

*Основними елементами холодильних машин є теплообмінні апарати. Розробка нових типів, модернізація серійних теплообмінників безпосередньо пов'язані з виявленням їх ефективності, яка у роботі визначена методом мінімізації виробництва ентропії. На прикладі водяного конденсатора показано можливість оптимізації характеристик апарату, мінімізуючи виробництво ентропії в процесах тепловіддавання та гідродинаміки одного потоку, що визначає режим енергозбереження*

*Ключові слова: теплообмінний апарат, метод мінімізації виробництва ентропії, характеристики, водяний конденсатор*

*Основными элементами холодильных машин являются теплообменные аппараты. Разработка новых типов, модернизация серийных теплообменников неразрывно связаны с выявлением их эффективности, которая в работе определена методом минимизации производства энтропии. На примере водяного конденсатора показана возможность оптимизации характеристик аппарата, минимизируя производство энтропии в процессах теплоотдачи и гидродинамики одного потока, определяющего режим энергосбережения*

*Ключевые слова: теплообменный апарат, метод минимизации производства энтропии, характеристики, водяной конденсатор*

УДК 621.0.16.7:621.574+621.475.65  
DOI: 10.15587/1729-4061.2015.47753

# ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН МЕТОДОМ МИНИМИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА ЭНТРОПИИ

**Л. И. Морозюк**

Доктор технических наук, профессор  
Кафедра холодильных машин,  
установок и кондиционирования воздуха  
Институт холода, криотехнологий и  
экоэнергетики им. В. С. Мартыновского  
Одесская национальная  
академия пищевых технологий  
ул. Канатная, 112, м. Одесса, Украина, 65039  
E-mail: lara.morozyuk@mail.ru

## 1. Введение

В холодильных машинах, как и во всех типах энергопреобразующих систем, основными элементами являются различные поверхностные теплообменные аппараты: конденсаторы, испарители, регенеративные теплообменники, абсорберы, генераторы, охладители и т. д. Разработка и внедрение новых типов теплообменных аппаратов, а также модернизация серийных моделей неразрывно связаны с выявлением их эффективности.

В общем понятии, эффективность – это возможность использовать лучшим способом то, что имеет в своем распоряжении проектировщик для достижения наивысшего результата. Концепция эффективности является центральной в любом виде анализа энергопреобразующих систем. Оптимальная конструкция – теплообменник, отвечающий основным требованиям, сформулированным в виде критериев конструирования [1]. Поэтому задача оптимизации теплообменного оборудования, предусматривающая уменьшение расходов всех видов ресурсов на стадии создания и последующей эксплуатации, является актуальной и имеет существенное значение для холодильной отрасли экономики любой страны. Ресурсами являются: научные методы, обеспечивающие расчеты; материальные, в виде конструкционных материалов для будущих теплообменных аппаратов; справочные, в виде базы экспериментальных данных, созданной предшествующими исследователями, энергетические, экологические и т. д.

## 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Оптимизация осуществляется при включении конкретного теплообменного аппарата в состав холодильной машины. Эффективность аппарата в составе холодильной машины должна быть проанализирована с трех позиций: экономической, энергетической и термодинамической, используя соответствующие критерии.

Из всех видов анализа эффективности наиболее широко используемый – экономический [2, 3]. Технико-экономический анализ как заключительная часть любого проектного решения оценивает экономические показатели технического устройства при выбранных конструктивном решении и основных характеристиках работы. Для энергопреобразующих систем стоимостные факторы являются доминирующими, в частности в выборе конструкций теплообменных аппаратов. Характеристики теплообменных аппаратов напрямую определяют энергетические и экономические показатели всей системы. Теплообменный аппарат должен иметь минимальную первоначальную стоимость при условии выполнения технических требований и минимальные эксплуатационные затраты. Одновременно эти требования выполнить невозможно, поэтому найден компромисс, который называется критерием приведенных годовых затрат. Суммарные затраты по аппарату должны стремиться к минимуму. Критерий является экономической моделью теплообменника.

Экономическая модель служит для сравнения эффективности теплообменных аппаратов при работе в составе холодильной машины. Сравнение и на его основе выявление перспективных и предпочтительных конструкций, с точки зрения конкретной холодильной машины, является довольно сложной задачей, поскольку при этом необходимо учитывать большое число показателей, характеризующих каждое из сравниваемых устройств. Использование стоимостных показателей в современных экономических условиях не обеспечит получение достоверных данных.

