

Основными элементами холодильных 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]

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

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).

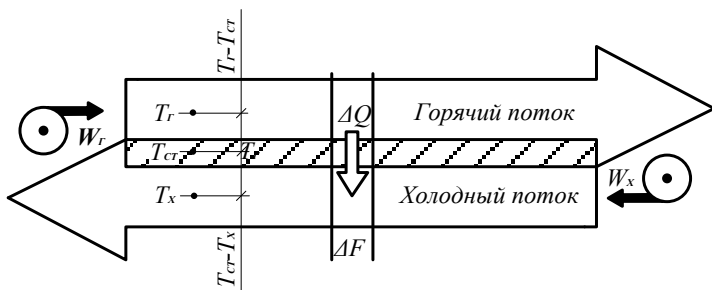


Рис. 1. Обобщенная схема рекуперативного теплообменника

Движение горячего и холодного потоков обеспечивают нагнетатели. На любом элементарном участке теплопередающей поверхности ΔF теплообменника зафиксированы: тепловая нагрузка ΔQ , 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]

$$TdS = dH - M \frac{1}{\rho} dp, \quad (2)$$

или отнесенное к единице массового расхода

$$Tds = dh - \frac{1}{\rho} dp. \quad (3)$$

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

$$S_{ст} = \frac{\Delta Q}{T_{ст}}. \quad (4)$$

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

$$S_r = \frac{\Delta Q}{T_r}. \quad (5)$$

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

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

Механическая составляющая производства энтропии

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

$$\Delta W_r = \frac{M_r}{\rho_r} \Delta p_r, \quad (7)$$

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

Δp_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

$$S_{мг} = \frac{\Delta W_r}{T_r}. \quad (8)$$

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 ΔF , 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 ΔF 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 α_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 λ_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 θ_a – температурный напор $(T_{CT} - T_X)$.

Гидравлическое сопротивление аппарата Δp_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 α^* характеризует расчетную плотность теплового потока q^* . Изображение плотности теплового потока q со стороны воды в зависимости от температурного напора θ_m в аппарате при постоянной температуре конденсации T_k и постоянной скорости воды ω 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.

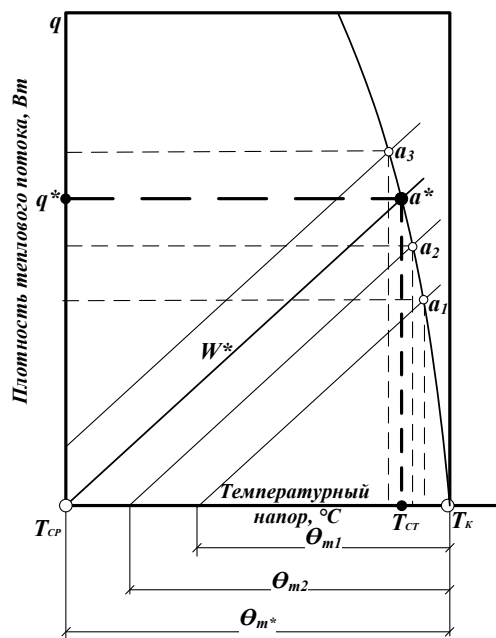


Рис. 2. Иллюстрация графоаналитического метода определения плотности теплового потока в аппарате

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

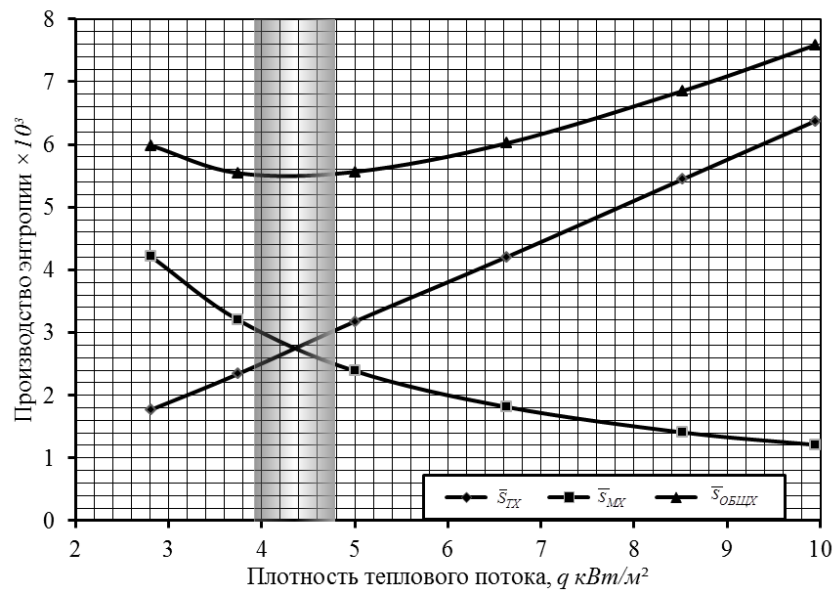


Рис. 3. Характер изменения производства энтропии холодным потоком в зависимости от плотности теплового потока

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 // Analysis 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-