерывно размещивается, такое же количество $N_2+O_2+CH_4$ вытекает через такое же время, определим через какое время в горной выработке будет 99% N_2+O_2 .

Обозначим через $x(t)$ количество м^3 (N_2+O_2) в выработке через t после начала опыта. По условию $x(0)=200 \cdot 0,8=160$.

Рассмотрим как изменится $x(t)$ за малый промежуток времени $(t, t+\Delta t)$.

За время Δt в выработку втечет $0,1\Delta t \text{ м}^3$ (N_2+O_2). Количество (N_2+O_2) в выработке не остается постоянным, в момент времени t в 200 м^3 выработки содержится

$\frac{x(t)}{200} \cdot 0,1\Delta t \text{ м}^3$ при условии, что в течение этого времени количество

($N_2+O_2+CH_4$) в выработке $x(t)$ не изменялось. Так как за время Δt количество $x(t)$ меняется на величину порядка Δt , то выражение $\frac{x(t)}{200} \cdot 0,1\Delta t$ содержит ошибку

порядка $(\Delta t)^2$ и его надо заменить на выражение $\frac{x(t)}{200} \cdot 0,1\Delta t + 0((\Delta t))^2$, где $0((\Delta t)^2)$ – величина порядка $(\Delta t)^2$.

Изменение количества (N_2+O_2) за время от Δt до $t+\Delta t$, т.е. $x(t+\Delta t) - x(t)$ равно разности количеству поступающих и выходящих (N_2+O_2)

$$x(t+\Delta t) - x(t) = 0,1\Delta t - \left[\frac{x(t)}{200} \cdot 0,1\Delta t + 0((\Delta t)^2) \right].$$

Разделив на Δt и перейдя к пределу при $\Delta t \rightarrow 0$ получим

$$\frac{d(x)}{dt} = 0,1 - \frac{x(t)}{200} \cdot 0,1 \quad \text{или} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{200 - x}{2000}.$$

Решая это уравнение, получим $x = 200 + ce^{-\frac{1}{2000}}$.

С помощью начального условия $x(0)=160$ находим постоянную c

$$160 - 200 + c; \quad c = -40.$$

Следовательно,

$$x = 200 - 40e^{-\frac{1}{2000}}.$$

Далее определяется время t через которое выработка будет содержать 99% (N_2+O_2), т.е. 1980 м^3 .

$$1980 - 2000 - 40e^{-\frac{t}{2000}};$$

$$-0,05e^{\frac{1}{2000}} = 20,$$

т.е. $t = 2000 \ln 200$

$$\ln 200 = 5,298 = 5,00.$$

Следовательно $t = 10000$ сек = 67 минут.

Выводы

Основные результаты исследований выполненных в настоящей главе сводятся к следующему:

- разработана методика расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания с использованием характеристики вентилятора и графика мощности вентилятора в зависимости от величины подачи воздуха;
- установлено, что использование в методике расчёта систем местного проветривания характеристики и графика зависимости мощности вентилятора от величины подачи воздуха, позволяет получить исходные данные для расчёта и более обоснованные его результаты;
- разработан аналитический метод определения параметров систем местного проветривания при совместной работе вентиляторов на жесткий и гибкий трубопроводы;
- разработан метод расчета параметров системы местного проветривания по газовому фактору с учетом стационарного и нестационарного газодинамических явлений, которые характеризуются периодическими колебаниями дебита за счет рассредоточенного во времени проявления технологических и геомеханических воздействий на породугольный массив и включения в процесс газовыделения источников, сопутствующих этим воздействиям;
- разработаны методы расчета вентиляционных систем местного проветривания при двух и трех параллельных гибких трубопроводах, имеющих диаметры трубопроводов, равные по величине, а также двух трубопроводов при неравных по величине диаметрах;
- дано аналитическое обоснование параметров системы при описании характеристики вентиляторов полиномами двух видов. Обоснованы коэффициенты двух формул, описывающих характеристики двух вентиляторов.

ГЛАВА 4. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

4.1. Обоснование основных аэродинамических параметров системы.

Обоснование систем местного проветривания является неотъемлемой частью проектирования вентиляции угольных шахт. Правильный выбор вентиляционного оборудования и режимов работы вентиляторов местного проветривания позволяет обеспечить тупиковые выработки необходимым количеством воздуха для соблюдения требований ПБ [3] и обеспечить тем самым безопасность горных работ.[81]

При нагнетательном способе проветривания тупиковой выработки депрессия трубопровода определяется формулой [19]

$$h_{mp} = R_{mp} Q_в + v_{cp}^2 \rho / 2, \quad (4.1)$$

где $R_{тр}$ – аэродинамическое сопротивление трубопровода, $\frac{H \cdot c^2}{m^8}$;

$Q_в$ – подача вентилятора, m^3/c ;

$Q_з$ – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство выработки, m^3/c ;

v_{cp} – средняя скорость движения воздуха на выходе из трубопровода, m/c ;

ρ – плотность воздуха, kg/m^3 .

Аэродинамическое сопротивление трубопровода может определяться

$$R_{mp} = r l_{mp}, \quad (4.2)$$

где r – удельное аэродинамическое сопротивление трубопровода без учета утечек воздуха, $к\mu/m$;

$l_{тр}$ – длина трубопровода, m .

Для труб типа 1А и 1В при длине звена трубопровода 20 м и диаметра трубопровода в пределах 0,2...1,0 м согласно материалам Руководства [51] удельное сопротивление трубопровода можно описать уравнением [51].

$$r = 0,005 D_{тр}^{-4,76}, \quad (4.3)$$

где $D_{тр}$ – диаметр гибкого трубопровода, m .

Зависимость между $Q_в$ и $Q_з$ определяется выражением

$$Q_в = k_{ут} Q_з, \quad (4.4)$$

где $k_{ут}$ – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе.

Согласно материалам Руководства [51] коэффициент утечек воздуха для труб типа М при 20 м звеньях описывается формулой

$$K_{ym} = 1,04 + 0,0005l_{mp}. \quad (4.5)$$

Депрессия гибкого трубопровода с достаточной точностью описывается формулой.

$$h_{mp} = 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3^2. \quad (4.6)$$

Характеристика вентилятора местного проветривания (ВМП) в пределах рабочей зоны может описываться уравнением

$$h_g = a_0 - a_1Q_g, \text{ даПа} \quad (4.7)$$

где a_0, a_1 – константы аппроксимационного уравнения.

Для вентилятора ВМ-5 уравнение (4.1) при угле поворота лопаток 0° будет в виде

$$h_g = 467,12 - 85,71K_{ym}Q_p \quad (4.8)$$

Математическая модель вентиляционной системы в развернутом виде с гибким трубопроводом будет

$$0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3. \quad (4.9)$$

Уравнение (4.9) позволяет для работающего вентилятора определить один из параметров $D_{тр}$, $l_{тр}$, Q_3 при заданных двух других.

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки при известном диаметре трубопровода и длине, определяется формулой

$$Q_3 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2a_0}}{2A_2}, \quad (4.10)$$

где $A_1 = a_1(1,04 + 0,0005l_{mp})$, $A_2 = 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})$.

При работе ВМП ВМ-5 с $\theta = 0^\circ$, $D_{тр} = 0,8$ м, $l_{тр} = 500$ м, $Q_3 = 3,79$ м³/с.

При этом подача в пределах зоны промышленного использования вентилятора $Q_b = 3,79$ м³/с.

При известном диаметре трубопровода заданный расход воздуха в призабойное пространство тупиковой выработки определяется при решении уравнения

$$l_{mp} = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2A_0}}{2A_2}, \quad (4.11)$$

где $A_1 = 0,0052D_{mp}^{-4,76}Q_3^2 + 0,00052a_1Q_3$; $A_2 = 0,0000025D_{mp}^{-4,76}Q_3^2$; $A_0 = a_11,04Q_3 - a_0$.

При $D_{тр} = 0,8$ м, $Q_3 = 3$ м³/с $l_{тр} = 659,38$ м.

Подача вентилятора $Q_6 = 4,1$ м³/с, т.е. в пределах зоны промышленного использования.

При известной длине трубопровода заданный расход воздуха поступает на конец трубопровода при диаметре, определяемом уравнением

$$D_{mp} = \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^{0,21}, \quad (4.12)$$

где $A_1 = 0,005l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3^2$, $A_2 = a_0 - 25,71(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3$.

При $l_{тр} = 1000$ м, $Q_3 = 2$ м³/с $D_{тр} = 0,67$ м.

При последовательной установке двух ВМП напорные характеристики описываются формулами

$$\left. \begin{aligned} h_{61} &= a_0 - a_1Q_{61}^2 \\ h_{62} &= b_0 - b_0Q_{62}^2 \end{aligned} \right\}, \quad (4.13)$$

где $h_{в1}$ и $h_{в2}$ – давление вентиляторов, даПа, $Q_{в1}$, $Q_{в2}$ – подача вентиляторов, м³/с.