Важное значение имеет выбор в качестве характеристики теплообменника величины, которая получила название энергетического коэффициента  $E = Q / \sum N_{\text{наг}}$ . Этот коэффициент введен Кирпичевым для оценки тепловых и гидродинамических качеств поверхности и представляет отношение количества переданного тепла к мощности нагнетателей, обеспечивающих циркуляцию потоков [4]. Использование энергетического коэффициента при сравнении поверхностей дает возможность оптимизировать некоторые внутренние параметры теплообменника: массу, объем, габаритные размеры. Однако указанные три пункта сравнения никогда не могут быть удовлетворены в одной конструкции теплообменного аппарата. Дальнейшее развитие этот метод получил в работе [5]. Эффективность поверхности оценивалась коэффициентом теплоотдачи, который при постоянстве отношения мощности к величине теплообменной поверхности пропорционален энергетическому коэффициенту. Следует отметить, что здесь речь идет об интенсификации теплообмена, гидравлические потери и связанная с ними мощность нагнетателей остаются постоянными.

Оптимизация только нескольких внутренних параметров в основе максимума энергетического коэффициента уменьшает количество независимых переменных, чем способствует технико-экономической оптимизации других параметров.

Рассмотренные методы сопоставления теплообменных аппаратов применяют в холодильной технике в трех случаях:

- при поиске высокоэффективных теплообменных поверхностей;
- при оптимизации теплообменников с заданной основной теплообменной поверхностью для пучков оребренных труб;
- при выборе тепло-хладоносителей.

Множество методик анализа эффективности теплообменника показывает необходимость создания универсальной методики, которая должна быть основана на уравнениях теплоотдачи и гидроаэродинамики, используемых в расчетах теплообменников, а вычисление критериев оптимизации не должны содержать большого объема работ.

Примером проектирования, которым пользовались исследователи и инженеры нескольких поколений, являлся анализ необратимых процессов и циклов, проведенный методами классической термодинамики [6, 7]. При этом удавалось оценить не только энергетическую эффективность ожидаемого теплообменного аппарата, но и составить представление о ряде инженерных факторов, таких как масса и габариты, качество конструкционных материалов, и даже в некоторых

случаях оценить сложность изготовления системы в целом с рассматриваемым теплообменником. Однако аппарат классической термодинамики оказывается недостаточным для решения ряда практических задач, в первую очередь оптимизационных. Возникла настоятельная необходимость в его развитии. Методы классической термодинамики, развиваемые в течение двух столетий, в последней четверти XX века получили новое развитие – прикладную термодинамику.

Введение тепломассообмена и гидрогазодинамики в прикладную термодинамику с 1982 года разрабатывает профессор А. Бежан [8–10], и в настоящее время прикладная термодинамика включает уже взаимосвязь трех наук. На современном этапе развития техники в процессе проектирования прикладная термодинамика, осуществляя многокритериальный анализ и оптимизацию на его основе, может дать единственно верное решение о целесообразности внедрения в эксплуатацию или выбора режимов эксплуатации как целых энергопреобразующих систем, так и отдельных элементов в их составе [9–11].

Для определения действительных величин необратимостей и указания конкретных путей их минимизации используют метод, названный «методом минимизации производства энтропии». Метод получил развитие в связи с появлением новых типов компактных теплообменных поверхностей на основе микроканальных технологий. Размеры каналов и охлаждающих устройств на их основе потребовали анализа и оптимизации двух процессов одновременно и во взаимосвязи: теплоотдачи и гидроаэродинамики. Такая оптимизация возможна только с применением термодинамического анализа методом минимизации производства энтропии. Работы [12–14] принадлежат группе исследователей лаборатории микроэлектроники Университета Ватерлоо (Канада). В работах рассмотрена оптимизация компактных оребренных микроканальных охладителей методом минимизации производства энтропии. Тот же метод оптимизации использован в работе [15] для круглого микроканального охладителя. Работа [16] посвящена анализу производства энтропии двухфазным потоком в состоянии насыщения. Авторы работы [17] исследовали производство энтропии потоком жидкости в микроканалах открытой теплопередающей поверхности. В работе [18] представлена математическая модель производства энтропии в пластинчатом теплообменнике с перекрестными потоками. Таким образом, при общем подходе к оптимизации в каждой работе рассмотрена конкретная узкоспециализированная конструкция теплообменного аппарата. Во всех работах авторы показали, что используемый метод минимизации производства энтропии уникальный, поскольку одновременно оптимизирует тепловые и гидравлические сопротивления, включая геометрию канала, свойства материалов и условия движения потоков.

