

*д.т.н. Заблодский Н.Н.,
к.т.н. Цодик И.А.,
Андрощук А.Д.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ СИСТЕМЫ «ШКАФ УПРАВЛЕНИЯ-ОКРУЖАЮЩАЯ СРЕДА»

Створено комплексну математичну модель взаємопов'язаних теплових та вентиляційних полів системи «шкафа керування-оточувальне середовище», встановлено оптимальні конструктивні та технічні параметри системи обігріву шкафів контрольно-вимірювальних приладів та автоматики для ВАТ «Алчевськкокс».

***Ключові слова:** теплові і вентиляційні поля, шкаф керування, оточувальне середовище.*

Создана комплексная математическая модель взаимосвязанных тепловых и вентиляционных полей системы «шкаф управления- окружающая среда», определены оптимальные конструктивные и технические параметры системы обогрева шкафов контрольно-измерительных приборов и автоматики для ОАО «Алчевсккокс».

***Ключевые слова:** тепловые и вентиляционные поля, шкаф управления, окружающая среда.*

При проектировании различных систем электронагрева возникает проблема расчета систем, имеющих сложную геометрическую конфигурацию и нерегулярные физические свойства, зависящие от изменяющихся параметров. К таким системам относятся системы вентиляции и системы обогрева технологического оборудования в том числе шкафов управления, контрольно-измерительных приборов и автоматики (ШУ). Жесткие требования к климатическим условиям вызваны необходимостью круглогодичного поддержания стабильной работы, как датчиков технологических параметров, так и всей системы управления технологическими процессами.

При проектировании системы обогрева технологического оборудования возникает вопрос выбора оптимальных конструктивных и эксплуатационных параметров системы.

Известно три способа определения оценки и анализа эксплуатационных характеристик различных вариантов обогрева: экспериментальный, аналитический, смешанный. Самым точным и в тоже время самым дорогим является экспериментальный способ, особенность которого заключается в том, что для проверки характеристик устройств необходимо создать ряд физических моделей и экспериментальных образцов, что в большинстве случаев сопряжено с большими финансовыми затратами. Аналитический способ наиболее быстрый и дешевый, он позволяет с помощью системы уравнений описать характеристики ряда унифицированных устройств, однако существует вероятность ошибки при описании математической модели устройства. Наиболее оптимальным в современных условиях является смешанный(полуаналитический) метод, который позволяет создавать математическую модель исследуемого устройства, но не позволяет получать промежуточные(контрольные) результаты расчетов. Данный способ требует наличия мощной вычислительной техники, для выполнения множественных итерационных операций расчета, а также опыта проектирования.

Поскольку существует взаимосвязь между временем нагрева внутреннего пространства ШУ до требуемой температуры, скоростью и температурой окружающего воздуха, совместное исследование тепловых и вентиляционных процессов позволяет выбрать оптимальные характеристики нагревательных элементов, их мощность и конструктивные параметры.

Таким образом, расчет тепловентиляционных процессов системы «шкаф управления-окружающая среда» с помощью математического моделирования является актуальной проблемой, имеющей практическое значение.

Известные результаты исследований тепловентиляционных систем шкафов управления [1,2,3] основываются на классических вентиляционных схемах замещения и не могут в полной мере быть использованы для описания тепловентиляционной системы ШУ из-за невысокой точности результатов. В то же время вопрос расчета распределения воздушных потоков в системе одновременного нагрева и вентиляции ШУ практически не рассматривался. При этом сложность описания тепловых, вентиляционных и гидродинамических процессов, необходимость координации потоков энергии нуждается в глубоких теоретических и экспериментальных исследованиях.

Среди численных методов решения задач в различных областях, получивших наибольшее распространение, ведущее положение занимает метод конечных элементов (МКЭ), который рассматривается сегодня как способ решения задач, описываемых уравнениями математической физики в частных производных. Этот метод включается в системы автомати-

зированной проектирования (САПР), и служит для моделирования механических, тепловых и электрических задач. Его отличает широкая область применения, инвариантность по отношению к геометрии конструкции и физическим характеристикам материалов, относительная простота учета взаимодействия конструкций с окружающей средой, высокая степень приспособляемости к автоматизации всех этапов расчета [4].

