

УДК 536.2

Расчет и оптимизация теплообменников термоэлектрического блока охлаждения

Е.Н. Васильев

Институт вычислительного моделирования СО РАН, Красноярск

E-mail: ven@icm.krasn.ru

Рассмотрены процессы теплопередачи в воздушном и жидкостном пластинчато-ребристых теплообменниках термоэлектрического блока охлаждения. Выполнен анализ режимов течения в межреберных каналах, определены локальные коэффициенты теплоотдачи. Из численного решения двумерной задачи теплопроводности получены зависимости термических сопротивлений теплообменников от их геометрических параметров. Определено влияние термических сопротивлений на холодопроизводительность и холодильный коэффициент термоэлектрического блока охлаждения. Проведена оптимизация теплообменников по толщине ребер и межреберному расстоянию.

Ключевые слова: пластинчато-ребристый теплообменник, термическое сопротивление, термоэлектрический модуль, холодопроизводительность, холодильный коэффициент.

Введение

Пластинчато-ребристые теплообменники (радиаторы) широко применяются в холодильной технике благодаря их высокой тепловой производительности [1, 2]. Использование высокопроизводительных теплообменников особенно актуально для термоэлектрических систем охлаждения из-за сравнительно низкой эффективности последних [3, 4]. Холодопроизводительность систем охлаждения обеспечивается термоэлектрическими модулями (ТЭМ), которые устанавливают отрицательный температурный перепад на своих границах, передавая теплоту с холодной стороны на горячую. Величина произведенного отрицательного температурного перепада и эффективность термоэлектрического охлаждения снижаются вследствие потерь, возникающих в процессе теплопередачи в устройствах подвода и отвода теплоты, величина таких потерь прямо пропорциональна термическим сопротивлениям этих устройств. Теплообмен в термоэлектрической системе охлаждения с учетом устройств подвода и отвода теплоты исследовался в работе [5]. Результаты расчетов показали значительное влияние термических сопротивлений на такие характеристики, как холодильный коэффициент и холодопроизводительность. Одними из основных составных элементов устройств подвода и отвода теплоты являются пластинчато-ребристые теплообменники. Оптимизация их конструкции позволяет снизить величину термических сопротивлений и повысить эффективность термоэлектрической системы охлаждения в целом.

Целью настоящей работы является оптимизация пластинчато-ребристых теплообменников термоэлектрического блока охлаждения, которая направлена на определение значений толщины ребер и размера межреберных промежутков теплообменников, обеспечивающих минимизацию термического сопротивления. Расчеты термических сопротивлений теплообменников и анализ результатов проведены на примере термоэлектрического блока охлаждения, конструкция и результаты исследования которого представлены в работе [6].

1. Описание конструкции термоэлектрического блока

Схема термоэлектрического блока с основными элементами конструкции приведена на рис. 1. Термоэлектрический блок охлаждения содержит в себе 8 ТЭМ, которые снабжены устройствами подвода и отвода теплоты. Устройство подвода теплоты состоит из воздушного радиатора 1 и термосифонов 2. К каждому ТЭМ 3 теплота от воздушного радиатора передается по трем термосифонам. Термосифоны в устройстве подвода теплоты обеспечивают эффективную теплопередачу от ребер воздушного радиатора к холодному спаю ТЭМ и препятствуют возникновению обратного потока теплоты при выключенном электропитании блока. От горячей стороны ТЭМ теплота отводится с помощью жидкостного теплообменника 4, охлаждаемого водой.

Характеристики жидкостного и воздушного теплообменников зависят от их конструкции, параметров ребристых поверхностей и величины локального коэффициента теплоотдачи на поверхности контакта ребер с теплоносителем. Расчет характеристик теплообменников включает в себя два шага. На первом шаге определяется локальный коэффициент теплоотдачи поверхностей теплообмена, который рассчитывается на основе безразмерных критериальных соотношений с учетом геометрических параметров ребристых поверхностей и свойств теплоносителя. На втором шаге рассчитываются температурные распределения и вычисляются термические сопротивления теплообменников устройств подвода и отвода теплоты. Результаты расчетов являются основой для оптимизации теплообменников, направленной на минимизацию термических сопротивлений и повышение эффективности термоэлектрического блока охлаждения.

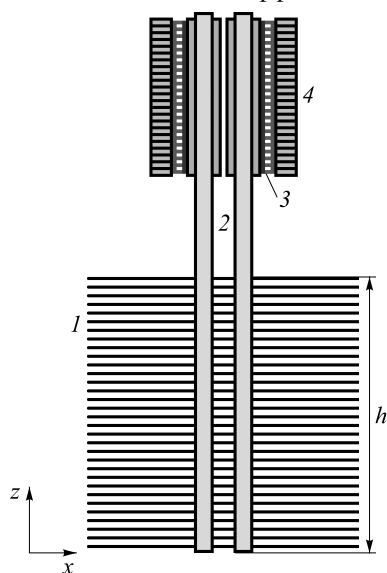


Рис. 1. Схема конструкции термоэлектрического блока.