Метод можно использовать как в применении к реальным циклам, так и к отдельным реальным процессам, к тем, которые содержат необратимости в процессах обмена теплом, массой и движении потоков. Тогда термодинамический анализ любого теплообменного аппарата становится основой формирования общей теории теплообменных аппаратов и инструментом современного анализа, проектирования и оптимизации.

### 3. Цель и задачи исследования

Целью работы является внедрение термодинамического анализа в процесс проектирования теплообменных аппаратов холодильных машин с целью энергосбережения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- использовать метод минимизации производства энтропии для определения перспективного направления развития этого метода анализа в области проектирования теплообменных аппаратов холодильных машин;

- показать на частном примере использование метода минимизации производства энтропии для оптимизации внутренних параметров теплообменного аппарата холодильной машины.

### 4. Теоретические основы метода минимизации производства энтропии для теплообменных аппаратов

В самом общем случае уравнение Гиббса имеет вид [6]

$$TdS = dU + pdV + \sum_{j=2} A_j da_j - \sum_k \mu_k dM_k, \tag{1}$$

где первое слагаемое  $dU$  правой части – изменение внутренней энергии, второе  $pdV$  – произведенная работа, третье слагаемое  $\sum_{j=2} A_j da_j$  соответствует силовому внешнему воздействию на рассматриваемую систему, а четвертое  $\sum_k \mu_k dM_k$  – характеризует суммарное изменение химических потенциалов компонентов системы. Оно справедливо как для обратимых и необратимых процессов, так и для необратимых процессов движения жидкости или газа в трубах и каналах с подводом (отводом) тепла.

Рассмотрим обобщенную конструктивную схему рекуперативного теплообменного аппарата (рис. 1).

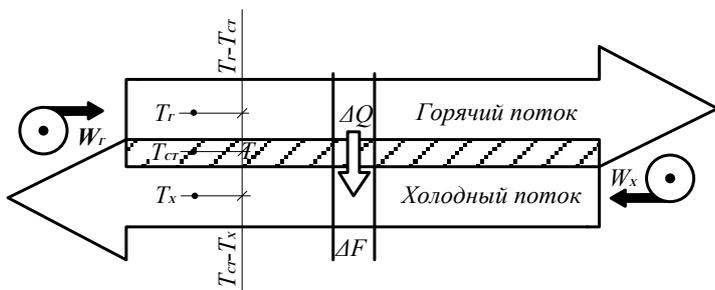


Рис. 1. Обобщенная схема рекуперативного теплообменника

Движение горячего и холодного потоков обеспечивают нагнетатели. На любом элементарном участке теплопередающей поверхности  $\Delta F$  теплообменника зафиксированы: тепловая нагрузка  $\Delta Q$ , температура горячего потока  $T_r$ , температура холодного потока  $T_x$ , температура стенки  $T_{ст}$ . Конечная разность температур условно разделена на  $(T_r - T_{ст})$  и  $(T_{ст} - T_x)$ .

Условия для термодинамического анализа:

- процесс считается стационарным, параметры системы поддерживаются неизменными во времени;
- изменение химического потенциала равно нулю,
- внешнее воздействие отсутствует.

Тогда уравнение Гиббса для любого потока в теплообменнике принимает вид [6]

$$TdS = dH - M \frac{1}{\rho} dp, \tag{2}$$

или отнесенное к единице массового расхода

$$Tds = dh - \frac{1}{\rho} dp. \tag{3}$$

#### Термическая составляющая производства энтропии

Согласно положениям термодинамики необратимых процессов, теплопередача в действительности представляет передачу энтропии между источником и приемником. Таким образом, поток энтропии, который пересекает стенку, равен

$$S_{ст} = \frac{\Delta Q}{T_{ст}}. \tag{4}$$

С другой стороны, поток энтропии, покидающий движущийся горячий поток жидкости

$$S_r = \frac{\Delta Q}{T_r}. \tag{5}$$

Разница равна потоку энтропии  $S_{тр}$ , произведенному в процессе передачи тепла «горячая жидкость – стенка»

$$S_{тр} = S_{ст} - S_r = \Delta Q \cdot \left( \frac{1}{T_{ст}} - \frac{1}{T_r} \right). \tag{6}$$

#### Механическая составляющая производства энтропии

Поток механической энергии  $W$  деградирует из-за внутреннего трения в потоке движущейся горячей жидкости

$$\Delta W_r = \frac{M_r}{\rho_r} \Delta p_r, \tag{7}$$

где  $\frac{M_r}{\rho_r}$  – объемный расход горячего потока;

$\Delta p_r$  – потеря давления.

