

*А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук*

## МЕТОДЫ И СРЕДСТВА СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПАРО-ГАЗОТУРБИНЫХ И ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

**Введение.** Для улучшения технико-экономических показателей производства энергоносителей на паротурбинных, газотурбинных, парогазотурбинных (когенерационных), бензиновых и дизельных энергоустановках широко применяются теплообменные аппараты различного типа. Из всего многообразия используемых типов аппаратов наибольшую долю составляют рекуперативные теплообменники с перекрестным током теплоносителей. Такие теплообменники предназначены для регенеративного подогрева воздуха и питательной воды на паротурбинных установках электростанций, регенерации теплоты и промежуточного охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок и компрессорных станций, охлаждения бензиновых и дизельных энергоустановок. Теплообменники по габаритам, весу и металлоемкости соизмеримы с установками, где они используются, а зачастую и – превосходят их. От эффективности работы аппаратов существенно зависит КПД энергетических установок и параметры отпускаемых потребителям энергоносителей (тепловой энергии, пара, сжатого воздуха и пр.). Поэтому задача системного анализа как серийно выпускаемых и действующих теплообменников, так вновь разрабатываемых аппаратов, является актуальной.

**Постановка задачи.** Традиционно разработчики и исследователи подобных теплообменников большое внимание уделяют интенсификации теплообмена со стороны теплоносителя, который имеет меньший коэффициент теплоотдачи. Для этого разрабатывают более совершенное оребрение наружной поверхности труб [1, 2 и др.] или улучшают форму самой поверхности. 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. Поэтому в данной работе поставлена задача на основе математической модели таких теплообменников создать методики и алгоритмы, позволяющие получить распределение температурных и тепловых

характеристик по каждому элементу и в аппарате в целом. С помощью этой методики можно проводить системный анализ эффективности, надежности и ресурса как вновь проектируемых, так и действующих аппаратов с учетом технологических факторов и факторов эксплуатации (загрязнения, отложения, коррозионно-эрозионный износ, контактные термические сопротивления и пр.).

**Решение.** Рассматриваемые аппараты могут иметь различную компоновку теплообменных поверхностей (см. рис. 1): параллельное или последовательное противоточное включение секций по наружному теплоносителю, секции могут быть одноходовыми или многоходовыми. В пределах одной секции наружный теплоноситель практически полностью не перемешивается. Степень перемешивания наружного теплоносителя определяется количеством ребер, приходящихся на единицу длины ряда труб. В пределах одной секции внутренний теплоноситель перемешивается частично – только в пределах одного ряда труб. Между ходами внутренний теплоноситель, как правило, перемешивается, а между секциями – перемешивается в промежуточных коробах. Основным элементом такого теплообменника есть одна секция со сложной двумерной (или трехмерной) схемой течения теплоносителей (см. рис. 2). Следует отметить, что для анализа подобных аппаратов традиционно используются графиками или номограммами [3 и др.], применять которые в расчетах на ЭВМ неудобно. В [2, 3 и пр.] приводятся окончательные зависимости для анализа подобных аппаратов, однако они справедливы только для некоторых частных случаев компоновки поверхности. На основе математической модели теплообменников рассматриваемого вида и с учетом особенностей перемешивания движущихся сред авторами были получены решения двумерной сопряженной задачи теплопроводности и конвективного теплообмена с заданными температурами и расходами теплоносителей на входе. Решения получены в виде интегральных уравнений от двух координат (при условии абсолютного перемешивания двух теплоносителей) или от одной координаты и номера ряда труб (при условии пол-

ного перемешивания одного теплоносителя и частичного перемешивания другого). Первый вариант актуален для пластинчатых теплообменников, а второй – для аппаратов, где поверхность теплообмена составляет пучок труб. Окончательное решение интегральных уравнений для температур теплоносителя, который движется внутри труб, позволило получить эффективности аппаратов. Для теплообменников, где внутри труб движется нагреваемый теплоноситель, эффективность нагрева будет определяться так:

$$\varphi_n = \frac{t_{в\ вых} - t_{в\ вх}}{t_{н\ вх} - t_{в\ вх}} \quad (1)$$

Для теплообменников, где внутри труб движется охлаждаемый теплоноситель, эффективность охлаждения будет определяться так:

$$\varphi_o = \frac{t_{в\ вх} - t_{в\ вых}}{t_{в\ вх} - t_{н\ вх}} \quad (2)$$

где температуры наружного и внутреннего теплоносителя определяются как средние на входе и выходе из всего аппарата и рассчитываются согласно разработанной авторами методике и комплексу алгоритмов.

