

УДК 621.1.016

ПОСТАНОВКА И РЕШЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ КАЛОРИФЕРНОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ ЭКСЕРГО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО МЕТОДА**В.А. ЗАФАТАЕВ***(Полоцкий государственный университет)*

Поставлена оптимизационная задача калориферной установки и на её основе разработана математическая модель, описывающая взаимодействие тепловых потоков и выражающая связи между определяемыми и определяющими параметрами: термодинамическими, стоимостными и конструктивными характеристиками. Дана оценка энергозатрат и энергоэффективности процесса теплопередачи в установке с калориферами типа КСкЗ для заданного годового режима работы.

Введение. Реальные теплоиспользующие установки потребляют значительное количество энергии. Это обусловлено, в первую очередь, низким качеством преобразования энергии в оборудовании, неправильной организацией технологического процесса и низкой степенью рекуперации вторичных ресурсов. В условиях недостатка в Республике Беларусь собственных источников энергоресурсов и роста цен на энергоносители необходимо повышать эффективность и полноту использования теплоты в теплообменных аппаратах, а значит и повышать их КПД. Важность энергосбережения побуждает к изучению особенностей процесса передачи теплоты и в дальнейшем к его интенсификации и удешевлению, что приводит к необходимости разработки методик математического моделирования теплообменных процессов, учитывающих сложную взаимосвязь конструктивных, термодинамических и экономических критериев с минимально возможным количеством идеализированных допущений.

Основная часть. В 60-х годах прошлого столетия появились работы [1], в которых на основе эксергетического метода анализируются технико-экономические аспекты, связанные с термoeкономическим подходом к оптимизации, который позволяет оценить энергетическую ценность различных потоков энергии и вещества через эксергию. При определённых упрощающих допущениях эту обобщённую связь можно вывести аналитически, доказав тем самым существование технико-экономического оптимума, соответствующего оптимальной необратимости, причём единственной возможной. Однако на практике связи между термодинамическими и технико-экономическими параметрами могут иметь весьма сложный характер.

При оптимизации сложных тепловых схем применяется метод математического моделирования, основанный на математическом выражении связей между определяемыми и определяющими параметрами [2]. При этом охватываются термодинамические, расходные и конструктивные характеристики. При недостаточной изученности всего комплекса технологических связей применяют частные задачи оптимизации. Причём оптимизация должна заключаться не в достижении максимального значения КПД установки, а нахождении таких её параметров и размеров теплопередающей поверхности, которые обеспечат наименьший расход тепловой и электрической энергии при экономически оправданных капиталовложениях.

Постановка оптимизационной задачи теплообменных аппаратов (ТА) для проведения исследовательских расчётов включает следующие основные этапы [3]: *анализ топологии* теплообменной системы и определение критерия оптимальности; *выбор определяющих параметров* и установление их влияния на критерий оптимальности; *составление математической модели* установки; *определение метода поиска экстремума* критерия оптимальности и выбор оптимальной стратегии исследования (для систем со сложными связями между определяющими и определяемыми параметрами, которые не могут быть заданы аналитически, это весьма важный этап).

Решение оптимизационной задачи теплообменного оборудования проводится в два этапа [4]:

1) *устанавливается функциональная зависимость между критерием оптимальности и основными параметрами, которые прямо влияют на эффективность работы ТА.* Однозначное задание типа ТА, конструктивно-компоновочных характеристик и значений непрерывно изменяющихся параметров исключает прерывистость функционала критерия оптимальности.

Непрерывно изменяющиеся параметры ТА – температура, давление, расход, длина труб, высота пластин, шаг накатки труб и др. В то же время диаметр труб, толщина рёбер являются величинами с явно выраженным дискретным характером изменения, однако их можно считать непрерывно изменяющимися, округляя оптимальное значение до ближайшего дискретного значения. В качестве дискретных признаков конструктивно-компоновочного типа теплообменного оборудования могут выступать, например, коридорная или шахматная компоновка пучка труб, схема тока.

На практике получили распространение методы, основанные на установлении непосредственных зависимостей критериев оптимальности от целевых параметров. В качестве критерия оптимальности при термoeкономической оптимизации выбраны приведенные затраты на единицу получаемой эксергии как наиболее универсальные, позволяющие учесть время существования объекта, затраты на его проектирование и монтаж, стоимость энергетических ресурсов и затраты на изменение эксергий потоков. При этом

затраты целесообразно разделить на энергетические (стоимость всех потоков вещества и энергии, поступающих в систему) и неэнергетические (капиталовложения, эксплуатационные);

