

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Введение

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) широко применяются в установках различного технологического назначения: для получения сжатого воздуха и других газообразных веществ, в газонаполнительных, газо- и нефтеперекачивающих станциях, для охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок (ГТУ), а также – для охлаждения различных газообразных и жидких сред. Эти аппараты являются основой системы охлаждения стационарных двигателей внутреннего сгорания, большинство из которых используется в качестве силовых агрегатов дизель-генераторных электростанций. Основное назначение этих аппаратов – рассеивание теплоты в окружающую среду. Охлаждающая среда – атмосферный воздух, который обычно подается вентилятором. В трубах аппарата осуществляется охлаждение газообразных, жидких веществ или их смесей без изменения своего агрегатного состояния или с конденсацией газообразной среды. В целях воздушного

охлаждения как правило применяются аппараты из стандартного ряда (АВМ, АВГ, АВЗ и пр.) имеющие площадь оребренной поверхности до 20000 м^2 , коэффициент оребрения до 22 и рассчитанные на давление до $31,4 \text{ МПа}$ [1]. Несмотря на различие конструктивного исполнения все стандартные АВО имеют общие особенности: поверхность теплообмена – моно- или биметаллические оребренные трубы с накатанными или навитыми ребрами, а также с ребрами, образованными напрессовкой пластин. Трубная решетка – в основном шахматный пучок с разбивкой по равностороннему треугольнику. Пучок труб представляет собой отдельную секцию, которая состоит от 4 до 8 рядов труб. Ряды труб компонуются от 1 до 8 ходов по трубному пространству в основном по противотоку [1]. В АВО наиболее распространено параллельное включение по охлаждающему воздуху (см. рис 1), так как оно обладает меньшим аэродинамическим сопротивлением и требует меньшей мощности вентилятора.

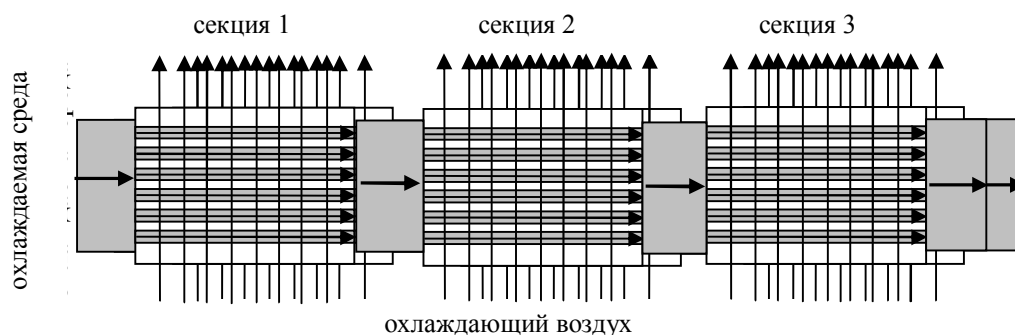


Рис. 1. Развернутая схема одноходового трехсекционного АВО с параллельным включением секций

В каждой секции абсолютное или частичное неперемешивание охлаждающего воздуха, который движется перекрестно в межтрубном пространстве. Степень перемешивания зависит от структуры ореб-

рения и количества ребер, приходящихся на единицу длины трубы. Внутри отдельного ряда труб – перемешанное движение охлаждаемой среды, а в целом по секции – частично неперемешанное движение

этой среды по отдельным рядам (от 4 до 6). Между секциями охлаждаемая среда перемешивается в промежуточных перепускных камерах.

Постановка задачи

В двигателях внутреннего сгорания обычно затраты мощности на обслуживание системы охлаждения составляют 3–10 % от эффективной мощности. Поэтому обеспечение высокой эффективности работы АВО системы охлаждения ДВС является актуальной задачей. Традиционно большое внимание разработчиков и исследователей подобных теплообменных аппаратов уделяется увеличению интенсивности теплообмена со стороны теплоносителя, который имеет меньший коэффициент теплоотдачи. Для этого разрабатывают более совершенное оребрение наружной поверхности труб [2]. Однако эффективность подобных аппаратов с перекрестным током будет зависеть не только от интенсивности теплообмена, но и от схемы включения секций, их количества, числа рядов труб в одной секции и их компоновки по ходам, степени перемешивания каждого теплоносителя по ходу в каждой секции. В данной работе поставлена задача на основе математической модели подобных теплообменников разработать зависимости, позволяющие получить распределение температурных характеристик по элементам и в аппарате в целом. С помощью этих зависимостей можно проводить анализ эффективности как вновь разрабатываемых, так и действующих аппаратов с учетом факторов эксплуатации (загрязнения, отложения, контактные термические сопротивления и пр.).

