

УДК 66.045.1

А. Н. ГАНЖА, докт. техн. наук

Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук

В.Н. ПОДКОПАЙ, аспирант

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт",
г. Харьков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГЕТИКИ, ПРОМЫШЛЕННОСТИ И КОММУНАЛЬНО-БЫТОВОЙ СФЕРЫ

Разработаны уточненные математические модели и методики для расчета сложных теплообменников с перекрестным и смешанным током с учетом распределения локальных интенсивностей теплообмена. Уточненные методы и средства позволяют повысить эффективность и ресурс аппаратов, проводить анализ их влияния на работу установок и систем и на их технико-экономические показатели, уменьшить расходы топливно-энергетических и материальных ресурсов, себестоимость энергоносителей, уменьшить негативное влияние на окружающую среду.

Розроблено уточнені математичні моделі і методики для розрахунку та аналізу складних теплообмінників з перехресним і змішаним плином з урахуванням розподілу локальної інтенсивності теплообміну. Уточнені методи та засоби дозволяють підвищити ефективність і ресурс апаратів, проводити аналіз їхнього впливу на роботу установок і систем і на їх техніко-економічні показники, зменшити витрати паливно-енергетичних і матеріальних ресурсів, собівартість енергоносіїв, зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

Введение

В настоящее время на объектах энергетики и промышленности, коммунально-бытовой сферы широко применяются теплообменники различного типа. Аппараты выполняют функции регенерации теплоты паротурбинных установках электростанций, подогрева и промежуточного охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок и компрессорных станций, охлаждения бензиновых и дизельных энергоустановок. Теплообменники, прежде всего, предназначены для улучшения эффективности установок, технико-экономических показателей производства энергоносителей, обеспечения технологического процесса и необходимых параметров отпускаемых энергоносителей (тепловой энергии, пара, сжатого воздуха и пр.). Теплообменное оборудование отличается большим многообразием типов, однако наибольшую долю из используемых аппаратов составляют рекуперативные теплообменники с перекрестным током теплоносителей. Такие теплообменники имеют большие габариты, вес и металлоемкость, которые соизмеримы с установками, где они используются, а зачастую и – превосходят их. Многие из установок, а, в особенности, паротурбинные энергоблоки, уже отработали установленный ресурс (30-40 лет), а некоторые – приближаются к его исчерпанию. На некоторых энергоблоках установленная мощность была уменьшена в связи с физическим и моральным износом оборудования, использованием некачественного топлива, нарушением технологического процесса. Увеличиваются расходы и потери от неплановых остановок и пусков оборудования. Некоторое теплообменное оборудование полностью либо частично отключается или глушится, что приводит к существенному уменьшению КПД установок, перерасходов энергетических и материальных ресурсов. Все это приводит к ускоренному износу энергетического оборудования и повышению вероятности выхода его из строя. Поэтому задача комплексного анализа и повышения эффективности вновь разрабатываемых, серийно выпускаемых и действующих теплообменников является актуальной для всей энергетики и промышленной отрасли, коммунально-бытовой сферы.

