

УДК 621.187.14 : 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*

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВСТРОЕННЫХ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ В ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБОУСТАНОВОК ТЭС И ТЭЦ**

Розроблено методику, алгоритми багатопараметричної оптимізації охолоджувача пари підігрівачів низького тиску теплової схеми турбоустановок потужністю 250–300 МВт. Функцією цілі в задачі оптимізації є мінімум питомої ціни споживання. За допомогою введеної узагальненої економічної характеристики знайдено мінімальну площу поверхні та оптимальні значення швидкостей пари і води.

The methodic and algorithms of multiparametric optimization of attemperators of low-pressure heaters of flow diagram of 250–300 megawatt turbo-installations are developing. The criterion function in optimization problem is minimum of specific consumption price. The minimal surface area and best values of steam and water rate by means of introduced generalized economic characteristic are defining.

**Введение.** Как известно, для повышения эффективности производства электроэнергии на паротурбинных энергоблоках применяется регенеративный подогрев питательной воды и основного конденсата. Для уменьшения недогрева воды и более эффективного использования теплоты перегрева пара в регенеративных подогревателях устанавливаются парохладители (охладители пара, ПО или ОП). В подогревателях низкого давления (ПНД) охладитель пара может рассчитываться на пропуск всего расхода основного конденсата (см. рис. 1а), или его части (см. рис. 1б), который на выходе из ОП смешивается с потоком воды из зоны конденсации пара (собственно подогревателя).

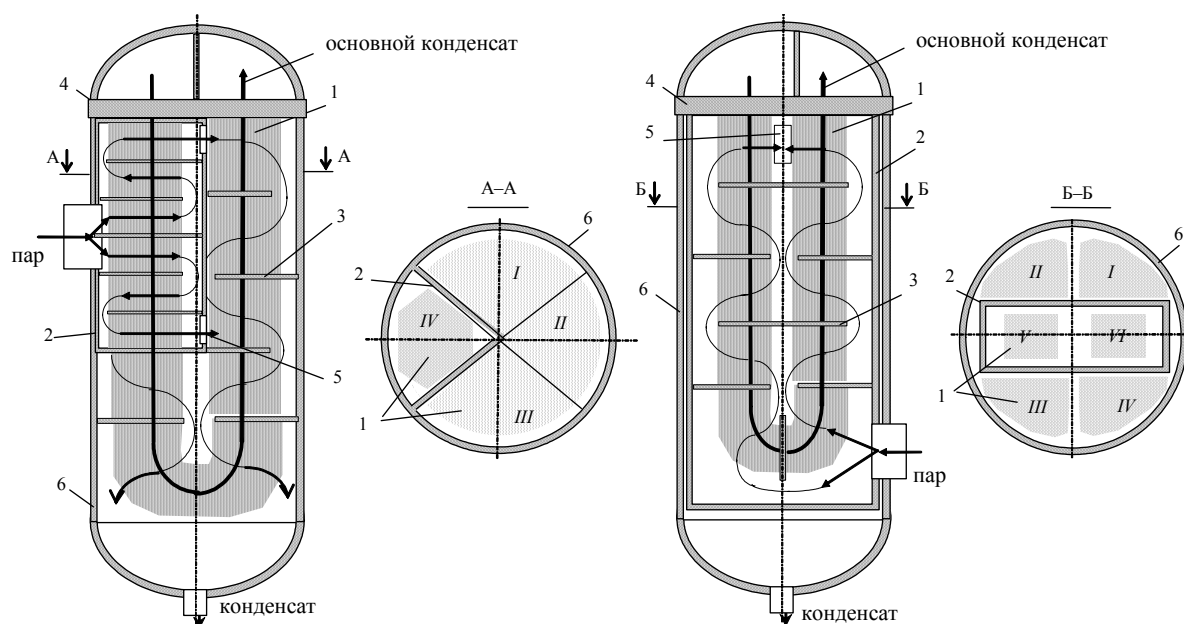
В Украине большая часть электрической энергии, вырабатываемой ТЭС и ТЭЦ, производится на энергоблоках мощностью 250–300 МВт с турбоустановками К-300-240, Т-250/300-240 различных модификаций. В системах регенерации низкого давления таких турбоагрегатов в основном были установлены подогреватели серии ПН-400. Эти аппараты в энергоблоках, выпускаемых с начала 70-х годов, были заменены более совершенными подогревателями серии ПН-550 [1–3]. Тем не менее, подогреватели типа ПН-400 остаются наиболее распространенными в энергоблоках мощностью 250–300 МВт.

**Постановка задачи.** В настоящее время многие энергоблоки, построенные до начала 70-х годов, выработали установленный ресурс, а некоторые из них подходят к его выработке. Поэтому задача усовершенствования конструктивных характеристик оборудования, которое используется на этих энергоблоках, является актуальной для продления их ресурса.

В данной работе поставлена задача усовершенствования характеристик встроенных парохладителей подогревателей ПН-400 на базе многопараметрической оптимизации.