Трение можно рассматривать как некоторый особый источник тепла, который возникает при преодолении сил трения, когда расходуемая работа полностью переходит в эквивалентное тепло. Образовавшийся поток энтропии тоже покидает движущийся поток горячей жидкости.

При этом производство энтропии  $S_{мг}$  в необратимом процессе составит

$$S_{мг} = \frac{\Delta W_r}{T_r}. \tag{8}$$

**Общее производство энтропии**

Принимая во внимание уравнения (6) и (8), общее производство энтропии  $S_{\text{общг}}$  горячим потоком составит

$$S_{\text{общг}} = S_{\text{ТГ}} + S_{\text{МГ}}, \quad (9)$$

или

$$S_{\text{общг}} = \Delta Q \cdot \left( \frac{1}{T_{\text{СТ}}} - \frac{1}{T_{\text{Г}}} \right) + \frac{\Delta W_{\text{Г}}}{T_{\text{Г}}}. \quad (10)$$

После преобразования получаем

$$S_{\text{общг}} = \frac{\Delta Q \cdot (T_{\text{Г}} - T_{\text{СТ}})}{T_{\text{Г}} \cdot T_{\text{СТ}}} + \frac{\Delta W_{\text{Г}}}{T_{\text{Г}}}. \quad (11)$$

Для выделенного элементарного участка теплопередающей поверхности между двумя движущимися потоками с учетом теплоотдачи и гидравлики уравнение (11) принимает вид

$$S_{\text{общг}} = \frac{\Delta F \cdot \alpha_{\text{Г}} \cdot (T_{\text{Г}} - T_{\text{СТ}})}{T_{\text{Г}} \cdot T_{\text{СТ}}} + \frac{M_{\text{Г}} \cdot \Delta p_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}} \cdot T_{\text{Г}}}, \quad (12)$$

где  $\alpha_{\text{Г}}$  – коэффициент теплоотдачи «горячая жидкость – стенка»

Для холодного потока повторяются те же рассуждения, в результате которых получаем

$$S_{\text{общх}} = \frac{\Delta F \cdot \alpha_{\text{Х}} \cdot (T_{\text{СТ}} - T_{\text{Х}})}{T_{\text{СТ}} \cdot T_{\text{Х}}} + \frac{M_{\text{Х}} \cdot \Delta p_{\text{Х}}}{\rho_{\text{Х}} \cdot T_{\text{Х}}}. \quad (13)$$

Таким образом, исследования привели к сумме четырех процессов, определяющих общее производство энтропии в теплообменном аппарате

$$S_{\text{общ}} = S_{\text{общг}} + S_{\text{общх}} = S_{\text{ТГ}} + S_{\text{ТХ}} + S_{\text{МГ}} + S_{\text{МХ}}. \quad (14)$$

Проанализируем полученное выражение. Два последних слагаемых  $S_{\text{МГ}}$  и  $S_{\text{МХ}}$  независимы друг от друга и определяются заданными внешними параметрами каждого потока, такими как расходы, давления, температуры, качество жидкостей, и несколькими внутренними параметрами, практически независимыми от внешних. К ним относят геометрию каналов, скорость движения потоков, качество поверхностей, омываемых потоками.

Два первых слагаемых  $S_{\text{ТГ}}$  и  $S_{\text{ТХ}}$  содержат общий параметр температуру стенки  $T_{\text{СТ}}$ , который связывает некоторые внешние и внутренние параметры обоих потоков, делая их взаимозависимыми. Рассматриваемый теплообменник с общей стенкой подразумевает, что тепловой поток, проходящий через стенку поверхностью  $\Delta F$ , одинаков для обоих потоков. И для дальнейшего анализа производство энтропии может быть представлено безразмерной относительной величиной – приведенным производством энтропии (по аналогии с приведенными годовыми затратами технико-экономического анализа) [2].