2) на основе упрощённых моделей (быстрых алгоритмов) формируется множество вариантов конструкций ТА, удовлетворяющих существующим условиям эксплуатации и ограничениям. В характерной для условий эксплуатации области факторного пространства варьируются заранее намеченные конструктивные, режимные параметры или их сочетания, и таким образом определяется их влияние на показатели эффективности ТА. В каждом случае фиксируются значения контролируемых независимых переменных, оптимизируемых параметров и критерия оптимальности. Выбор оптимальных вариантов конструкции установки осуществляют методом прямого упорядочивания вариантов по критерию оптимальности (для непрерывно изменяющихся параметров) либо методом анализа вариантов по комплексу показателей эффективности, характеризующих различные стороны совершенства конструкций установок ТА (для дискретных величин). При этом конечный результат оценки во многом определяется способом постановки задачи оптимизации, выбором определяемых и определяющих критериев и заданием на них технических ограничений. В то же время исключается необходимость проведения натурных экспериментов, сопряжённых с непропорционально большими затратами времени и материальных средств относительно получаемого эффекта от создания адекватной математической модели системы и выделения из неё оптимизационных моделей, которые могут не окупиться эффективностью оптимизации теплообменной установки.

Для формализации структуры потоков часто используют два предельных режима – идеального смешения и идеального вытеснения [3; 5]. Однако указанные модели не гарантируют получение оптимального проектного варианта. Реализация теплообменной установки на практике возможна путём варьирования скорости теплоносителя, периметра поверхности теплообмена, конечной или начальной температуры одного из теплоносителей, т.е. различные варианты оформления оказываются неравноценными по оптимизируемому критерию. Кроме того, использование этих моделей даёт погрешность в расчётах, так как в реальных теплообменных аппаратах возможно наличие застойных зон, турбулизации потока, неравномерности поля скоростей, не учитываемых указанными моделями.

Формирование затрат и постановка на их основе целевой функции произвольного процесса преобразования энергии проводится по уравнению Пауэра [6]:

$$K = K_p + K_w = Gcn + Iz, \quad (1)$$

где K_p – годовая переменная составляющая затрат (затраты подведённой энергии в процессе преобразования энергии), руб.; K_w – годовая постоянная составляющая затрат, руб.; G – количество рабочего тела, подводимого в единицу времени, кг/ч; c – удельная стоимость рабочего тела, руб./кг; n – годовое число часов использования установки; I – капиталовложения установки, руб.; z – капиталовложения с учётом ежегодных отчислений с них, доли ед.

Это уравнение представляет баланс общих затрат. Влияние технического или термодинамического совершенства процесса на затраты становится очевидным, если затраты отнести к тому или иному полезному эффекту процесса, – удельные затраты:

$$k = \frac{K}{W_n n} = \frac{Gc}{W_n} + \frac{Iz}{W_n n}, \quad (2)$$

где k – удельные затраты, руб./кВт·ч; W_n – полезная энергия, полученная в процессе, кВт.

Вводим КПД процесса $\eta = W_n/W_z$ (W_z – подведённая в процессе энергия, кВт). Тогда удельная цена первичной энергии составит

$$c_w = \frac{Gc}{W_z}, \text{ руб./кВт·ч.} \quad (3)$$

Если $I = c_n W_n$, где c_n – удельная стоимость установки, отнесённая к полезной энергии, руб./кВт·ч, удельные затраты запишутся следующим образом:

$$k = \frac{c_w}{\eta} + \frac{c_n z}{n}. \quad (4)$$

Это выражение представляет собой аналитическую зависимость между термодинамическими и технико-экономическими критериями оценки.

Для суммарных затрат соответственно получим:

$$K = kW_n n, \quad (5)$$

$$K = c_w \frac{W_n n}{\eta} + c_n \eta W_z z. \quad (6)$$

Из уравнения (6) можно получить строгую аналитическую зависимость $K_w = f \eta$, которая позволяет установить связь между термодинамическим совершенством и постоянными затратами процесса.

Через W_n и W_z обозначено количество энергии только в общем смысле этого слова, без определения используемой доли соответствующей формы энергии. Как показано в работе [7], в термодинамике энергия подразделяется на работоспособную и неработоспособную части. Для технико-экономических расчётов представляет интерес только работоспособная часть энергии. Поэтому теоретически строгой может считаться запись уравнений затрат только через величины эксергии, а не энергии, как это было до сих пор.

Подставив в соотношение (2) величину эксергетического полезного эффекта E_n (полученная в процессе эксергия), имеем уравнение для определения эксергетических затрат:

$$k = \frac{Gc}{E_n} + \frac{Iz}{E_n n}. \quad (7)$$

Если в процессе получают одну и только одну форму энергии, то на основе закона сохранения затрат $K_{\text{тепл.}} = K_{\text{эксерг.}}$.