2. Устройство отвода теплоты

Устройство отвода теплоты представляет собой жидкостной радиатор, который охлаждается водой. Фрагмент сечения жидкостного радиатора и прилегающего термоэлектрического модуля приведены на рис. 2. Ребра имеют толщину δ , промежуток между

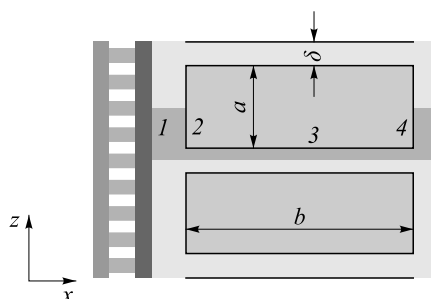


Рис. 2. Фрагмент сечения жидкостного радиатора.

ребрами жидкостного радиатора образует канал прямоугольного сечения с высотой a (расстояние между ребрами) и шириной b (длина ребер). Для расчета термического сопротивления жидкостного радиатора сначала определим локальный коэффициент теплоотдачи в его каналах.

При расчете локального коэффициента теплоотдачи учитывается режим течения и физические свойства воды. Режим течения в канале зависит от значения числа Рейнольдса $Re = uD/\nu$, здесь u — скорость движения воды, ν — коэффициент кинематической вязкости, в качестве характерного размера для каналов с прямоугольным сечением обычно используется величина эквивалентного гидравлического диаметра $D = 2ab/(a + b)$.

При значениях $Re \leq 2 \cdot 10^3$ в канале реализуется устойчивый ламинарный режим течения, для которого верно соотношение, определяющее величину числа Нуссельта [7]:

$$Nu = 1,55(Re Pr D/l)^{1/3} \varepsilon_l, \quad (1)$$

здесь l — длина канала. Число Прандтля $Pr = \nu c \rho / \lambda$ рассчитывается по значениям коэффициента кинематической вязкости ν , теплоемкости c , плотности ρ и коэффициента теплопроводности λ . Коэффициент ε_l представляет собой поправку на гидродинамический начальный участок для относительно коротких каналов. Величина ε_l задана таблицей, для ламинарного режима течения при изменении l/D от 1 до 50 значение ε_l лежит в диапазоне 1,9–1, при $l/D > 50$ $\varepsilon_l = 1$.

При значениях $Re \geq 10^4$ в канале формируется турбулентный режим течения, описываемый соотношением для числа Нуссельта [7]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_l. \quad (2)$$

Величина ε_l для турбулентного режима течения в диапазоне l/D от 1 до 50 изменяется от 1,65 до 1 (для $Re = 10^4$).

Диапазон значений $Re = 2 \cdot 10^3 - 10^4$ соответствует переходному режиму течения, при котором турбулентность может периодически появляться в определенных участках канала, а затем сноситься потоком. При этом коэффициент теплоотдачи меняется в достаточно широком диапазоне, наибольшее значение которого определяет выражение (2) для турбулентного режима течения, а наименьшее значение может быть найдено из уравнения

$$Nu = Ko Pr^{0,43}. \quad (3)$$

Величина Ko задается таблицей, в которой Ko изменяется от 1,9 до 33,3 в диапазоне чисел Рейнольдса $2,1 \cdot 10^3 - 10^4$ [7].

Рассмотрим процесс теплопередачи в жидкостном теплообменнике для температуры воды $T_0 = 20$ °С. При длине ребра $b = 15$ мм и скорости воды в канале $u = 1$ м/с для рассматриваемого диапазона межреберных расстояний $a = 1-8$ мм интервал значений $Re = 1,86 \cdot 10^3 - 1,04 \cdot 10^4$, нижняя граница интервала соответствует устойчивому ламинарному режиму течения, верхняя — турбулентному режиму, а основная часть интервала — переходному режиму. Переходный режим течения является неустойчивым и зависящим от многих факторов, для него до настоящего времени удовлетворительная методика расчета характеристик теплообмена отсутствует. Поэтому при выборе конструкции жидкостного теплообменника целесообразно использовать параметры, обеспечивающие устойчивый ламинарный и турбулентный режимы течения и исключающие переходный режим, характеристики которого могут непредсказуемо меняться. Увеличение скорости воды позволяет обеспечить турбулентный режим течения при меньших значениях a . Расчет

числа Рейнольдса для $u = 2$ м/с показывает, что для $a = 1 - 3$ мм значение $Re = 3,8 \cdot 10^3 - 10^4$, таким образом, при $a \geq 3$ мм реализуется турбулентный режим течения.