Подставляя в уравнение (14) значения соответствующих параметров потоков, получаем для каждого потока приведенное значение производства энтропии.

$$\bar{s}_{\text{Г}} = \frac{S_{\text{ТГ}}}{S_{\text{СТ}}} + \frac{S_{\text{МГ}}}{S_{\text{СТ}}} = \bar{s}_{\text{ТГ}} + \bar{s}_{\text{МГ}}. \quad (15)$$

$$\bar{s}_{\text{Х}} = \frac{S_{\text{ТХ}}}{S_{\text{СТ}}} + \frac{S_{\text{МХ}}}{S_{\text{СТ}}} = \bar{s}_{\text{ТХ}} + \bar{s}_{\text{МХ}}. \quad (16)$$

Теперь можно рассматривать каждый поток в отрыве от всего аппарата и определять долю общего производства энтропии, связанную с необратимостью только при движении одного потока и одновременно определять оптимальные параметры через минимум производства энтропии этим потоком.

В теплообменных аппаратах холодильных машин потоки рабочего вещества и тепло-хладоносителей могут быть однофазными либо двухфазными (процессы кипения и конденсации). Предположим, что на рассматриваемом элементарном участке  $\Delta F$  теплообменника теплофизические параметры потоков (теплоемкость, вязкость, плотность, теплопроводность) остаются постоянными. На основании такого предположения в расчетных уравнениях теплоотдачи и гидравлики [1–3] выделяем три независимые внутренние характеристики: плотность теплового потока  $q = \Delta Q / \Delta F$ , критерий  $Re$  и гидравлический диаметр канала  $d_{\text{г}}$ . Каждая из этих характеристик может быть оптимизирована методом минимизации производства энтропии при фиксированных значениях двух других. Процессы с рабочим веществом осуществляются в области насыщения или вблизи нее. Потоки тепло-хладоносителей – однофазные при небольших разностях температур, поэтому теплофизические параметры потоков с достаточной инженерной точностью принимаются постоянными [2, 3]. Тогда в расчетных уравнениях теплоотдачи и гидравлики для теплообменных аппаратов холодильных машин независимыми внутренними параметрами выступают: плотность теплового потока  $q$ , критерий  $Re$  и гидравлический диаметр канала  $d_{\text{г}}$  [2, 3]. Каждый из них может быть оптимизирован методом минимизации производства энтропии при фиксированных значениях двух остальных.

Варьировать плотностью теплового потока можно, модифицируя температуру стенки  $T_{\text{СТ}}$  путем изменения параметров одного из потоков. Варьированием расхода потока идет воздействие на критерий  $Re$ . Варьировать гидравлическим диаметром – изменять геометрию теплообменной поверхности.

Анализ, проведенный для произвольно выбранного элементарного участка теплообменника, может быть распространен на всю конструкцию аппарата. Покажем применение метода минимизации производства энтропии на частном примере.

**5. Пример использования метода минимизации производства энтропии в расчетах внутренних параметров теплообменного аппарата**

Имеется кожухотрубный конденсатор типа КТР-9 с внутренней теплообменной поверхностью  $F_{\text{вн}}=2,5$  м, 4-мя ходами, 46 трубками диаметром 16,5x1,65 мм, длиной  $L=1,3$  м [2]. В работе не ставится задача оптимизировать серийный конденсатор. Выбор конструкции основан на наличии большого количества экспериментальных данных, являющихся основой для подтверждения достоверности полученных результатов. Расширенный анализ характеристик конденсатора изложен в работе [19].

Необходимо определить плотность теплового потока  $q$ , соответствующую минимуму производства энтропии, при фиксированном значении критерия  $Re=const$  (постоянной скорости движения воды) и постоянном гидравлическом диаметре  $d_f=const$ . Температура конденсации  $t_k=30^\circ C$ , объемный расход воды  $V_B=7,0 м^3/час$  рабочее вещество холодильной машины – R22.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды  $\alpha_x$  при турбулентном режиме рассчитан как [2]

$$Nu = C \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \Rightarrow \alpha_x = \frac{Nu \cdot \lambda_x}{d_f}, \tag{17}$$

где  $\lambda_x$  – коэффициент теплопроводности воды.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося рабочего вещества R22 определен как [20]

$$\alpha_a = 0.728 \cdot 1555 \cdot (\theta_a \cdot 0.0165)^{-0.25}, \tag{18}$$

где  $\theta_a$  – температурный напор  $(T_{CT} - T_X)$ .

Гидравлическое сопротивление аппарата  $\Delta p_x$  определено по методике расчета горизонтального кожухотрубного конденсатора холодильной машины, изложенной в работе [20].