Подведённая в процессе эксергия $E_z = Ge_B$, кДж/ч, удельная цена эксергии $c_e = c/e_B$, руб./кДж, тогда

$$K_p = Ge_B c_e n = E_z c_e n = Gcn. \quad (8)$$

Если эксергетический КПД процесса $\eta_e = E_n/E_z$, то

$$K_p = \frac{c_e E_n n}{\eta_e}, \quad (9)$$

а для удельных затрат

$$k_p = \frac{K_p}{E_n n} = \frac{c_e}{\eta_e}, \text{ руб./кДж.} \quad (10)$$

Для расчёта суммарных удельных затрат получим

$$k = \frac{c_e}{\eta_e} + \frac{Iz}{E_n n}, \quad (11)$$

Обозначим $C_e = I/E_n$, руб.·ч/кДж. Эта величина определит часовой эксергетический эффект процесса. Таким образом, удельная стоимость установки зависит от качества процесса: $C_e \propto f \eta_e$.

Упрощённая модель калориферной установки строится из соображений необходимости установления влияния взаимосвязи входных и выходных параметров на критерий оптимальности.

При построении термоэкономической модели калориферной установки сделан ряд допущений:

- 1) не учитывалось изменение потерь давления в трубопроводах при транспортировке греющего теплоносителя. Потери давления в трубопроводах считались постоянными, не зависящими от режима работы;
- 2) не учитывался теплообмен установки с окружающей средой, происходящий через её наружную поверхность, омываемую воздухом;
- 3) стоимость фундаментов под оборудование, запорной арматуры, КИП, регулирующих вентилей, трубопроводов не учитывается.

Следует отметить, что все исключённые факторы при необходимости могут быть учтены. Для этого величины, характеризующие их, должны быть представлены в виде некоторых функциональных зависимостей от характеристик оборудования, определяемых в результате оптимизации режима работы, таких, как площадь теплопередающей поверхности калориферной установки.

В качестве определяющих параметров задачи необходимо задать: начальную T_2' и конечную T_2'' температуры подогреваемого воздуха, расход воздуха G_2 , конечную температуру греющей воды T_1'' , температуру окружающей среды T_o , давление воды P_{ax1} и воздуха P_{ax2} на входе в установку, конструктивные параметры установки (тип, характеристики и число калориферов, их соединение по теплоносителю), время работы установки в течение года, n . Такой выбор переменных представляется целесообразным, так как он обеспечивает определение условий функционирования установки (оптимальные с точки зрения минимума удельных приведенных затрат значения оптимизируемых переменных – начальной темпера-

туры греющего теплоносителя T_1' и его расхода G_1), т.е. калориферная установка используется для поддержания постоянной температуры в вентилируемом помещении, имеющем температуру T_2'' (нагревом воздуха при его движении по воздуховодам пренебрегаем).

Температура воздуха, поступающего в калорифер, может быть принята равной температуре окружающей среды T_o (используется одноступенчатая система подогрева).

Потери давления в калориферной установке по обоим теплоносителям зависят от режима работы установки, характеристик оборудования и схем подключения по теплоносителям [8].

Целевая функция (годовые удельные приведенные затраты) калориферной установки включает две основные статьи затрат: переменную составляющую энергоматериальных затрат, определяемую требуемой мощностью на перекачку теплоносителей, и постоянную составляющую затрат, определяемую величиной поверхности теплообмена [9].

С учетом сделанных допущений и принятых обозначений величина годовых удельных приведенных затрат может быть найдена по формуле (11).

Выражение (11), записанное в общем виде, должно быть представлено в виде развернутого аналитического соотношения для математического описания процессов, происходящих в калориферной установке.

Переменная составляющая энергоматериальных затрат при эксплуатации калориферной установки складывается из стоимости теплоносителя, а также затрат на транспортирование теплоносителей. При этом стоимость одного из теплоносителей не учитывается, так как он является технологическим продуктом (нагреваемый воздух), а оплачивается лишь стоимость второго теплоносителя (греющая вода).

Постоянная составляющая затрат учитывает себестоимость и стоимость монтажа калориферов и нагнетательного устройства (вентилятора, обеспечивающего прохождение воздуха через установку). Удельная стоимость указанного оборудования формируется на основе ценников, приведенных в [10] с учётом массы оборудования [11] и индекса изменения стоимости капиталовложений на начало 2012 года. Подача горячей воды считается централизованной.

Одна из проблем эксергетического метода термодинамического анализа – определение стоимости единицы эксергии.

Тарифы на теплоту должны быть пропорциональны количеству израсходованной эксергии, а не энергии [1]. Можно установить ориентировочные тарифные ставки [1] в виде

$$S_e = S_w \frac{\Delta e'}{\Delta i'}, \quad (12)$$

где S_w – тариф на тепловую энергию для нужд горячего водоснабжения, руб./кДж; $\Delta e'$ и $\Delta i'$ – эксергия пара, используемого для выработки горячей воды, и его энтальпия, отсчитываемые от состояния окружающей среды.