Результирующие уравнения [4] зависят от компоновки аппарата и схемы включения секций (параллельная, последовательная противоток или

прямоток), числа секций, ходов и рядов труб, числа единиц переноса теплоты  $NTU$ , отнесенное к внутреннему теплоносителю:

$$NTU = \frac{K \cdot F}{c_{pв} \cdot G_{в}} \quad (3)$$

и от отношения расходных теплоемкостей наружного к внутреннему теплоносителю  $R$ :

$$R = \frac{c_{pв} \cdot G_{в}}{c_{pн} \cdot G_{н}} \quad (4)$$

где  $K$  и  $F$  – коэффициент и полная площадь теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К) и м<sup>2</sup>;  $G$  и  $c_p$  – расходы и теплоемкости сред, кг/с и Дж/(кг·К).

Число  $NTU$  при неизменных расходах теплоносителей зависит от произведения коэффициента  $K$  и площади теплопередачи  $F$ . Параметр  $NTU$  при неизменной компоновке аппарата отражает интенсификацию теплообмена (что повышает  $K$ ) либо увеличение площади теплопередачи  $F$ , а также эксплуатационные и технологические факторы (отложения, загрязнения и пр.), которые снижают  $K$ . Изменение расходов теплоносителей (т.е. режимные характеристики) отражает параметр  $R$ .

