

УДК 697.922

## **РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ БЛОК–МОДУЛЯ БЭТ ГТА С ПОМОЩЬЮ САЕ – СИСТЕМ**

**Ракша А.И.**

**Научный руководитель Ковалев Р.А.**

*Тульский государственный университет.*

*В работе рассматривается исходная система кондиционирования воздуха в отсеке БЭТ (блок электро–технический) блочно–контейнерного агрегата ГТА–6 РМ, предназначенная обеспечить соблюдение санитарных норм жизнеобеспечения комплексно включая в технологический процесс регулирование давления, температуры, влажности и чистоты воздуха.*

Цель работы заключается в подтверждении расчетом способности имеющейся в блок–модуле БЭТ блочно–контейнерного агрегата ГТА–6 РМ системы кондиционирования поддерживать требуемый микроклимат– не выше +35 °С, при температуре наружного воздуха +47 °С, с учетом тепловой энергии, получаемой блок–модулем от солнца (в условиях климата Сочи).

В численном моделировании динамики жидкости за последние годы достигнут значительный прогресс. Около тридцати лет назад расчет двумерного пограничного слоя казался пределом возможности численных методов. Сейчас успешно решаются гораздо более сложные задачи. Методы численного моделирования течений условно можно разбить на три группы: интегральные методы, конечно – разностные методы и методы конечных элементов.

Целью всех перечисленных методов является сведение задачи, описываемой уравнениями в частных производных, к алгебраической задаче. Методы отличаются лишь процедурой, используемой для дискретизации исходных уравнений. Наибольшее развитие в вычислительной газовой динамике получили конечно – разностные методы. Исходная система уравнений Навье – Стокса для несжимаемой жидкости в проекциях на оси прямоугольной декартовой системы координат может быть записана в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dv_x}{dt} + v_x \frac{dv_x}{dx} + v_y \frac{dv_y}{dy} + v_z \frac{dv_z}{dz} = X - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} + \nu \nabla^2 v_x, \\ \frac{dv_y}{dt} + v_x \frac{dv_y}{dx} + v_y \frac{dv_y}{dy} + v_z \frac{dv_z}{dz} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dy} + \nu \nabla^2 v_y, \\ \frac{dv_z}{dt} + v_x \frac{dv_z}{dx} + v_y \frac{dv_z}{dy} + v_z \frac{dv_z}{dz} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dz} + \nu \nabla^2 v_z. \end{cases}$$

где  $t$  – время;  $x, y, z$  – координаты частицы;  $v_x, v_y, v_z$  – проекции скорости жидкой частицы;  $X, Y, Z$  – проекции объемной силы;  $p$  – давление;  $\nu$  – кинематическая вязкость.

Для интегрирования уравнений Навье – Стокса и уравнения неразрывности требуется задать начальные (если движение не является стационарным) и граничные условия, которыми для вязкой жидкости являются условия прилипания к твердым стенкам [1]. В общем случае (движение сжимаемой и нагреваемой жидкости) в системе уравнений Навье – Стокса учитывается еще кинематической вязкости от температуры, что изменяет вид уравнений. При этом дополнительно используются уравнение баланса энергии и уравнение Клапейрона.

Программный комплекс вычислительной газовой динамики ANSYS Student, с помощью которого проведены расчеты, представленные в работе, базируется на методе конечных объемов. Основой метода является дискретизация – замена непрерывной области течения конечно – разностной сеткой. В результате исследуемый регион разделяется на субрегионы, называемые контрольными объемами. Решение ищется только внутри этих элементов. Производные уравнений в частных производных аппроксимируются конечными объемами. В результате система дифференциальных уравнений сводится к системе алгебраических уравнений, а значит, и методы ее решения, определяются типом исходной системы в частных производных. Таким образом, складывается полная картина потока.

Все численные методы требуют задания граничных условий, которые наиболее достоверно определяются из эксперимента. Следует отметить тот факт, что численные методы расчета обеспечат точные результаты только в том случае, если будет достоверная информация относительно физической картины течения.

Высокоэффективные автоматизированные газотурбинные агрегаты ГТА–6РМ и ГТА–8РМ производятся на базе приводов

ГТД–6PM и ГТД–8PM. Агрегаты выпускаются в блочно–контейнерном и ангарном исполнении и могут эксплуатироваться при одиночной работе или в комплексе (в т.ч. по требованию заказчика с турбогенераторами разных серий, имеющих идентичные эксплуатационные характеристики, водогрейными или паровыми котлами–утилизаторами, дожимной компрессорной станцией), обеспечивая параллельную работу с сетью. Используются для надежного обеспечения предприятий и жилых районов электрической и тепловой энергией.

