

УДК 621.438 : 66.045.1

Э.Г. БРАТУГА, д-р техн. наук, А.Н. ГАНЖА, канд. техн. наук,
Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Розроблено методики та комплекси алгоритмів підвищення ефективності повітропідігрівників та проміжних повітроохолоджувачів компресорів стаціонарних ГТУ, де використовуються методи системного аналізу та багатопараметричної оптимізації. Функцією цілі в задачі оптимізації є мінімум питомої ціни споживання. За допомогою введеної узагальненої економічної характеристики визначаються оптимальні витрати води та газів через апарати з урахуванням умов експлуатації.

The methodic and complex algorithms of effectiveness increase of air heaters and intermediate air heaters of stationary GTU with methods of system analysis and polyvalent optimization are developing. The criterion function in optimization problem is minimum of specific consumption price. The optimal consumptions of water and gas through device are specified by means of introduced economic characteristic.

Введение. В настоящее время ученые и практики проявляют значительный интерес к новым более совершенным энергетическим установкам, в которых эффективнее используется энергия, полученная при сжигании топлива и использовании вторичных энергоресурсов. Одним из агрегатов таких установок является газотурбинная установка (ГТУ). Стационарные газотурбинные установки могут использоваться в когенерационных электростанциях, парогазовых установках, газоперекачивающих станциях и нетрадиционной энергетике, где применяется в качестве топлива продукты переработки различных отходов. Как известно, эффективность цикла ГТУ существенно повышается при одновременном использовании промежуточного охлаждения в компрессоре и регенерации теплоты уходящих газов. Эти процессы осуществляются с помощью поверхностных теплообменников – воздухоохладителей и воздухоподогревателей. Такие аппараты по своим габаритам, металлоемкости и стоимости являются весомыми элементами установки, а от их надежности зависит надежность работы всей установки или системы. Поэтому задача повышения эффективности и надежности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ является актуальной, особенно на современном этапе, когда возрастает интерес к проблемам энергосбережения и повышения энергоэффективности.

Постановка задачи. Воздухоохладители часто подвергаются загрязнению поверхности со стороны охлаждающей жидкости, если охлаждение водяное, или со стороны атмосферного воздуха, если охлаждение воздушное. Неэффективная работа воздухоохладителей будет влиять на КПД работы установки с учетом недовыработки теплоты, если она утилизируется в воздухоохладителе. В воздухоподогревателях основной проблемой являются термические напряжения, возникающие из-за неравномерности распределения температур по его поверхности при высокой температуре газов после турбины, что приводит к растрескиванию поверхности и выходу аппарата из строя. На КПД установки также влияет и аэродинамическое

сопротивление, которое вносят теплообменники в тракт двигателя. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают полезную мощность турбины. Неэффективная работа воздухоподогревателя приводит к увеличению температуры уходящих газов и повышенному тепловому загрязнению окружающей среды. С учетом вышесказанного, в данной работе поставлена задача повышения эффективности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации.

Решение. Воздухоподогреватели и воздухоохладители ГТУ имеют различную конструкцию и компоновку. Теплообменники могут быть трубчатыми, трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для теплообменных аппаратов транспортных газотурбинных установок – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных газотурбинных установках широко используются кожухотрубчатые теплообменники с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K , Вт/(м²·°С). Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена F , м², зависит не только от коэффициента K , но и от локальной разности температур теплоносителей. При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхности и технологические факторы изготовления аппарата. Более корректно отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр – число единиц переноса теплоты NTU [1–3].

Составлена обобщенная расчетная схема теплообменного аппарата со сложной смешанной многоходовой и многосекционной схемой движения теплоносителей (рис. 1). Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров поверхности и теплоносителей авторами была предложена методика и алгоритм дискретного расчета, где элементами, из которых скомпонованный теплообменник (см. рис. 1, вид А), являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных различностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах.

В предложенной авторами методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 1 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [1–3]:

$$P_3 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2_3}}} + \frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{2_3}}} - \frac{1}{NTU_{2_3}}}; \quad (1)$$

$$t_{n2,3} = t_{n1,3} + P_3(t_{r1,3} - t_{n1,3}) \quad \text{и} \quad t_{r2,3} = t_{r1,3} - P_3 R_3(t_{r1,3} - t_{n1,3}), \quad (2)$$

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 [1–3], $R = \frac{W_n}{W_r}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}$.

