

# МАТЕРИАЛЫ УРАЛЬСКОЙ ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ДЕКАДЫ

9-18 апреля 2007 г.

## НАУКА, ИННОВАЦИИ И ОБРАЗОВАНИЕ: ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СЛУЖБ ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Международная научно-техническая конференция, посвященная 75-летию кафедры горной механики УГГУ

### ФРАКТАЛЬНЫЙ ПОДХОД В РЕШЕНИИ ГЕОМЕХАНИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

*КОСОВ И. А., МОИСЕЕВ А. О., МОИСЕЕВ Л. Л., ЧЕПИКОВ П. В., ШУЛЬГИН Н. А.*  
ГОУ ВПО “Кузбасский государственный технический университет”

**Краткие постулаты проблемы сложности в горном деле.** Горный массив в силу эволюционного процесса развития и самоподобия носит фрактальный характер.

В связи с этим моделирование горных процессов требует привлечения на первом этапе методов качественной теории дифференциальных уравнений (в дробных производных, теории нелинейных систем и хаоса, понятий об аттракторах, удвоении периодов Фейгенбаума, бассейнов притяжения и т. д, т. е. всего того, что называется методами анализа динамических систем и всего того, что родилось 100 лет назад в умах гениев математики Феликса Хаусдорфа и Анри Пуанкаре и др.). К сожалению, дифференциальные уравнения в дробных производных пока изучаются в специальных курсах высшей школы.

Возможно, на следующем этапе потребуется создание новой физики (проблема Пенроуза).

Решение проблемы должно опережать создание всесторонней и адекватной динамической модели процессов в угольном массиве при достижении предельных напряжений.

В равновесном состоянии горного массива внезапные выбросы не происходят (внезапные выбросы – следствие антропогенного воздействия на горную среду или, что мало вероятно, следствие эволюционных процессов в природе).

При антропогенном воздействии динамические процессы идут в разных временных интервалах, что чрезвычайно усложняет взаимозависимость горных процессов.

Но все это малая толика современных инструментов, приближающих решение одной из основных проблем горного дела. Эта проблема не может быть решена без физических и компьютерных экспериментов.

Одной из первых работ по разработке цифровой модели оценки трещиноватости и фракционного состава углей на основе их изображений следует считать диссертационную работу. Мы исходим из во многом подтвержденной гипотезы, что эволюция тензора напряженного состояния горного массива в зоне ведения горных работ приводит к развитию трещиноватости угля. Наверное, существует предельное раскрытие трещин, которое приводит не только к метаморфизму, но и бифуркационным процессам, к тому, что мы называем внезапным выбросом.

Доклад посвящен узкому вопросу: “Как оценить эволюцию трещиноватости массива и на каком ее уровне следует прогнозировать возможные выбросы?”. Мы должны знать это, чтобы предотвратить выброс или успеть вывести людей из забоя.

Одним из показателей, характеризующих трещиноватости, может стать ее фрактальная размерность, т. е. область наших исследований сужается – фрактальная размерность трещинообразования в актуальных зонах угольного забоя при ведении очистных или подготовительных работ. Для этого нужно уметь получить информацию (оцифровку) трещиноватости и, как следствие, оценку ее подобия – фрактальную размерность. Следует отметить значительный вклад в решение этой проблемы канд. техн. наук М. П. Макеева – ученика докт. техн. наук профессора О. В. Тайлакова.

Для решения поставленной в докладе задачи разработана компьютерная программа расчета фрактальной размерности трещиноватости (использован метод Хаусдорфа – Безиковича).

**Программное приложение *LineCounter*.** Основная задача, выполняемая приложением – это вычисление фрактальной размерности произвольных кривых на плоскости. На данный момент создана предварительная версия программы, позволяющая производить анализ графических файлов формата *BMP*, при помощи которых пользователь задает необходимые для расчета кривые.

Алгоритм анализа изображения реализован на современном языке программирования высокого уровня *C#* (“Си Шарп/Диез”). Запуск приложения возможен из-под операционных систем семейства *Windows*.