**Решение.** Трубная система подогревателей ПН-400 набирается из U-образных труб поверхностей нагрева диаметром 16 мм и толщиной стенки 1 мм, концы которых развальцованы в трубной доске. В основном применяются трубки из латуни марок Л-68 и ЛО70-1. Кроме вышеперечисленных иногда используются трубки из сплава марки

МНЖ5-1 или нержавеющей стали 08Х18Н10Т. В подогревателе ПН-400-26-7-1 в центре трубного пучка в специальном кожухе располагается встроенный охладитель пара (см. рис. 1б). После четвертого хода часть потока основного конденсата направляется в его трубы. Для организации необходимого расхода основного конденсата через ОП на патрубке его выхода из аппарата устанавливается ограничительная диафрагма (дрессельная шайба). В трубной системе ОП имеются перегородки, которые позволяют создавать поперечное омывание паром труб [1–3].



1 – трубный пучок; 2 – кожух ОП; 3 – промежуточная перегородка; 4 – трубная доска; 5 – окна для выхода пара; 6 – корпус подогревателя; I, II, III, IV, V, VI – ход основного конденсата

а) ОП в конце последнего хода на весь трубный пучок

б) ОП в центре подогревателя

Рис. 1. Схемы подогревателей с пароохладителями

Для исследуемого типа аппарата с поперечным течением теплоносителей минимум удельной цены потребления обеспечивают оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя и оптимальный диаметр труб, а максимальную эффективность теплообмена – оптимальный относительный шаг разбивки трубного пучка и оптимальное отношение чисел Рейнольдса теплоносителей. При этом оптимальные значения относительного шага разбивки и отношения чисел Рейнольдса теплоносителей соответственно совпадают при максимуме эффективности теплообмена и минимуме удельной цены потребления [4].

Система уравнений математической модели для 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. Алгоритм расчета средних температур

теплоносителей, температурных напоров, эффективности теплообмена был специально разработан для сложной смешанной схемы течения теплоносителей в пароохладителях, показанных на рис. 1. Здесь присутствует перекрестное омывание паром конечного числа рядов труб одного хода, между которыми пар не перемешивается [5]. Включение ходов в схеме одновременно по противотоку и прямотоку.

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

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

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 потребляемой электроэнергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт) [4]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пот}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \quad (2)$$

где  $C_{\text{пр}}$ , грн/(кВт·год);

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$q$  – плотность теплового потока, кВт/м<sup>2</sup>;

$C_F$  – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м<sup>2</sup> поверхности теплообмена, грн/(год·м<sup>2</sup>);

$C_N$  – 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 оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу основного конденсата  $G_v$  через пароохладитель.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка для аппаратов с поперечным течением теплоносителей установлен на основе большого опыта эксплуатации теплообменников и ограничений на расстояние между отверстиями в трубной доске. Для данных аппаратов с наружным диаметром труб  $d_n = 16$  мм, шаг разбивки составляет  $S = 22$  мм.

Оптимальное отношение чисел Рейнольдса  $r$  определяет оптимальную скорость наружного теплоносителя (т.е. пара в живом сечении трубного пучка)  $w_n$  и оптимальную компоновку трубного пучка в поперечном и продольном направлении.

Таким образом, для исследуемого пароохладителя оптимизируемыми параметрами являются  $Re_v$  и  $r$ , которые соответствуют значению оптимальных скоростей пара и воды.

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):

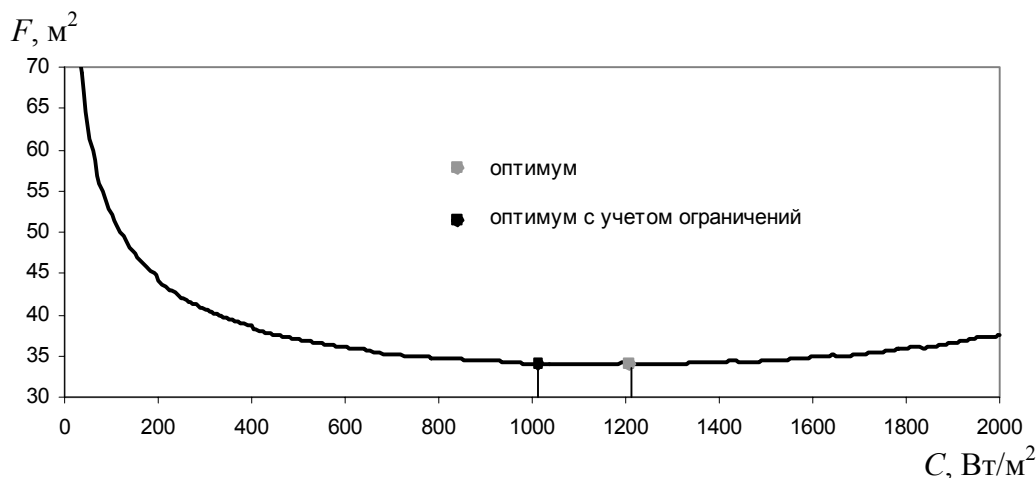
$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}. \quad (3)$$