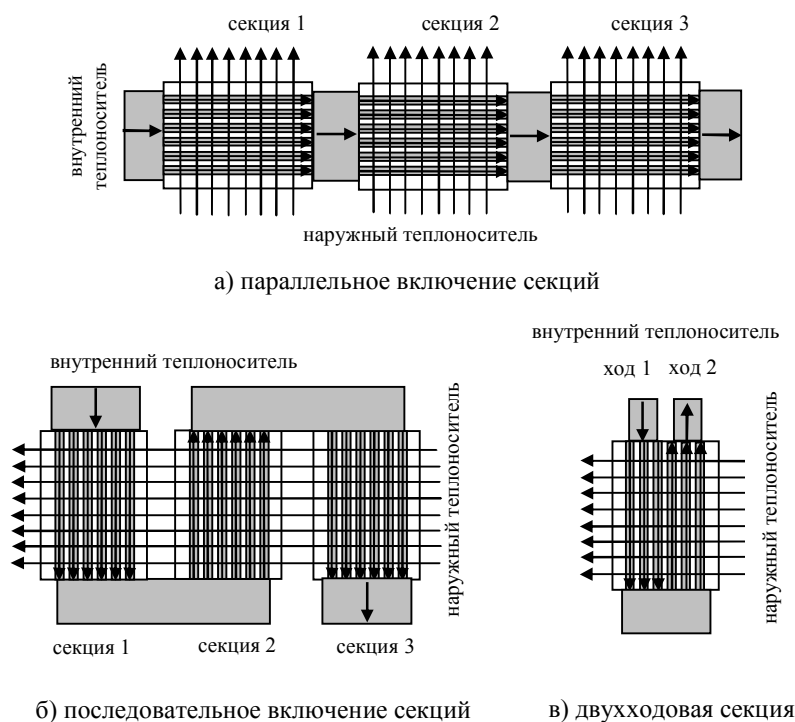


Рис. 1. Схемы теплообменных аппаратов

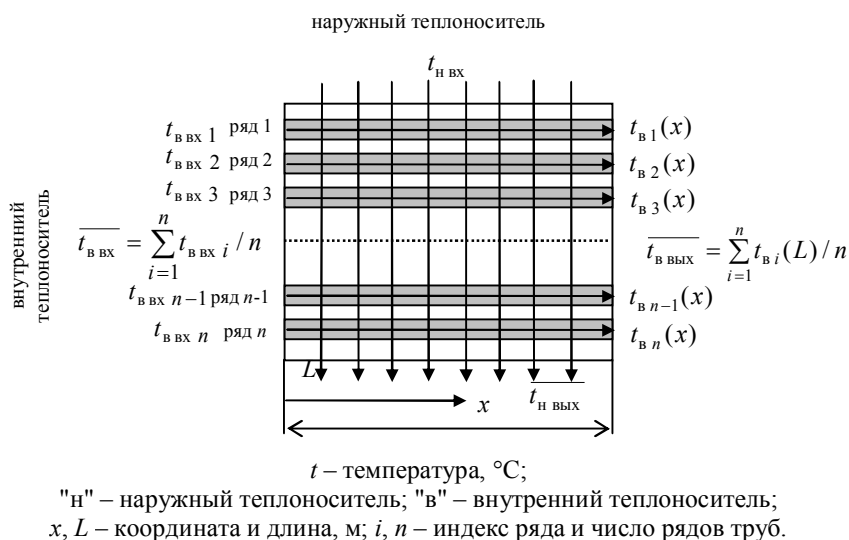


Рис. 2. Расчетная схема одной секции

При параллельном включении секций (см. рис. 1, а) в простом случае, где теплофизические свойства веществ и параметры, характеризующие теплопередачу, для всех секций одинаковы, эффективности всего аппарата будут:

$$\varphi_n = 1 - (1 - \varphi_{nc})^{n_c} \text{ и } \varphi_o = 1 - (1 - \varphi_{oc})^{n_c}, \quad (5)$$

где  $n_c$  – количество секций;  $\varphi_{nc}$  и  $\varphi_{oc}$  – эффективность нагрева или охлаждения в одной секции.

Для случая, где в пределах секции (рис. 2) в каждом элементе теплофизические свойства веществ и параметры, характеризующие теплопередачу, одинаковы или различны авторами были разработаны алгоритмы расчета эффективности нагрева или охлаждения в секции ( $\varphi_{nc}$  или  $\varphi_{oc}$ ) на основе аналитических решений. Например, если внутри элементов находится теплоноситель, который нагревается, разработанная методика поиска локальных температур и расчета эффективности секции  $\varphi_{nc}$  на основе аналитических решений будет иметь вид (обозначения соответствуют рис. 2):

$$t_{в i}(x) = t_{в\text{вх} i} + \sum_{j=0}^{i-1} (t_{н\text{вх}} - t_{в\text{вх}(i-j)}) \cdot \beta_{xj}; \quad (6)$$

$$\beta_{x0} = 1 - e^{-ax}; \quad a = \frac{n}{R} \left( 1 - e^{-\frac{RNTU}{n}} \right)$$

$$\beta_{xj} = -e^{-ax} \cdot \sum_{l=0}^{j-1} \binom{j-1}{l} \cdot \left( 1 - \frac{aR}{n} \right)^{j-l-1} \left( \frac{aR}{n} \right)^{l+1} \cdot \frac{(ax)^{l+1}}{(l+1)!}, \quad j = 1 \dots n; \quad (7)$$

$$\overline{t_{в\text{вх}}} = \sum_{i=1}^n t_{в\text{вх} i} / n \text{ и } \overline{t_{в\text{вых}}} = \sum_{i=1}^n t_{в i}(L) / n; \quad (8)$$

$$\varphi_{nc} = \frac{\overline{t_{в\text{вых}}} - \overline{t_{в\text{вх}}}}{t_{н\text{вх}} - \overline{t_{в\text{вх}}}}. \quad (9)$$

Для более сложного случая компоновки многосекционного аппарата со смешанным током (рис. 1, б и в) авторами на основе аналитических решений и интегральных преобразований были созданы более сложные методики алгоритмы, которые носят итерационный характер [4].

Если в теплообменном аппарате присутствуют зоны с разными свойствами теплоносителей или фазовыми состояниями сред, параметрами, характеризующими теплопередачу (начальные участки, загрязнения, отложения и пр.) то необходимо применять интервально-итерационный метод расчета теплообменника. Для данного случая авторами были разработаны методика и комплекс алгоритмов дискретного расчета [4]. Предложено, что элементами (микротеплообменниками), из которых скомпонован аппарат, являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах. Еще одним преимуществом предложенного подхода является сокращение числа расчетных точек. Также о целесообразности подхода разбивки аппарата на микротеплообменники в дискретном расчете говорится и в работе [3].