Постановка задачи

Как известно одним из путей повышения эффективности является интенсификация

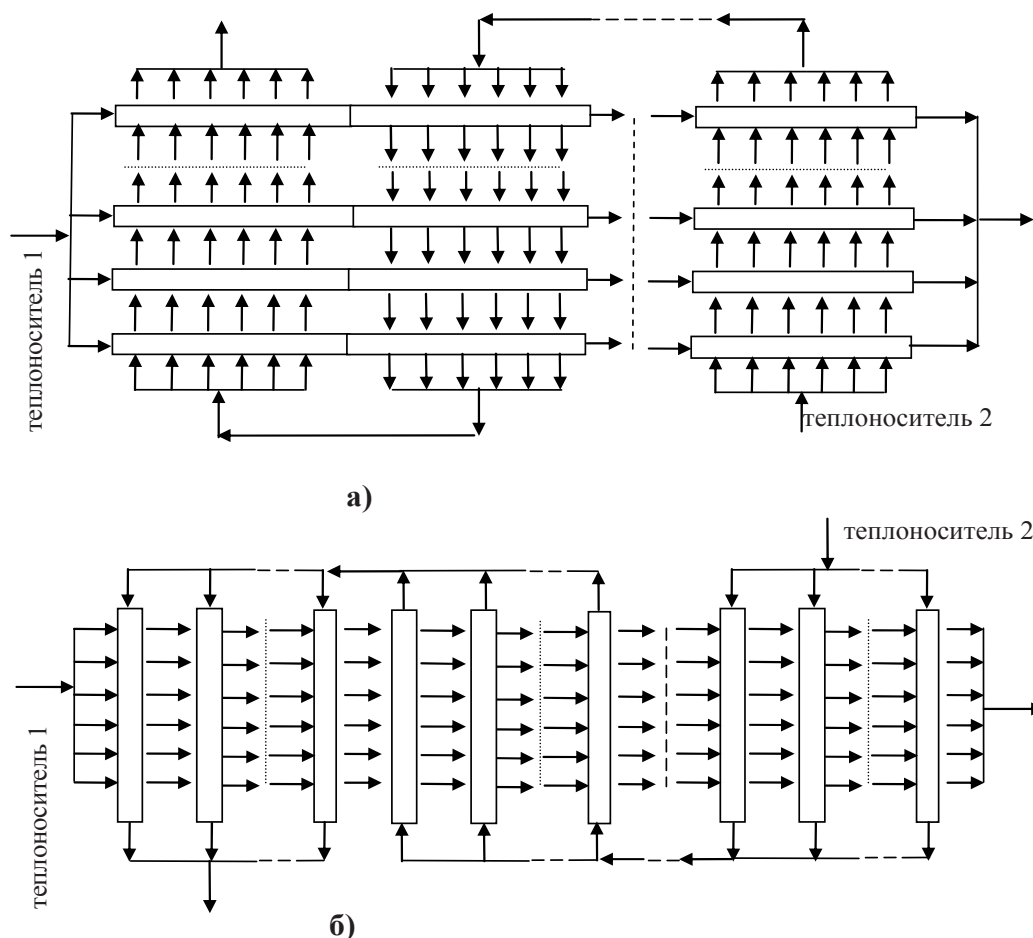
теплообмена, которую для рассматриваемых теплообменников целесообразно проводить со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи. Для этого улучшают форму самой поверхности, ставят турбулизаторы, разрабатывают более совершенное оребрение наружной поверхности труб [1]. Очевидно, что эффективность сложных аппаратов с перекрестным и смешанным током будет зависеть не только от общей заранее заданной общей интенсивности теплообмена, но и от распределения локальных интенсивностей (в каждой точке поверхности). Распределение локальной интенсивности теплообмена зависит от схемы включения секций, их количества, числа рядов труб в одной секции и их компоновки по ходам, температур теплоносителей и стенок, степени перемешивания и турбулизации каждого теплоносителя по ходу в каждой секции. Поэтому учет распределения локальных тепловых и гидравлических параметров с учетом условий эксплуатации (режимы, загрязнения, отложения, износ и пр.) дает возможность более точно определять интенсивность теплообмена в каждой точке и во всем аппарате. С помощью разработанных математической модели, методики и алгоритмов, которые учитывают вышеперечисленные факторы, можно проводить анализ эффективности, надежности и ресурса как вновь проектируемых, так и действующих аппаратов с учетом технологических факторов и факторов эксплуатации и разработать рекомендации к их повышению.

Решение

Теплообменники могут иметь различную компоновку (основные характерные варианты показаны на рис. 1: а) соединение секций по трубам (рядам труб) и б) соединение по струям наружного теплоносителя. В пределах одной секции наружный теплоноситель практически полностью не перемешивается. Степень неперемешивания наружного теплоносителя определяется количеством ребер (струй), приходящихся на единицу длины ряда труб. В пределах одной секции внутренний теплоноситель перемешивается частично – только в пределах одного ряда труб. Между секциями один из теплоносителей перемешивается в промежуточных коробах. Однако в некоторых теплообменниках типа 1 б) ряды труб могут быть многоходовыми (калориферы и др.).

Для расчета температурного напора в подобных аппаратах традиционно пользуются зависимостями поправочного коэффициента к среднелогарифмическому температурному напору при противотоке $\varepsilon_{\Delta T}$ в виде графиков или номограмм [3 и др.], применять которые в расчетах на ЭВМ неудобно. Некоторые аналитические зависимости для анализа подобных аппаратов приводятся в [2, 3 и пр.], однако они справедливы только для некоторых частных случаев компоновки поверхности и (или) ограниченного диапазона параметров. Основным недостатком подобных зависимостей – они интегральные (т.е. предназначены для аппарата в целом). Вследствие этого фактора интенсивность теплообмена в них входит осредненная, и таким образом, не учитывается ее локальное распределение и некоторые особенности компоновки поверхности. Все это приводит к значительным погрешностям в определении среднего температурного напора и необходимой площади поверхности (до 60/90 %). Это характерно также в случаях, если при расчетах теплообменника пользуются не методом поправочного коэффициента, а эмпирическими интегральными зависимостями эффективности нагрева или охлаждения в аппарате (в основном в поверочных расчетах).