Для работы необходимо запустить приложение, нажать в появившемся окне кнопку “Открыть” и выбрать файл с изображением, готовым к обработке. Пользователь может самостоятельно задавать точность вычисления, вводя в соответствующее поле коэффициент подобия для деления заданного изображения на множество областей. После нажатия кнопки “Рассчитать” происходит разбиение плоскости и подсвечивание областей, которые содержат данные кривые; в соответствующем поле выводится результат вычислений – фрактальная размерность изображения. Полученное числовое значение может быть использовано для дальнейшего анализа исходной кривой.

Сейчас происходит дальнейшая разработка программы, интеграция новых возможностей и модернизация интерфейса. В числе прочих планируется добавить следующие улучшения и функции:

- Сохранение результата работы программы в графическом файле;
- Уменьшение числа ограничений на формат исходного графического файла;
- Предварительное задание контуров для расчета (формы, отличной от прямоугольной);
- Задание исходных кривых и областей в координатной форме (при помощи текстовых файлов особого формата);
- Изменение способа расчета с графического на аналитический, что позволит значительно увеличить точность расчета, а также сократить его время.

## **ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА РУДНИЧНЫМИ КОМПРЕССОРНЫМИ УСТАНОВКАМИ**

*МИНЯЕВ Ю. Н., ЗАРИПОВ А. Х.*

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

*МОЛОДЦОВ В. В.*  
ОАО “СУБР”

Из анализа энергетических потерь поршневого компрессора [1] известно, что основные потери в нем приходится на газораспределительные органы, т. е. на клапаны. Поэтому предлагается к рассмотрению бесклапанный компрессор, основным преимуществом которого является отсутствие инерционных элементов-клапанов на всасывании и нагнетании [2].

В качестве устройства, обеспечивающего интенсивное охлаждение и осушение сжатого воздуха, наиболее целесообразно применение радиаторных установок естественного охлаждения (РУЕО), представляющих собой теплообменный аппарат рекуперативного типа [3]. Причем холодным теплоносителем является атмосферный воздух, использование которого в данном случае не связано ни с какими затратами. Кроме того, суммарная емкость радиаторной установки обеспечивает сглаживание пульсации давления сжатого воздуха, тем самым выполняя функции воздухоборника.

Известно, что воздушные компрессоры наряду с выработкой сжатого воздуха являются и генераторами тепловой энергии.

Опытная эксплуатация охлаждающе-утилизационной установки в условиях компрессорной станции шахты “Черемуховская” ОАО “СУБР” повысила КПД компрессора за счет утилизации тепла, отводимого от воды системы охлаждения, на 15 % [4].

Традиционные смазки в узлах трения являются наиболее уязвимым местом, так как смазка становится источником повышенной опасности ввиду появления взрывоопасных концентраций органических веществ. Кроме того, для смазки компрессоров требуются дефицитные малораспространенные масла. Из-за образования нагаромасляных отложений на стенках рубашек цилиндров и трубок холодильников системы охлаждения не обеспечивают необходимое охлаждение сжатого воздуха.

Для устранения этих недостатков предлагается перевести поршневые компрессоры на режим работы без смазки цилиндров и сальников. Для реализации этого предложения необходимо применить самосмазывающиеся износостойкие материалы, учитывая все основные факторы условий эксплуатации компрессоров: температуру, давление, скорость и др [ 5].

Существенное влияние на потребляемую мощность компрессорного агрегата оказывает способ регулирования.

Наиболее современным способом регулирования компрессоров является регулирование с помощью преобразователя частоты электропривода. В мировой практике частотно-регулируемый электропривод (ЧРП) признан одной из наиболее эффективных энергосберегающих и ресурсосберегающих экологически чистых технологий

Первый опыт внедрения ЧРП для поршневых компрессоров реализован на шахте “Черемуховская” ОАО “СУБР”. На компрессор № 3-4ВМ10-120/9 в марте 2005 г. установлен преобразователь частоты фирмы *Perfect Harmony* [6].

Традиционная схема обеспечения сжатым воздухом всех шахтных пневмоприемников предполагает устройство централизованной компрессорной станции, расположенной на дневной поверхности, как правило, не слишком далеко от ствола шахты.

Пневматические сети являются местом наибольших потерь энергии при эксплуатации шахтных пневмоустановок. Устранение этих потерь может быть осуществлено децентрализацией при снабжении пневматической энергией шахтных потребителей сжатого воздуха [7].