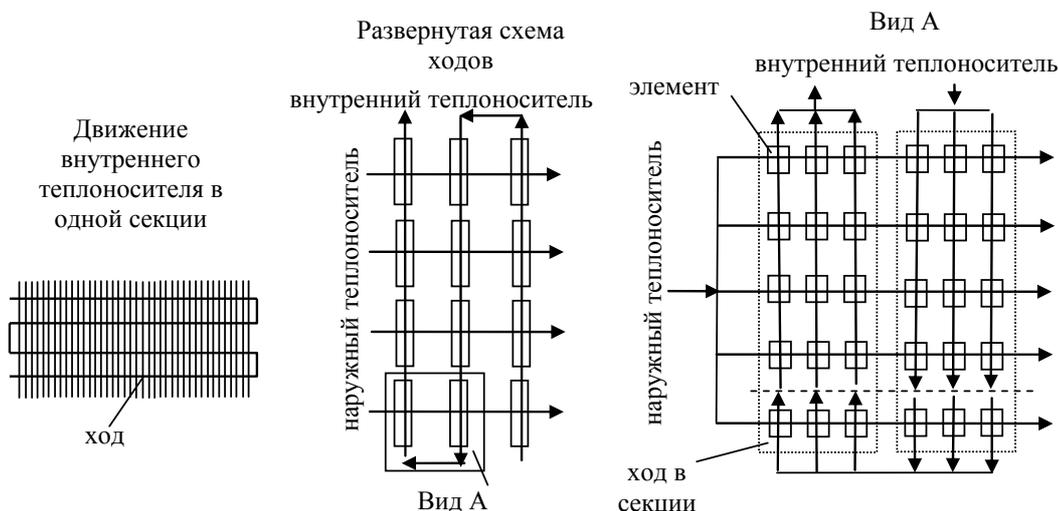


Рис. 1. Обобщенная расчетная схема сложного многоходового многосекционного теплообменника со смешанной схемой движения теплоносителей

Авторами были получены такие зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\bar{t}_{n3} = t_{n1,3} + \vartheta_{n3}(t_{r1,3} - t_{n1,3}) \quad \text{и} \quad \bar{t}_{r3} = t_{r1,3} - \vartheta_{r3}(t_{r1,3} - t_{n1,3}), \quad (3)$$

$$\vartheta_{n3} = P_3 \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2,3}}} - \frac{1}{NTU_{2,3}} \right) \quad \text{и} \quad \vartheta_{r3} = P_3 \cdot \left(\frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{2,3}}} - \frac{1}{NTU_{2,3}} \right). \quad (4)$$

В итоге эффективность нагрева или охлаждения в аппарате определяется с учетом температур теплоносителей на выходе из последней секции и их смешения.

Разработанный авторами комплекс алгоритмов определения локальных температур и эффективности теплообменников ГТУ с учетом условий эксплуатации установок является частью системного анализа и входит в комплекс алгоритмов многопараметрической оптимизации.

Система уравнений математической модели для многопараметрической оптимизации аппарата включает в себя: уравнения теплового баланса и теплопередачи, зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температур и температурных напоров, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок труб, гидравлических и местных сопротивлений, мощностей на прокачку теплоносителей, а так же геометрические характеристики. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учетом шероховатости, а с наружной стороны – с учетом особенности поперечного обтекания.

Эффективность теплообмена E (энергетический коэффициент, критерий Кирпичева) определяется так [4]:

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (5)$$

где Q – передаваемый тепловой поток, Вт;

N – суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон, Вт (без учета КПД нагнетателей и приводов).

Удельная цена потребления включает в себя первоначальные затраты на поверхность и нагнетатели (капитальные вложения), отнесенные к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учетом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. Здесь уже учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемого топлива и энергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт), грн/(кВт·год) [4]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пот}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \quad (6)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м²;

q – плотность теплового потока, кВт/м²;

C_F – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м² поверхности теплообмена, грн/(год·м²);

C_N – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 кВт мощности нагнетателей с учетом КПД их приводов, грн/(год·кВт).

Опыт и практика оптимизации подобных аппаратов показывают, что, как правило, оптимальных диаметров труб d_n не существует и чем меньше диаметр, тем выше показатели эффективности теплообмена и меньше удельная цена потребления. Если диаметр труб остается постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_v соответствует оптимальной скорости этого теплоносителя w_v . При неизменном числе труб в воздухоохладителе оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу охлаждающей жидкости G_v через воздухоохладитель. В воздухоподогревателе расчетные расходы теплоносителей остаются неизменными и определяются из материального баланса расходов воздуха, топлива и газов в ГТУ. Однако, изменение расхода горячих газов через воздухоподогреватель возможно путем перепуска части газов мимо аппарата на выхлоп.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка для аппаратов с поперечным течением теплоносителей установлен на основе большого опыта эксплуатации теплообменников и ограничений на расстояние между трубами.

Оптимальное отношение чисел Рейнольдса r определяет оптимальную скорость наружного теплоносителя в живом сечении трубного пучка w_n и оптимальную компоновку трубного пучка в поперечном и продольном направлении.