Приведенная термическая составляющая производства энтропии холодным потоком (водой) в конденсаторе:

$$\bar{s}_{ГХ} = \frac{Q_k}{\alpha_x \cdot T_{CP} \cdot F_{ВН}}. \tag{19}$$

Приведенная механическая составляющая производства энтропии холодным потоком:

$$\bar{s}_{МХ} = \frac{\Delta p_x \cdot T_{CT} \cdot V_X}{T_{CP} \cdot Q_k}. \tag{20}$$

Общее производство энтропии холодным потоком:

$$\bar{s}_{ОбщХ} = \bar{s}_{ГХ} + \bar{s}_{МХ}. \tag{21}$$

Расчет плотности теплового потока произведен графоаналитическим методом [20], (рис. 2).

Точка  $\alpha^*$  характеризует расчетную плотность теплового потока  $q^*$ . Изображение плотности теплового потока  $q$  со стороны воды в зависимости от температурного напора  $\theta_m$  в аппарате при постоянной температуре конденсации  $T_k$  и постоянной скорости воды  $\omega$  представляет собой совокупность параллельных прямых, а точки  $\alpha_1... \alpha_3$  соответствуют расчетным тепловым потокам  $q_1... q_3$ .

При этом изменяются: температура стенки  $T_{CT}$ , средняя температура воды  $T_{CP}$ , тепловая нагрузка на конденсатор  $Q_k$ .

Результаты расчета представлены в табл. 1, 2.

В графической форме производство энтропии холодным потоком представлено в системе координат «производство энтропии – плотность теплового потока» (рис. 3).

С ростом плотности теплового потока термическая составляющая производства энтропии  $\bar{s}_{ГХ}$  увеличивается, а механическая  $\bar{s}_{МХ}$  – уменьшается. При этом

общее производство энтропии  $\bar{s}_{ОбщХ}$  имеет экстремальное значение (минимум) в области равенства долевого влияния термической  $\bar{s}_{ГХ}$  и механической  $\bar{s}_{МХ}$  составляющих производства энтропии, что полностью соответствует выводам работы [11].

При скорости воды  $\omega=1,2 м/с$  минимуму производства энтропии соответствует плотность теплового потока  $q=4500 Вт/м^2$ . Такие же данные приведены в работах [2, 3] как оптимальные для водяных конденсаторов холодильных машин. Они получены экспериментальным путем и в течение длительного времени являются обязательным справочным материалом для проектировщиков холодильного оборудования.

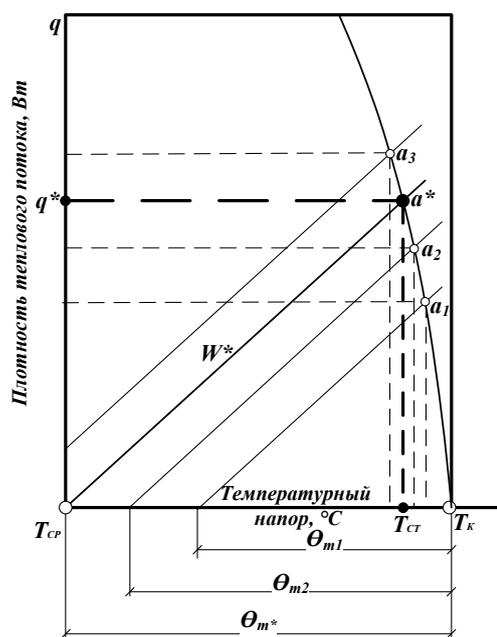


Рис. 2. Иллюстрация графоаналитического метода определения плотности теплового потока в аппарате

Таблица 1

Результаты расчетов графоаналитическим методом

$q_{ВН}, Вт/м^2$	$Q_k, кВт$	$T_{CP}, ^\circ C$	$T_{CT}, ^\circ C$
9947	24,86	25,0	29,3
8520	21,3	25,4	29,45
6630	16,5	26,33	29,55
5000	12,5	27,85	29,65
3750	9,3	29,75	29,75
2813	7,03	29,8	29,8

Таблица 2

Производство энтропии холодным потоком

$\bar{s}_{ГХ} \times 10^3$	$\bar{s}_{МХ} \times 10^3$	$\bar{s}_{ОбщХ} \times 10^3$
6,375	1,21	7,585
5,445	1,409	6,855
4,205	1,814	6,019
3,176	2,388	5,564
2,343	3,184	5,528
1,771	4,212	5,984