Для реализации этого предложения были приняты винтовые компрессоры маслозаполненного типа, которые в настоящее время являются наиболее надежными и экономичными при производстве сжатого воздуха.

В настоящее время на шахтах ОАО “СУБР” внедрены и находятся в эксплуатации десять винтовых компрессоров 6ВВ-25/9 и 6ВВ-32/7.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. – М. – Л.: Машгиз, 1960. – 378 с.
2. А. с. 1550212 (СССР), МКИ F 04 В 29/00. Поршневой компрессор / Ю. Н. Миняев, В. Б. Желябин. Заявл. 24.02.86; Оpubл. в Б. И. 1990. № 10.
3. Миняев Ю. Н., Фролов П. П., Мних Н. Г., Желябин В. Б. Радиаторная установка естественного охлаждения // Цветная металлургия. – 1990. – № 5. – С. 64-65.
4. Миняев Ю. Н., Желябин В. Б., Мних Н. Г. Охлаждающе-утилизационная установка для стационарных поршневых компрессоров // Цветная металлургия. – 1988. – № 3. – С. 59-61.
5. Миняев Ю. Н., Холодников Ю. В. Применение композиционных материалов в компрессорах и вентиляторах // Сб. трудов XII Международной научно-практической конференции. “Машиностроение и технологии XXI века”. – Донецк. – 2005. – С. 258-261.
6. Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. – Екатеринбург: Изд-во ООО “НПО Радикал”. – 2006. – 124 с.
7. Миняев Ю. Н., Дмитриев В. Т., Угольников А. В., Молодцов В. В. Децентрализация при снабжении пневматической энергией шахтных потребителей сжатого воздуха // Горный журнал. – 2005. – № 1. – С. 79-80.

## СПЕЦИФИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

ГРЯДУЩИЙ Б. А., ЦВАНГ В. В.

ГОУ ВПО “Научно-исследовательский институт горной механики им. М. М. Федорова”, Украина

Изменение во времени технических характеристик машины является закономерным проявлением важнейшего и неотъемлемого свойства всех материальных объектов. Любая машина, выполняя определенные функции, находится во взаимодействии с окружающей средой, с человеком, управляющим машиной, с объектом, для которого она предназначена. При этом возникают причинно-следственные связи явлений. Накопление количества различных воздействий на машину приводит к эволюции ее качественных показателей и к возможности перехода в иное качественное состояние [1].

Энергия  $W$ , действующая на машину при ее эксплуатации, складывается из воздействий окружающей среды  $W_1$ , энергии рабочих процессов  $W_2$ , потенциальной энергии технологических процессов  $W_3$  и энергии воздействий на машину при ее ремонте и техническом обслуживании  $W_4$ . Проявляясь в виде механической, тепловой, химической и других форм, энергия определяет условия работы машины и ее элементов – возникающие нагрузки, напряжения, температуры, скорости, давления и др.

Вся эта цепочка является причиной возникновения в машине процессов изнашивания, коррозии, деформации, ползучести и др., которые приводят к повреждению отдельных элементов  $U_1, U_2, \dots, U_k$ . Эти повреждения вызывают изменения выходных параметров отдельных элементов, узлов и подсистем, что, в свою очередь, приводит к

изменению во времени и выходных параметров всей системы  $X_1(t); X_2(t) \dots$ . Опасность выхода этих параметров за установленные пределы и формирует показатели надежности всей системы [1].

До недавнего времени показатели надежности отдельных элементов (элементами расчета надежности в шахтном вентиляторе главного проветривания в соответствии с [2, 3, 4] предложено считать зубчатую муфту, узел радиального подшипника, узел радиально-упорного подшипника, комплект лопаток рабочего колеса, комплект лопаток направляющего аппарата) вентиляторов определяли на основе статистических данных результатов длительных наблюдения за их работой в условиях эксплуатации, а надежность изделия в целом рассчитывали на основании данных о надежности отдельных элементов.

Вычислялась надежность вентилятора  $P(t)$  для каждого интервала времени, пользуясь выражением

$$P(t)_{\text{вент}} = \prod_{i=1}^m P(t)_i,$$

где  $m$  – число элементов надежности в машине;  $P(t)_i$  – вероятность безотказной работы  $i$ -го элемента.