Решение

На основе математической модели теплообменников рассматриваемого вида и с учетом особенностей перемешивания движущихся сред были получены решения двумерной сопряженной задачи теплопроводности и конвективного теплообмена с задан-

ными температурами и расходами теплоносителей на входе в секцию с одним ходом. Решения получены в виде интегральных уравнений от двух координат (при условии абсолютного неперемешивания двух теплоносителей) или от одной координаты и номера ряда труб (при условии полного неперемешивания одного теплоносителя и частичного перемешивания другого). Первый вариант актуален для пластинчатых теплообменников, а второй – для рассматриваемых аппаратов. Окончательное решение интегральных уравнений для температур охлаждаемой среды, которая движется внутри труб, имеет вид:

$$\left(\frac{t_{o1} - t_o(x)}{t_{o1} - t_{n1}} \right)_i = f_i;$$

$$f_i = (A_i - B_i - C_i) \cdot \exp^{-\bar{x}};$$

$$A_i = \exp^{\bar{x}} - 1; B_i = \sum_{l=1}^{i-1} \left[\binom{i-1}{l} \cdot (\bar{a})^l \cdot (1 - \bar{a})^{i-1-l} \cdot \frac{(\bar{x})^l}{l!} \right];$$

$$C_i = \bar{a} \cdot \sum_{j=1}^{i-1} B_j,$$

где "о" – охлаждаемая среда; "н" – нагреваемая среда (охлаждающий воздух); "1" – вход, "2" – выход; i – текущий номер ряда труб (от входа среды, движущейся в межтрубном пространстве); l, j – текущие индексы;

f_i – текущая степень охлаждения в i -ом ряду труб;

$$\bar{x} - \text{относительная координата } \bar{x} = \frac{Rax}{L};$$

x – текущая координата от входа в трубу в одной секции по длине L ;

$$a = n \cdot \left(1 - \exp^{\frac{-NTU_2}{n}} \right) \text{ и } \bar{a} = \frac{a}{n};$$

n – число рядов труб в одной секции;

R – отношение водяных эквивалентов теплоносителей, $R = \frac{c_{p_n} \cdot G_n}{c_{p_o} \cdot G_o}$;

NTU_2 – число единиц переноса теплоты,

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{p_n} \cdot G_n};$$

K и F – коэффициент и площадь теплопередачи, Вт/(м²·К) и м²;

G и c_p – расходы и теплоемкости сред в пределах одной секции, кг/с и Дж/(кг·К).

Эффективность охлаждения PR в одной секции будет определяться так:

$$(PR)_j = \left(\frac{t_{o1} - t_{o2}}{t_{o1} - t_{n1}} \right)_j = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n f_i \right)_j.$$

Следует отметить, что частный случай этих зависимостей только для параметра $(PR)_j$ приведен в [3], но они имеют другой формульный вид. Однако при сравнении результатов расчетов по разработанным формулам с приведенными в [3] номограммами оказалось, что они практически совпадают. Подобные зависимости разработаны и для обратного случая, где внутри труб движется нагреваемая среда, а в межтрубном пространстве – охлаждаемая (греющая) среда, который актуален, например, для регенераторов ГТУ, одна ко в данной работе они не приводятся.

Если допустить, что теплофизические свойства веществ для всех секций одинаковы, то на основании полученных зависимостей при параллельном включении секций окончательные эффективности охлаждения для всего аппарата будут:

$$PR = \frac{t_{o1} - t_{o2}}{t_{o1} - t_{n1}} = 1 - (1 - (PR)_j)^{n_c},$$

где n_c – количество секций; j – текущий номер секции (в этом случае эффективности $(PR)_j$ одинаковы для всех секций).

Если в АВО присутствуют зоны с разными свойствами или фазовыми состояниями сред, то необходимо применять интервально-итерационный метод расчета теплообменника [1].

Распределение температур и эффективность

охлаждения в аппарате существенно зависит от количества секций, рядов труб в одной секции, отношения расходов и теплоемкостей теплоносителей, числа единиц переноса теплоты NTU_2 . Число NTU_2 при неизменных расходах теплоносителей зависит от произведения коэффициента K и площади теплопередачи F . Параметр NTU_2 при неизменной компоновке аппарата отражает интенсификацию теплообмена (что повышает K) либо увеличение площади теплопередачи F , а также эксплуатационные факторы (отложения, загрязнения и пр.), которые снижают K . Изменение расхода охлаждающего воздуха, подаваемого на АВО, отражает параметр R .