Построение математической модели блок–модуля БЭТ блочно–контейнерного агрегата ГТА–6 PM с имеющейся системой кондиционирования. Вначале построена геометрическая трехмерная модель. Создание геометрической модели производилось в среде CAD/CAM системы Unigraphics.

На рисунке 1 представлена готовая модель блок–модуля БЭТ, с оборудованием, параметры которого сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Параметры оборудования и системы

Наименование	Значение
Холодопроизводительность кондиционера (сплит–система LG S07LHP Neo–Plasma)	$Q_{x1}= 2,1$ кВт
Расход воздуха (LG S07LHP Neo–Plasma)	$Q_1= 348$ м <sup>3</sup> /ч
Массовый расход воздуха (LG S07LHP Neo–Plasma)	$G_1= 0,107$ кг/с
Холодопроизводительность кондиционера (сплит–система LG S18LHP Neo–Plasma)	$Q_{x2}=5,1$ кВт
Расход воздуха (LG S18LHP Neo–Plasma)	$Q_2=840$ м <sup>3</sup> /ч
Массовый расход воздуха (LG S18LHP Neo–Plasma)	$G_2=0,257$ кг/с
Удельный тепловой поток от оборудования	$q_{оборуд} = 56$ Вт/м <sup>2</sup>
Удельный тепловой поток от трансформатора СН в отсек БЭТ	$q_{транс} = 525$ Вт/м <sup>2</sup>
Максимальная суммарная солнечная радиация	$q_{sum} = 212$ Вт/м <sup>2</sup>

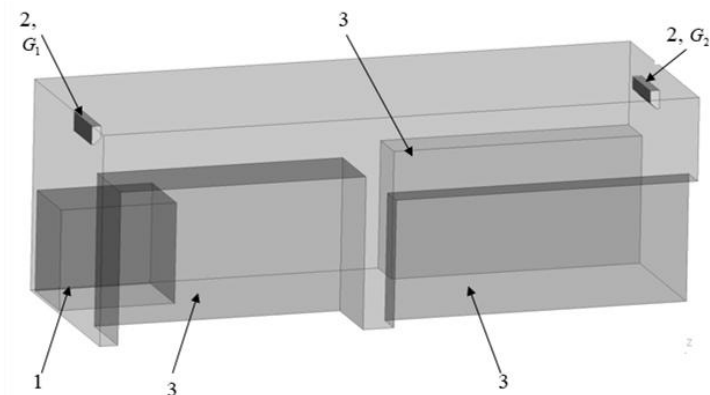


Рис. 1 – Модель блок-модуля БЭТ  
с имеющимся оборудованием:

1 – трансформатор, 2 – система кондиционирования воздуха,  
3 – оборудование

При расчете системы кондиционирования, учитывается тепловая энергия, передаваемая в виде солнечной радиации отсеку БЭТ. Согласно [1] максимальная солнечная энергия на территории Сочи составляет  $160 \text{ ккал/см}^2$  в год, что соответствует  $212,42 \text{ Вт/м}^2$ .

Постановка расчета производилась в программной среде. В качестве рабочего тела использовалась модель идеального газа – воздуха. Поток считался дозвуковым. Использовалась модель турбулентности SST, которая хорошо считает как основной, так и пристеночный поток.

Наличие двух независимых переменных позволяет получить большую гибкость при выборе масштабов турбулентности и обеспечить более корректный результат. Прилипание потока газа к стенкам и тепловое излучение со стенок модели учитывались.

В соответствии с методикой [2], рассчитан удельный тепловой поток, поступающий в отсек БЭТ. При расчете учтены «мостики холода» (не более 20 % от общей площади поверхности отсека), а также толщина и свойства теплоизоляции типа ISOVER [3]. Результаты проведенного расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета удельного теплового потока, поступающего в отсек БЭТ

Наименование	Разм.	Отсек БЭТ
Температура окружающей среды	°С	+47
Температура воздуха внутри отсека	°С	+25
Удельный тепловой поток, поступающий в отсек БЭТ	Вт/м <sup>2</sup>	69
Поверхность теплообмена	м <sup>2</sup>	60,68

Моделирование процессов теплообмена производилось на основе следующих граничных условий, которые сведены в таблицу 3.