Неправомерность рассмотрения вентилятора как расчлененной системы можно проиллюстрировать на примере. Для определения надежности существующая методика определения надежности предлагала рассматривать зубчатую муфту и подшипниковый узел независимо друг от друга. Однако при работе подшипника при неправильной его посадке на вал под действием больших нагрузок происходит уплотнение и смятие гребешков (следов обработки) на посадочных поверхностях вала, что приводит к проворачиванию внутренней обоймы подшипника относительно вала и к появлению вибраций. В процессе эксплуатации доказано, что нормальная работа муфт обеспечивается, когда суммарная вибрация корпуса подшипника не превышает 0,05 мм. Т. е. изменение состояния подшипников непосредственно скажется и на условиях работы зубчатых муфт [3].

Поэтому шахтный вентилятор главного проветривания, как и другие механические системы, необходимо рассматривать как сложную связанную динамическую систему и разрабатывать математические модели, отражающие основные связи и зависимости, которые с достаточной степенью достоверности описывают происходящие процессы.

Необходимо, чтобы методологической базой решения проблемы надежности шахтных вентиляторов были приняты методы прогноза возможных изменений на основе изучения физики процессов старения их стохастической природой – методы параметрической теории надежности.

Параметрическая надежность оценивает изменение состояния машины во времени на основании изучения трансформации ее выходных параметров. Теоретической основой проблемы является рассмотрение физико-вероятностной модели взаимодействия машины с окружающей средой и процессами, происходящими в самой машине. При этом одновременно учитываются физика явлений и вероятностная природа процессов, изменяющих начальное состояние объекта.

Определение уровня надежности шахтных вентиляторов главного проветривания должно базироваться на вышеизложенных принципах и соответствовать нормам международных стандартов и современному уровню развития науки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
2. Ковалевская В. И. Исследование и пути повышения эксплуатационной надежности вентиляторов главного проветривания: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 172. Горные машины / ИГД им. А. А. Скочинского. – М.: 1968. – 18 с.
3. Ковалевская В. И., Бабак Г. А., Пак В. В. Шахтные центробежные вентиляторы. – М.: Недра, 1976. – 317 с.
4. ОСТ 24.070.02. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Оценка эксплуатационной надежности и долговечности. – Введ. 24.04.1968. – М.: Изд-во стандартов, 1968. – 27 с.

## СТАБИЛИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ТРАНСМИССИИ ГОРНЫХ МАШИН СРЕДСТВАМИ РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

*ЗАВЬЯЛОВ В. М.*

ГОУ ВПО “Кузбасский государственный технический университет”

Наиболее эффективным способом стабилизации механических напряжений при изменяющейся нагрузке является активное подавление их переменной составляющей путем изменения электромагнитного момента двигателя.

Электропривод ГМ состоит из информационной части, включающей в себя наблюдающее (НУ) и управляющее (УУ) устройства, и силовой части, состоящей из преобразователя частоты (ПЧ), асинхронного электродвигателя (АД) и трансмиссии (Т). УУ формирует управляющее воздействие на ПЧ в соответствии с законом,

который, с одной стороны, поддерживает заданную производительность ГМ, регулируя частоту вращения рабочего органа  $\omega_{po}$ , а с другой, стабилизирует механические напряжения в элементах трансмиссии ГМ (см. рис. 1).