На рис. 3 представлена зависимость эффективности нагрева воздуха в воздухоподогревателе ГТУ от количества включенных секций при значении  $R = 1,05$ , и числах  $NTU = 1,2$  и  $NTU = 10$ . Величина  $R$ , как правило близка к 1, что соответствует реальным условиям работы регенераторов-воздухоподогревателей ГТУ, так как расходы воз-

духа внутри труб и отработавших газов снаружи практически равны и отличаются только на величину подаваемого топлива, а изобарная теплоемкость газов несколько выше, чем у воздуха. Величины  $NTU$  могут изменяться в больших пределах в зависимости от совершенства поверхности теплообмена.

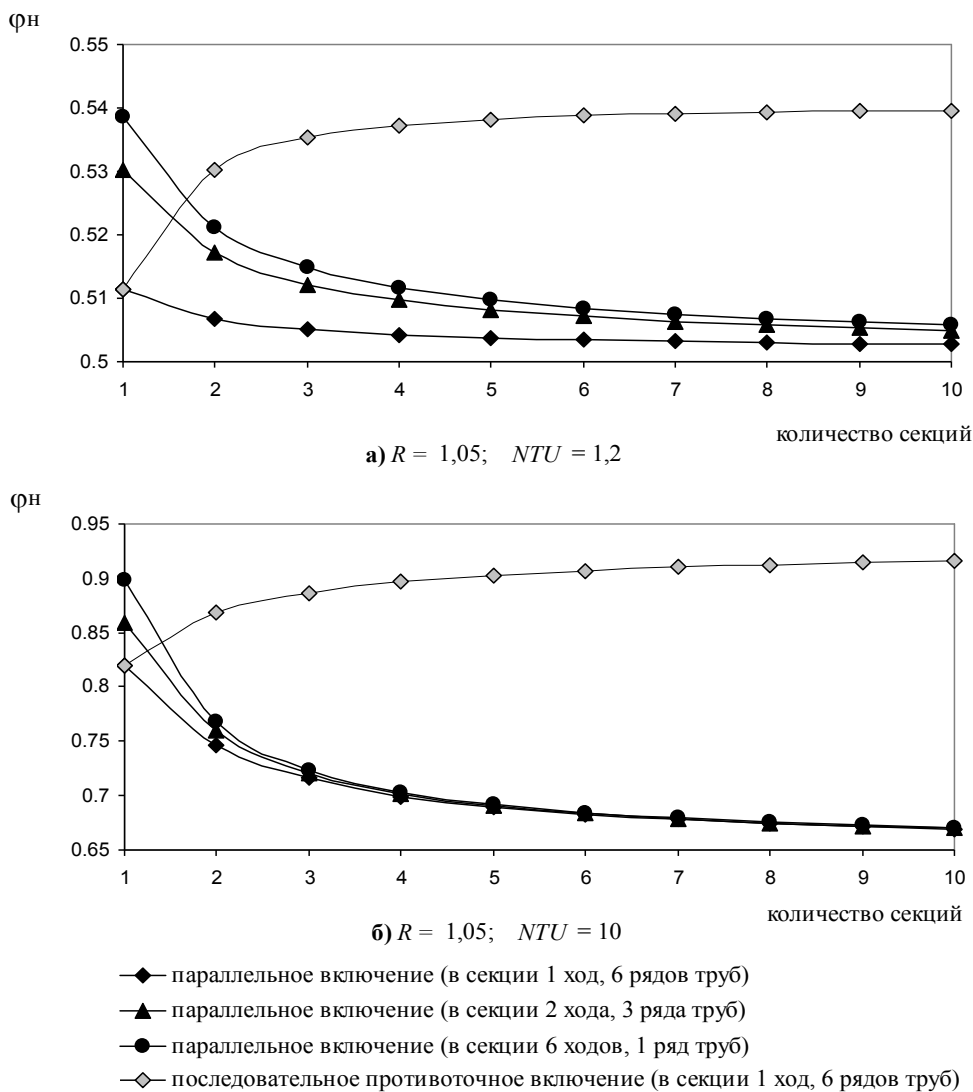


Рис. 3. Эффективность нагрева воздуха в регенераторе-воздухоподогревателе ГТУ в зависимости от компоновки теплообменных поверхностей

Как видно из представленных графиков, при параллельном включении секций эффективность односекционных аппаратов наибольшая. При противоточном включении секций наибольшая эффективность нагрева у многосекционного аппарата. Увеличение числа ходов нагреваемого воздуха с противоточным их включением повышает эффективность по сравнению с одноходовыми аппаратами. Эффективности многосекционного аппарата с