Температура охлажденного воздуха, выходящего из кондиционера  $T_k$  рассчитывалась как разница температуры воздуха, удаляемого из помещения, и тепловой мощности, затраченной на охлаждение:

$$T_k = T_{\text{внутр}} - Q_x.$$

Таблица 3 – Значение граничных условий

Граничные условия	Параметры
Удельный тепловой поток, поступающий в отсек БЭТ	69 Вт/м <sup>2</sup>
Удельный тепловой поток от оборудования	56 Вт/м <sup>2</sup>
Удельный тепловой поток от трансформатора СН в отсек БЭТ	525 Вт/м <sup>2</sup>
Массовый расход воздуха (LG S07LHP Neo-Plasma)	0,107 кг/с
Массовый расход воздуха (LG S18LHP Neo-Plasma)	0,257 кг/с

Определим средние температуры потоков в шести основных плоскостях – в плоскости трансформатора, в плоскости системы кондиционирования и остального оборудования, на уровне пола и потолка, на высоте 1,5 м от уровня пола, которые сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Среднее значение температуры воздуха на характерных плоскостях

Размещение плоскости	Ср. значение температуры воздуха, °С
Вблизи трансформатора	29
Вблизи системы кондиционирования	31
Вблизи остального оборудования	30
На уровне пола	26
На уровне потолка	28
На высоте 1,5 м от уровня пола	43

В результате проведения численного моделирования рабочего процесса, выполнено исследование изменений параметров потока воздуха при его подаче в рабочую зону. На рисунке 2 видно, что при попадании воздуха из системы кондиционирования в рабочую зону происходит увеличение его температуры. Это объясняется наличием теплового потока от оборудования –  $56 \text{ Вт/м}^2$ , трансформатора –  $525 \text{ Вт/м}^2$ , солнечной радиации –  $212 \text{ Вт/м}^2$ , теплового потока, поступающего в отсек через стенки с учетом теплоизоляции –  $69 \text{ Вт/м}^2$ .

Для ответа на вопрос удовлетворяет ли данная система кондиционирования требуемым требованиям выполним построение объема, имеющих температуру от  $+15 \text{ °C}$  до  $+35 \text{ °C}$  (рисунок 2).

Имеющиеся сплит-системы LG S07LHP Neo-Plasma мощностью 2,1 кВт и LG S18LHP Neo-Plasma мощностью 5,1 кВт способны обеспечить требуемый микроклимат (температура не выше  $+35 \text{ °C}$ ) только в рабочей зоне отсека БЭТ, что является недостаточным.

Проведем повторный расчет с заменой сплит-системы LG S07LHP Neo-Plasma мощностью 2,1 кВт на LG S18LHP Neo-Plasma мощностью 5,1 кВт.

Картины распределения температуры воздуха внутри БЭТ качественно схожи в первом и втором случаях. Но, воздух, циркулирующий в рабочей зоне с двумя более мощными кондиционерами охлаждается интенсивнее.

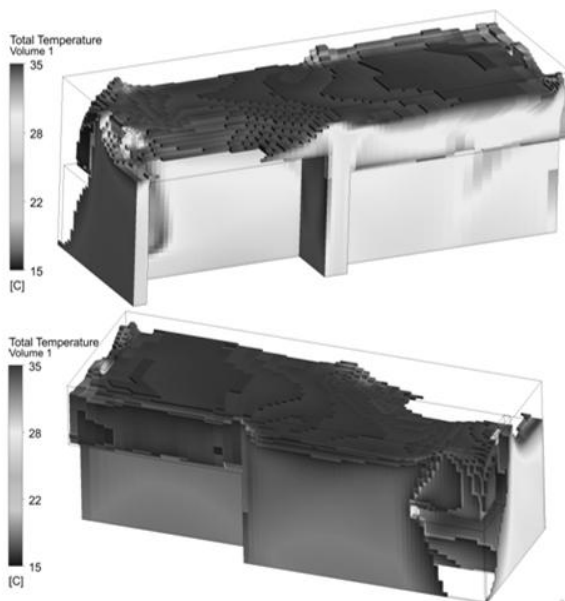


Рис. 2 – Объемное распределение необходимой температуры

Таблица 5 – Среднее значение температуры воздуха на характерных плоскостях.

Размещение плоскости	Ср. значение температуры воздуха, °С
Вблизи трансформатора	22
Вблизи системы кондиционирования	24
Вблизи остального оборудования	24
На уровне пола	19
На уровне потолка	21
На высоте 1,5 м от уровня пола	37

По данным их таблиц 4 и 5 сделан вывод о том, что замена сплит-системы LG S07LHP Neo-Plasma мощностью 2,1 кВт на LG S18LHP Neo-Plasma мощностью 5,1 кВт приводит к заметному снижению температуры в среднем на 7 °С – что является необходимым и достаточным.