Таким образом, для исследуемых аппаратов оптимизируемыми параметрами являются Re_v и r , которые соответствуют значению оптимальных скоростей внутреннего и наружного теплоносителей.

Проведенные в [4] и авторами исследования показали, что минимум удельной цены потребления зависит не от значений C_F и C_N в отдельности, а от их отношения (экономической характеристики (показателя) теплообменника)

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}. \quad (7)$$

Использование экономической характеристики C , Вт/м² позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели.

Разработанная авторами методика и алгоритм поиска оптимального расхода внутреннего теплоносителя является универсальной при различных местах установки нагнетателей и их видов. Пересчет экономической характеристики C при плотности сред 1000 кг/м³ (т.е. расчетной) к существующей характеристике C' осуществляется таким образом:

$$C' = C \cdot \left(\frac{1}{\rho_{вн}} + \frac{D_v}{\rho_{нн}} \right) \cdot \frac{10^3}{1 + D_v}, \quad (8)$$

где $\rho_{вн}$ и $\rho_{нн}$ – существующие средние плотности в нагнетателях в месте их установки, кг/м³;

D_v – оптимальное отношение мощностей на прокачку теплоносителей с наружной и внутренней стороны [4] при расчетной экономической характеристике C .

Авторами проведен анализ влияния экономической характеристики C на оптимальные расходы охлаждающей воды через воздухоохладитель и газов через воздухоподогреватель (рис. 2).

Промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 500 м³/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130 °С; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения – 30 °С.

Воздухоподогреватель ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 10,04 кг/с; давление – 0,62 МПа; температура – 165 °С; расход газов – 10,28 кг/с; давление – 0,104 МПа; температура – 400 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6.

Для унификации принята одинаковая конструкция воздухоохладителя и воздухоподогревателя. Один ход аппарата состоит из неоребранных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха – 18 шт. Площадь наружной поверхности – 107,7 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в ходу – 1800.

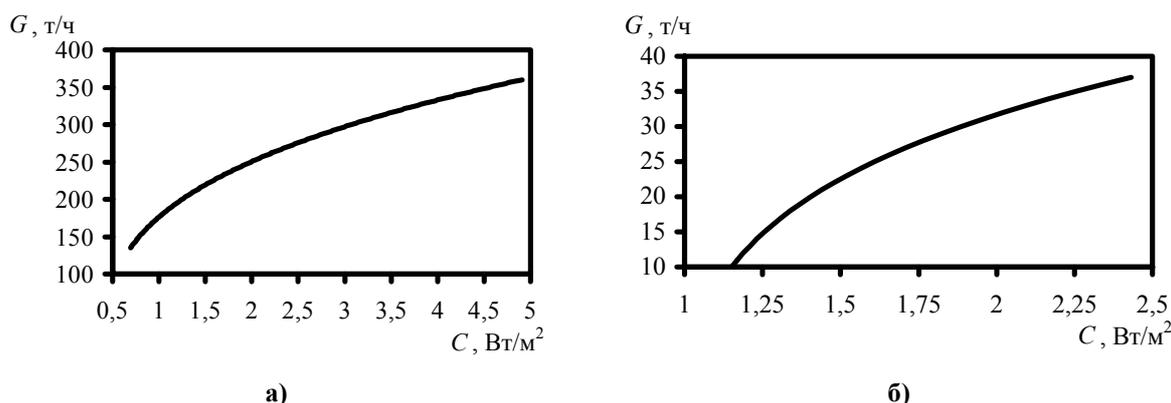


Рис. 2. Оптимальные расходы теплоносителей воды через воздухоохладитель (а) и газов через воздухоподогреватель (б)

Выводы. В результате проведенной оптимизации установлено, что при значении обобщенной экономической характеристики $C = 1,6$ в воздухоподогревателе существует максимум энергетического коэффициента $E = 11,5$ и минимум удельной цены потребления. При известном значении экономической характеристики C оптимальные расходы охлаждающей воды и газов соответствуют минимумам удельной цены потребления. Значения экономической характеристики C для воздухоохладителя и воздухоподогревателя рассчитываются исходя из капитальных затрат в теплообменные аппараты и газотурбинную установку в целом, эксплуатационных расходов. Средние плотности воздуха в нагнетателях определяются с учетом режимов работы и действительных мощностей компрессоров, условий эксплуатации ГТУ. После определения оптимальных параметров из расчета локальных характеристик находятся значения минимальных и максимальных температур стенок поверхности в характерных точках аппаратов, которые влияют на надежность. Созданные методы и средства системного анализа и оптимизации являются базовыми для повышения эффективности всей ГТУ с учетом режимов работы и условий эксплуатации.

Литература

1. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова / Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
2. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 1. – С. 94-97.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 93-97.
4. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

© Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2009