Мощность электродвигателя вентилятора, кВт:

$$N = \frac{P_{ax2} + \Delta P_2 \cdot G_2}{3600 \cdot 1000 \cdot \rho_2 \cdot \eta_{ex2}}. \quad (13)$$

Потери эксергии от гидравлического сопротивления ΔE_p по закону Стодола можно рассчитать следующим образом [3, с. 30; 7, формула (1.14)]:

$$\Delta E_p = T_o \Delta S_p = T_o R \ln \frac{P_{ax} + \Delta P}{P_{ax}}, \quad (14)$$

где $\Delta P = P_{вых} - P_{вх}$ – изменение давления в системе, Па; R – газовая постоянная, кДж/(кг·К).

При этом в реальных условиях необходимо учитывать эксергетический КПД η_{ex} нагнетательных устройств, для которых $\eta_{ex} < 1$.

Потери эксергии воды от охлаждения, кДж/ч [7]:

$$\Delta E_1 = G_1 c_{p1} \left(T_1' - T_1'' - T_o \ln \frac{T_1'}{T_1''} \right). \quad (15)$$

Прирост эксергии воздуха от нагрева (эксергетический эффект процесса), кДж/ч [7]:

$$\Delta E_2 = G_2 c_{p2} \left(T_2'' - T_2' - T_o \ln \frac{T_2''}{T_2'} \right). \quad (16)$$

Следовательно, величина приведенных затрат является функцией нескольких переменных, экстремальное значение которой может быть определено по условиям:

$$\frac{\partial k_z}{\partial G_1} = 0, \quad \frac{\partial k_z}{\partial T_1'} = 0. \quad (17)$$

Условия (17) применимы, если оптимизируемые переменные G_1 и T_1' могут рассматриваться как независимые, и задача сводится к определению безусловного экстремума (в рассматриваемом случае – безусловного минимума). В действительности эти переменные, очевидно, связаны между собой уравнением теплового баланса калориферной установки.

Наличие связей между оптимизируемыми переменными вынуждает рассматривать величину приведенных затрат как функцию нескольких переменных при наличии ограничений типа равенств (уравнений связи), т.е. как задачу нахождения условного экстремума [5].

Изучим поведение функции затрат на конкретном **примере**.

Пусть задан массовый расход нагреваемого воздуха $G_2 = L_2 \rho_2$ (L_2 – объёмный расход воздуха, м³/ч), его начальная температура $T_2' = T_o$ и температура на входе в вентилируемое помещение $T_2'' = 291 \text{ K}$, а также конечная температура греющего теплоносителя на выходе калориферной установки $T_1'' = 343 \text{ K}$.

Задав температуру горячей воды на входе в калориферную установку $T_1' = 403 \text{ K}$, из уравнения теплового баланса определяется расход горячей воды G_1 .

Теперь, задавая ряд начальных температур подогреваемого воздуха (от –30 до +5 °С), можно по одной из рекомендуемых методик [4; 8] рассчитать соответствующие значения площади поверхности теплообмена F . При этом коэффициент теплопередачи k_T будет зависеть от скорости движения теплоносителя $w_{\text{воды}}$.

Рассмотрим установки с калориферами биметаллическими со спирально-накатным оребрением типа КСкЗ. При этом калориферы являются аппаратами с перекрестным взаимно перпендикулярным током рабочих тел. В этом случае результаты решения задачи об усреднении температурного напора часто представляются в виде графиков.

Давление воды на входе в калориферную установку $P_{\text{вх1}}$ принимаем равным 1,1 МПа, а давление воздуха на входе в установку $P_{\text{вх2}} = 350 \text{ Па}$ с учётом его повышения при прохождении секции фильтра.

В предположении непрерывности функционала критерия оптимальности изучено его поведение на характерном для зимних условий страны интервале начальных температур подогреваемого воздуха. В данном случае функция эксергетических затрат является возрастающей, а эксергетический КПД при этом падает. Это обстоятельство объясняется тем, что эксергетический КПД зависит от эффекта процесса, который уменьшается при приближении значений начальной температуры воздуха к величине температуры воздуха в помещении, но при этом потери эксергии уменьшаются не так значительно, в результате чего переменная составляющая функции затрат увеличивается.

Соответственно, для нахождения условного минимума функционала критерия оптимальности необходимо изменить постановку задачи, выбрав другие определяющие параметры.

Исследуем поведение функции затрат при различных площадях поверхности нагрева и заданной теплопроизводительности. Рассмотрим два варианта работы установки – на теплоносителе «вода» с начальной температурой 403 К и 363 К. Температуру воздуха, поступающего в установку, примем равной «минус» 30 °С. В течение года установка будет эксплуатироваться 4968 часов.

Результаты решения представлены в виде графиков (рис. 1 – 6).