Для решения поставленной задачи используется алгоритм дискретного расчета сложного аппарата со смешанным током [3, 4]. В алгоритме учитывается неравномерность распределением теплофизических свойств поверхности и теплоносителей, гидравлических параметров, коэффициентов теплоотдачи, а также загрязнений, отложений и пр. Все эти факторы влияют на распределение интенсивности теплообмена по поверхности и – на общую интенсивность теплообмена в аппарате. В методике и алгоритме дискретного расчета, принято, что элементами, из которых скомпонован теплообменник, являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу [4]. Эффективность каждого перекрестноточного элемента и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [4]:



а) соединение секций по трубам (рядом труб); б) соединение по струям наружного теплоносителя

Рис. 1. Обобщенные схемы теплообменных аппаратов

$$P_э = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2э}}} + \frac{R_э}{1 - e^{-R_э \cdot NTU_{2э}}} - \frac{1}{NTU_{2э}}}; \tag{1}$$

$$t_{н2э} = t_{н1э} + P_э(t_{г1э} - t_{н1э}) \text{ и } t_{г2э} = t_{г1э} - P_э R_э(t_{г1э} - t_{н1э}), \tag{2}$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; "1" – вход среды, "2" – выход среды; "н" и "г" – нагреваемый и греющий теплоносители;

R и NTU_2 – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к

нагреваемому теплоносителю [3, 4], $R = \frac{W_n}{W_g}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}$;

K и F – коэффициент и площадь теплопередачи;

W – расходная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителя.

Зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе)

$$\bar{t}_{\text{н}3} = t_{\text{н}3} + \vartheta_{\text{н}3} (t_{\text{г}13} - t_{\text{н}3}) \text{ и } \bar{t}_{\text{г}3} = t_{\text{г}13} - \vartheta_{\text{г}3} (t_{\text{г}13} - t_{\text{н}3}), \quad (3)$$

$$\vartheta_{\text{н}3} = P_3 \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right) \text{ и } \vartheta_{\text{г}3} = P_3 \cdot \left(\frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right). \quad (4)$$

По этим температурам определяются средние температуры теплоносителей во всем аппарате, чем решается известная проблема с их нахождением.

Проведению теплового расчета предшествует гидравлический расчет. Предусмотрено, что повторение гидравлического и теплового расчета происходит до достижения допустимой сходимости по перепаду давлений и тепловой производительности.

Рассмотрим влияние используемых зависимостей и методик на расчет калорифера. Традиционно тепловая производительность калорифера определяется [5]

$$Q = \varepsilon \cdot W_M \cdot \nabla, \quad (5)$$

где ε – безразмерная удельная тепловая производительность (эмпирическая зависимость эффективности), определяется по зависимости из [5]

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_6} + b + \frac{1}{\omega}} \leq \varepsilon^*, \quad \omega = \frac{K \cdot F}{W_M}, \quad (6)$$

где a и b эмпирические коэффициенты, которые не учитывают факторы компоновки; индексы "б" и "м" – больший и меньший.

Коэффициент теплопередачи K определяется как средний во всем аппарате по эмпирическим зависимостям из [6].

В предложенной методике безразмерная удельная тепловая производительность определяется из дискретного расчета, где учитывается неравномерность распределения локальных теплогидравлических параметров (в частности и коэффициента теплопередачи K).

На рис. 2 представлен сравнительный анализ результатов расчета безразмерной удельной тепловой производительности калориферов по традиционным зависимостям (с различной комбинацией предлагаемых эмпирических коэффициентов) и дискретному расчету.