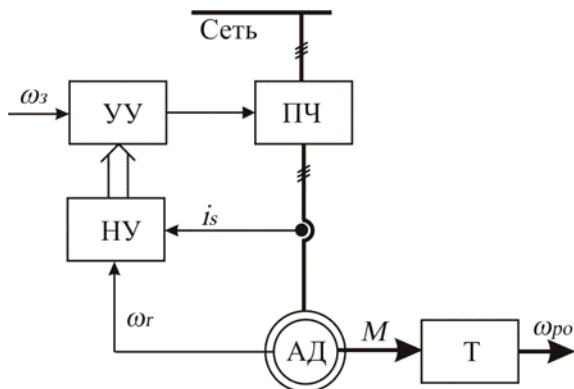


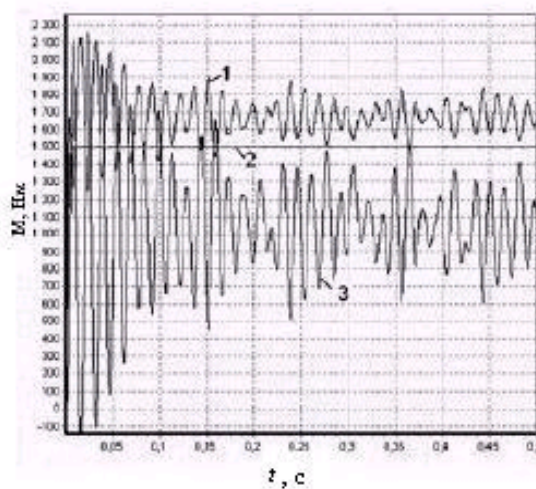
Рис. 1. Функциональная схема электропривода

Совокупность неизмеряемых электромагнитных и механических переменных, необходимых для работы УУ, оценивается в НУ. При этом в качестве исходных данных используются измеренные значения тока статора двигателя  $i_s$ , частота вращения ротора  $\omega_r$  и математические модели асинхронного двигателя и трансмиссии.

Исследования разработанной системы управления проводились на основе компьютерного моделирования. В качестве объекта управления использовалась модель электропривода вращения бурового станка СБШ 270 ИЗ.

Результаты моделирования представлены на рис. 2.

Рис. 2. Электромагнитный момент (1), момент сил механических напряжений в зубчатой передаче (2) и момент сил механических напряжений в буровой штанге (3) бурового станка СБШ ИЗ при использовании разработанной системы управления



Для сравнения, на рис. 3 представлены временные зависимости механических напряжений в тех же элементах при использовании системы “тиристорный преобразователь – двигатель”, используемой на эксплуатируемых в настоящее время буровых станках.

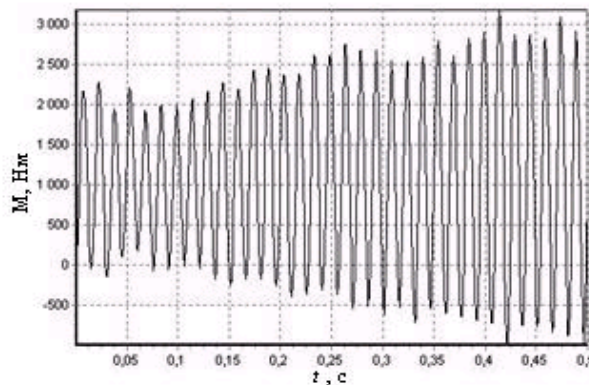
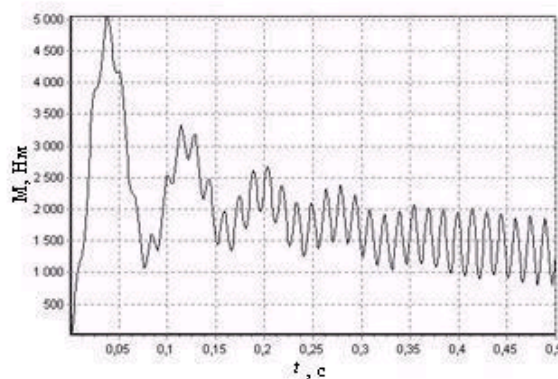


Рис. 3. Момент сил механических напряжений в зубчатой передаче (а) и момент сил механических напряжений в буровой штанге (б) бурового станка СБШ ИЗ при существующей системе управления

Из полученных результатов следует, что использование разработанной системы позволит существенно снизить динамику и, следовательно, уменьшить интенсивность износа элементов трансмиссий горных машин.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ШАХТНОЙ БЕЗВЕНТИЛЯТОРНОЙ КАЛОРИФЕРНОЙ УСТАНОВКИ

ЦЫБА А. М.  
Шахта „Грамотеинская”

Шахтная безвентиляторная калориферная установка была создана горным инженером В. А. Шушпанниковым. Основные причины низкой надежности калориферов следующие:

1. Недостаточная мощность котельных.
2. Низкое качество водоподготовки.
3. При перепаде температур в 40-50° между наружным и поступающим в шахту воздухом в секциях калориферов возникают напряжения, приводящие к усталостной прочности в местах впайки трубок и по длине трубок.
4. Некачественный монтаж секций, приводящий к перераспределению количества жидкости, протекающей по отдельным калориферам.
5. Высокий уровень пульсации скорости воздуха (см. рис.), омывающего секции калорифера, приводящий к нестационарному обтеканию рабочих поверхностей калорифера и, как следствие, возникновение соответствующего температурного поля на поверхности теплообменников.