При последовательной установке вентиляторов результирующее давление равно сумме их парциальных давлений при равенстве их величины подачи.

$$\left. \begin{aligned} h_6 &= h_{61} + h_{62} \\ Q_6 &= Q_{61} = Q_{62} \end{aligned} \right\}. \quad (4.14)$$

Вентиляционная система при последовательной работе двух ВМП описывается уравнением

$$rl_{mp}k_{ym}Q_3^2 = (a_1 + b_1)k_{ym}Q_3. \quad (4.15)$$

Уравнение (4.15) можно записать в виде

$$\begin{aligned} 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3^2 &= (a_0 + b_0) - (a_1 + b_1) \times \\ \times (1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3 & \end{aligned} \quad (4.16)$$

Расход воздуха, поступающего на конец трубопровода, в призабойное пространство будет определяться при решении уравнения

$$Q_3 = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4B_2B_0}}{2B_2}, \quad (4.17)$$

где $B_1 = (a_1 + b_1)(1,04 + 0,0005l_{mp})$;
 $B_2 = 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})$,
 $B_0 = a_0 + b_0$.

Характеристика ВМП ВМ-5 при $\theta = -20$ описывается уравнением

$$h_g = 357,76 - 55,55Q. \quad (4.18)$$

При диаметре трубопровода $D_{тр} = 0,8$ и длине $l_{тр} = 500$ м два ВМП – ВМ-5 при углах наклона лопаток колеса вентилятора 0^0 и -20^0 подадут в призабойное пространство $Q_3 = 3,79$ м³/с.

Определение длины трубопровода на конец которого при известном диаметре можно подать необходимое количество воздуха Q_3 при работе двух ВМП определяется при решении уравнения

$$l_{mp} = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4B_2B_0}}{2B_2} \quad (4.19)$$

где $B_1 = 0,0052D^{-4,76}Q_3^2 + 0,0005(a_1 + b_1)Q_3$;
 $B_2 = 0,0000025D^{-4,76}Q_3^2$;
 $B_0 = 1,04(a_1 + b_1)Q_3 - (a_0 + b_0)$.

При работе двух указанных ВМП диаметре 0,8 м на конец трубопровода можно подать количество воздуха $Q_3 = 4$ м³/с, при длине трубопровода $l_{тр} = 947$ м.

При известной длине трубопровода, необходимый расход воздуха на конец трубопровода который будет поступать при диаметре трубопровода определяемом при решении уравнения

$$D_{mp} = \left(\frac{B_1}{B_2} \right)^{0,21} \quad (4.20)$$

где $A_1 = 0,005l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3^2$;
 $A_2 = (a_0 + b_0) - (a_1 + b_1)(1,04 + 0,0005l_{mp})Q_3^2$.

При работе установленных каскадом ранее указанных ВМП и при длине трубопровода 1000 м расход воздуха 2 м³/с можно подать при диаметре трубопровода $D_{тр} = 0,59$ м.

При параллельной установке двух ВМП результирующий дебит равен сумме дебитов двух вентиляторов при сохранении постоянной депрессии

$$\left. \begin{aligned} h_g &= h_{g1} = h_{g2} \\ Q_g &= Q_{g1} + Q_{g2} \end{aligned} \right\} \quad (4.21)$$

Математическая модель вентиляционной системы местного проветривания при параллельной работе двух вентиляторов на трубопровод может быть описана системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} 0,005l_{mp}D_{mp}^{-4,76}(Q_{31} + Q_{32})^2 K_{ym} &= (a_0 - a_1Q_{31}K_{ym}) \\ 0,005l_{mp}D_{mp}^{-4,76}(Q_{31} + Q_{32})^2 K_{ym} &= (b_0 - b_1Q_{32}K_{ym}) \end{aligned} \right\} \quad (4.22)$$

где Q_{31} и Q_{32} – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство вследствие работы соответственно первого и второго параллельно работающих вентиляторов местного проветривания. Согласно этих уравнений

$$a_0 - a_1Q_{31}K_{ym} = b_0 - b_1Q_{32}K_{ym}$$

или

$$Q_{32} = \frac{b_0 - a_0}{b_1K_{ym}} + \frac{a_1}{b_1}Q_{31} \quad (4.23)$$

Тогда первое уравнение системы (4.22) будет

$$\begin{aligned} 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp} \left(Q_{31} + \frac{b_0 - a_0}{b_1(1,04 + 0,0005l_{mp})} + \frac{a_1}{b_1}Q_{31} \right)^2 (1,04 + 0,0005l_{mp}) &= \\ = a_0 - a_1Q_{31}(1,04 + 0,0005l_{mp}) \end{aligned} \quad (4.24)$$

Для определения Q_{31} используется метод последовательных приближений. Уравнение (4.6) можно записать в виде

$$A_1(A_2 + (1 + A_3)Q_{31})^2 A_4 + A_5Q_{31} - a_0 = 0 \quad (4.25)$$

где $A_1 = 0,005D_{mp}^{-4,76}l_{mp}$;

$$A_2 = \frac{b_0 - a_0}{b_1(1,04 + 0,0005l_{mp})};$$

$$A_3 = \frac{a_1}{b_1};$$

$$A_4 = 1,04 + 0,0005l_{mp};$$

$$A_5 = a_1(1,04 + 0,0005l_{mp}).$$

При работе двух ВМП ВМ-5 при $D_{тр} = 0,8$ м и $l_{тр} = 500$ м на конец трубопровода будет поступать расход воздуха

$$Q_{31} = 2,73 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.26)$$

В соответствии с формулой (4.5) $Q_{3п} = 2,67 \text{ м}^3/\text{с}$.

Суммарный расход воздуха по трубопроводу

$$Q_3 = Q_{31} + Q_{32} = 2,73 + 2,67 = 5,4 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.27)$$

Длина трубопровода, при которой при параллельной установке вентиляторов можно подать необходимый расход воздуха определяется при решении одного из уравнений системы (4.22)

$$l_{mp} = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2A_0}}{2A_2} \quad (4.28)$$

При параллельной работе двух равных по производительности ВМП

$$A_1 = 0,0052D^{-4,76} 4Q_{31}^2 + 0,0005a_1Q_{31};$$

$$A_2 = 0,0000025D^{-4,76} 4Q_{31}^2; A_0 = 1,04a_1Q_{31} - a_0.$$

При работе двух ВМП ВМ-5 при $\theta = 0$ $Q_3 = 2,73 \cdot 2 = 5,46$ и $D = 0,8$ длина трубопровода будет $l_{тр} = 340,7$ м.

Математическая модель вентиляционной системы местного проветривания при работе ВМП на два и больше параллельно проложенных трубопровода с диаметрами равными по величине

$$\frac{0,005l_{mp}Q_3^2K_{ym}}{n^2D^{4,76}} = a_0 - a_1Q_3K_{ym}, \quad (4.29)$$

где n – количество параллельно проложенных трубопроводов,

Q_3 – суммарный расход воздуха, проходящего в призабойное пространство по трубопроводам.

Расход воздуха Q_3 определяется при решении уравнения

$$Q_3 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2a_0}}{2A_2}, \quad (4.30)$$

где $A_1 = a_1(1,04 + 0,0005l_{mp})$,

$$A_2 = 0,005n^{-2}D^{-4,76}l_{mp}(1,04 + 0,0005l_{mp}).$$

При работе ВМП ВМ-5 на два параллельных $l_{тр} = 500$ м трубопровода в призабойное пространство поступает $Q_3 = 3,90 \text{ м}^3/\text{с}$, при работе на три параллельных $Q_3 = 4,07 \text{ м}^3/\text{с}$.

Длина трубопроводов на конец которых в призабойное пространство при работе ВМП на два и более диаметра трубопровода известной величины заданный расход воздуха определяется при решении уравнения

$$l_{mp} = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2A_0}}{2A_2},$$

где $A_1 = 0,0052D_{mp}^{-4,76}Q_3^2n^{-2} + 0,00050a_1Q_3$;

$A_2 = 0,0000025D_{mp}^{-4,76}n^{-2}Q_3^2$;

$A_0 = a_11,04Q_3 - a_0$.

Расход воздуха по двум параллельным трубопроводам $Q_3 = 4 \text{ м}^3/\text{с}$ диаметром 0,8 м двумя ВМП ВМ-5 при $\theta = 0$ можно подать на длину 561 м.

4.2. Определение параметров системы с учетом изменения концентрации метана на исходящей струе

Метановыделение в тупиковую выработку (I_n , $\text{м}^3/\text{мин}$), проводимую по угольному пласту, определяется суммой [50]

$$I_n = I_{нов} + I_{оуп}, \quad (4.31)$$

где $I_{нов}$ – метановыделения с неподвижных обнаженных поверхностей угольного пласта, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$I_{оуп}$ – метановыделение из отбитого угля, $\text{м}^3/\text{мин}$.

$$I_{нов} = 2,3 \cdot 10^{-2} m_n v_n (x - x_0) K_m, \quad (4.32)$$

где m_n – полная мощность угольного пласта, м;

v_n – проектная скорость подвигания тупиковой выработки, $\text{м}^3/\text{сут}$;

x_n – природная метаноносность пласта, $\text{м}^3/\text{т с. б. м}$;

x_0 – остаточная метаноносность угля, $\text{м}^3/\text{т}$,

$$x = x_r K_{WA3}, \quad (4.33)$$

где x_r – природная метаноносность пласта, $\text{м}^3/\text{т}$, принимается по данным геологической разведки.

$$x_0 = x_{o2} K_{WA3}, \quad (4.34)$$

где x_{o2} – остаточная метаноносность угля, $\text{м}^3/\text{т с б м}$ принимается по табл. 3.1 [4];

K_{WA3} – коэффициент пересчета метанообильности пласта на уголь (дол. ед.).

$$K_{W A_3} = \frac{100 - W - A_3}{100},$$

W, A_3 – остаточная пластовая зольность и влажность угля,

K_T – коэффициент, учитывающий изменение метановыделения во времени, доли ед. ,принимается по табл. 3.2 [4].