Для количественного сравнения, на сколько второй вариант сплит–систем эффективнее, чем первый, выполним построение объемам, имеющих температуру от +15 °С до +35°С (рисунок 3).

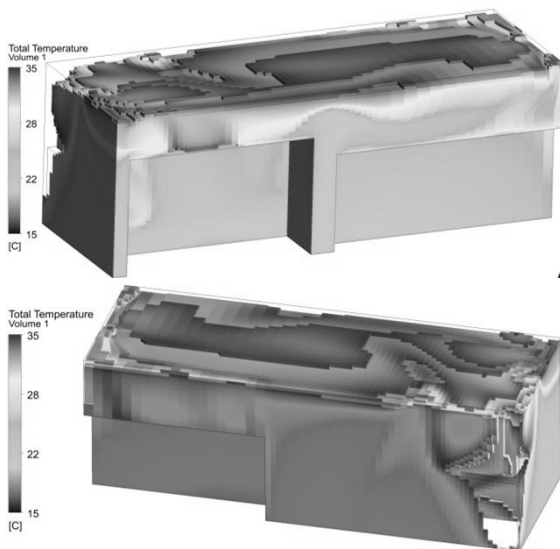


Рис. 3 – Объемное распределение необходимой температуры

Сопоставляя Рисунки 2 и 3, можно сделать вывод о том, что рекомендуемые сплит–системы (LG S18LHP Neo–Plasma мощностью 5,1 кВт – 2 шт.) обеспечивают требуемый микроклимат (температура не выше +35°С) по всему отсеку за исключением пристеночных областей отсека и трансформатора собственных нужд – что является необходимым и достаточным по условиям задания.

Результаты расчета показали, что имеющаяся система кондиционирования в отсеке БЭТ (сплит–системы типа LG S07LHP Neo–Plasma мощность 2,1 кВт и LG S18LHP Neo–Plasma мощность 5,1 кВт) способна обеспечить требуемый микроклимат (температуру не выше +35 °С) только в рабочей зоне отсека. Для организации оптимальной рабочей среды внутри отсека БЭТ рекомендуется увеличить мощность холодопроизводительности системы кондиционирования. Проведен расчет при условии увеличения общей холодопроизводительности сплит–систем в отсеке БЭТ до 10,2 кВт (замена сплит–системы LG



S07LHP Neo–Plasma мощностью 2,1 кВт на LG S18LHP Neo–Plasma мощностью 5,1 кВт). Результат расчета показал, что заданный микроклимат внутри отсека БЭТ обеспечивается по всему отсеку за исключением пристеночных областей отсека и трансформатора собственных нужд.

### **Библиографический список**

1. *Абрамович, Г.Н. Теория турбулентных струй/ Г.Н. Абрамович. М.: Физматгиз, 1960 – 715 С.*
2. *Лэнгстон Поперечные течения в канале турбинной решетки/ Лэнгстон // Труды американского общества инженеров – механиков. Энергетические машинные установки, 1980. – №4. С. 111– 121.*
3. *Лэнгстон Трехмерное течение в канале турбинной решетки/ Лэнгстон, Найс, Хупер // Труды американского общества инженеров – механиков. Энергетические машинные установки, 1977. – №2. С. 22 – 31.*

УДК 696.2

## **К ВОПРОСУ О КОРРОЗИИ ТРУБОПРОВОДОВ**

**Тиханова М.М.**

**Научный руководитель Соколова С.С.**  
*Тульский государственный университет*

*Рассмотрены основные вопросы, связанные с повреждениями коррозией металлических конструкций, виды коррозии, а также основные способы защиты. На примере трубопроводов проанализированы основные виды повреждений, причины их появления, увеличение сроков эксплуатации тепловых сетей (магистралей).*

На сегодняшний день коррозия является одной из ведущих проблем при эксплуатации и обслуживании подземных трубопроводов. Существует два основных вида данных разрушений: внутреннее и внешнее [1].

Ведущие специалисты в данной отрасли в качестве причины возникновения внутренней коррозии выделяют наличие растворенного кислорода в воде, который вместе с подпиточной водой попадает в тепловые сети. Скорость такого разрушения зависит, как правило, от скорости диффузии и содержания кислоро-