Целью данной работы является моделирование тепловой и вентиляционной системы ШУ численная реализация решения уравнений поля методом конечных элементов.

При моделировании вентиляционной системы в данной работе основное внимание уделено исследованию движения охлаждающего воздуха во внутреннем и внешнем объеме ШУ, поскольку от правильно построенной и рассчитанной вентиляционной системы зависят конструктивные параметры и эффективность работы системы обогрева внутренней части ШУ.

Математическая модель тепловентиляционных процессов системы «шкаф управления-окружающая среда» учитывает наличие отрицательной температуры окружающего ШУ воздуха -30C^0 при скорости ветра 20 м/с. При этом конструктивные параметры шкафов и величины технологических зазоров в шкафах, используемые при составлении математической модели взяты из реальных шкафов КИПиА второй очереди спиральных теплообменников цеха сероочистки ОАО «Алчевск-кокс».

Вентиляционная система ШУ моделируется с помощью уравнений Навье-Стокса, описывающих связь скорости охлаждающего воздуха u и давления p [5, 6]:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} - \eta \nabla^2 u + \rho(u \cdot \nabla)u + \nabla p = F \\ \nabla \cdot u = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Обобщенные уравнения Навье-Стокса в скоростных градиентах:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot [\eta(\nabla u + (\nabla u)^T)] + \rho(u \cdot \nabla)u + \nabla p = F \\ \nabla \cdot u = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

где η - динамическая вязкость; ρ - плотность; u - скоростное поле; p - давление; F - поле объемной силы.

Первое уравнение – уравнение движения, второе – уравнение непрерывности для несжимаемых жидкостей и газов [5].

Тензор давления представляет собой силу, которая прикладывается к газу на границе.

Вязкий тензор давления τ определяется, как:

$$\tau = \eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T). \quad (3)$$

Полный тензор давления определяется, как:

$$\sigma = -pI + \eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T), \quad (4)$$

где I - матрица идентичности или диагональная матрица единицы.

С помощью этих тензоров давления, можно определить вязкую пограничную силу K , как

$$K = \tau \cdot n = \eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T) \cdot n \quad (5)$$

и полную пограничную силу T , как

$$T = \sigma \cdot n = (-p \cdot I + \eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T)) \cdot n,$$

где n - внешний нормальный вектор на границе.

Полный тензор давления:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot [-p \cdot I + \eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T)] + \rho \cdot (u \cdot \nabla) \cdot u = F \\ \nabla \cdot u = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Можно перейти к форме вязкого тензора давления:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot [\eta \cdot (\nabla u + (\nabla u)^T)] + \rho \cdot (u \cdot \nabla) \cdot u + \nabla p = F \\ \nabla \cdot u = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Уравнения Навье-Стокса часто переписываются в безразмерной форме [5]. Для этого вводят переменные $u^* = u/U$, $t^* = t \cdot U/L$, соответствующий масштаб длины L , безразмерное давление p^* , и силу F^* . Уравнения в безразмерной форме имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial u^*}{\partial t^*} - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\text{Re}} (\nabla u^* + (\nabla u^*)^T) \right) + (u^* \cdot \nabla) \cdot u^* + \nabla p^* = F^*, \\ \nabla \cdot u^* = 0 \end{cases} \quad (8)$$

где – $\text{Re} = \frac{U \cdot L \cdot \rho}{\eta}$ число Рейнольдса.

Ввиду сложной конфигурации вентиляционной системы ШУ, нелинейности физических свойств воздуха решение сформулированной математической модели возможно только численными методами. Практическая реализация двумерной математической модели для продольного разреза ШУ выполнена в рамках программно-вычислительного комплекса Comsol Multiphysics 3.5 а.

Для потока на входе в рассматриваемую зону слева от ШУ выбрано граничное условие в виде параболического скоростного профиля (подобный полностью развитому профилю в ламинарном потоке), где поток является функцией максимальной скорости u_{\max} , которая равна 20м/с.

Уравнение такого потока:

$$u = s \cdot (s - 1) \cdot 4u_{\max}, \quad (9)$$

где s - представляет нормированную ширину входа, предопределенный параметр в Comsol Multiphysics, который изменяется от 0 до 1 по каждому сегменту границы.

Правая сторона рассматриваемого расчетного участка в модели используют граничное условие – «отток давления». Используя полную форму тензора давления, это граничное условие значит, что полная сила на границе - сила давления p_0 [5,6]:

$$T = -p_0 \cdot n. \quad (10)$$

Кроме того, надо принять условие «без скольжения» на всех поверхностях снаружи и внутри ШУ. Это условие означает, что скорость потока на границе нулевая. Обычно это условие используется для стен [5]:

$$T = -p_0 \cdot n. \quad (11)$$

Внутренние границы (щели в верхней и нижней крышках) принимаются как нейтральные. Это означает, что полная или вязкая сила исчезает [5,6]. Формализованный вид этих условий:

$$T = 0, \quad (12)$$

$$K = 0. \quad (13)$$

Вычислительный эксперимент проводился при следующих заданных параметрах охлаждающего воздуха: $v_{\max} = 20$ м/с – скорость на входе в рассматриваемую зону; $\eta = 1,79 \cdot 10^{-5}$ – динамическая вязкость; $\rho = 1,205$ кг/м³ – плотность.

Дифференциальное уравнение теплового поля в частных производных относительно температуры имеет следующий вид:

$$\lambda \Delta T - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = Q, \quad (14)$$

где λ, c, ρ – соответственно теплопроводность, теплоемкость и плотность материала.

В декартовых координатах для двумерной картины поля уравнение (14) переписывается в следующем виде:

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = Q. \quad (15)$$

Для уравнения (15) задаются граничные и начальные условия [7]. Выбор граничных условий обусловлен особенностями системы теплоотвода от нагревателя внутри ШУ. При построении математической модели предполагается, что основная теплопередача в окружающую среду выделившейся в нагревателях ШУ осуществляется путем конвективного теплообмена между нагретой поверхностью и окружающей средой в газообразном состоянии описывается выражением:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{G_1, G_2} = -\frac{\alpha}{\lambda} (T - T_0), \quad (16)$$

где α – коэффициент теплоотдачи;

T_0 – температура охлаждающего воздуха.

Подобная теплопередача происходит в соответствии с законом Ньютона–Рихмана.

Граничное условие в выражении (16) задается на внешних частях границ нагревателя. С физической точки зрения наиболее адекватным является предположение о передаче всех выделившихся в нагревателе

джоулевых потерь газообразному материалу в виде теплового потока через поверхность.

В результате расчета взаимосвязанной задачи теплового и вентиляционного полей были получены картины распределения скоростей окружающего воздуха вокруг и внутри ШУ (рисунок 1), обусловленные взаимным действием конвекции воздуха и вынужденным движением воздуха за счет наличия входящего на границе в рассматриваемую зону воздуха со скоростью 20м/с.

Картина поля скоростей за счет только конвективной составляющей представлена на рисунке 2, скорость входящего воздуха на границе рассматриваемого участка равна 0м/с.