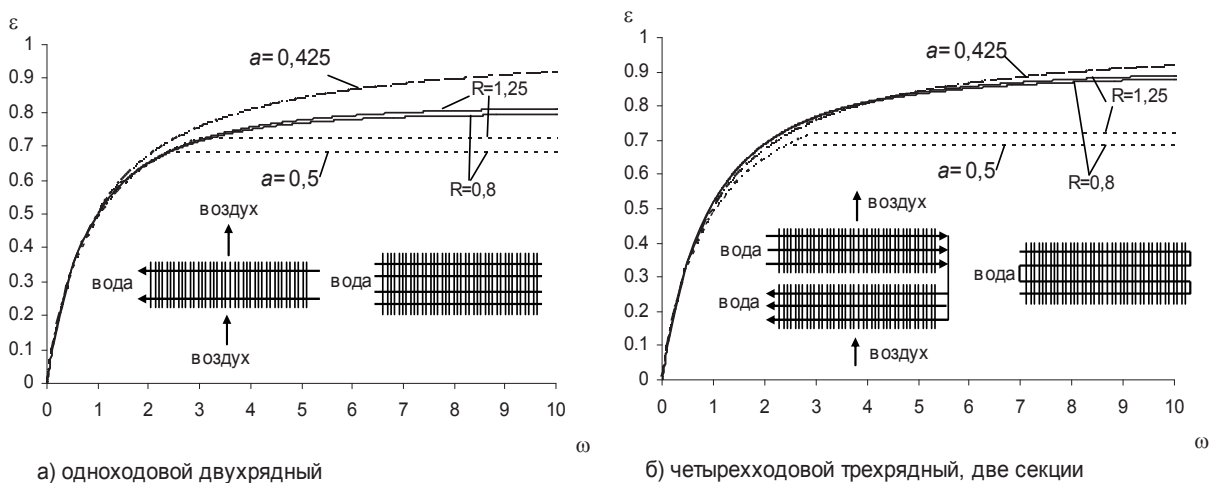


Рис. 2 Сравнение безразмерной удельной тепловой производительности калориферов

Как видно из рис. 2 наибольшие погрешности расчетов безразмерной удельной тепловой производительности в случае одноходового двухрядного аппарата (до 20 %, см. рис. 2 а). В случае двухсекционного четырехходового трехрядного аппарата погрешности по

величине меньше (до 6 % при параметре $a=0,425$, см. рис. 2 б). Это объясняется приближением схемы движения рис. 2 б) к противотоку, для которого $a=0,425$. На такие же величины будет превышен расход потребляемой тепловой энергии.

Выводы

В работе показано, что разработка уточненных математических моделей, методик и алгоритмов для расчета и анализа сложных теплообменных аппаратов с перекрестным и смешанным током с учетом распределения локальных интенсивностей теплообмена приводит к значительному уменьшению погрешностей в расчетах. Уточненные методы и средства расчета и анализа теплообменников позволяют повысить их эффективность и ресурс, проводить анализ их влияния на работу установок и систем и на их технико-экономические показатели, уменьшить расходы топливно-энергетических и материальных ресурсов, себестоимость энергоносителей, уменьшить негативное влияние на окружающую среду.

Разработанные уточненные математические модели, методики и алгоритмы могут быть использованы для решения оптимизационных задач при проектировании новых и модернизации действующих аппаратов.

Список литературы

1. Пиир А.Э. Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб / А. Э. Пиир, В. Б. Кунтыш // Тепломассообмен – ММФ-2004: V Мин. междунар. форум., 24-28 мая 2004 г. : тезисы докл. – Минск, 2004. – Т. 2.– С. 317–318.
2. Каневец Г. Е. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования / Каневец Г. Е., Зайцев И. Д., Головач И. И. – К. : Наук. думка, 1985. – 232 с.
3. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / [пер. с англ. и под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова]. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с.
4. Ганжа А. М. Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апаратах / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" : сб. науч. трудов : тематический выпуск "Системный анализ, управление и информационные технологии". – Х. : НТУ "ХПИ", 2010. – № 9. – С. 113–120.
5. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Соколов Е. Я. – М.–Л. : Госэнергоиздат, 1963. – 360 с.
6. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / [В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др.]. – М. : Стройиздат, 1988 – 432 с

UPGRADING SURFACE HEAT EXCHANGERS OF OBJECTS OF ENERGY, INDUSTRY AND COMMUNAL-GENERAL SPHERE

A. N. GANZHA, Dr. Scie. Tech., N. A. MARCHENKO, Cand. Tech. Scie.
V. N. PODKOPAY, graduate student

The sophisticated mathematical models and methods for the calculation of complex heat exchangers with cross-current and mixed flow taking into account distribution of local heat-transfer rate are developed. The sophisticated methods and tools can improve efficiency and service life of devices and analyze its effect on the works of plants and systems and its technical and economic parameters, to decrease fuel-energy and material resources, the cost of energy carriers, to decrease the negative influence on the environment.

Поступила в редакцию 10.11 2011 г.