При снабжении установки заданной теплопроизводительности горячей водой с избыточным давлением 1,1 МПа с температурой 403 К, как правило, тепловой эквивалент греющей среды (воды) получается меньше теплового эквивалента подогреваемого воздуха, что ведет к интенсивному «растворению» теплового потенциала теплоносителя, и, как видно из графиков (рис. 2, 4), потери эксергии воды от охлаждения превышают гидравлические потери эксергии в среднем на 52 %. При понижении начальной температуры горячей воды до 363 К потери эксергии воды от охлаждения уменьшаются на 10 %, однако потери эксергии воды по давлению возрастают на 95 % (рис. 2, 4). Тем не менее это позволяет снизить годовые удельные эксергетические затраты в среднем на 5,3 – 9,8 %. В разрезе переменная/постоянная составляющая энергоматериальных затрат соотношение 54/46 % в точке минимума функции затрат незначительно уравнивается при начальной температуре горячей воды 363 К. При этом постоянная составляющая затрат в большой степени зависит от продолжительности функционирования установки в течение года, и чем она больше, тем меньше общие затраты при одинаковых нормах отчислений в течение года. Минимум функции годовых затрат (рис. 1, 3) имеет тенденцию к смещению вправо по оси абсцисс при больших значениях заданной теплопроизводительности установки, и наоборот. При этом минимум удельных годовых затрат не соответствует максимуму эксергетического КПД установки.

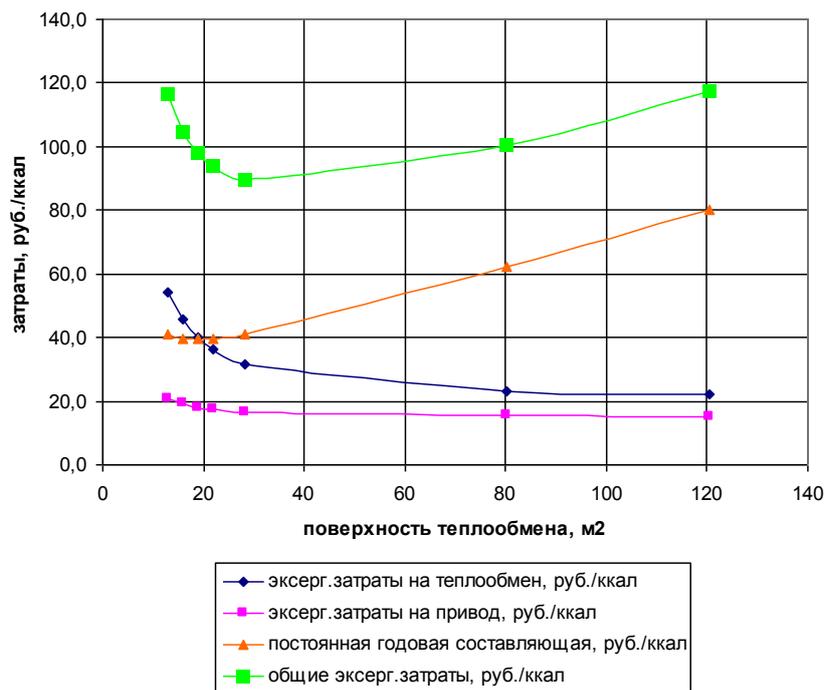


Рис. 1. Годовые удельные приведенные затраты процесса теплообмена установки с калориферами типа КСк3 с теплоносителем «вода» начальной температуры 403 К