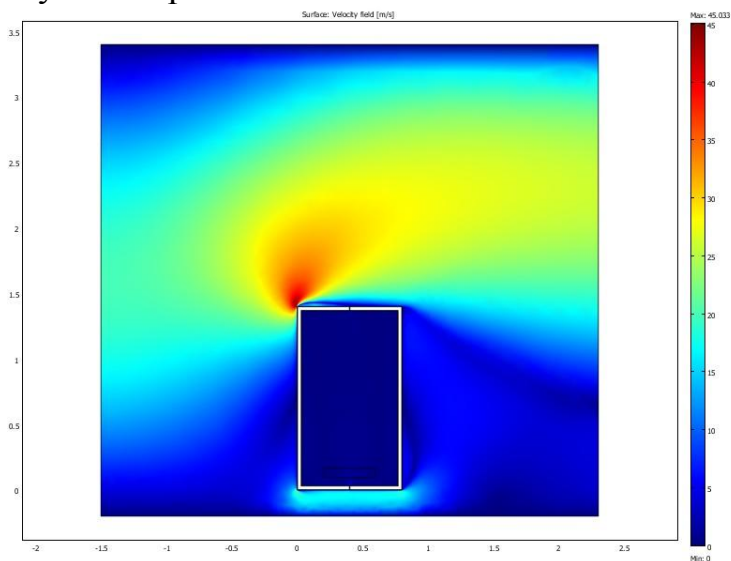


Рисунок 1 - Картина поля скоростей ШУ и окружающего воздуха

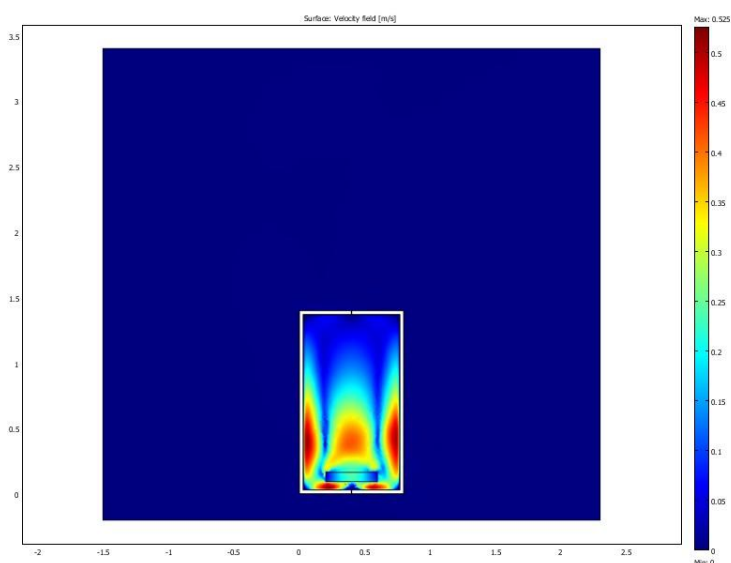


Рисунок 2 - Картина распределения поля скоростей конвекции воздуха внутри ШУ

На рисунке 3 представлена картина теплового поля внутри и с наружи ШУ при скорости входящего на границе воздуха = 20 м/с и температуре -30°C .

Картина распределения температурного поля при отсутствии ветра ($V=0$ м/с) представлена на рисунке 4.

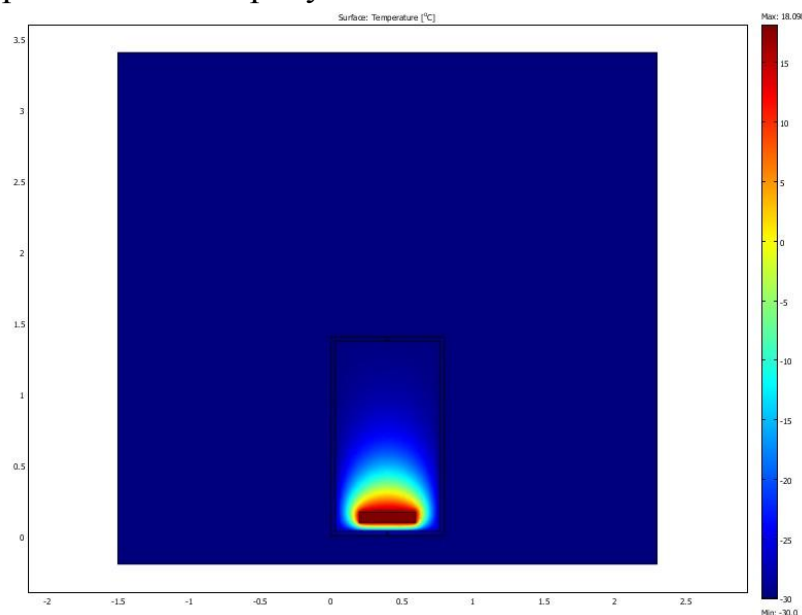


Рисунок 3 - Картина распределения температурного поля шкафа КИПА и окружающего воздуха при наличии снаружи бокового ветра со скоростью 20 м/с и температурой -30°C на входе в исследуемую зону