8÷10 шестирядными секциями, включенными последовательно противоточно, практически совпадают с эффективностью односекционного аппарата с 6 противоточными ходами и 1 рядом труб в ходу. Первый вариант обладает высоким аэродинамическим сопротивлением по охлаждаемым газам, а второй – по нагреваемому воздуху. Одинаковым аэродинамическим сопротивлением обладают аппарат с параллельным включением 6 одноходовых

секций с 6 рядами труб и аппарат с параллельным включением 6 секций с 6 ходами и 1 рядом труб. Однако второй вариант является более эффективным за счет включения элементов противоточной схемы, а первый – более простым в конструктивном исполнении. Увеличение интенсивности теплообмена с  $NTU = 1,2$  до  $NTU = 10$  (см. рис. 3) наиболее весомо влияет на рост эффективности односекционного аппарата и многосекционного с противоточным включением секций.

**Выводы.** Показано, что интенсификация теплообмена неоднозначно влияет на эффективность всего аппарата в целом. При разработке новых и реконструкции существующих теплообменных аппаратов необходимо проводить не только интенсификацию теплообмена, а и учитывать влияние на их эффективность компоновки теплообменных поверхностей, факторов эксплуатации (загрязнений, отложений и пр.) и технологических факторов изготовления поверхности. Разработанная методика может быть использована при проектировании но-

вых аппаратов и модернизации действующих, а также для системного анализа и оптимизации параметров теплообменных аппаратов и энергоустановки в целом с учетом эффективности работы теплообменного оборудования.

**Список литературы:**

1. Пиир А.Э., Кунтыш В.Б. Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб // V Минский Международный форум по тепло- и массообмену. Минск, 24-28 мая 2004 г. – Минск, 2004. – Т.2. – С. 317–318. 2 Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, В.М. Лондон – М.: Энергия, 1967. – 223 с. 3. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: В 2 т. / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с. 4. Ганжа А.М. Особливості розрахунку складних багатосекційних теплообмінних апаратів зі змішаним плином / А.М. Ганжа, Н.А. Марченко // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Системный анализ, управление и информационные технологии: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2010. – №. 9., С. 113–120.

УДК 621.438

*А.И. Тарасенко, канд. техн. наук*

**ПРИМЕНЕНИЕ СТАНДАРТНЫХ АЛГОРИТМОВ В МАЛОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ С РЕГУЛЯТОРОМ НА ОСНОВЕ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ЭВМ**

**Введение**

Рассматривается малооборотный дизель, как дискретная машина, имеющий регулятор на базе управляющей ЭВМ. Минимальная комплектация регулятора: управляющая ЭВМ, исполнительный механизм и датчик скорости.

Исполнительный механизм, приводит в движение отсечной вал топливных насосов. Положение отсечного вала отождествляется с осредненным крутящим моментом на валу дизеля. При этом отсечной вал влияет на рабочий процесс в цилиндрах только в районе верхней мертвой точки.

**Формулирование проблемы**

Требуется получить дифференциальное уравнение движения дизеля с учетом применяемых алгоритмов регулирования и дискретных процессов в цилиндрах.

Решая и анализируя полученные уравнения, необходимо сформулировать требования к системе управления.

Согласно [2] крутящий момент, передаваемый цилиндром к коленчатому валу, может быть определен с помощью следующего выражения

$$M_j(\varphi) = V_{ц} [P_c \cdot K(\varphi) + P_i \cdot S(\varphi)], \tag{1}$$

где  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала;  $V_{ц}$  – объем цилиндра;  $P_c$  – давление в конце процесса сжатия;  $P_i$  – среднее индикаторное давление;

$K(\varphi) = \chi_K [\varphi_x e^{-\zeta_K \varphi_x} - \varphi_y e^{-\zeta_K \varphi_y}]$  – компрессионная функция;  $S(\varphi) = \chi_S \varphi_x e^{-\zeta_S \varphi_x}$  – силовая функция.

В этих выражениях:

$$\varphi_x = \varphi - 2\pi \cdot \text{entier} \left( \frac{\varphi}{2\pi} \right);$$

$$\varphi_y = 2\pi - \varphi_x;$$

$$\chi_K = 0,99 - 0,008 \varepsilon; \quad \zeta_K = 1,42 + 0,083 \varepsilon;$$

$$\chi_S = 1,62 + 0,28 \varepsilon; \quad \zeta_S = 1,43 + 0,062 \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия.