

## СТРОИТЕЛЬСТВО

УДК 697.9

DOI 10.52928/2070-1683-2024-39-4-2-12

## ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК С ТЕПЛООБМЕННЫМИ АППАРАТАМИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТИПА

*В.А. ЗАФАТАЕВ<sup>1)</sup>, канд. техн. наук, доц. Т.И. КОРОЛЁВА*  
(Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой)  
<sup>1)</sup> ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8058-2263>

*Предложен метод термоэкономической оптимизации вентиляционных установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа, позволяющий сравнивать показатели эффективности работы теплообменных аппаратов рекуперативного типа с различным оформлением поверхности теплообмена. Отмечается нецелесообразность выбора единственного обобщенного критерия оптимальности и вывода для него аналитического выражения из-за необходимости учета большого количества дискретно изменяющихся факторов и введения ограничений на них.*

**Ключевые слова:** теплообменный аппарат рекуперативного типа, показатели эффективности, фактор, термоэкономическая оптимизация, определяющая температура.

**Введение.** Тепловая энергия в конечном потреблении секторами национальной экономики Республики Беларусь занимает лидирующую позицию – ее доля в топливно-энергетическом балансе составляет около 33%, причем в конечном потреблении по жилищному сектору – 38%. Жилищный фонд составляет 98% от всех типов зданий в стране. Основным сырьем для производства тепловой энергии является природный газ, доля которого в структуре импорта составляет 41%. Доля природного газа, направляемого на получение тепловой и электрической энергии в Республике Беларусь, составляет 70%<sup>1</sup>.

Одним из основных видов оборудования, использующего тепловую энергию, являются теплообменные аппараты рекуперативного типа, применяемые в системах теплоснабжения и вентиляции. Высокая конкуренция производителей привела к появлению на мировом рынке большого количества типов теплопередающих поверхностей, форма которых по большей части определялась существующими технологиями производства, а не результатами исследования и моделирования теплообменных, гидро- и аэродинамических процессов.

Для сокращения потребления топливно-энергетических ресурсов, интенсификации теплопередачи, снижения гидравлических и аэродинамических потерь, инвестиционной и эксплуатационной составляющих издержек в установки с теплообменными аппаратами рекуперативного типа требуется определить такие наборы конструктивных, компоновочных, температурно-влажностных и динамических параметров, при которых системами теплоснабжения и вентиляции могут быть обеспечены нормируемые параметры среды у потребителя.

В связи с вышеизложенным, целью работы является разработка метода многокритериальной термоэкономической оптимизации установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа, осуществляющих теплообмен между потоками «газ-жидкость» и «газ-газ». Объектом исследования являются установки с теплообменными аппаратами рекуперативного типа для систем теплоснабжения и вентиляции. Предмет исследования – конструктивные, компоновочные, температурно-влажностные и динамические параметры установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа в системах теплоснабжения и вентиляции. Для достижения вышеуказанной цели должны быть решены следующие задачи [1–4]:

- 1) анализ топологии теплообменных схем и установок и определение критерия оптимизации;
- 2) выбор определяющих параметров и установление их влияния на критерий оптимизации;
- 3) составление математической модели установки;
- 4) определение метода поиска экстремума критерия оптимизации и выбор оптимальной стратегии исследования (особенно важно для схем со сложными связями между определяющими и определяемыми параметрами, которые не могут быть заданы аналитически).

Обоснование метода исследования представлено в настоящей статье ниже.

**Основная часть.** В работе [5] рассматриваются вопросы оптимизации теплообменного аппарата по приведенным затратам. В [6] приведены общие подходы в определении годовых переменных (стоимости всех потоков вещества и энергии, поступающих в систему) и постоянных энергоматериальных (капиталовложений, эксплуатационных) годовых затрат в расчете на единицу расходуемой эксергии.

<sup>1</sup> Энергетический баланс Республики Беларусь: статистический сборник. URL: [https://www.belstat.gov.by/ofitsialnaya-statistika/publications/izdania/public\\_compilation/index\\_7863/](https://www.belstat.gov.by/ofitsialnaya-statistika/publications/izdania/public_compilation/index_7863/).

Критерий оптимальности теплообменного аппарата, приведенный в работах<sup>2,3</sup>, основан на использовании «взвешенных сумм». Каждый фактор умножается на положительный скалярный «вес», а затем все взвешенные факторы суммируются и образуют составную целевую функцию. Применительно к теплообменным аппаратам, с учетом требований, предъявленных к их режимным и конструктивным параметрам, критерий оптимальности будет иметь структуру:

$$Z_0 = g_1 \bar{G} + g_2 \bar{P} + g_3 \bar{V}, \quad (1)$$

где  $\bar{G}$  – безразмерный фактор, учитывающий затраты теплоносителя;  
 $\bar{P}$  – безразмерный фактор, учитывающий потери давления;  
 $\bar{V}$  – безразмерный фактор, учитывающий объемы (габариты) аппарата;  
 $g_1, g_2, g_3$  – коэффициенты весомости.

Для расчета коэффициентов весомости нужно оценить номинальное и предельно допустимое значения каждого частного фактора.

Безразмерные факторы, входящие в состав критерия, определяются по следующей, одинаковой для всех схеме:

$$\bar{K} = \frac{\pm K \mp K_{\text{нижн}}}{K_{\text{верхн}} - K_{\text{нижн}}}, \quad (2)$$

где  $K$  – конструктивный или режимный параметр процесса, соответствующий безразмерному фактору (знак определяется в зависимости от необходимости в уменьшении или увеличении данного фактора);

$K_{\text{верхн}}, K_{\text{нижн}}$  – соответственно верхний и нижний предел его изменения.

Метод взвешенных сумм представляется достаточно простым. С использованием вектора весов, задача многокритериальной оптимизации сводится к задаче оптимизации с одним критерием, которая решается с использованием широко известных алгоритмов и методов. Основная трудность при использовании такого подхода возникает при выборе весового коэффициента. Даже если значения исходных критериев имеют явный физический смысл, значению составной критериальной функции обычно нелегко придать очевидную физическую интерпретацию. Очевидно, наиболее целесообразный способ такой интерпретации – назначить значение составной критериальной функции так называемым «коэффициентом качества». Тогда метод взвешенных сумм – это просто ранжирование точек из допустимого множества в соответствии с их коэффициентом качества. Чем выше коэффициент качества, тем более предпочтительным будет решение. Конечно, успех интерпретации, связанный с коэффициентом качества, существенно зависит, от того, насколько веса соответствуют вкладу критериев в функцию качества.

Применение для оптимизации теплообменных аппаратов методов синтеза<sup>4,5</sup> [7; 8] нецелесообразно, т.к. в них не уделяется внимание поверочным расчетам. Методы синтеза предполагают введение допущений о противоточности теплообменных схем, постоянстве тепловых нагрузок, коэффициентов теплопередачи, гидравлических сопротивлений, отсутствия фазовых переходов в каждом теплообменном аппарате. Кроме того, в пластинчатых перекрестноточных утилизаторах теплоты рекуперативного типа теплоноситель в ячейке производит теплообмен с теплоносителем в двух соседних ячейках. Это обстоятельство неприемлемо для условий синтеза оптимальных теплообменных схем, где поток с расчетным тепловым потенциалом может контактировать только с одним потоком другого потенциала. Соединение теплообменных аппаратов по теплоносителю в большинстве случаев не предполагает вторичную рекуперацию охлажденного теплоносителя непосредственно у потребителя, что исключает возможность подбора оптимальной структуры схемы при матричном задании определяющих параметров.

Разработка математических моделей для анализа работы установок с теплообменными аппаратами и решение на их основе оптимизационных задач в некоторых случаях позволяет исключить необходимость проведения натурных экспериментов, сопряженных с большими затратами времени и материальных средств на их подготовку и проведение относительно получаемого эффекта оптимизации установки с теплообменными аппаратами. Метод математического моделирования широко применяется при разработке и проектировании теплоэнергетических установок. Превращению математического моделирования на ЭВМ в мощное средство исследования и анализа теплообменных установок способствовали преимущества этого метода, открывающие возможность исследования функционирования сложных энергетических объектов в любых установленных условиях. При этом внутренние параметры и показатели внешних влияющих факторов можно варьировать для получения любых условий, в том числе и не реализуемых в натурных условиях. Тем самым появляется возможность получения ответов на многие

<sup>2</sup> Туголуков Е.Н. Математическое моделирование термонагруженных процессов и аппаратов многоассортиментных химических производств: дис. ... д-ра техн. наук: 05.17.08, 05.13.18. – Тамбов, 2004. – 399 л.

<sup>3</sup> Демин А.А. Оптимизация систем рекуперации тепла газоперерабатывающих заводов: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.13. – Киев, 1984. – 295 л.

<sup>4</sup> Барочкин Е.В. Анализ и оптимальный синтез теплообменных систем со сложной конфигурацией потоков в энергетических и химических комплексах: дис. ... д-ра техн. наук: 05.13.01 / Иванов. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2008. – 308 л.

<sup>5</sup> Виноград Д.Л. Автоматизированный синтез схем ректификации с рекуперацией тепла на основе интегрально-гипотетического принципа: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08. – М., 1984. – 225 л.

вопросы, возникающие на этапах разработки и предэскизного проектирования новых энергетических объектов (систем) без применения других, более сложных и дорогостоящих методов. Весьма важно, что в рамках используемой математической модели всегда гарантируется отыскание оптимальных решений [9]. С другой стороны, имеются задачи, для решения которых недостаточно всех вычислительных возможностей современной математики и техники, но которые достаточно эффективно могут быть решены с использованием физического моделирования. Однако следует помнить, что постановка эксперимента и обработка эмпирических данных становятся все более сложными и дорогостоящими. Экспериментальные данные не могут использоваться для оценки свойств проектируемого оборудования, особенно новых типов, поскольку в этом случае требуются значительное обобщение и экстраполяция результатов, носящих конкретный характер [10].

Математическая модель теплообмена представляет собой систему дифференциальных уравнений в частных производных<sup>6</sup>. Существует множество приемов нахождения решений дифференциальных уравнений. Следует, однако, иметь в виду, что в практических задачах такие методы либо неприменимы вообще, либо приводят к решениям такой сложности, что затраты труда на их получение не оправданы. Последнее может быть обусловлено, к примеру, нелинейностью коэффициентов или функций, содержащихся в дифференциальном уравнении, или дискретностью их задания. Например, в работе<sup>7</sup> предпринята попытка математического моделирования теплообмена в воздушном перекрестноточном теплообменнике-утилизаторе рекуперативного типа с нахождением аналитического решения температурного поля в щелевых каналах, по которым проходят потоки удаляемого и приточного воздуха. Несмотря на принятые автором<sup>8</sup> допущения (плотность и теплопроводность влажного воздуха приняты постоянными; скорость потоков в продольном и поперечном направлениях щелевых каналов принята постоянной; профиль скорости принят симметричным относительно оси течения и однородным по ширине щелевого канала; внешняя кинетическая энергия потоков принята равной нулю; принят ламинарный режим движения воздуха в каналах), полученная система упрощенных дифференциальных уравнений не имеет аналитического решения по причине нелинейной зависимости искомых показателей от множества непрерывно изменяющихся, а также дискретных факторов. Необходимо отметить и то обстоятельство, что ввиду множества допущений и идеализаций выводимые функционалы критериев оптимальности зачастую имеют узкую область применения, ограниченную только той конструкцией теплообменного аппарата, для которой применим тип использованных уравнений<sup>9</sup> [11]. Поэтому получение аналитических выражений для целевых показателей функционирования установки с теплообменными аппаратами нецелесообразно из-за необходимости введения большого количества переменных и ограничений на них. Таким образом, для задач, которые не могут быть разрешены классическими методами, *обращение к численным методам решения является оправданным шагом*. Этот подход позволяет отказаться от упрощающих допущений, которые могли бы исказить качественное содержание выводов при сравнении показателей эффективности работы теплообменных аппаратов с различным оформлением поверхности теплообмена в типовом ряду моделей, не говоря о сравнении тех же показателей для разных конфигураций поверхностей теплообмена.

На практике получили распространение численные методы поиска оптимальных решений, основанные на установлении непосредственных зависимостей критериев оптимума от исходных параметров [12]. На первом этапе оптимизационной задачи следует однозначно задать тип теплообменного аппарата, конструктивные, компоновочные характеристики и значения непрерывно изменяющихся параметров. Этот подход позволяет избежать прерывистости функционала критерия оптимизации.

Непрерывно изменяющиеся параметры теплообменного аппарата – температура, давление, расход, длина труб, высота пластин, шаг накатки труб и др. В то же время диаметр труб, толщина ребер являются величинами с явно выраженным дискретным характером изменения, однако их можно считать непрерывно изменяющимися, округляя оптимальное значение до ближайшего дискретного значения. Дискретные признаки конструктивно-компоновочного типа теплообменного аппарата – коридорная или шахматная компоновка пучка труб, схема движения теплоносителей. Таким образом, в качестве критериев оптимума (показателей эффективности) при термодинамической оптимизации могут использоваться термодинамический и эксергетический КПД, потери эксергии, допустимая конечная температура потока, скорость потока, а при термоэкономической – годовые затраты на единицу эксергии или их переменная часть на создание и функционирование аппарата.

На втором этапе формируется множество вариантов конструкций теплообменных аппаратов, удовлетворяющих существующим условиям эксплуатации и ограничениям. В характерной для условий эксплуатации области факторного пространства варьируются заранее намеченные конструктивные, режимные параметры и их сочетания, и таким образом определяется их влияние на показатели эффективности теплообменного аппарата. В каждом случае фиксируются значения контролируемых независимых переменных, оптимизируемых параметров и критерия оптимальности. Выбор оптимальных вариантов конструкции установки осуществляется либо методом прямого упорядочивания вариантов по критерию оптимальности (для непрерывно изменяющихся параметров), либо методом анализа вариантов по комплексу показателей эффективности (дискретные величины), характеризующих различные стороны совершенства конструкций установок с теплообменными аппаратами. Например, при выборе термоэкономически оптимальной степени обребрения теплопередающей поверхности необходимо задавать постоян-

<sup>6</sup> Белоногов Н.В. Пути совершенствования пластинчатых перекрестноточных рекуперативных теплообменников: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03, 01.04.14. – СПб., 2005. – 204 л.

<sup>7</sup> См. сноску 6.

<sup>8</sup> См. сноску 6.

<sup>9</sup> Бекманис И.В. Разработка методики оптимизации рекуперативных теплообменников по обобщенным характеристикам и средней скорости потока: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. – Рига, 1984. – 195 л.

ными габариты проходного сечения установки, длину труб одного хода, определяющие температуры греющей и подогреваемой среды, температуру отсчета эксергии, оптимальную скорость набегающего потока в сжатом сечении, годовое число часов и неравномерность эксплуатации установки, потери давления по обоим теплоносителям на входе в установку, величины тарифов на электро- и тепловую энергию, отчисления на закупку и монтаж установки и нагнетательных устройств. Варьируемыми определяющими параметрами могут выступать шаг труб, число поперечных рядов труб, шаг ребер, их толщина и высота, толщина стенок трубок [3; 4; 13; 14].

Математическая модель теплообмена в установках с теплообменными аппаратами должна строиться в виде блочно-иерархического алгоритма, в соответствии с которым части расчета, которые пригодны для конкретных конструкций, но не являются универсальными, оформляются в виде подпрограмм (модулей). Принцип блочности позволяет легче совершенствовать и обновлять математическую модель теплообмена в соответствии с новыми достижениями в науке и технике. Обзор существующих методов сравнения и оптимизации теплообменных аппаратов [15] показал, что большинство из них представляют собой сочетания подалгоритмов (модулей) теплового, гидравлического и прочностного расчетов различной степени сложности для отдельных классов теплообменного оборудования (ТО). Это затрудняет сравнение ТО разных классов по термoeкономической эффективности. Кроме того, отдельные модули расчета содержатся не во всех алгоритмах, а структура экономической оценки недостаточно полна.

Для удовлетворения принципа универсальности математической модели *предложен алгоритм поперечного интервально-итерационного расчета*, составляющий основу метода термoeкономической оптимизации, позволяющего определять обобщенные и локальные показатели термодинамической и экономической эффективности установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа. Согласно этому методу расчета теплообменный аппарат рассматривается как гетерогенная среда, а геометрическая характеристика назначается для его функционального объема, где производится усреднение локальных характеристик. Далее анализ эффективности теплообменного аппарата проводится по осредненным значениям. Этот способ позволяет более корректно оценивать влияние геометрии поверхности теплообмена на общую эффективность теплообменного аппарата, чем при использовании обобщенных характеристик теплообмена.

Для удобства ведения автоматизированных расчетов на базе рассматриваемой математической модели подвергнуты аппроксимации в виде аналитических выражений табличные данные теплофизических свойств теплоносителей, поправочный коэффициент на угол атаки потоком поверхности теплообмена, закупочные цены и единовременные затраты на строительные-монтажные работы для устанавливаемого оборудования.

Предлагаемая последовательность поперечного интервально-итерационного расчета теплообменных аппаратов рекуперативного типа представлена ниже.

**Пункт 1.** Исходные данные: размеры корпуса  $A_{\text{фронт}}$ ,  $B_{\text{фронт}}$  аппарата, две температуры из набора  $t_1', t_1'', t_2', t_2''$  (как правило, начальные температуры греющего  $t_1'$  и нагреваемого  $t_2'$  теплоносителей), температура отсчета эксергии, давления греющего  $P_1$  и нагреваемого  $P_2$  теплоносителей на входе, схема взаимного движения теплоносителей, оптимальная скорость одного из теплоносителей, компоновка пучка труб, величины тарифов на электро- и тепловую энергию, отчисления на закупку и монтаж установки и нагнетательных устройств, годовое число часов и неравномерность эксплуатации установок, геометрия теплопередающих элементов:

– для **теплообменных аппаратов с кольцевым оребрением** (рисунок 1): наружный диаметр  $d_0$  и длина труб одного хода  $L_{\text{трубки}}$ , число ходов теплоносителя, продольный и поперечный шаги труб  $S_1, S_2$ , число поперечных рядов труб  $z_p$ , шаг ребер  $S$ , их толщина  $\Delta_r$  и высота  $h_r$ , толщина стенок трубок  $\delta_1, \delta_2$ .

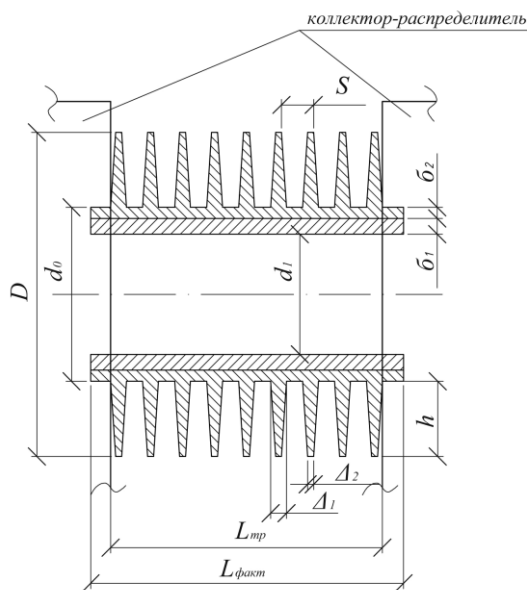


Рисунок 1. – Трубка с оребрением в виде колец

Исследовались термоэкономические характеристики трех типов оребрения шахматных пучков, наиболее часто встречающиеся на практике –  $\varphi_{ор} = 9,4$ ;  $\varphi_{ор} = 15,2$ ;  $\varphi_{ор} = 20,0$ <sup>10,11</sup>. Параметры оребрения представлены в таблице 1.

Таблица 1. – Параметры оребрения трубок в виде колец

Степень оребрения, $\varphi_{ор}$	9,4	15,2	20,0
Шаг ребер $S$ , мм	3,5	3,0	2,5
Высота ребер $h$ , мм	10,5	14,0	15,0
Толщина ребра у основания $\Delta_1$ , мм	0,85	0,7	0,6
Наружный диаметр трубы без учета высоты ребер $d_0$ , мм	28	27	27
Наружный диаметр трубы с учетом высоты ребер $D$ , мм	49	56	57
Толщина стенки стальной трубы $\delta_1$ , мм	1	1	0,45
Толщина стенки алюминиевой трубы $\delta_2$ , мм	0,6	0,6	0,3
Поперечный шаг трубок $S_1$ , мм	52	58	59
Продольный шаг трубок $S_2$ , мм	45	50,2	51,1

Варьируемыми параметрами являлись шаг ребер  $S$ , толщина стенок стальной  $\delta_1$  и алюминиевой  $\delta_2$  труб, поперечный  $S_1$  и продольный  $S_2$  шаги труб в пучке, высота  $h$  и толщина ребер  $\Delta_1, \Delta_2$ .

– для теплообменных аппаратов с профильными листами оребрения в виде синусоиды (рисунок 2): угол раскрытия гофр  $\gamma$ , основание сектора  $b$  или шаг гофрировки  $S_R$ , поперечная разбежка гофр  $a$ , размеры фронтального сечения  $A_{фронт}$ ,  $B_{фронт}$ ,  $H$ , наружный диаметр трубок  $d_0$ , толщина стенки труб  $\delta_1$  и толщина пластин  $\Delta$ , шаг установки пластин  $S$ , продольный и поперечный шаги труб  $S_1, S_2$ , число поперечных рядов труб  $z_p$ .

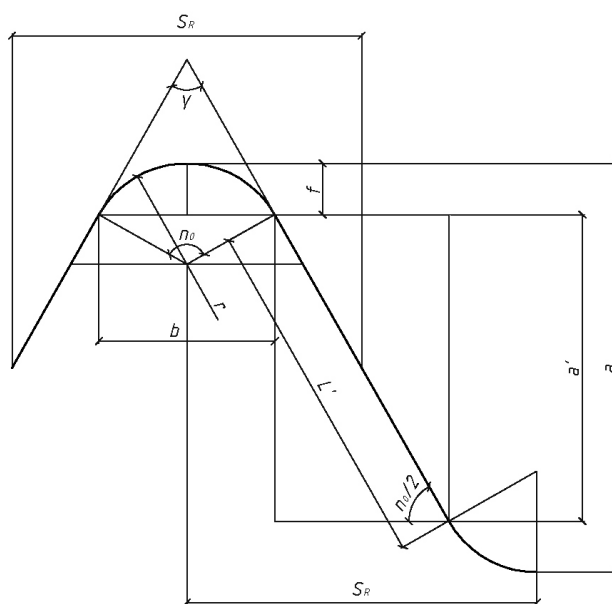


Рисунок 2. – Фрагмент профильного штампованного листа, изогнутого в виде синусоиды

– для теплообменных аппаратов с профильными листами оребрения в виде трапеции или треугольника (рисунок 3): угол раскрытия гофр  $\gamma$ , малое основание трапеции  $b$  (для треугольных гофр  $b = 0$ ), поперечная разбежка гофр  $a'$ , размеры фронтального сечения  $A_{фронт}$ ,  $B_{фронт}$ ,  $H$ , наружный диаметр трубок  $d_0$ , толщина стенки труб  $\delta_1$  и толщина пластин  $\Delta$ , шаг установки пластин  $S$ , продольный и поперечный шаги труб  $S_1, S_2$ , число поперечных рядов труб  $z_p$ .

<sup>10</sup> Пиир А.Э. Исследование и разработка эффективных воздухонагревателей из биметаллических ребристых труб для химико-лесного комплекса: дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.04. – Архангельск, 2002. – 315 л.

<sup>11</sup> Веринчук Е.В. Моделирование процессов тепло- и массопереноса в рекуперативных конденсационных теплоутилизаторах: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. – М., 2004. – 136 л.

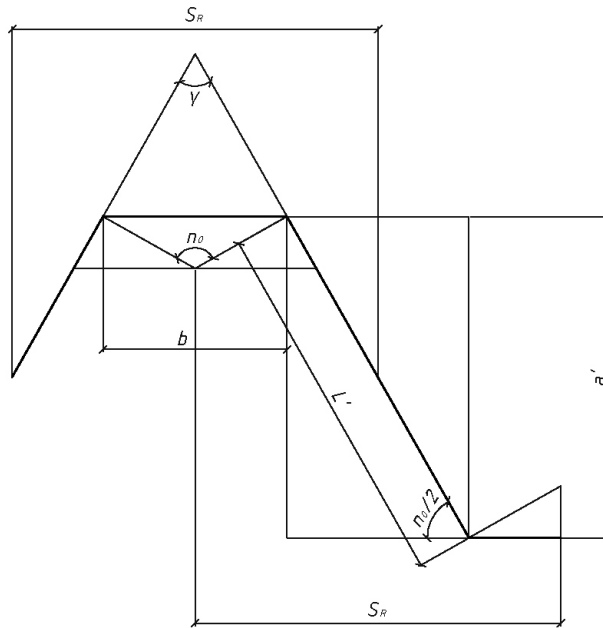


Рисунок 3. – Фрагмент профильного штампованного листа, изогнутого в виде трапеции

Конструктивные особенности теплообменных аппаратов с оребрением из профильного листа представлены в работе [16]. Размеры обечайки  $A_{\text{фронт}} = 905$  мм,  $B_{\text{фронт}} = 503$  мм,  $H = 80$  мм (три поперечных ряда трубок),  $H = 100$  мм (4 поперечных ряда трубок), поперечный шаг трубок  $S_1 = 50$  мм, продольный шаг  $S_2 = 25$  мм, наружный диаметр медных трубок  $d_0 = 12$  мм, толщина стенки трубки  $\delta_1 = 0,4$  мм, шаг оребрения  $S$  принят равным 1,8; 2,0; 2,5 и 4,5 мм, толщина листа оребрения  $\Delta = 0,2$  мм, число ходов по горячей воде принимается  $z_{\text{ход}} = 2; 4; 6; 8; 10$ . Технологически оптимальная скорость воды  $w_{\text{воды}} = 0,8-1,5$  м/с.