Принимая $T_c = 150$ сут., при $m_n = 0,9$ м, $V_n = 3$ м/сут, $(x - x_0) = 6$, $K_T = 0,97$, $I_{пов} = 0,36$ м³/мин.

При проходке выработок буровзрывным способом

$$I_{оуп} = 9 \cdot 10^{-3} S_{уч} l_{вз} j(x - x_0), \quad (4.35)$$

где $S_{уч}$ – площадь забоя тупиковой выработки по углю, м²,

$l_{вз}$ – подвигание угольного забоя за взрывание, м;

j – плотность угля, т/м³.

При $S_{уч} = 5,0$ м², $\gamma = 1,3$ т/м³, $l_{вз} = 1,5$ м, $x - x_0 = 6,17$, $I_{оуп} = 0,54$ м³/мин.

Характеристика ВМП может описываться уравнением

$$h_B = a_0 - a_1 Q_B. \quad (4.36)$$

Например, ВМП ВМ-5 при угле наклона лопаток колеса вентилятора $\theta = 20^\circ$

$$h_B = 518,9 - 89,55 Q_B$$

или уравнением

$$h_B = b_0 - b_1 Q_B^2, \quad (4.37)$$

Например, ВМП ВМЦ-6 при угле наклона лопаток направляющего аппарата $\theta = 20^\circ$

$$h_B = 750 - 9,375 Q_B. \quad (4.38)$$

В формулах (4.36) и (4.37):

h_B – давление вентилятора ВМП, даПа;

Q_B – подача ВМП, м³/с;

a_0, a_1, b_0, b_1 – константы аппроксимационных уравнений.

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки $Q_{зп}$ (м³/с) определяется

$$Q_{зп} = K_{ут} Q_B, \quad (4.39)$$

$K_{ут}$ – коэффициент утечек воздуха в трубопроводе.

Коэффициент утечек воздуха для труб типа М при 20 метровых звеньях по материалам Руководства [9] может описаться уравнением

$$K_{ym} = 1,04 - 0,0005l_{mp}, \quad (4.40)$$

где $l_{тр}$ – длина трубопровода (участка), м.

Аналитическая модель вентиляционной системы местного проветривания, содержащая характеристику вентилятора ВМП ВМ-5

$$\frac{6,48\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5} Q_{zn}^2 K_{ym} = a_0 - a_1 Q_{zn} K_{ym}, \quad (4.41)$$

где α – коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода, даПа $\text{с}^2/\text{м}^2$;

$d_{тр}$ – диаметр трубопровода, м.

Аналитическая модель вентиляционной системы, содержащей характеристику (4.38)

$$\frac{6,48\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5} Q_{zn}^2 K_{ym} = b_0 - b_1 Q_{zn}^2 K_{ym}^2, \quad (4.42)$$

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство при работе ВМП, характеристика которого описывается уравнением (4.36) определяется

$$Q_{zn} = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2 a_0}}{2A_2}, \quad (4.43)$$

где $A_1 = a_1(1,04 + 0,0005l_{mp})$, $A_2 = \frac{6,48\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5}(1,04 + 0,0005l_{mp})$.

Расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки при работе ВМП, характеристика которого описывается уравнением (4.37) определяется

$$Q_{zn} = \sqrt{\frac{b_0}{B_1 + B_2}}, \quad (4.44)$$

где $B_1 = \frac{6,48\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5}(1,04 + 0,0005l_{mp})$; $B_2 = b_1(1,04 + 0,0005l_{mp})^2$.

Концентрация метана на исходящей струе из тупиковой выработке определяется выражением

$$c = \frac{1,67(I_{нов} + I_{оув})}{0,017(I_{нов} + I_{оув}) + Q_{zn}}, \% \quad (4.45)$$

при соблюдении неравенства

$$c \leq 1\%, \quad (4.46)$$

В случае, если неравенство (4.46) не соблюдается, приводится изменение режима работы ВМП путем изменения угла установки лопаток рабочего колеса ВМП или угла поворота лопаток направляющего аппарата.

Возможным решением поставленной задачи может применяться дегазация разработанного пласта.

При работе ВМП ВМ-5 $Q_{зп} = 5,1 \text{ м}^3/\text{с}$

$$c = \frac{1,67(0,36 + 0,54)}{0,017(0,36 + 0,54) + 5,1} = 0,29 \text{ \%}.$$

При работе вентилятора ВМЦ-6, $Q_{зп} = 6,32 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$c = \frac{1,67(0,36 + 0,54)}{0,017(0,36 + 0,54) + 6,32} = 0,24 \text{ \%}.$$

При взрывном способе выемки угля в тупиковых выработках, проводимых по угольным пластам (для шахт опасных по газу), расход воздуха определяется по формуле

$$Q_{зп21} = \frac{Sl_{з.мп}}{k_{м.д.}} \left[\frac{71I_{зп\max}}{Sl_{з.мп}(c_{\max} - c_0) + 18I_{зп\max}} \right]^2, \quad (4.47)$$

где S – площадь поперечного сечения выработки в свету, м^2 ;

$l_{з.мп}$ – расстояние от конца вентиляционного трубопровода до забоя выработки, м;

$k_{м.д.}$ – коэффициент турбулентной диффузии;

$I_{зп\max}$ – максимальное метановыделение в призабойное пространство после взрывания по углю, $\text{м}^3/\text{мин}$;

c_{\max} – допустимая максимальная концентрация метана в призабойном пространстве после взрывания по углю, %; c_0 – концентрация метана в воздухе, поступающем в тупиковую выработку, определяемой по формуле (4.43)

$$Q_{зп\text{г}1} \leq Q_{зп} \quad (4.48)$$

Расчет расхода воздуха для проветривания тупиковой выработки по газам, образующимся при взрывных работах, производится по формуле [7]

$$Q_{зп22} = \frac{2,25}{T} \sqrt[3]{\frac{V_{вв} \bar{S}^2 l_n^2 k_{обв}}{k_{м.мп}^2}}, \quad (4.49)$$

где $V_{вв}$ – объем вредных газов, образующихся после взрывных работ, л;

$$V_{вв} = 100B_{ыз} + 40B_{нор}, \quad (4.50)$$

$B_{уг}, B_{пор}$ – масса одновременно взрываемого ВВ по углю и породе, кг;

T – время проветривания выработки после взрывания, мин;

\bar{S} – средняя площадь поперечного сечения выработки в свету при переменном сечении, м²;

l_n – длина тупиковой части выработки, м, для горизонтальных и наклонных тупиковых выработок длиной 500 м и более вместо l_n подставляется критическая длина $l_{н.кр}$ равна 500 м.

Расход воздуха, определяемый по формуле (4.49) должен быть не более расхода воздуха, определяемого по формуле (4.43) или (4.44).

В первом приближении за критическую длину выработки можно принимать длину выработки, равную расстоянию от забоя выработки (места взрывания заряда ВВ) до поперечного сечения выработки, где концентрация вредных веществ в результате взрывания заряда снижается до 0,008%.

4.3. Определение параметров вентиляционной системы по критерию минимума затрат энергии

4.3.1. Обоснование параметров вентиляции участков трубопровода

При расчётах определяются оптимальные значения движения воздуха на участках, диаметр труб участка, аэродинамическое сопротивление 1 пог. м участка. Критерием оптимальности приняты стоимости амортизации и ремонта участка трубы в течение 1 года и стоимость электроэнергии, затрачиваемой вентиляторной установкой на продвижение воздуха на этом участке. [98] Расходы на амортизацию и ремонт трубопровода принимаются в % от стоимости трубы. Стоимость 1 пог. м трубы определяется эмпирической формулой вида

$$k_m = k_0 + k_1 D + k_2 D^2, \quad (4.51)$$

где D – диаметр трубы на участке, м;

k_0, k_1, k_2 – коэффициенты эмпирической формулы.

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой вентиляторной установкой на продвижение воздуха по участку с достаточной точностью можно определить по формуле [4]

$$W_s = \frac{Q_y h_y}{1000 \eta_s} T_i C, \quad (4.52)$$

где Q_y – расход воздуха, проходящего на участке, м³/с;

h_y – депрессия участка, Па;

η_s – коэффициент полезного действия вентилятора;

T – число часов работы вентилятора в течение года;

C – стоимость 1 кВт ч потребляемой энергии, грн.

При расчёте параметров участка определяется оптимальная скорость

движения воздуха, оптимальный диаметр и оптимальные потери давления на 1 пог. м трубопровода.