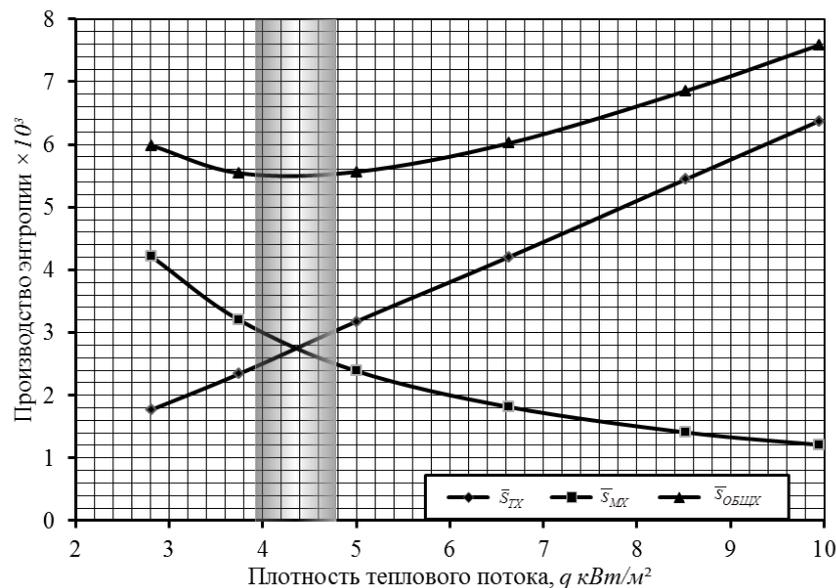


Рис. 3. Характер изменения производства энтропии холодным потоком в зависимости от плотности теплового потока

## 6. Выводы

Рассматривая современные методы термодинамического анализа, которые базируются на определении необратимых потерь в процессах холодильных машин, в работе был выбран метод минимизации

производства энтропии для анализа теплообменных аппаратов. Выбор метода обеспечивает анализ процессов в конкретном теплообменнике холодильной машины вне связи с остальными элементами, а в аппарате исследование одного потока, который определяет энергетическую сторону функционирования аппарата.

Показано на частном примере водяного конденсатора, что использование метода минимизации производства энтропии исключает сложные и непроизводительные расчеты, снабжая проектировщика инструментарием, принцип действия которого основан на научных и независимых термодинамических законах. Характеристики, отвечающие минимуму производства энтропии, обеспечивают режим энергосбережения, как на стадии проектирования, так и последующей эксплуатации. Метод является альтернативным технико-экономическому анализу и для холодильных машин предпочтительным, благодаря отсутствию стоимостных показателей.

Результаты расчетов вполне сопоставимы с данными других авторов и справочными материалами для проектирования холодильных машин.

## Литература

1. Справочник по теплообменникам. Т. 2 [Текст] / под общ. ред. О. Г. Мартыненко. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
2. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок [Текст] / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
3. Гоголин, А. А. О сопоставлении и оптимизации теплообменных аппаратов холодильных машин [Текст] / А. А. Гоголин // Холодильная техника. – 1979. – № 12. – С. 23–27.
4. Калафати, Д. Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена [Текст] / Д. Д. Калафати, В. В. Попалов. – Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.
5. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. – Энергия, 1966 – 184 с.
6. Вукалович, М. П. Термодинамика [Текст] / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
7. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
8. Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics [Text] / A. Bejan. – New York: Wiley, 1988. – 758 p.
9. Bejan, A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow [Text] / A. Bejan. – John Wiley & Sons New York, 1982. – 248 p.
10. Poulidakos, A. Fin Geometry for Minimum Entropy Generation in Forced Convection [Text] / A. Poulidakos, A. Bejan // Journal of Heat Transfer. – 1982. – Vol. 104, Issue 4. – P. 616–623. doi: 10.1115/1.3245176
11. Le Goff, P. Comparison of the entropic exergetic and economic optima of a heat exchanger [Text] / P. Le Goff, S. De Olivera, B. Schwarzer, D. Tondeur // Analesis of Thermal and Energy Systems, Proceedings of International Conference Athens. – Athens, 1991. – P. 105–116.
12. Khan, W. A. Optimal design of tube banks in crossflow using entropy generation minimization method [Text] / W. A. Khan, J. R. Culham, M. M. Yovanovich // Journal of thermophysics and heat transfer. – 2007. – Vol. 21, Issue 2. – P. 372–378. doi: 10.2514/1.26824
13. Khan, W. A. Optimization of pin-fin heat sinks in bypass flow using entropy generation minimization method [Text] / W. A. Khan, M. M. Yovanovich // ASME 2007 InterPACK Conference, 2007. – P. 1–9. doi: 10.1115/ipack2007-33983
14. Khan, W. A. Optimization of microchannel heat sinks using entropy generation minimization method [Text] / W. A. Khan, M. M. Yovanovich, J. R. Culham // Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium, 2006. – P. 78–86. doi: 10.1109/stherm.2006.1625210