Рассчитаны теплогидравлические и термоэкономические характеристики синусоидальных профильных листов оребрения с поперечной разбежкой гофр 4 мм, шагом оребрения 1,8, 2,5 и 4,5 мм. Угол раскроя гофр  $\gamma = 90^\circ$  и число ходов по воде  $z_{\text{ход}} = 6$  не изменялись. Также рассчитаны теплогидравлические и термоэкономические характеристики синусоидальных профильных листов оребрения с поперечной разбежкой гофр 4 мм, шагом оребрения 4,5 мм, число ходов по воде  $z_{\text{ход}} = 6$ . Увеличивался угол раскроя гофр  $\gamma$  с  $90^\circ$  до  $150^\circ$ .

– для теплообменных аппаратов с оребрением трубок в виде сплошных плоских листов (рисунок 4): размеры фронтального сечения полезного пространства утилизатора  $A_{\text{фронт}}$ ,  $B_{\text{фронт}}$ ,  $H$ , наружный диаметр трубок  $d_0$ , толщина пластин  $\Delta$ , шаг установки пластин  $S$ , поперечный  $S_1$  и продольный  $S_2$  шаги трубок, расстояние от края пластины оребрения до лобовой точки ближайшей по ходу воздуха трубки  $h_1$ .

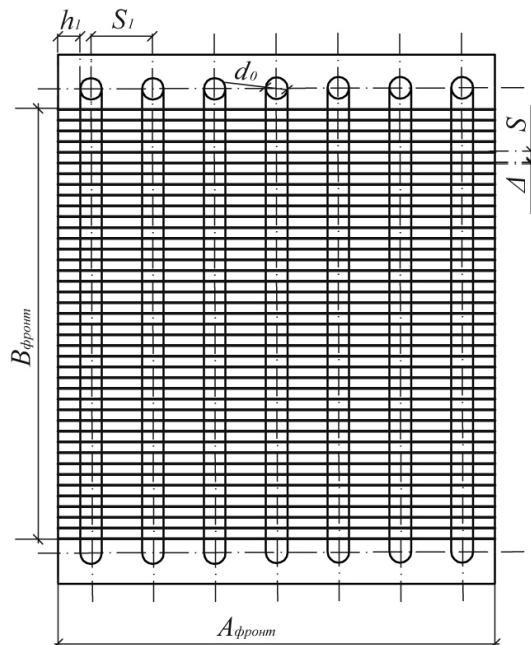


Рисунок 4. – Фронтальный вид пучка с оребрением трубок в виде сплошных плоских листов

Характеристики исследованного пучка: материал трубок и оребрения – алюминий, размеры фронтального сечения полезного пространства теплоутилизатора  $A_{\text{фронт}} = 270$  мм,  $B_{\text{фронт}} = 350$  мм,  $H = 180$  мм, наружный диаметр трубок  $d_0 = 12,6$  мм, толщина пластин  $\Delta = 0,2$  мм, шаг установки пластин  $S = 2,6$  мм, поперечный  $S_1 = 33,4$  мм и продольный  $S_2 = 29$  мм шаги трубок, расстояние от края пластины оребрения до лобовой точки ближайшей по ходу воздуха трубки  $h_1 = 8$  мм.

**Пункт 2.** Расчет недостающих величин.

**Пункт 2а.** Определяются площади живых сечений, а также габаритные размеры и площади конструктивных элементов поверхности теплообмена (по исходным данным пункта 1 на основании геометрической модели).

**Пункт 2б.** В первом приближении задается конечная температура нагреваемого теплоносителя  $t_2''$ .

**Пункт 3.** Задается в первом приближении температуры стенок  $t_{w1}, t_{w2}$ , причем  $t_1' > t_{w1} > t_{w2} > t_2''$ .

**Пункт 4.** Расчет определяющих температур: в первой итерации в качестве определяющих температур принимаются температуры на горячем конце теплообменного аппарата ( $t_1'$  и  $t_2''$  при выборе противоточной или перекрестноточной схем движения теплоносителей).

**Пункт 5.** Расчет теплофизических свойств теплоносителей: в первой итерации  $\nu, \rho, \mu, \lambda, Pr, c_p$  определяются по  $t_1'$  и  $t_2''$ . Для последующих итераций определяются  $\nu, \rho, \mu, \lambda, Pr, c_p$  по  $t_1''$  и  $t_2'$ . Здесь  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°К);  $Pr$  – критерий Прандтля;  $c_p$  – удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/(кг·°К).

**Пункт 6.** Проверка допустимости скоростей: работа итерационного алгоритма проходит при задании оптимального значения скорости одного из теплоносителей, которая, как правило, известна из опыта эксплуатации. Проверяется расчетом допустимость скорости второго теплоносителя, исходя из данных пункта 2. Если скорость недопустима – возврат к пункту 1 и изменение геометрии теплопередающего элемента.

**Пункт 7.** Расчет коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1, \alpha_2$  и теплопередачи  $k_1', k_2'$  на горячем конце теплообменного аппарата. Для последующих итераций рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1, \alpha_2$  и теплопередачи  $k_1'', k_2''$  и на холодном конце теплообменного аппарата по  $t_1''$  и  $t_2'$ .

**Пункт 8.** Расчет неизвестных концевых температур.

**Пункт 8а.** Определение теплопроизводительности в первом приближении:

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') = W_2 \cdot (t_2'' - t_2')$$

или

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = W_1 \cdot (t_1' - t_1''). \quad (3)$$

Здесь  $G$  и  $W$  – массовые расходы, кг/с, и водяные эквиваленты, Вт/°К, теплоносителей соответственно.