На рис. 2 приведено распределение температур охлаждаемой однофазной среды в трехсекционном АВО (см. рис. 1). В каждой секции по 6 рядов оребренных труб с одним ходом. Для исследования были приняты такие параметры: $R=1$, $NTU_2=10$; температура охлаждаемой среды $t_{o1}=120^\circ\text{C}$; охлаждающего атмосферного воздуха – $t_{n1}=20^\circ\text{C}$. Из рисунка видно, что наименее всего охлаждается среда в последнем (шестом) ряду труб. Наиболее неравномерное охлаждение среды в первой секции. Перемешивание среды между секциями уменьшает неравномерность распределения температур охлаждаемой среды по рядам. Чем больше секций в аппарате, тем меньше неравномерность. С ростом интенсивности теплообмена (т.е. NTU_2) неравномерность увеличивается.

В результате средняя температура охлаждаемой среды составила: после первой секции $t_{o21}=87^\circ\text{C}$, после второй секции – $t_{o22}=65^\circ\text{C}$, после всего аппарата – $t_{o2}=50^\circ\text{C}$. Температура охлаждающего воздуха: на выходе из первой секции $t_{n21}=118^\circ\text{C}$, из второй секции – $t_{n22}=86^\circ\text{C}$, из третьей секции – $t_{n23}=64^\circ\text{C}$, средняя после АВО – $t_{n2}=90^\circ\text{C}$. Эф-

эффективность охлаждения $PR=0,7$.

На этом же рисунке показана зависимость эффективности охлаждения PR от количества секций в аппарате и числа NTU_2 , где параметр $R=1$. При $NTU_2 = 1,2$ эффективность невысокая и мало зависит от количества секций ($PR=0,515$ в односекционном АВО и $PR=0,504$ в десятисекционном). В аппарате с лучшей интенсивностью теплообмена ($NTU_2 = 10$) эффективность уже сильно зависит от количества

секций ($PR=0,806$ в односекционном АВО и $PR=0,651$ в десятисекционном АВО). Увеличение интенсивности с $NTU_2 = 1,2$ до $NTU_2 = 10$ сказывается на увеличении эффективности на 29% (от $PR=1$) в односекционном АВО, на 17% в пятисекционном АВО и на 15% в десятисекционном АВО. При очень большом числе секций движение охлаждаемой среды стремится к полному перемешиванию с предельной эффективностью $PR=0,632$ и $NTU_2 \rightarrow \infty$ (линия А).