15. Jafari, A. Optimization of a circular microchannel heat sink using entropy generation minimization method [Text] / A. Jafari. – University technology Malaysia, 2009. – 108 p.
16. Revellin, R. Local entropy generation for saturated two-phase flow [Text] / R. Revellin, S. Lips, S. Khandekar, J. Bonjour // Energy. – 2009. – Vol. 34, Issue 9. – P. 1113–1112. doi: 10.1016/j.energy.2009.03.014
17. Yazdi, M. H. Entropy generation analysis of liquid fluid past embedded open parallel microchannels within the surface [Text] / M. H. Yazdi, S. Abdullah, I. Hasim, K. Sopian, A. Zaharim // European journal of 1,0 scientific research. – 2009. – Vol. 28, Issue 3. – P. 462–464.
18. Ahmadi, P. Cost and entropy generation minimization of a cross-flow plate fin heat exchanger using multi-objective genetic algorithm [Text] / P. Ahmadi, H. Hajabdollahi, I. Dincer // Journal of heat transfer. – 2011. – Vol. 133, Issue 2. – P. 021801. doi: 10.1115/1.4002599
19. Никульшин, Р. К. Анализ характеристик кожухотрубного конденсатора с целью энергосбережения [Текст] / Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 1 (147). – С. 37–43. doi: 10.15673/0453-8307.1/2014.32648
20. Кошкин, Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Н. Н. Кошкин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 463 с.

*Джерелом зниження ефективності теплообмінного апарату в процесі експлуатації є відклади. Побудована методом мінімізації виробництва ентропії математична модель формування відкладів дозволила ввести в розрахунки наближені до реальних значення додаткових термічних опорів. Модель описує теплообмін і гідродинаміку з урахуванням невизначеності процесу формування відкладів і сприяє удосконаленню графіка ремонтних робіт при тривалій експлуатації*

*Ключові слова: відклади, теплообмінна поверхня, термодинаміка незворотних процесів*

*Источником снижения эффективности теплообменного аппарата в процессе эксплуатации являются осадки. Построенная методом минимизации производства энтропии математическая модель формирования осадков позволила ввести в расчеты приближенные к реальным значениям дополнительных термических сопротивлений. Модель описывает теплообмен и гидродинамику с учетом неопределенности процесса формирования осадков и способствует усовершенствованию графика ремонтных работ при длительной эксплуатации теплообменника*

*Ключевые слова: осадки, теплообменная поверхность, термодинамика необратимых процессов*

УДК 536.75

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.47776

## АНАЛИЗ ОСАЖДЕНИЙ В ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТАХ МЕТОДАМИ ТЕРМОДИНАМИКИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССОВ

**В. В. Соколовская**

Кандидат технических наук, доцент  
Кафедра холодильных машин,  
установок и кондиционирования воздуха  
Институт холода, криотехнологий и  
экоэнергетики им. В. С. Мартыновского  
Одесская национальная  
академия пищевых технологий  
ул. Канатная, 112, м. Одесса, Украина, 65039  
E-mail: kli2406@yandex.ru

### 1. Введение

Многочисленные процессы теплообмена в энергопреобразующих установках потребовали большого количества разнообразных конструкций теплообменных аппаратов. Каждый теплообменный аппарат в составе установки должен обеспечивать надежное сочетание тепловой эффективности, удобства эксплуатации с малыми капитальными вложениями и эксплуатационными расходами.

Эффективность работы аппарата как отдельно, так и в совокупности с остальными элементами установки,

определяет технический уровень энергопреобразующей установки в целом, поэтому совершенствование установки идет по пути энергосбережения в процессах передачи теплоты.

Теплообменные аппараты входят в состав коммерческого оборудования, поэтому вопросы капитальных и эксплуатационных расходов как на сам аппарат, так и на всю энергопреобразующую установку являются для потребителя актуальными, и должны однозначно соответствовать реальным затратам на инвестиции и на эксплуатацию.

Эксплуатация связана с рисками, которые существенно влияют на основные характеристики тепло-