**Пункт 8б.** Определение средней тепловой нагрузки  $Q_z$  характерных зон (интервалов  $z$ ) [17; 18] и площади их поверхности теплообмена  $F_{2z}$ :

$$Q_z = \frac{Q}{z_{\text{ход}}}; \quad F_{2z} = \frac{F_{\text{полн}}}{z_{\text{ход}}};$$

$$(t_{2z1}'' - t_2') \cdot W_2 = Q_z = k_2 \cdot F_{2z} \cdot (\overline{t_{1zi}} - \overline{t_{2zi}})$$

или

$$(t_1' - t_{1z1}'') \cdot W_1 = Q_z = k_2 \cdot F_{m.o.z} \cdot (\overline{t_{1zi}} - \overline{t_{2zi}}). \quad (4)$$

**Пункт 8в.** Расчет температуры подогреваемого теплоносителя на выходе из каждого интервала  $z$ :

$$t_{2(z+1)}'' = t_{2z}'' + \frac{Q_z}{W_2}$$

или

$$t_{1z(i+1)}'' = t_{1zi}'' - \frac{Q_z}{W_1}. \quad (5)$$

**Пункт 8г.** Осреднение температуры подогреваемого теплоносителя по каждому интервалу:

$$\overline{t_{2z}} = 0,5 \cdot (t_{2z}' + t_{2z}'')$$

или

$$\overline{t_{1zi}} = 0,5 \cdot (t_{1zi}' + t_{1zi}''). \quad (6)$$

**Пункт 8д.** Расчет температуры греющего теплоносителя на выходе каждого интервала z:

$$t_{1z}'' = \frac{W_1 \cdot t_{1z}' + k_2 \cdot F_{2z} \cdot \overline{t_{2z}} - k_2 \cdot F_{2z} \cdot \frac{t_{1z}'}{2}}{W_1 + \frac{k_2 \cdot F_{2z}}{2}}$$

или

$$t_{2zi}'' = \frac{W_2 \cdot t_{2zi}' + k_2 \cdot F_{то.з} \cdot \left( \overline{t_{1zi}} - \frac{t_{2zi}'}{2} \right)}{W_2 + \frac{k_2 \cdot F_{то.з}}{2}}. \quad (7)$$

**Пункт 8е.** Осреднение температуры греющего теплоносителя по каждому интервалу:

$$\overline{t_{1z}} = 0,5 \cdot (t_{1z}' + t_{1z}''). \quad (8)$$

**Пункт 9.** Задаются определяющие температуры второго приближения:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}; \quad t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}. \quad (9)$$

**Пункт 10.** По заданным определяющим температурам второго приближения последовательно выполняются пункты 3–7 алгоритма. Цель – нахождение уточненных значений  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ . При этом уточнение температур стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , заданных в пункте 3, пока не производится – задаются их новые ориентировочные значения. В дальнейших итерациях они будут уточняться путем подбора вручную.

**Пункт 11.** Расчет температур стенки в интервалах z по определенным во втором приближении значениям  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ :

$$\overline{t_{w1z}} = \overline{t_{1z}} - \frac{k_2 \cdot (\overline{t_{1z}} - \overline{t_{2z}})}{\alpha_1}; \quad \overline{t_{w2z}} = \overline{t_{2z}} + \frac{k_2 \cdot (\overline{t_{1z}} - \overline{t_{2z}})}{\alpha_2}. \quad (10)$$

**Пункт 12.** Уточнение температур стенок, заданных в пункте 3. Ориентировочные значения этих температур рассчитываются с использованием определяющих температур пункта 9 по формулам:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{k_2 \cdot (t_1 - t_2) \cdot F_{то}}{\alpha_1 \cdot F_{внутр}}; \quad t_{w2} = t_2 + \frac{k_2 \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha_2}. \quad (11)$$

Если расчет теплообмена производится для условий выпадения конденсата из парогазовой смеси, в работу включается третий этап алгоритма с расчетом температур парогазовой смеси после выпадения из нее конденсата, последовательность выполнения которого приведена в работах [19; 20]. Уточнение температур  $t_1$  парогазовой смеси с учетом скрытой теплоты конденсации можно произвести расчетно-графическим путем [21; 22] или методом последовательных приближений.

По итогам расчета получаются новые (окончательные) значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, учитывающие выпадение конденсата из парогазовых смесей. Для условий теплообмена без выпадения конденсата – переход к пункту 13.

**Пункт 13.** Расчет коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и теплопередачи  $k_1''$ ,  $k_2''$  на холодном конце теплообменного аппарата (по  $t_1''$  и  $t_2'$  при выборе противоточной или перекрестноточной схем движения теплоносителей).



**Пункт 14.** Расчет определяющих температур  $t_1$  и  $t_2$ . Расчет проводят по заданным  $t_1'$  и  $t_2'$  и найденным  $t_1''$  и  $t_2''$ , а также найденным  $k_2'$  на горячем и  $k_2''$  на холодном концах теплообменного аппарата. Возврат к пункту 3 и выполнение расчета до пункта 7 включительно, где коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи рассчитываются по  $t_1$  и  $t_2$ .

**Пункт 15.** Гидравлический расчет. Если потери давления превышают допустимые, – возврат к пункту 1 и изменение геометрии теплопередающего элемента.

**Пункт 16.** Расчет показателей эффективности.

**Пункт 17.** Сравнение теплообменных аппаратов по комплексу показателей эффективности.

Работа алгоритма реализована в СУБД MS Excel и фактически сводится к вводу исходных данных согласно пункту 1 первого этапа алгоритма и подбора вручную температур  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$  первого этапа алгоритма, определяющей температуры  $t_1$  второго этапа алгоритма и температур  $t_{ctf}$ ,  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ,  $t_2''$  третьего этапа алгоритма.

Проверка адекватности математической модели осуществлена на примере работы агрегата вентиляционного теплоутилизационного (АВТУ), конструктивное исполнение которого предусматривает противоточный теплообменник-утилизатор рекуперативного типа с пластинчатым оребрением<sup>12</sup>. Результаты экспериментального определения температуры удаляемого воздуха  $t_1''$  согласуются с рассчитанными по предложенному методу термоэкономической оптимизации с относительной ошибкой не более 5,1% (при работе по дисбалансу экспериментально получено  $t_1'' = 16,0$  °С, расчетное значение  $t_1'' = 16,4$  °С; при работе по балансу экспериментально получено  $t_1'' = 9,3$  °С, расчетное значение  $t_1'' = 9,8$  °С). Небольшое расхождение опытных данных с теоретическими обусловлено отсутствием тепловой изоляции на воздуховодах установки АВТУ, а также присутствием инструментальной и методической составляющих погрешности.

**Заключение.** На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Разработан метод термоэкономической оптимизации, позволяющий определять обобщенные и локальные показатели термодинамической и экономической эффективности установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа для режимов теплообмена без выпадения конденсата и с выпадением конденсата в одном из теплоносителей.