Использование экономической характеристики  $C$ , Вт/м<sup>2</sup> позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели. Авторами проведен анализ влияния экономической характеристики  $C$  на оптимальные параметры исследуемого пароохладителя. Число труб в пучке выбиралось таким, чтобы средняя длина труб при оптимальной компоновке соответствовала длине труб в пароохладителе ПН-400 ( $L = 5,2$  м). На скорость пара накладывалось известное ограничение по динамическому напору при поперечном омывании латунных труб  $w_n \leq 30\sqrt{v_n}$ , где  $v_n$  – средний удельный объем пара. На скорость воды в трубах накладывалось ограничение  $w_v \leq 2$  м/с из условий предотвращения эрозионно-коррозионного износа входных участков труб. Температура пара на выходе из пароохладителя должна превышать температуру насыщения не менее чем на 25 °С из условия предотвращения начала конденсации пара в пароохладителе и возникновения каплеударной эрозии [2, 3]. Расход основного конденсата через весь аппарат составлял 652 т/ч, давление 2,2 МПа. Температура пара на входе 350 °С, давление 0,6 МПа, расход 23,24 т/ч. Недогрев основного конденсата на входе в ОП принят 5 °С. Требуемая температура основного конденсата на выходе из аппарата принята 156 °С. Материал труб – латунь Л-68. Число ходов пара – 3.

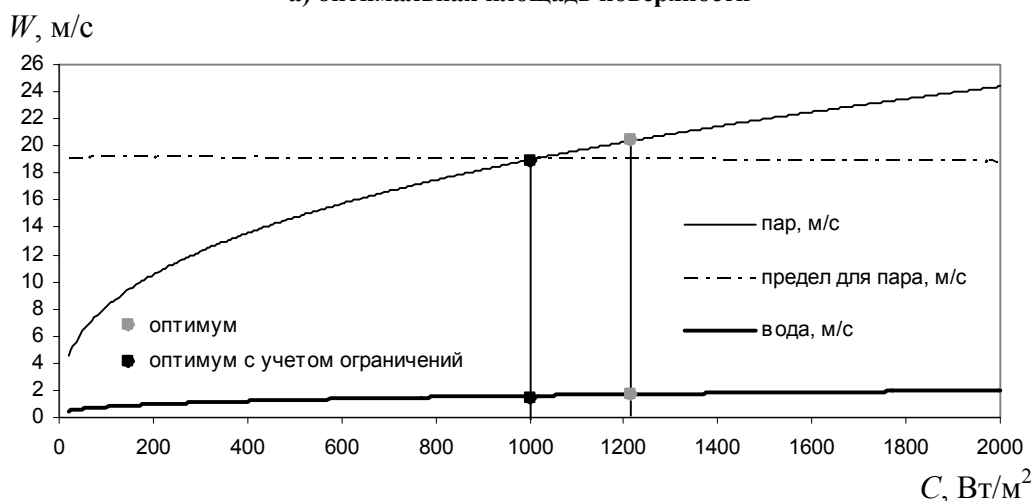
Проведенные исследования при описанных ограничениях позволили получить минимальную площадь поверхности пароохладителя (см. рис. 2), которая составила  $\approx 39$  м<sup>2</sup>. Оптимальные скорости теплоносителей с учетом принятых ограничений составили для пара 19 м/с, для воды в трубах – 1,61 м/с. Соответствующий оптимальный расход основного конденсата через пароохладитель – 122 т/ч. Размеры трубного пучка в поперечном и продольном направлении одного хода (13×12 шт.). Число труб – 150 шт. Для сравнения: в пароохладителе стандартного подогревателя ПН-400-26-7-1 площадь поверхности составляет 93 м<sup>2</sup>, число труб – 359 шт., размеры трубного пучка 15×24 шт.

**Выводы.** В результате проведенной оптимизации установлено, что минимальная площадь поверхности нагрева почти в 2,5 раза меньше чем у стандартных аппаратов. При такой площади оптимальные скорости охлаждаемого пара и подогреваемой воды оказались близкими к предельным по ограничениям. Использование обобщенной экономической характеристики  $C$  позволило найти минимальную площадь поверхности аппарата, которая соответствует минимуму удельной цены потребления. Полученное оптимальное значение расхода воды через пароохладитель позволяет сделать подбор и расчет ограничительной диафрагмы (шайбы), которая установлена на патрубке выхода основного конденсата из собственно подогревателя. Разработанные методики и алгоритмы могут быть использованы для дальнейшей оптимизации всего аппарата, например, минимизации и поиска оптимального распределения площади поверхности

между зоной конденсации пара (собственно подогревателя) и встроенного пароохладителя и (или) охладителя дренажа.



а) оптимальная площадь поверхности



б) оптимальные скорости пара и воды

Рис. 2. Оптимальные значения площади поверхности и скоростей теплоносителей

### Литература

1. Каталог 18-2-76. Теплообменное оборудование. – М.: НИИЭнформэнергмаш, 1977. – 203 с.
2. РТМ 108.271.23-84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – М.: МЭМ, 1984. – 216 с.
3. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 169 с.
4. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.
5. 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. – № 22. – С. 93-97.

© Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2008