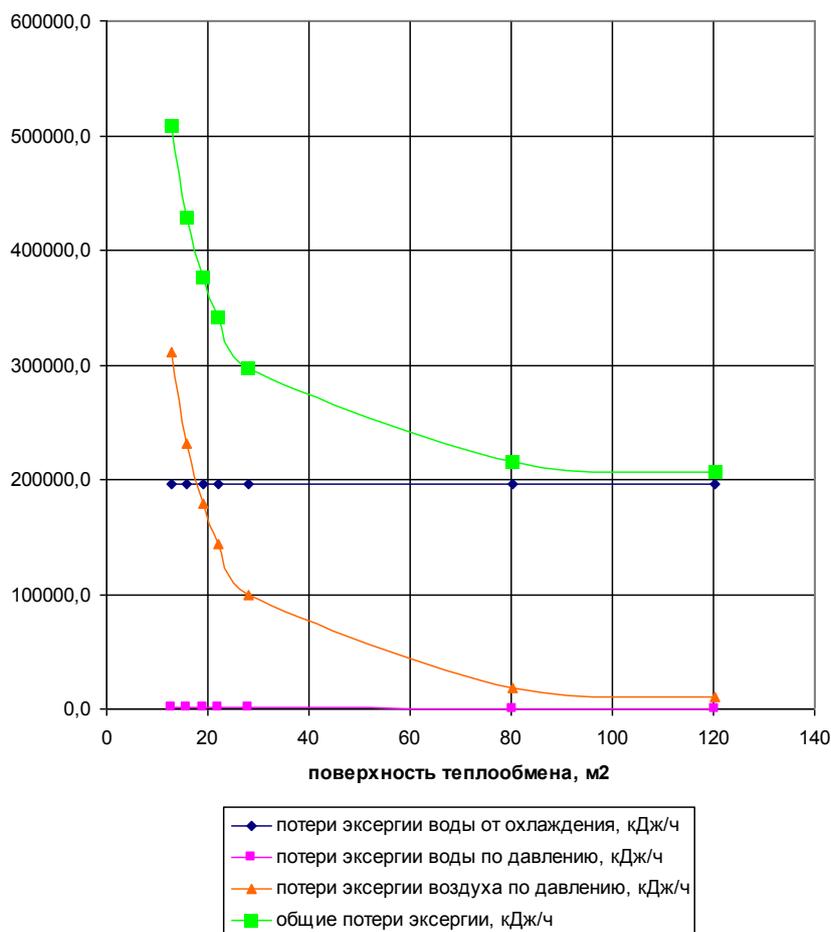


Рис. 2. Потери эксергии установки с калориферами типа КСк3 с теплоносителем «вода» начальной температуры 403 К

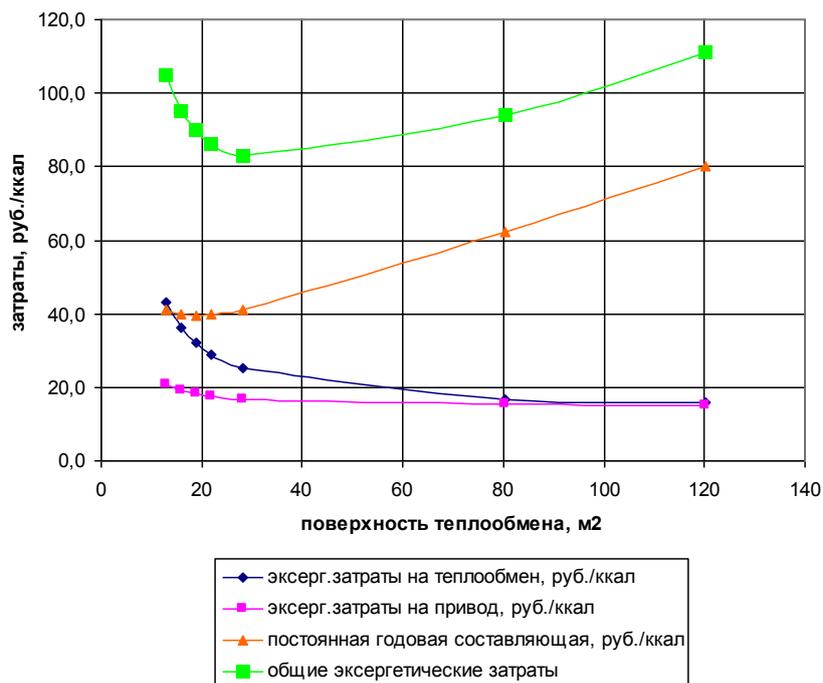


Рис. 3. Годовые удельные приведенные затраты процесса теплообмена установки с калориферами типа КСкЗ с теплоносителем «вода» начальной температуры 363 К

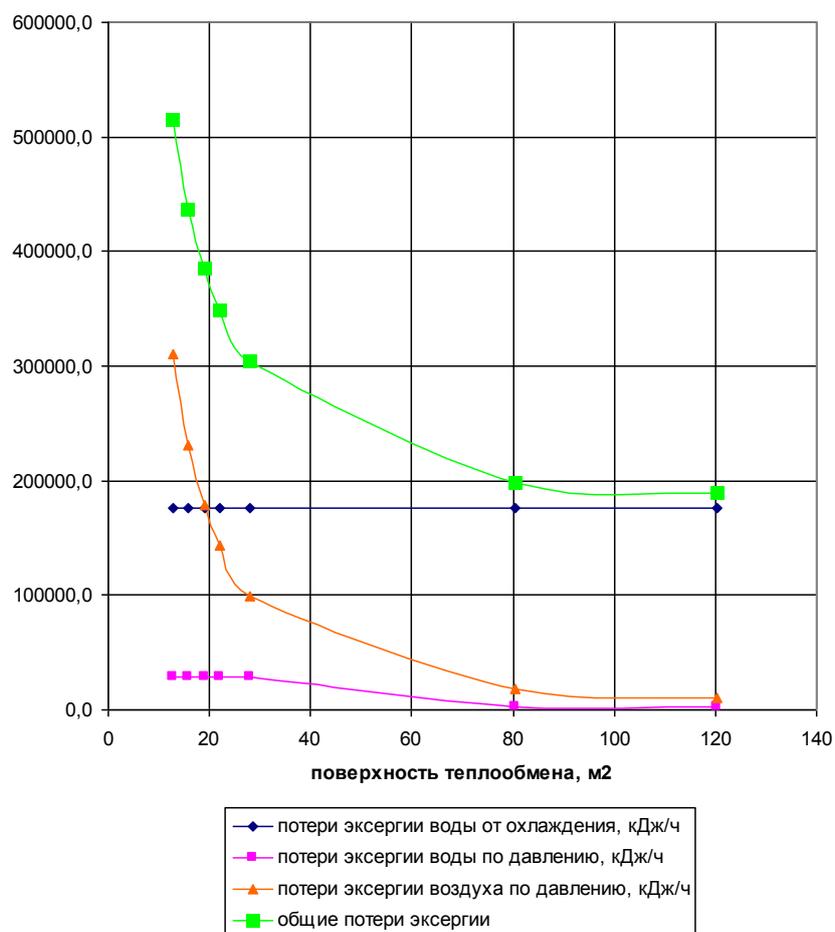


Рис. 4. Потери эксергии установки с калориферами типа КСкЗ с теплоносителем «вода» начальной температуры 363 К