2. Разработанный метод предусматривает варьирование геометрических характеристик элементов оребрения теплообменных поверхностей с последующим определением и сравнением для каждой компоновки показателей термодинамической и экономической эффективности.

3. Предлагаемый метод может быть использован при:

- определении энергоэффективности установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа при их эксплуатации в составе систем теплоснабжения и вентиляции;
- оптимизации конструктивных, компоновочных, температурно-влажностных, динамических и экономических параметров функционирования теплообменных аппаратов рекуперативного типа в составе систем теплоснабжения и вентиляции, которые позволят обеспечить наименьший расход тепловой и электрической энергии при экономически оправданных финансовых вложениях;
- подборе теплообменных аппаратов рекуперативного типа из модельного ряда;
- разработке технологических режимных карт работы установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа в составе систем теплоснабжения и вентиляции;
- выявлении возможности конденсации влаги в газообразном теплоносителе в теплоутилизаторах рекуперативного типа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 191 с.
2. Зафатаев В.А. Постановка и решение оптимизационной задачи калориферной установки на основе эксерго-экономического метода // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. Ф, Стр.-во. Приклад. науки. – 2012. – № 16. – С. 93–101.
3. Hancharou E.I., Zafatayeu V.A. Exergy application limits // European & National Dimension in Research: materials of the conference / Novopolotsk (28–29 апр. 2010 г.) / Полоц. гос. ун-т; редкол.: Д.Н. Лазовский, Д.О. Глухов [и др.]. – Новополоцк, 2010. – С. 69–71.
4. Karaliouva T.I., Zafatayeu V.A. Thermo-economic optimization theory application to heat exchange process // European and National Dimension in Research: materials of the conference / Novopolotsk (27–28 апр. 2011 г.) / Полоц. гос. ун-т; редкол.: Д.Н. Лазовский, Д.О. Глухов [и др.]. – Новополоцк, 2011. – С. 66–69.
5. Лapidус А.С. Экономическая оптимизация химических производств. – М.: Химия, 1986. – 207 с.
6. Нитч Р. К эксергетической теории формирования затрат // Энергия и эксергия: сб. ст.; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1968. – С. 94–105.
7. Бояринов А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. – М.: Химия, 1969. – 566 с.

<sup>12</sup> Агрегат вентиляционный теплоутилизационный [Электронный ресурс] // Каталог вентиляционного оборудования ООО «Внедренческое предприятие Альтернатива». – URL: <https://www.maxaero.by/katalog-produkcii/oborudovanie-dlya-ventilyacii/pritochnye-ustanovki/agregaty-ventilyacionnye-teploutilizacionnye-avtu>.

8. Ibrić N., Fu C., Gundersen T. Simultaneous Optimization of Work and Heat Exchange Networks // *Energies*. – 2024. – № 17(7). DOI: 10.3390/en17071753.
9. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – М.: Энергия, 1978. – 416 с.
10. Бойко Е.А. Применение ЭВМ для решения теплоэнергетических задач. – Красноярск: Сиб. промысел, 2001. – 202 с.
11. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Изд-во ЛУ, 1990. – 208 с.
12. Андриященко А.И. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. – М.: Высш. шк., 1974. – 280 с.
13. Heat Transfer Simulation and Structural Optimization of Spiral Fin-and-Tube Heat Exchanger / H. Jiang, T. Jiang, H. Tian et al. // *Electronics*. – 2024. – № 13(23). DOI: 10.3390/electronics13234639.
14. Farzin A., Mehran S., Salmalian K. Thermodynamic and Economic Optimization of Plate-Fin Heat Exchangers Using the Grasshopper Optimization Algorithm // *International Journal of Thermodynamics*. – 2024. – № 27(2). – P. 1–9. DOI: 10.5541/ijot.1285479.
15. Каневец Г.Е. Обобщённые методы расчета теплообменников. – Киев: Навук. думка, 1979. – 351 с.
16. Бялый Б.И. Теплообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА». – М.: Инфорт, 2005. – 280 с.
17. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
18. Sousa D.L., Balmant W. Parametric evaluation of heat recovery in a recuperative heat exchanger // *Revista De Engenharia Térmica*. – 2024. – № 22(3). – P. 25–33. DOI: 10.5380/reterm.v22i3.94668.
19. Зафатаев В.А. Выбор геометрического исполнения профильного листа оребрения для воздухоподогревателей из труб // *Архитектура, Строительство, Транспорт: сб. материалов Междунар. НПК / Омск (2–3 дек. 2015 г.)*. – Омск: Сиб. гос. автомоб.-дорож. академия, 2015. – С. 258–263.
20. Королёва Т.И., Зафатаев В.А. Термодинамическое обоснование утилизации теплоты дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах на примере котельной «5-й полк» г. Витебска // *Архитектурно-строительный комплекс: проблемы, перспективы, инновации: электрон. сб. ст. междунар. науч. конф., посвящ. 50-летию Полоц. гос. ун-та / редкол.: А.А. Бакарович, Л.М. Парфёнова*. – Новополоцк, 2018. – С. 418–425.
21. Королёва Т.И., Зафатаев В.А. Проверка условия конденсации влаги в воздушном теплоутилизаторе рекуперативного типа // *Строительство-2016: сб. материалов II Брянь. междунар. инновац. форума / Брянск (1 дек. 2016 г.) / редкол.: А.В. Городков, З.А. Мевлидинов [и др.]*. – Брянск: Брян. гос. инженер.-технол. ун-т, 2016. – Т. 2. – С. 51–54.
22. Зафатаев В.А. Определение возможности конденсации влаги в воздушном пластинчатом утилизаторе теплоты рекуперативного типа // *Инновационные технологии в промышленности: образование, наука, производство: сб. материалов Всерос. науч.-практ. конф. / Стерлитамак (16 дек. 2016 г.) / редкол.: В.В. Пряничникова, И.В. Овсянникова [и др.]*. – Стерлитамак: Уфим. гос. нефтяной техн. ун-т. Филиал ФГБОУ ВО УГНТУ в г. Стерлитамаке, 2016. – С. 326–328.