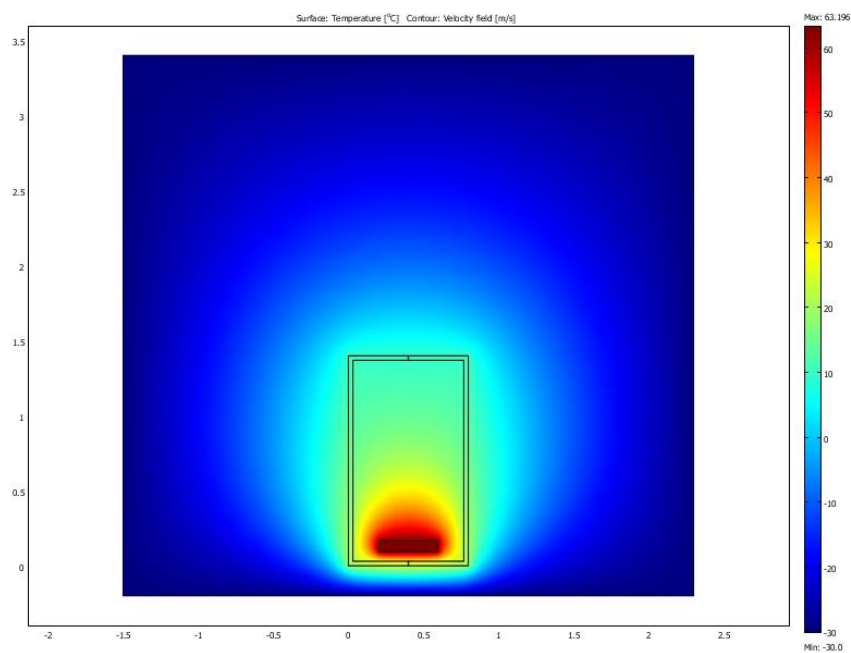


Рисунок 4 – Картина распределения температурного поля шкафа КИПА и окружающего воздуха при отсутствии ветра

Выводы.

1. Создана комплексная математическая модель взаимосвязанных вентиляционных и тепловых полей ШУ с окружающей средой.

2. В результате моделирования были определены значения температур на поверхности нагревателя и в самой холодной точке внутри шкафа управления, которые составили соответственно $+18^{\circ}\text{C}$ и $+5^{\circ}\text{C}$ - при температуре воздуха -30°C и скорости ветра 20 м/с и $+63^{\circ}\text{C}$ и $+10^{\circ}\text{C}$ - при отсутствии ветра и температуре -30°C . Указанный диапазон температур внутри шкафа управления с одной стороны обеспечивает бесперебойную работу приборов и датчиков технологических параметров, а с другой стороны – отвечает требованиям техники безопасности в части максимально-допустимой температуры открытых частей электрооборудования.

3. Оптимальная мощность нагревателя воздуха в шкафу составила 128 Вт, а расход электроэнергии за три зимних месяца при ПВ =50% на один шкаф составит не более 140 кВт·час.

4. Результаты моделирования нашли применение при разработке проектной документации на систему обогрева импульсных линий и шкафов КИПиА в количестве 9 шт второй очереди спиральных теплообменников цеха сероочистки ОАО «Алчевсккокс».

Библиографический список

1. Филиппов И.Ф. Основы теплообмена в электрических машинах/ И.Ф. Филиппов. – М.: Энергия, 1974. – 383 с.

2. Постников И.М. Проектирование электрических машин: уч. пособие для энергетических специальностей вузов СССР/ И.М. Постников. – 2-е изд., перер. и доп. – К.: Гостехиздат, 1960. – 910 с.

3. Алексеев А.Е. Конструкции электрических машин/ А.Е. Алексеев – М. – А.: Госэнергоиздат, 1958. – 425 с.

4. Сабоннадьер Ж.-К. С12 Метод конечных элементов и САПР: пер. с франц / Ж.-К. Сабоннадьер, Ж.-Л. Кулон - М.: Мир, 1989. - 190 с., ил. ISBN 5-03-000488-2.

5. Gresho P.M, and Sani R.L., *Incompressible Flow and the Finite Element Method, Volume 1 & 2, John Wiley & Sons, New York, 2000.*

6. Заблодский Н.Н. Моделирование вентиляционной системы полифункционального электромеханического преобразователя шнекового типа / Н.Н. Заблодский, В.А. Квасов, И.А. Смагина, Н.В. Лукьянов // *Электротехника и электромеханика.* - 2010. - №1.- С.40-46.

7. Заблодский Н.Н. Математическое моделирование тепловых полей погружного полифункционального электромеханического преобразователя с кольцевыми обмотками / Н.Н. Заблодский, А.В. Лупанов // *Сборник научн. трудов ДонГТУ.* – Алчевск, 2010. - № 31 – С. 238-246.

Рекомендована к печати д.т.н., проф. Луциком В.Д.