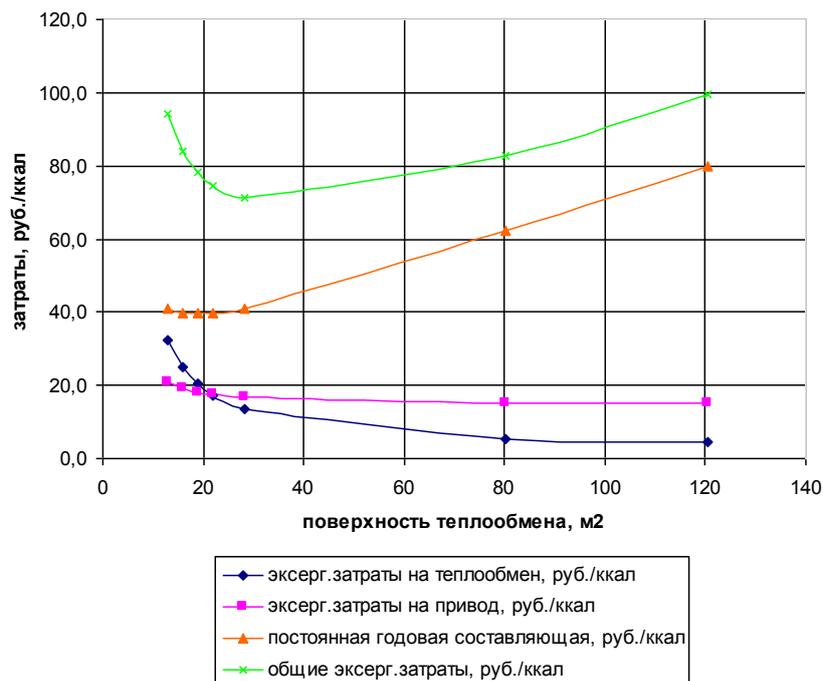


Рис. 5. Годовые удельные приведенные затраты процесса теплообмена установки с калориферами типа КСкЗ для случая интенсификации теплопередачи за счёт повышения теплового эквивалента греющего теплоносителя

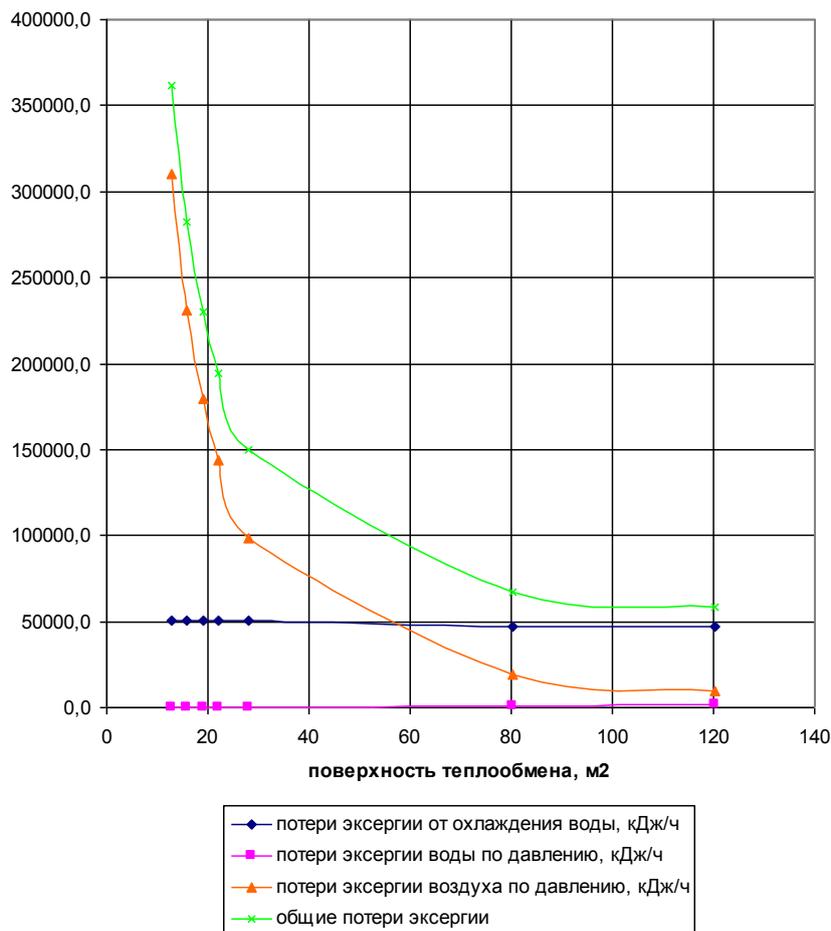


Рис. 6. Потери эксергии установки с калориферами типа КСкЗ для случая интенсификации теплопередачи за счёт повышения теплового эквивалента греющего теплоносителя