## REFERENCES

1. Kafarov, V.V., Meshalkin, V.P. & Gur'eva, L.V. (1988). *Optimizatsiya teploobmennyykh protsessov i sistem*. Moscow: Energoatomizdat. (In Russ.).
2. Zafataev, V.A. (2012). Postanovka i reshenie optimizatsionnoi zadachi kalorifernoii ustanovki na osnove eksergoekonomicheskogo metoda [Formulation and solution of the optimization problem of a heating unit based on the exergo-economic method]. *Vestn. Polotsk. gos. un-ta. Ser. F, Str-vo. Priklad. nauki [Herald of Polotsk State University. Series F. Civil engineering. Applied Sciences]*, (16), 93–101. (In Russ., abstr. in Engl.).
3. Hancharou, E.I. & Zafatayeu, V.A. (2010). Exergy application limits. *European & National Dimension in Research: materials of the conference / Novopolotsk (28–29 apr. 2010 g.)* (69–71). Novopolotsk: Polotsk State University.
4. Karaliova, T.I. & Zafatayeu, V.A. (2010). Thermo-economic optimization theory application to heat exchange process. *European & National Dimension in Research: materials of the conference / Novopolotsk (27–28 apr. 2011 g.)* (66–69). Novopolotsk: Polotsk State University.
5. Lapidus, A.S. (1986). *Ekonomicheskaya optimizatsiya khimicheskikh proizvodstv*. Moscow: Khimiya. (In Russ.).
6. Nitch, R. (1968). К эксергетической теории формирования затрат. In V.M. Brodyanski (Eds.). *Energiya i eksergiya: sb. st.* (94–105). Moscow: Mir. (In Russ.).
7. Boyarinov, A.I. & Kafarov, V.V. (1969). *Metody optimizatsii v khimicheskoi tekhnologii*. Moscow: Khimiya. (In Russ.).
8. Ibrić, N., Fu, C., & Gundersen, T. (2024). Simultaneous Optimization of Work and Heat Exchange Networks. *Energies*, 17(7). DOI: 10.3390/en17071753.
9. Popyrin, L.S. (1978). *Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya teploenergeticheskikh ustanovok*. Moscow: Energiya. (In Russ.).
10. Boiko, E.A. (2001). *Primenenie EVM dlya resheniya teploenergeticheskikh zadach*. Krasnoyarsk: Sib. promysel. (In Russ.).
11. Onosovskii, V.V. (1990). *Modelirovanie i optimizatsiya kholodil'nykh ustanovok*. Leningrad: Izd-vo LU. (In Russ.).
12. Andryushchenko, A.I. (1974). *Optimizatsiya teplovykh tsiklov i protsessov TES*. Moscow: Vyssh. shk. (In Russ.).
13. Jiang, H., Jiang, T., Tian, H., Wu, Q., Deng, C., & Zhang, R. (2024). Heat Transfer Simulation and Structural Optimization of Spiral Fin-and-Tube Heat Exchanger. *Electronics*, 13(23). DOI: 10.3390/electronics13234639.
14. Farzin, A., Mehran, S., & Salmalian, K. (2024). Thermodynamic and Economic Optimization of Plate-Fin Heat Exchangers Using the Grasshopper Optimization Algorithm. *International Journal of Thermodynamics*, 27(2), 1–9. DOI: 10.5541/ijot.1285479.
15. Kanevets, G.E. (1979). *Obobshchennyye metody rascheta teploobmennikov*. Kyiv: Navuk. dumka. (In Russ.).
16. Balyi, B.I. (2005). *Teploobmennoye oborudovanie vozdukhooobrabatyvayushchikh ustanovok ООО «ВЕЗА»*. Moscow: Infort. (In Russ.).
17. Bazhan, P.I., Kanevets, G.E. & Seliverstov, V.M. (1989). *Spravochnik po teploobmennym apparatam*. Moscow: Mashinostroenie. (In Russ.).
18. Sousa, D.L. & Balmant, W. (2024). Parametric evaluation of heat recovery in a recuperative heat exchanger. *Revista De Engenharia Térmica*, 22(3), 25–33. DOI: 10.5380/reterm.v22i3.94668
19. Zafataev, V.A. (2015). Vybory geometricheskogo ispolneniya profil'nogo lista orebreniya dlya vozdukhopodogrevatelei iz trub. *Arkhitektura, Stroitel'stvo, Transport: sb. materialov Mezhdunar. NPK / Омск (2–3 дек. 2015 г.)* (258–263). Омск: Сиб. гос. автомоб.-дороз. академия. (In Russ.).

20. Koroleva, T.I., & Zafataev, V.A. (2018). Termodinamicheskoe obosnovanie utilizatsii teploty dymovykh gazov v kondensatsionnykh teploutilizatorakh na primere kotel'noi «5-i polk» g. Vitebska. In A.A. Bakatovich (Eds.) & L.M. Parfenova (Eds.). *Arkhitekturno-stroitel'nyi kompleks: Problemy, Perspektivy, Innovatsii: elektron. sb. st. Mezhdunar. nauch. konf., posvyashch. 50-letiyu Polotsk. gos. un-ta*. Novopolotsk: Polotsk State University (418–425). (In Russ.).
21. Koroleva, T.I., & Zafataev, V.A. (2016). Proverka usloviya kondensatsii vlagi v vozdushnom teploutilizatore rekuperativnogo tipa. *Stroitel'stvo-2016: sb. materialov II Bryanskogo mezhdunar. innov. foruma / Bryansk (1 Dek. 2016 g.)*, T. 2 (51–54). Bryansk: Bryan. gos. inzhener.-tekhno. un-t. (In Russ.).
22. Zafataev, V.A. (2016). Opredelenie vozmozhnosti kondensatsii vlagi v vozdushnom plastinchatom utilizatore teploty rekuperativnogo tipa. *Innovatsionnye tekhnologii v promyshlennosti: obrazovanie, nauka, proizvodstvo: sbornik materialov vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii / Sterlitamak (16 dek. 2016g.)* (326–328). Sterlitamak: Ufim. gos. neftyanoi tekhn. un-t. Filial FGBOU VO UGNTU v g. Sterlitamake. (In Russ.).

Поступила 01.12.2024

## THERMOECONOMIC OPTIMIZATION NUMERICAL METHOD OF VENTILATION UNITS WITH RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS

**V. ZAFATAYEU, T. KARALIOVA**  
(*Euphrosyne Polotskaya State University of Polotsk*)

*A thermoeconomic optimization method of ventilation units with recuperative heat exchangers is proposed, which allows comparing the efficiency indicators of recuperative heat exchangers with different designs of the heat exchange surface. It is noted that it is inexpedient to select a single generalized optimality criterion and derive an analytical expression for it due to the need to take into account a large amount of discretely changing factors and introduce restrictions to them.*

**Keywords:** recuperative heat exchanger, efficiency indicators, factor, thermoeconomic optimization, the determining temperature.