Стоимость затрат электроэнергии в течение года вентилятором на продвижение воздуха в простом участке трубопровода в сумме со стоимостью амортизации и ремонта участка трубы в течение года равна:

$$Z = \frac{Q}{1000\eta_e} \left[\frac{4\alpha L}{D} U^2 TC \right] + 0,01rL(k_0 + k_1 D + k_2 D^2), \quad (4.53)$$

где α – коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода, Н·с²/м⁴;
 r – процент стоимости участка трубы, отчисляемый на амортизацию и ремонт, %.

Выражаем диаметр через расход и скорость движения воздуха по трубе, используя закон непрерывности потока [35]

$$D = 1,13 \frac{Q^{0,5}}{V^{0,5}}, \quad (4.54)$$

тогда уравнение (4.53) запишется в виде

$$Z = \frac{Q}{1000\eta_e} \left[\frac{2,12\beta L v^{0,5}}{Q^{0,5}} v^2 TC \right] + \frac{rL}{100} \left[k_0 + 1,13k_1 \frac{Q^{0,5}}{v^{0,5}} + 1,28k_2 \left(\frac{Q^{0,5}}{v^{0,5}} \right)^2 \right], \quad (4.55)$$

где β – безразмерный коэффициент трения; $\beta = 1,67\alpha$.
 v – скорость движения воздуха, м³/с.

$$\frac{dZ}{dv} = 2,5 \cdot 0,0021\beta L Q^{0,5} TC v^{1,5} - 0,0127Lk_2 \frac{Q}{v^2} - 0,5 \cdot 0,0113Lk_1 \frac{Q^{0,5}}{v^{0,5}} = 0. \quad (4.56)$$

Принимая исходные данные: $\beta = 0,03$; $L = 500$ м; $Q = 0,6$ м³/с;
 $T = 24 \cdot 365 = 8760$ ч; $C = 0,167$ грн, $k_2 = 24,365$, $k_1 = 111,35$ т. к. $\frac{d^2W}{dv^2} > 0$,
экономически выгодная скорость будет $v_{opt} = 2,449$ м/с.

Для принятых исходных данных диаметр, соответствующий экономически выгодной скорости:

$$D = 1,130,6^{0,5} / 2,449^{0,5} = 0,56 \text{ м}$$

4.3.2. Расчет параметров вентиляционной системы при каскадной установке вентиляторов

Математическая модель вентиляционной системы (4.9) позволяет определить экономически целесообразный диаметр гибкого трубопровода при работе двух вентиляторов, установленных каскадом.

Расход воздуха, поступающего в трубопровод при двух вентиляторах

$$Q_B = \sqrt{\frac{a_0 + b_0}{rl_{mp} + (a_1 + b_1)}}. \quad (4.57)$$

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой двумя вентиляторами

$$W'_{эл} = \frac{5 \cdot 10^{-6} (a_0 + b_0)^{1,5} l_{mp} \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2}{\eta_B [0,005 d_{mp}^{-1,59} l_{mp} + (a_1 + b_1) d_{mp}^{3,17}]^{1,5}} T \cdot C_3. \quad (4.58)$$

Принимая затраты на амортизацию и ремонт трубопровода согласно формуле (4.51), критическое значение диаметра трубопровода определяется при решении уравнения

$$\frac{d(W'_{эл} + Z_{mp})}{d(d_{mp})} = - \frac{[z 0,00795 d_{mp}^{-2,59} l_{mp} + 3,17 (a_1 + b_1) d_{mp}^{2,17}] T \cdot C}{\eta_B [0,005 d_{mp}^{-1,59} l_{mp} + (a_1 + b_1) d_{mp}^{3,17}]^{1,5}} + \frac{2,41 d_{mp} l_{mp} r_3}{100} = 0, \quad (4.59)$$

где

$$z = 5 \cdot 10^{-6} (a_0 + b_0)^{1,5} l_{mp} \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2.$$

Уравнение (4.59) можно решить путем последовательного перебора значений величины диаметра d_{mp} .

Принимая работу двух вентиляторов ВМЦ-6 с углом поворота лопаток направляющего аппарата 30° и 40° , $r_3 = 60\%$ и те же другие исходные данные, критическое значение диаметра будет $d_{mp.к} = 0,60$ м, так как с увеличением $d_{mp.к}$ производная функции возрастает, то $0,60$ м будет экономически выгодное значение диаметра.

При определении экономически целесообразного диаметра жесткого трубопровода определяются минимальные суммарные затраты на расход электроэнергии и на амортизацию и ремонт металлического трубопровода при заданном времени работы вентилятора.

Стоимости расхода электроэнергии и амортизации металлического трубопровода определяется уравнением

$$\sum Z = \frac{K_{ym.mp} Q_B^3 R_{mp}}{1000 \eta_B} T \cdot c + (f_2 D^2 + f_0) \frac{Lr}{100}, \quad (4.69)$$

где Q_B и R_{mp} – подача и аэродинамическое сопротивление трубопровода, T – число часов работы вентиляторов за рассматриваемый период,

c – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, грн;

D – диаметр трубопровода, м;

f_0, f_2 – коэффициенты в формуле, определяющей стоимость 1 м труб; принимается $f_0 = 21,33; f_1 = 13,14$;

r – % от стоимости трубопровода на амортизацию и ремонт.

При определении критической величины диаметра трубопровода решается уравнение

$$\frac{d\Sigma 3}{dD} = 0. \quad (4.70)$$

При последовательной установке двух вентиляторов суммарная величина подачи вентиляторов определяется

$$Q_B = \sqrt{\frac{a_0 + b_0}{R_{mp} + (a_1 + b_1)}}. \quad (4.71)$$

Стоимость электроэнергии

$$W_{эл} = \frac{0,0065K\alpha L_{mp} (a_0 + b_0)^{1,5} T \cdot c}{\eta_B D^{5+m} \left[\frac{6,5\alpha L_{mp}}{D^5} + (a_1 + b_1) \right]^{1,5}}. \quad (4.72)$$

Рассматривая (L_{mp}) как параметр функции $f(L, D)$, минимальная стоимость электроэнергии определяется при взятии квадратуры

$$\frac{df(L, D)}{dL_{mp}} = \frac{d}{dL_{mp}} \int_{L_u}^{L_{mp}} \frac{0,0065K\alpha L (a_0 + b_0)^{1,5} T \cdot c}{\eta_B \left[(a_1 + b_1)^{m_1} + 6,5\alpha L D^{-m_2} \right]^{1,5}} dD, \quad (4.73)$$

где $m_1 = \frac{5 + m}{1,5},$

$$m_2 = \frac{-2,5 + m}{1,5}$$

Так как L_{mp} – переменная величина, то производная интеграла по верхнему пределу совпадает с подынтегральной функцией.

Производная подынтегральной функции

$$\frac{d(W_{эл})}{dD} = - \frac{0,0097K\alpha L_{mp} (a_0 + b_0)^{1,5} \left[m_1 (a_1 + b_1) D^{m_1-1} - 6,5m_2\alpha L_{mp} D^{m_2-1} \right] T \cdot c}{\eta_B \left[(a_1 + b_1) D^{m_1} + 6,5\alpha L_{mp} D^{m_2} \right]^{2,5}} \quad (4.74)$$

Затраты на амортизацию трубопровода определяются уравнением

$$\frac{d(3_{mp})}{dD} = 2f_2 D \frac{L_{mp} \cdot r}{100}. \quad (4.75)$$

При последовательной установке двух ВМП ВМЦ-6 при углах 30° ($a_0 = 750$, $a_1 = 9,375$) и 40° ($b_0 = 826,121$, $b_1 = 13,636$), $K_{ym.cm} = 0,003$, $l_{зб} = 4$ м, $\alpha = 0,0003$, $L_{mp} = 600$ м, $f_2 = 21,33$, $e = 0,3$ грн, $T = 3600$, $r = 12\%$, $K = 1,406$, $m_1 = 3,703$, $m_2 = 2,297$ критическая величина диаметра трубопровода равна 1,1 м.

Так как при $D = 1,2 \frac{d(3_{эл} + 3_{mp})}{dT} > 0$, то экономически целесообразной является величина диаметра $D_{он} = 1,1$ м.

При установке каскадом двух одинаковых вентиляторов критическое значение величины диаметра трубопровода определяется при решении уравнения

$$\frac{d(W_{эл} + 3_{mp})}{dD} = - \frac{0,0274 K \alpha L a_0^{1,5} [2m_1 a_1 D^{m_1-1} + 6,5m_2 \alpha L_{mp} D^{m_2-1}] T \cdot c}{\eta_B [2a_1 D^{m_1} + 6,5\alpha L_{mp} D^{m_2}]^{2,5}} + 2f_2 D \frac{Lr}{100} = 0 \quad (4.76)$$

При параллельной установке двух одинаковых вентиляторов на жесткий трубопровод стоимость электроэнергии, затрачиваемой ВМП, определяется формулой

$$W_{эн} = \frac{RK_{ym.mp} 8 \left(\frac{a_0}{a_1 + R} \right)^{1,5} T \cdot c}{1000\eta_B}. \quad (4.80)$$

или в развернутом виде

$$W_{эн} = \frac{0,052\alpha L_{mp} K a_0^{1,5} T \cdot c}{\eta_B (a_1 D^{m_1} + 6,5\alpha L_{mp} D^{m_2})^{1,5}}. \quad (4.8)$$

Критическая величина диаметра трубопровода определяется при решении уравнения

$$d(W_{эн} + 3_{mp}) = \frac{-0,078\alpha L_{mp} K a_0^{1,5} (m_1 a_1 D^{m_1-1} + 6,5\alpha L_{mp} D^{m_2-1}) T c}{\eta_B (a_1 D^{m_1} + 6,5\alpha L_{mp} D^{m_2})^{2,5}} + 2f_2 D \frac{Lr}{100} = 0 \quad (4.82)$$

При параллельной установке двух ВМП – ВМЦ-6 с углом установки лопаток 30° ($a_0 = 750$, $a_1 = 9,375$) длине трубопровода 800 м ($m_1 = 3,85$, $m_2 = -0,888$) затраты на амортизацию жесткого трубопровода 43% при длине трубопровода 800 м. критическая величина диаметра трубопровода 0,8 м. Доказано, что эта величина обеспечит минимум затрат, поэтому оптимальная величина диаметра $D_{опт} = 0,8$ м.

В последнее время широкое применение для проветривания тупиковых выработок нашел синтетический рукав, который помещается в трубопровод и перекрывает внутреннюю поверхность и стыки, чем существенно уменьшает утечки воздуха и аэродинамическое сопротивление трубопровода.

Синтетические рукава под наружную оболочку трубопровода вводятся непосредственно в выработку. В процессе работы наращивание рукава ведется через каждые 100—200 м по мере проведения подготовительной выработки и удлинения вентиляционного става.

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой на движение воздуха по трубопроводу, определяется по формуле [50, 83]

$$W_{эл} = \frac{Q_B h_B}{1000 \eta_B} T C_э, \quad (4.83)$$

где η_B – КПД вентилятора, доли ед;

T – число часов работы вентилятора в течение расчетного периода, ч;

$C_э$ – стоимость 1 кВт·ч потребляемой электроэнергии, грн/кВт·ч.

Стоимость 1 м полихлорвинилового трубопровода определяется формулой

$$З_{mp} = 2,82 + 120,5 d_{mp}^2.$$

Суммарная стоимость электроэнергии и затрат на ремонт и амортизацию трубопровода в развернутом виде будет

$$W_э + З_{mp} = \frac{5 \cdot 10^{-6} K_{ym.mp} Q_{zn}^3 d_{mp}^{-4,76} l_{mp} \left(\frac{0,59}{K_{ym.mp}} + 0,41 \right)^2}{\eta_B} T \cdot C_э + \frac{(2,82 + 120,5 d_{mp}^2) l_{mp} r_3}{100},$$

где r_3 – % стоимости затрат на амортизацию и ремонт.

Критическое значение d_{mp} определяется при решении уравнения

$$\frac{d(W_э + З_{mp})}{d(d_{mp})} = \frac{8,4 \cdot 10^{-7} Q_{zn}^3 l_{mp} d_{mp}^{-5,76} (1,439 K_{ym.mp}^{0,5} + K_{ym.mp}^{1,5})^2}{\eta_B} T \cdot C_э + \frac{2,41 d_{mp} l_{mp} r_3}{100} = 0, \quad (4.84)$$

где r_3 – % от стоимости трубопровода на амортизацию и ремонт.

Критический диаметр будет экономически целесообразным, если

$$\frac{d^2(W_э + З_{mp})}{d(d_{mp})^2} > 0.$$

При исходных данных $Q_{zn} = 6 \text{ м}^3/\text{с}$; $l_{mp} = 500 \text{ м}$; $T = 8760 \text{ ч}$, $C_э = 0,3 \text{ грн}$, $r_3 = 40\%$ – экономически выгодным будет диаметр 0,8 м.

4.3.3. Определение расхода воздуха, проходящего по трубопроводу и диаметра трубопровода.

При расчете рассматривается жесткий трубопровод местного проветривания, размещенный на вентиляционном штреке.

По суммарной стоимости расходуемой электроэнергии вентиляторами главного и местного проветривания, а также стоимости трубопровода определяются оптимальные диаметр трубопровода и расход воздуха, который проходит по трубопроводу.

Коэффициент аэродинамического сопротивления горной выработки с размещенным в ней трубопроводом определяется по формуле

$$\alpha_6 = \alpha \frac{S^3}{S_*^3}, \quad (4.85)$$

где α, α_6 – коэффициенты аэродинамического сопротивления выработки без трубопровода и с размещенным в ней трубопроводом, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$;

S – площадь поперечного сечения вентиляционного штрека, м^2 ;

S_* – площадь поперечного сечения штрека за вычетом площади поперечного сечения трубопровода, м^2 .

$$S_* = S - \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4.86)$$

где D – диаметр трубопровода, м.

Суммарная стоимость затрат описывается выражением

$$Z = \frac{\alpha_1 L_{mp} S^3 (Q - Q_1)^3 TC}{\left(S - \frac{\pi D^2}{4}\right)^6 1000 \eta_1} + \frac{6,5 \alpha_{2T} L_{mp}}{D^5} Q_1^3 \frac{TC}{1000 \eta_2} + (k_2 D^2 + k_0) \frac{r L_{mp}}{100}, \quad (4.87)$$

где Q, Q_1 – расход воздуха, проходящего по вентиляционному штреку и по трубопроводу местного проветривания, $\text{м}^3/\text{с}$;

L – расчетная длина выработки (трубопровода), м;

T – число часов работы вентиляторов главного и местного проветривания;

c – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, грн;

η_1, η_2 – КПД ВГП и ВМП соответственно;

α_T – коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода

местного проветривания и горной выработки, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$;

b_0, b_2 – коэффициенты эмпирической формулы, описывающей стоимость 1 пог.м металлического трубопровода; r – удельные затраты на амортизацию и ремонт 1 пог.м трубопровода, %.

Критические значения Q_1 и D определяются при решении системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{dZ}{dQ_1} &= -\frac{3\alpha LS^3(Q-Q_1)^2 T \cdot c}{\left(S - \frac{\pi D^2}{4}\right)^6 1000\eta_1} + \frac{3 \cdot 6,5\alpha_T L}{D^5} Q_1^2 \frac{T \cdot c}{1000\eta_2} = 0 \\ \frac{dZ}{dD} &= -\frac{6 \cdot \alpha LS^3(Q-Q_1)^3 \frac{\pi D}{4} T \cdot c}{1000\eta_2 \left(S - \frac{\pi D^2}{4}\right)^7} - \frac{5 \cdot 6,5\alpha_T L}{D^6} Q_1^3 \frac{Tc}{1000\eta_2} + 2k_2 D \frac{rL}{100} = 0 \end{aligned} \right\} (4.88)$$

Функция $f(Q_1, D)$ имеет минимум, если имеет место неравенство

$$AC - B^2 > 0, \quad (4.89)$$

где $A = \frac{d^2 Z}{dQ_1^2}$; $B = \frac{d^2 Z}{dQ_1 dD}$; $C = \frac{d^2 Z}{dD^2}$, если A (или C) положительны.

При исходных данных $\alpha = 0,015 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$; $L = 500$ м, $Q = 80$ м³/с, $S = 10$ м², $T = 8760$ ч, $c = 0,195$ грн, $\alpha_T = 0,0035$, $\eta_1 = 0,7$, $\eta_2 = 0,8$, $b_2 = 21,33$ критические значения будут равны $Q_{1\text{кр}} = 3$ м³/с, $D_{\text{кр}} = 0,9$ м.

Критические значения будут и оптимальными, так как соблюдаются неравенства

$$\frac{d^2 Z}{dQ_1^2} = 10,293; \quad \frac{d^2 Z}{dQ_1 dD} = 56,343; \quad \frac{d^2 Z}{dD^2} = 338,70.$$

Неравенство (2.24) соблюдается, поэтому экономически выгодными значениями будут $Q_{1\text{он}} = 3$ м³/с и $D_{\text{он}} = 0,9$ м.

Экономически выгодная скорость движения воздуха в трубопроводе определяется

$$V_{\text{он}} = \frac{4Q_{1\text{он}}}{\pi D_{\text{он}}^2}.$$

Для приведенных данных $V_{\text{он}} = 4,72$ м/с.

4.3.4. Определение скорости движения воздуха и диаметра трубопровода с учетом местного сопротивления

Если в состав простого участка трубы входит местное сопротивление, депрессия которого определяется по формуле [50]

$$h_{\text{м.с.}} = \xi \rho U^2 / 2, \quad (4.90)$$

где α – коэффициент местного сопротивления,
то суммарная стоимость затрат электроэнергии вентилятором на продвижение МВС на участке, включающем местное сопротивление в течение года в сумме со стоимостью амортизации и ремонта трубы в течение того же времени, будет определяться по формуле

$$Z = \frac{Q}{1000\eta_e} [(4\alpha L_{mp} D^{-1} U^2 + 0,5\xi\rho U^2) TC] + 0,01L_{mp} r(k_0 + k_1 D + k_2 D^2). \quad (4.91)$$

После исключения из формулы диаметра трубы и замены Q и α формула (4.91) примет вид

$$Z = \frac{M}{1000\eta_e \rho_{cp}} [(2,12\beta L (\rho_{cp} U M^{-1})^{0,5} + 0,5\xi\rho_{cp} U^2) TC] + 0,01rL(k_0 + k_1 D + k_2 D^2), \quad (4.92)$$

где M – массовый расход воздуха, кг/с; ($M = Q\rho_{cp}$).

Ушаков К.З. [50] считает, что если плотность МВС $\rho = var$, то расчет следует производить по массовому расходу воздуха в трубопроводе, который в соответствии с законом сохранения массы постоянен.

При решении уравнения, находим экономически выгодную скорость на участке трубы, включающей местное сопротивление

$$\frac{dZ}{dU} = \frac{MTC}{1000\eta_e \rho_{cp}} (5,3\beta L (\rho_{cp} M^{-1})^{0,5} v^{1,5} + \xi\rho_{cp} v) + 0,01rL(k_1 + 2k_2 D) = 0. \quad (4.93)$$

Принимая ранее принятые исходные данные, а также $\rho_{cp} = 1,3$, $M = 0,6 \cdot 1,3$, $\xi = 0,7$ оптимальная скорость на участке будет $U_{opt} = 2,318$ м/с.

Используя закон непрерывности, скорость воздуха определяется выражением [84]

$$v = 4Q/\pi D^2 = 1,27 Q/D^2. \quad (4.94)$$

Годовые затраты на электроэнергию, амортизацию и ремонт участка трубы находится из уравнения

$$Z = \frac{Q}{1000\eta_e} [3,87\beta L Q^2 D^{-5} TC] + 0,01rL(k_0 + k_1 D + k_2 D^2). \quad (4.95)$$

Экономически выгодный диаметр определяется при решении уравнения

$$\frac{dW}{dD} = \frac{5 \cdot 0,00387 Q^3 \beta}{\eta_e D^6} TC + 0,01r(2k_2 D + k_1) = 0. \quad (4.96)$$

Величина экономически выгодного диаметра при заданных исходных данных будет

$$D_{э.в.} = 0,37 \text{ м.}$$

При наличии местного сопротивления суммарные затраты определяются уравнением

$$З = \frac{QTC}{1000\eta_е} (2,48\alpha LQ^2 D^{-5} + 0,31\xi\rho Q^2 D^{-4}) + 0,01rL(k_0 + k_1 D + k_2 D^2). \quad (4.97)$$

Экономически выгодное значение диаметра определяется при решении уравнения

$$\frac{dЗ}{dD} = \frac{Q}{1000\eta_е} [(-5 \cdot 3,87\beta LQ^2 D^{-6} - 4 \cdot 0,806\xi\rho Q^2 D^{-5})TC] + 0,01rL(2k_2 D + k_1) = 0 \quad (4.98)$$

При заданных данных $D_{э.в.} = 0,732 \text{ м.}$

4.3.5. Определение величины аэродинамического сопротивления участка трубопровода.

Аэродинамическое сопротивление 1 пог. м трубы определяется формулой

$$R = 6,48\alpha/D^5 = 3,9\beta/D^5. \quad (4.99)$$

Диаметр трубы

$$D = \frac{1,31\beta^{0,2}}{R^{0,2}}, \quad (4.100)$$

Подставляем в формулу (4.93) вместо диаметра и скорости движения воздуха расход воздуха и аэродинамические сопротивления, получим уравнение

$$З_1 = \frac{Q^3 TC}{1000\eta_е} \left[\frac{2,4\beta \cdot 1,27^2}{\left(\frac{1,31\beta^{0,2}}{R^{0,2}}\right)^5} + \frac{0,5 \cdot 1,27^2 \xi\rho}{\left(\frac{1,31\beta^{0,2}}{R^{0,2}}\right)^4} \right] + 0,01rL \left(k_0 + k_1 \left(\frac{1,31\beta^{0,2}}{R^{0,2}}\right) + k_2 \left(\frac{1,31\beta^{0,2}}{R^{0,2}}\right)^2 \right) \quad (4.101)$$

При решении уравнения, находим экономически выгодное аэродинамическое сопротивление 1 пог. м участка трубы

$$\frac{dZ}{dR} = \frac{Q^3 TC}{1000\eta_e} \left[(2,4 \cdot 1,27^2 / 1,31^5) + 0,8 \cdot 0,5 \cdot 1,27^2 \xi \rho R^{-0,2} / (1,31^4 \beta^{0,8}) \right] +$$

$$+ 0,01rL(-0,4k_2 1,31^2 \beta^{0,4} R^{-0,6} - 0,2k_1 1,31 \beta^{0,2} R^{-0,8}) = 0. \quad (4.102)$$

При принятых исходных данных оптимальная величина аэродинамического сопротивления 1 пог. м участка трубы $R_{opt} = 122,5 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^8$.

Количество выпускаемого (засасываемого) воздуха (МВС) в местах фланцевого соединения можно обозначить через q_1, q_2, \dots, q_n и Q_0 – количество воздуха (МВС) в начальном (конечном) сечении трубопровода.

Количество воздуха (МВС), проходящее на каждом из участков, будет равно: участок первый Q_0 , участок второй $(Q_0 + q_1)$, участок третий $(Q_0 + q_1 + q_2)$, участок n – $(Q_0 + \sum_{i=1}^{n-1} q_i)$.

Длины участков обозначаются через L_1, L_2, \dots, L_n . Общее сопротивление сети равно сумме сопротивлений всех участков

$$H_0 = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_n = \sum_{i=1}^{n-1} H_i. \quad (4.103)$$

Стоимость воздухопровода равна сумме стоимости всех участков сети.

Стоимость ежегодных затрат для установки находится из выражения

$$Z = \left(Q_0 + \sum_{i=1}^{n-1} q_i \right) H_i \frac{TC}{1000\eta} + 0,01rL_T n_y (k_2 D^2 + k_1 D + k_0), \quad (4.104)$$

где $Q_0 + \sum_{i=1}^{n-1} q_i$ – производительность установки, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\sum_{i=1}^n H_i$ – потери давления в сети, Па; n_y – количество участков трубопровода.

Разработанная методика может быть использована при расчетах неразветвленных газопроводов. К ним относятся воздухопроводы местного проветривания тупиковых выработок, изолированного отвода МВС из тупика вентиляционной выработки и другие. В них выпуск или всасывание воздуха происходит в местах фланцевого соединения звеньев трубопровода по всей длине трубы. Расчёт может вестись при постоянном сечении трубопровода по всей длине.

Выводы.

Основные результаты исследований выполненных в настоящей главе сводятся к следующему:

- экономически обоснованы параметры вентиляционной системы местного проветривания при решении уравнения, связывающего одновременно мощность, депрессию и подачу вентилятора, при фиксированной величине угла установки лопаток вентилятора.

- разработана и теоретически обоснована экономико-математическая модель формализованного описания процесса изменения энергозатрат связанных с перемещением воздуха по трубопроводу, отличающаяся от известных тем, что учитывает изменение длины трубопровода при проведении тупиковой выработки и позволяет определять оптимальные параметры вентиляционной системы местного проветривания с учетом этих изменений;

- получены критерии эффективности вентиляционной системы местного проветривания;

- обоснована методика определения экономической целесообразности величины аэродинамического сопротивления трубопровода в системе проветривания тупиковых выработок;

- впервые произведено определение экономически целесообразных параметров вентиляционной системы местного проветривания с учетом параметров вентиляционных систем шахты;

- обоснована методика определения оптимальных скорости движения воздуха в трубопроводе и диаметра трубопровода при наличии на участке местного сопротивления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной монографии приведены результаты решения актуальной научно-практической задачи повышения эффективности вентиляционных систем местного проветривания угольных шахт, которая заключается в определении основных характеристик системы вентиляции тупиковых выработок на основе разработанной универсальной математической модели рассматриваемой системы в развернутом виде, позволяющей учитывать все составляющие источника тяги и воздуховода при различных вариантах проветривания.

Основные научные и практические результаты настоящей работы заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель вентиляционной системы местного проветривания, отличающаяся от известных тем, что учитывает потери давления на выходе воздушного потока из трубопровода и позволяет более точно определять параметры вентиляционной системы.

2. Получена зависимость потерь воздуха в трубопроводе от его аэродинамических параметров, позволяющая с достаточной точностью определять непроизводительные потери воздуха в трубопроводе для учета их при обеспечении необходимым количеством воздуха призабойного пространства тупиковой выработки и улучшения условий труда на рабочих местах при проведении горных выработок.

3. Установлены закономерности изменения основных аэродинамических параметров вентиляционной системы местного проветривания в зависимости от длины и диаметра трубопровода. Показано как изменяется диаметр трубопровода в зависимости от мощности и величины подачи ВМП.

4. Получены аналитические зависимости между основными параметрами, входящими в вентиляционные модели, с использованием параметрических данных напорной характеристики вентиляторов, позволяющих упрощать вентиляционные расчеты без ущерба для точности результатов. Разработана методика расчета параметров вентиляционных систем местного проветривания с использованием характеристики вентилятора и графика мощности вентилятора в зависимости от величины подачи воздуха.

5. На основании выполненных исследований влияния характеристики вентилятора на основные аэродинамические параметры вентиляционной системы местного проветривания получены одномерные выражения параболического типа позволяющие определять необходимый угол поворота лопаток с целью обеспечения поступления воздуха в конец трубопровода равном Q_{zn} , при заданной длине L и диаметре трубопровода D .

6. Разработан метод расчета параметров системы местного проветривания по газовому фактору с учетом стационарного и нестационарного газодинамических явлений, которые характеризуются периодическими колебаниями дебита за счет рассредоточенного во времени проявления технологических и геомеханических воздействий на породугольный массив и включения в процесс газовыделения источников, сопутствующих этим воздействиям.

7. Разработана и теоретически обоснована экономико-математическая модель формализованного описания процесса изменения энергозатрат связанных с перемещением воздуха по трубопроводу, отличающаяся от известных тем, что учитывает изменение длины трубопровода при проведении тупиковой выработки и позволяет определять оптимальные параметры вентиляционной системы местного проветривания с учетом этих изменений. Получены критерии эффективности вентиляционной системы местного проветривания.

8. Экономически обоснованы параметры вентиляционной системы местного проветривания при решении уравнения, связывающего одновременно мощность, депрессию и подачу вентилятора, при фиксированной величине угла установки лопаток вентилятора.

9. Обоснована методика определения экономической целесообразности величины аэродинамического сопротивления трубопровода в системе проветривания тупиковых выработок.

10. Впервые произведено определение экономически целесообразных параметров вентиляционной системы местного проветривания с учетом параметров вентиляционных систем шахты.

11. Обоснована методика определения оптимальных скорости движения воздуха в трубопроводе и диаметра трубопровода при наличии на участке местного сопротивления.

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Качурин Н.М. Прогноз выделения метана из разрабатываемого угольного пласта и обоснование динамического метода расчета количества воздуха /: Н.М. Качурин // «Форум гірників-2008»: міжнарод. наук.-техн. конф, 13-15 жовт.: тези докл. –Д., 2008.– С. 33.
2. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. – М.: Недра, 1976. – 303 с.
3. Правила безпеки у вугільних шахтах. – К., 2000.– 398 с.
4. ГОСТ 38.0597–76. Трубы вентиляционные гибкие шахтные и фасонные части к ним. – М. : Госстандарт, 1976. – 19 с.
5. Леви Г. М. Применение вентиляционных трубопроводов типа М. / Леви Г. М. – М. : Углетехиздат, 1951. – 57 с.
6. А. с. № 1150375 СССР, МКИ И 21 Г 1/00. Способ контроля работы вентилятора местного проветривания / Н.Ф.Кременчуцкий .- №36787774/25-08; заявл. 24.03.79; опубл. 24.05.80 , Бюл. № 10.
7. Сапожников М.М. Гидравлические закономерности турбулентного движения в трубах из различных материалов/ Сапожников М.М.: М.– Госстройиздат, 1964. –311 с.
8. Проветривание при проходке выработок большой длины/ Якушин Н.П.: Углетехиздат, 1959.–209 с.
9. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. – Макеевка: Донбас, 1989. – 319 с.
10. Руководство по проектированию и организации проветривания подготовительных выработок действующих шахт.– М.: МУП СССР, 1984. – 25 с.
11. Дядькин Ю. Д. Борьба с высокими температурами в глубоких шахтах и рудниках./ Дядькин Ю. Д. – М. : Углетехиздат, 1957. – 80 с.
12. Ягельский А. Н. Тепловые расчеты вентиляционного воздуха выработок с тупиковым забоем в глубоких угольных шахтах. / Ягельский А. Н. – М. : Госгортехиздат, 1960.– 144 с.
13. Баратов Э. Н., Черняк В. П. Тепловые расчеты и способы охлаждения рудничного воздуха при строительстве глубоких шахт./ Э. Н. Баратов, В. П. Черняк. – М.: Недра, 1968.– 123 с.
14. Волощук С. Н. Кондиционирование воздуха в глубоком руднике./ Волощук С. Н., Андреев Г. Г., Мельниченко В. М.– М. : Недра, 1975.– 152 с.
15. Волощук С. Н. Опыт применения передвижных холодильных установок в горной промышленности / Волощук С. Н., Андреев Г. Г., Мельниченко В. М.–М: Недра, 1968. – 42 с.
16. Воропаев А. Ф. Тепловое кондиционирование рудничного воздуха в глубоких шахтах./ Воропаев А. Ф. – М.: Недра, 1979.– 192 с.
17. Милетич А.Ф. Рудничная и промышленная аэрология./ Милетич А.Ф., Яровой И.М., Бойко В.А. – М.: Недра, 1972. – 248 с.
18. Лобаев Б.Н. Расчет воздухопроводов./ Лобаев Б.Н. – К.: Госстройиздат, 1959. – 183 с.
19. Скочинский А. А. Рудничная вентиляция./Скочинский А. А., Комаров В. В. – М. : Углетехиздат, 1959.— 632 с.

20. Ксенофонтова А. И. Проветривание глухих выработок в шахтах./ Ксенофонтова А. И., Воропаев Л. Ф.– М.: Углетехиздат, 1947. – 117 с.
21. Мясников А. А. Исследование аэродинамики вентиляционных трубопроводов и определение максимальной длины тупиковых выработок из условий проветривания / Мясников А. А., Казаков С. П., Клишкань А. Ф. // Проблемы аэрогазодинамики угольн. шахт:– междунар. науч-техн. конф. 1984 г.– тезисы доклада. – Кемерово, С. 90–98.
22. Кременчуцкий Н. Ф. Определение депрессии шахтных воздухопроводов с переменным по длине расходом воздуха / Н. Ф. Кременчуцкий // Изв. вузов. Горн. журн. – 1978. – № 10. – С. 80–83.
23. Медведев Б. И. К расчету неплотных вентиляционных воздухопроводов/ Б. И. Медведев В. П.Сухоруков // Уголь Украины.– 1988.– № 7.–С. 39 – 40.
24. Вепров В.С. Проветривание подготовительных выработок большой протяженности./ В.С. Вепров. //ЛГИ, 1977.–№3. С. 18–23.
25. Клебанов Ф. С. Расчет воздухопроводов с квадратичным законом утечек/ Ф. С. Клебанов // Вопр. аэрологии и борьбы с пылью на угольн. шахтах и разрезах.– 1978.– Вып. 170.– С. 9–17.
26. Воронин В. Н. Основы рудничной аэрогазодинамики./ В. Н. Воронин. – М.: Углетехиздат, 1951.– 492 с.
27. Мясников А.А. Совершенствование проветривания подготовительных выработок при значительной их метанообильности./ А.А. Мясников// Уголь, – 1972.– №2.–С. 24-26.
28. Вепров В.С. Проветривание выработок большой длины. Проветривание рудников Севера./ В.С. Вепров.– изд. «Наука», – Ленинград, 1972.– 166 с
29. Клебанов Ф.С. Аэродинамика труб из полимерных материалов. / Ф.С. Клебанов, Б.И. Меликеецева//Уголь.– 1977.– №4.– С.26-28.
30. Мясников А.А. Проветривание подготовительных выработок при проходке комбайном./ А.А. Мясников, С.П. Козаков.– М. :Недра, 1981.– 93 с.
31. Богомоллов Н. А. Исследование и метод аэродинамического расчета гибких вентиляционных трубопроводов/ Н. А. Богомоллов// Тр. ДПИ.– 1958, Т 20. – С. 25–41.
32. Вепров В. С. Расчет шахтных воздухопроводов при последовательной работе вентилятора частичного проветривания: автореф. дис. на соиск. науч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.26.01 «Охрана труда»/ В. С. Вепров – Днепропетровск, 1960. – 23 с.
33. Вепров В. С. Совершенствование методики расчета проветривания длинных тупиковых выработок / В. С. Вепров // Безопасность тр. в пром-ти.– 1974.– № 5.– С. 27–29.
34. Мостепанов Ю. Б. Эквивалентное отверстие утечек воздуха гибкого трубопровода/ Ю. Б. Мостепанов, В. Г. Мимоков // Изв. вузов. Горн, журн.– 1985.–№ 10.–С. 12–14.
35. Пигида Г. Л. Закон движения воздуха в неплотном воздухопроводе и расчет вентиляционных установок местного проветривания/ Г. Л. Пигида // Изв. вузов. Горн. журн.– 1985.– № 10.– С. 7–9.

36. Кряжев В. П. Закономерности изменения расхода и давления воздуха и трубах и выработках с равномерно распределенной неплотностью / Кряжев В. П. // Горн. дело. 1968, №4. – С. 111–116.
37. Федоров М. М. О подсчете параметров вентиляции при использовании вентиляторов частичного проветривания/ Федоров М. М. // Шахт. стр-во.– 1961.–№ 12.–С. 7–10.
38. Хангельдян Ш. П. К аэродинамическому расчету неплотных воздухопроводов сложных тупиковых сетей/ Хангельдян Ш. П. // Изв. вузов. Стр-во и архитектура.– 1975.– № 1.– С. 116–119.
39. Хангельдян Ш. П. К расчету депрессии при неплотных воздухопроводах для проветривания тупиковых выработок большой длины /Хангельдян Ш. П. // Изв. вузов. Стр-во и архитектура.– 1972.–№ 1.– С. 120–123.
40. Швырков И. А. О потерях воздуха при вентиляции рудников/ И. А. Швырков // Безопасность тр. в горн. пром-сти.– 1933.– № 9.– С. 5–15.
41. Корепанов К. А. Расчет неплотного жесткого трубопровода при проветривании глухих подготовительных выработок/ К. А. Корепанов, Л. А. Скляр-ров// Изв. вузов. Горн. журн. – 1960.– №4.– С. 87–91.
42. Щербань А. Н. Методика расчета температуры вентиляционной струи в тупиковых горных выработках/ Щербань А. Н., Малашенко Э. Н., Зимин Л. Б. – К.: Наук, думка. 1975.– 66 с.
43. Сатаров В. Н. Исследование утечек воздуха в шахтных вентиляционных трубопроводах/ В. Н. Сатаров/ Вопр. безопасности в угольн. шахтах.– М.: Госгортехиздат, 1963.– Т. 3.– С. 22–36.
44. Пак В. В. К аэродинамическому расчету неплотных воздухопроводов большой протяженности/ В. В. Пак, В. П. Верещагин // Изв. вузов. Горн журн. – 1969.– № 4.– С. 78–83.
45. Пак В. В. Расчет шахтных воздухопроводов с распределенными и сосредоточенными утечками/ В. В. Пак // Уголь.– 1976.– № 5.– С. 30–31.
46. Мясников А. А. Определение перепада давления в трубопроводах с переменным расходом по длине/ А. А. Мясников, И. А. Камышанский // Физ.-техн. проблемы разраб. полезных ископаемых.– 1973.– № 2.– С. 109–111.
47. Ильенок В.А. Проветривание подготовительных выработок большой длины/ В.А. Ильенок.– М.: Госгортехиздат. 1962. – 311 с.
48. Бойко В.А., Кременчуцкий Н.Ф. Основы теории расчета вентиляции шахт / В.А. Бойко, Н.Ф. Кременчуцкий.– М: «Недра», 1978.– 280 с.
49. Проветривание тупиковых выработок при нормальных и аварийных режимах /[Медведев Б.И., Сухоруков В.П., Кондрацкий В.Л., Лепихов В.А., Кузнецов В.В., Орлик В.П.] – К.: Техника, 1991. – 152 с.
50. Аэрология горных предприятий /[Ушаков К.З., Бурчаков А.С., Пучков Л.А., Медведев И.И.]– М.: «Недра», 1987.– 421с.
51. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. –К., 1994.–311с.– (Государственный нормативный акт об охране труда).
52. Вепров В.С.. Расчет вентиляционных параметров воздухопроницаемых гибких трубопроводов для проветривания шахтных выработок./ В.С. Ве-

пров //Опыт совершенствования проветривания горных выработок и способов борьбы с пылью. –1963.–С.32-38.

53. Инструкция по составлению проектов проветривания тупиковых выработок. Государственный комитет по топливной промышленности при Госплане СССР: Центральный научно-конструкторский угольный институт. ШахНИУМ. М.: «Недра», 1965–38 с.

54. Кожанов Ф.А. Применение гибких вентиляционных труб из синтетических материалов для проветривания подготовительных выработок/ Ф.А. Кожанов. – М.: ЦНИЭИуголь, 1986. Вып. 3. 44 с.

55. Сборник задач по оптимизации. Теория. Примеры. Задачи. Учебное пособие./В.М. Алексеев, Э.М. Галеев, В.М. Тихомиров. – М.:Наука, 1984. – 288 с.

56. Инструкция по расчету количества воздуха, необходимого для проветривания действующих угольных шахт. – М.: «Недра», 1975.–79 с.

57. Вепров В.С. Совершенствование методов расчета гибких воздухопроводов при проведении подготовительных выработок/ В.С. Вепров // Проблемы аэрологии современных горнодобывающих предприятий: тезисы докл. М.:МГИ, 1980.– С.38.

58. Инструкция по составлению проектов проветривания тупиковых подземных разведочных выработок/ [Сост. П.З.Фильтгейм, А.Г. Титова].– М., 1975. – 62 с..

59. Зденек Огорек. Определение объемного потока воздуха и мощности вентилятора местного проветривания/ Зденек Огорек// Разработка месторождений полезных ископаемых. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. К. «Техника», 1976. – 54с.

60. Демидович Б.П. Основы вычислительной математики/ Демидович Б.П., Марон И.А.– М.: Физматиздат, 1963. – 659 с.

61. Зельдович Я.Б. Высшая математика для начинающих и ее приложения к физике/ Я.Б. Зельдович// Учебн. пособие для физико-математических средних школ и проведения факультативных занятий. – М.: Наука, 1970. – 559 с.

62. Коршунов Ю.М. Математические основы кибернетики./ Ю.М. Коршунов – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 494 с.

63. Клебанов Ф.С. Воздух в шахте/ Ф.С. Клебанов. – М.:Имидж, 1995. – 600 с.

64. Бусыгин К.К. О требованиях к герметичности шахтных гибких вентиляционных труб/ Бусыгин К.К. //Уголь Украины.– 1999.№ 7, С.21-24.

65. Меликесцева Б.И.Эффективность применения вентиляционных труб из пластмассы/ Б.И.Меликесцева, Н.К. Бердина //Шахтное строительство. – 1971, №8.– 45-48.

66. Бойченко В.Н. Приоритетные научно-технические направления по повышению уровня промышленной безопасности газообильных шахт/ В.Н. Бойченко, А.А. Мартынов //Материалы междунар. науч.-практ. конф. «Школа подземной разработки», 05-12 окт. 2008 г. – Дн-вск-Ялта., 2008.– С.56.

67. Проветривание тупиковых выработок большой длины/ [Дуганов Г.В., Дробница В.Ф., Никитин И.П. и др.], – М.: Недра, 1968. – 452 с.

68. Кременчуцкий Н.Ф. Проветривание угольных шахт/ Н.Ф. Кременчуцкий // Государственное научнотехническое издательство по горному делу. – М.: 1961.– 240 с.
69. Пак В.В. Определение параметров установки для проветривания длинных подготовительных выработок/ В.В. Пак //Уголь Украины.– 1994.– №9.– С.16-18.
70. Лейденау Н.И. Повышение эффективности и надежности проветривания подготовительных выработок/ Н.И. Лейденау, А.А. Мясников// Уголь.– 1977.–№9.
71. Хангельдян Ш.П. К подсчету депрессии при неплотных воздуховодах для проветривания тупиковых выработок большой длины/ Ш.П. Хангельдян //Изв. ВУЗов Стоительство и архитектура.– 1972.–№1.– 54-56.
72. Рудничная вентиляция. Справочник. М.: «Недра»,1988.– 240с.
73. Кременчуцкий Н. Ф. Определение оптимального диаметра дегазационного трубопровода при одновременном учете стоимости труб газопровода и расходуемой вакуум-насосом электроэнергии/ Н. Ф. Кременчуцкий , О. А Муха // Научн. тр. НГА Украины. – 2002. – № 13. – С. 212-218.
74. Цыпкин А.Г. Математические формулы/ А.Г. Цыпкин, Г.Г. Цыпкин . 1985. – 93 с.– (Главная редакция физико-математической литературы).
75. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А.. Теория вероятностей и ее инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. [Учеб. Пособие для втузов]. – М.: Высш.шк., 2000. – 480 с.
76. Методика расчета проекта (паспорта) проветривания горизонтальных тупиковых выработок. Методическое пособие.(Центральный институт технического обучения и повышения квалификации ИТР).– Свердловск, 1971. –231 с.
77. Резниченко С.С. Математическое моделирование в горной промышленности/ С.С. Резниченко .– М.: Недра, 1981. – 216 с.
78. Богомолов Н.А. Проветривание глухих подготовительных выработок/ Н.А. Богомолов// Безопасность труда в промышленности. – 1959, №3.
79. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт.– М.: Недра, 1975.
80. Грубов В.И. Математическое моделирование непрерывных технологических процессов./ В.И. Грубов. – К.:Изд-во Киев. ун-та, 1971. – 174 с.
81. Гимельшейн Л.Я. Эксплуатация вентиляторов местного проветривания/ Л.Я. Гимельшейн. М.: Недра. 1967.– 230 с.
82. ДНБ IV-4-97 «Збірник єдиних середніх кошторисних цін на матеріали, вироби і конструкції (ЗЄКЦ)». Частина I. Будівельні матеріали. – К., 1997. С.108-112.
83. Дьяконов В.П. Справочник по расчетам на микрокалькуляторах/ В.П. Дьяконов – М.: Наука, 1989. – 463 с.
84. Гращенков Н.Ф. Определение расстояния от конца трубопровода до забоя при нагнетательном проветривании тупиковых выработок/ Н.Ф. Гращенков Н.Ф., Ж.Г. Левицкий //Технология разработки месторождений полезных ископаемых. –Караганда КПТИ .1974. – Вып.9. С.23 – 26.

Наукове видання

Олена Володимирівна **Столбченко**

**ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ МІСЦЕВОГО ПРОВІТРЮВАННЯ**

Монографія
(Російською мовою)

Видано в редакції автора

Підп. до друку 25.06.2013. Формат 30x42/4.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 5,8.
Обл.-вид. арк. 7,3. Тираж 300 пр. Зам №

Підготовлено до друку та видруковано
в ДВНЗ «Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру № 1842 від 11.06.2004 р.
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.