Уменьшение температурного напора на горячем конце установки заданной теплопроизводительности с одновременным увеличением теплового эквивалента воды позволило добиться высоких значений эксергетического КПД 74 – 85 % для установок с калориферами моделей № 11 и 12, а снижение эксергетических затрат по сравнению со второй задачей составило 10,2 % (см. рис. 5). Потери эксергии воды от охлаждения удалось снизить на 73,3 %. Однако максимум эксергетического КПД не совпадает с минимумом функции затрат, так как с уменьшением поверхности нагрева резко возросли потери эксергии воздуха по давлению (см. рис. 6), что повлекло за собой возрастание переменной составляющей эксергетических затрат.

Выводы. За счёт ряда упрощений и идеализаций для вышеописанной оптимизационной задачи удалось установить аналитическую зависимость критерия оптимальности от варьируемых параметров, и его функционал получается дифференцируемым, что позволяет получить систему дифференциальных уравнений для нахождения термодинамически оптимального соотношения определяемых параметров установки. Математическая модель ТА должна отвечать принципам развития и совершенствования компонентов (функциональных единиц), иерархичности описания, многоэтапности, блочности и универсальности применения. Чем большее число свойств и типов ТА описывает математическая модель, тем она универсальнее. Однако стремление к универсализации математической модели противоречит остальным принципам построения математических моделей и связано с большими затратами труда и средств. Математическое описание свойств ТА должно строиться по блочно-иерархическому алгоритму, в соответствии с которым части расчёта, которые пригодны для конкретных конструкций, но не являются универсальными, оформляются в виде подпрограмм (модулей). В ряде случаев целесообразно воспользоваться библиотеками типовых решений (например, СУБД). Программные модули (например, теплового расчёта, определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, гидравлического расчёта) могут дополняться или заменяться новыми. Однако описанная оптимизационная задача абсолютно не отвечает принципу универсальности и имеет достаточно узкую область применения, так как её алгоритм включает модули расчёта коэффициента теплопередачи и гидравлического расчёта только для калориферов КСк3. Представление термодинамически оптимального соотношения определяемых параметров установки в виде функциональной зависимости возможно только в самом общем буквенном виде с объединением определяющих параметров конкретного типа теплообменника в n -размерные комплексы факторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шаргут, Я. Использование эксергии в экономике / Я. Шаргут, Р. Петеля // Эксергетический метод и его приложения: сб. ст.; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1967. – С. 165 – 188.
2. Андрищенко, А.И. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС / А.И. Андрищенко. – М.: Высш. шк., 1974. – 280 с.
3. Кафаров, В.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 191 с.
4. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
5. Оносовский, В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок / В.В. Оносовский. – Л.: Изд-во ЛУ, 1990. – 208 с.
6. Нитч, Р.К. К эксергетической теории формирования затрат / Р. Нитч // Энергия и эксергия: сб. ст.; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1968. – С. 94 – 105.
7. Зафатаев, В.А. Термодинамический анализ энергоэффективности устройств для подогрева воздуха в системах воздушного отопления и вентиляции: дис. ... магистра техн. наук / В.А. Зафатаев. – Новополоцк, 2010. – 55 с.
8. Торговников, Б.М. Проектирование промышленной вентиляции / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов. – Киев: Будивельник, 1983. – 256 с.
9. Кафаров, В.В. Математическое моделирование основных процессов химических производств / В.В. Кафаров, М.Б. Глебов. – М.: Высш. шк., 1991. – 400 с.
10. Ресурсно-сметные нормы на строительные конструкции и работы. Вентиляция и кондиционирование воздуха: РСН 8.03.120-2007. – Минск: М-во архит. и стр-ва, 2007. – 385 с.

Поступила 12.11.2012

THE STATEMENT AND THE SOLUTION OF HOT-AIR HEATER INSTALLATION OPTIMIZATION PROBLEM ON THE BASIS OF THE EXERGY-ECONOMIC METHOD

V. ZAFATAYEU

Hot-air heater installation optimization problem is introduced and the mathematical model with interaction of thermal flows and expressing connections between defined and defining variables - thermodynamic, cost and constructive performances is developed. The estimate of heat transfer process power inputs and energetic efficiency in installation with hot-air heaters of КСк3 type for annual operating mode is given.