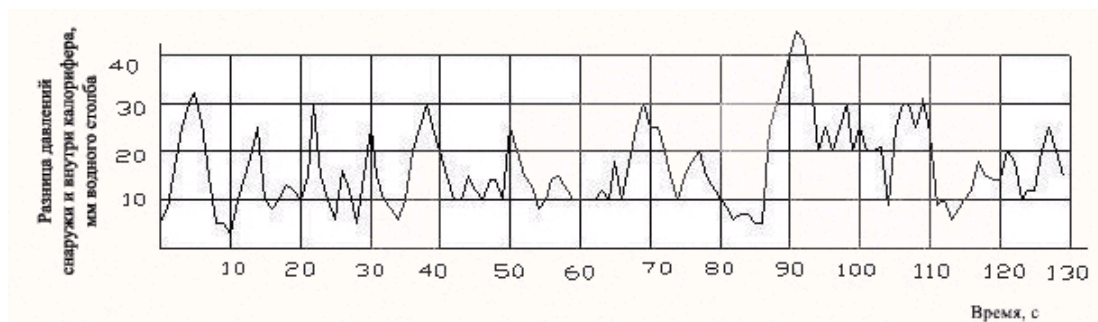


Рис. Характерная кривая перепада давления на секции при ветре 5-10 м/с

Первоначально калориферы проектировали квадратной формы или в виде стенки. При сравнительно теплом климате можно вообще монтировать калориферы без здания. Однако это затруднит его эксплуатацию в зимнее время. В силу малого изменения плотности воздуха, поступающего из калорифера в вентилятор, его расход остается приблизительно постоянным. Расход воздуха через калорифер определяется только углом поворота лопаток направляющего аппарата вентилятора.

Существующие методики проектирования калориферов предполагают равенство потоков воздуха через “окна”. Действительные замеры скорости воздуха, проведенные нами по окружности внутри калорифера, это не подтверждают. Режим работы шахтных безвентиляторных калориферных установок существенно зависит от величины и направления ветра. При скорости ветра 10-15 м/с калорифер продувается насквозь. С противоположной стороны калорифера при усилении порывов ветра наблюдается обратное движение нагретого воздуха из калорифера в атмосферу. Этот вывод подтвержден тепловизионными съемками. Задача проектирования калорифера заключается в учете взаимосвязи сопротивления секций калорифера, скоростного напора ветра и сопротивления воздушного потока между калорифером и зоной всасывания вентилятора. Поток воздуха, поступающего в калорифер, характеризуется большой степенью изменчивости в пространстве и во времени. Надстилающий слой ветра формируется случайным температурным полем внешнего воздушного потока в зоне калорифера. Разные температуры нагрева почвы и различные значения ее отражательной способности энергии солнца, наличие растительности и т. д. приводят к возникновению вертикальных потоков (подобных ячейкам Бенара), которые преобразуются в стратифицированные течения и, в конечном счете, преобразуются в то, что мы называем ветром. Расход воздуха через калорифер равен производительности вентилятора.

Замеры давлений на поверхности корпуса калорифера существенно отличаются от картины обтекания трубчатых элементов теплообменников. Это, на наш взгляд, происходит из-за наличия технологических лестничных клеток, трапов, конечной высоты калорифера и, в первую очередь, наличием “окон”, которые изменяют характер омывания калорифера набегающим потоком воздуха. При скорости ветра 5 м/с на всех окнах давление внутри калорифера меньше давления наружного воздуха. В этом случае большее количества воздуха поступает через лобовые области (см. рис.)

Выполненное исследование позволяет сделать вывод, что ветер, омывающий круглый калорифер, оказывает существенное влияние на протекающие в нем процессы. Необходим пересмотр методических материалов по расчету и проектированию шахтных калориферных установок.