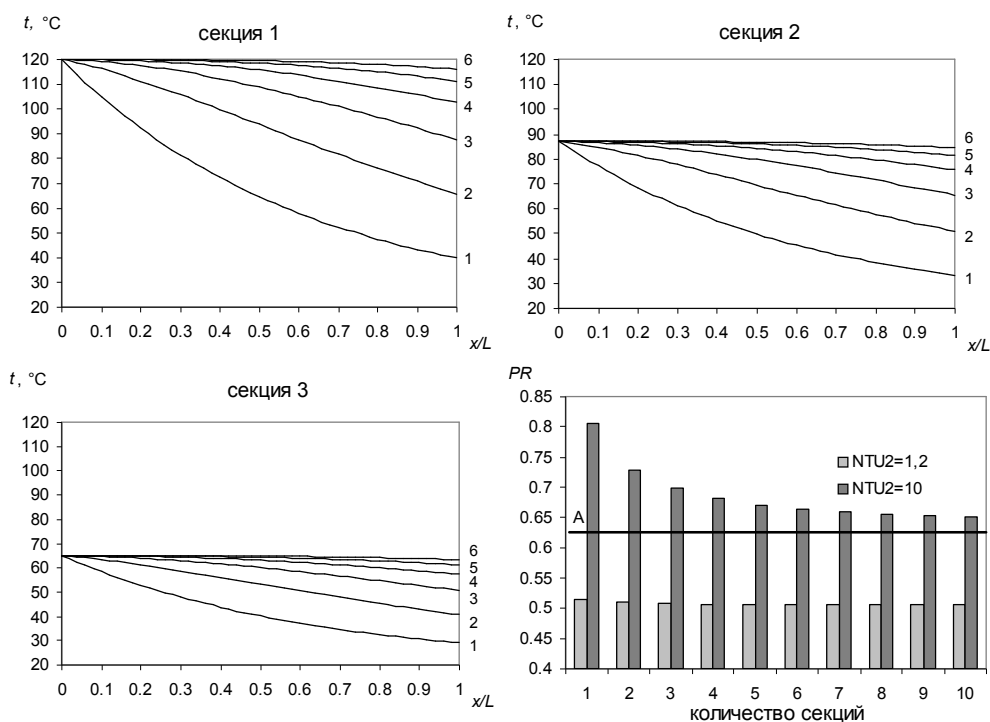


Рис. 2. Распределение температур нагреваемого воздуха в трехсекционном АВО и эффективность нагрева от количества секций

На рис. 3 представлена зависимость эффективности охлаждения среды в АВО от количества па-

раллельно включенных секций при других значения R , отличных от 1.

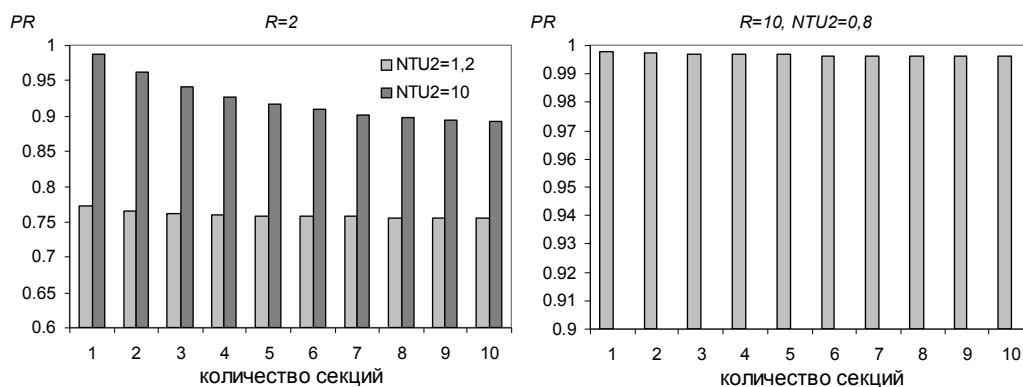


Рис. 3. Эффективность АВО от количества секций

Как видно из представленных графиков, эффективность односекционных АВО наибольшая. При значительном увеличении расхода охлаждающего воздуха (т.е. нагреваемой среды, что эквивалентно росту параметра R) даже при $NTU_2 = 0,8$ и $R=10$ эффективность охлаждения приближается к единице (т.е. температура охлаждаемой среды будет близка к температуре атмосферного воздуха). При этом эффективность практически не будет зависеть от количества секций. Однако в этом случае значительно возрастают затраты на подачу охлаждающего воздуха.

Выводы

Разработаны зависимости для определения температурных характеристик и эффективности теплообменников с частичным или полным перемешиванием сред при параллельном соединении одноходовых секций относительно нагреваемой среды, которая движется в межтрубном пространстве. Такие зависимости могут быть использованы при решении оптимизационных задач в АВО. Исследована эффективность АВО в зависимости от количества секций, и обобщенных параметров NTU_2 и R , которые отражают интенсивность теплообмена и отношение расходов теплоносителей. Показано, что интенсификация теплообмена неоднозначно влияет на эффективность всего аппарата в целом. При разработке новых

и реконструкции существующих АВО необходимо проводить не только интенсификацию теплообмена, а и учитывать влияние на их эффективность компоновки теплообменных поверхностей и факторов эксплуатации (загрязнений, отложений и пр.). При некотором усложнении приведенных зависимостей можно исследовать многоходовые аппараты относительно секции и при других схемах компоновки секций [4], а также теплообменники подобного типа или другого предназначения.

Список литературы:

1. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. – К.: Наук. думка, 1985. – 232 с.
2. Пиш А.Э., Кунтыш В.Б. Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб//Тез. докл. V Минского Международного форума по тепло- и массообмену. – Минск, 24-28 мая 2004, Т2. – С. 317–318.
3. Справочник по теплообменникам/Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с.
4. Ганжа А.Н. Температурные характеристики одно- и многоходовых теплообменников с перекрестным током//Тез. докл. V Минского Международного форума по тепло- и массообмену. – Минск, 24-28 мая 2004, Т2. – С. 281–282.