Значения локального коэффициента теплоотдачи воды рассчитывались по величине числа Нуссельта:

$$\alpha = Nu\lambda / D.$$

Рассчитанные зависимости $\alpha(a)$ приведены на рис. 3 для трех режимов течения, полученных для скорости воды $u = 1$ м/с и длины каналов $l = 180$ мм. Кривая 1 построена с использованием формулы (1). Начальная часть кривой при малых значениях a отображена сплошной линией и относится к устойчивому ламинарному режиму. Остальная часть кривой, изображенная штриховой линией, соответствует значениям $Re > 2 \cdot 10^3$ и приведена для наглядности сравнения с другими режимами течения. Кривая 2 рассчитана по формуле (2) для турбулентного режима. Сплошной линией отображена ее часть для значений a , обеспечивающих $Re \geq 10^4$. Зависимость $\alpha(a)$, соответствующая переходному режиму, рассчитана по формуле (3) и отмечена сплошной линией 3. В переходном режиме величина α для заданного a не имеет однозначного значения, она может изменяться в интервале, расположенном между кривыми 2 и 3.

Из анализа полученных графиков следует, что в теплообменнике может применяться как устойчивый ламинарный режим при $a = 1$ мм со значением локального коэффициента теплоотдачи $\alpha_1 = 2,4$ кВт/(м²·К), так и турбулентный режим течения при $a = 8$ мм с $\alpha_2 = 5,2$ кВт/(м²·К). Аналогичный расчет локального коэффициента теплоотдачи воды для турбулентного режима течения при $u = 2$ м/с и $a = 3$ мм дает значение $\alpha_3 = 9,2$ кВт/(м²·К). Значения α_1 , α_2 и α_3 используются в дальнейшем для расчета и сравнительного анализа термического сопротивления жидкостного теплообменника при разных режимах течения.

Расчет температурного поля в жидкостном радиаторе проводился на основе численного решения стационарной двумерной задачи теплопроводности

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0. \quad (4)$$

Расчетная область задачи представляет собой отдельный периодически повторяющийся фрагмент радиатора, который выделен на рис. 2 затемнением. На границах расчетной области, включающей зону контакта с горячей стороной ТЭМ с температурой T_2 (1) и зоны контакта с водой, имеющей температуру T_0 (2, 3 и 4), заданы граничные условия третьего рода:

$$\left[\lambda_{\tau} \frac{\partial T}{\partial l} + \alpha T \right]_{x_i=0,L} = \alpha T_0, \quad (5)$$

здесь λ_{τ} — коэффициент теплопроводности стенок, T — температура, $x_i = x$ и z — пространственные координаты, L — размер, соответствующий этим координатам. На других

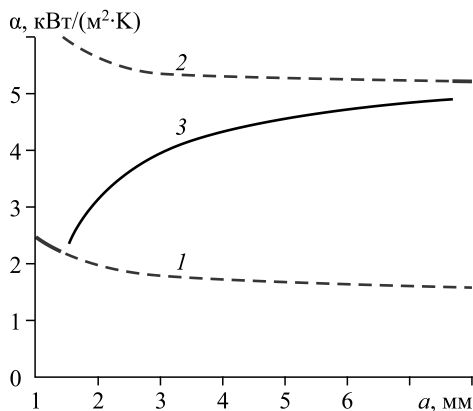


Рис. 3. Зависимости $\alpha(a)$ в жидкостном теплообменнике.
1–3 — расчет $\alpha(a)$ для трех режимов с использованием формул (1)–(3) соответственно.

границах расчетной области теплообмен отсутствует. Для решения уравнений (4) и (5) применялся метод суммарной аппроксимации с расщеплением задачи по пространственным координатам [8–10]. Результат расчета распределения $T(x, z)$ при $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $T_2 = 25^\circ\text{C}$, $\alpha = 9,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $\lambda_r = 400 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $a = 3 \text{ мм}$ и $\delta = 1,2 \text{ мм}$ приведен на рис. 4, шаг между изолиниями равен $0,25^\circ\text{C}$, на жирных изолиниях указаны соответствующие им значения температуры.

Расчеты распределения температуры $T(x, z)$ проводились для различных толщин ребер δ . Они позволяют определить значения температуры T_s на внутренней поверхности канала и интегральные характеристики теплообмена. Показателем эффективности жидкостного теплообменника является приведенный коэффициент теплопередачи α_r . Его величина была определена, как отношение суммарного теплового потока по боковой поверхности канала к разности температур $T_2 - T_0$ и ширине $a + \delta$. Суммарный тепловой поток рассчитывался на единицу длины канала интегрированием величины $\alpha(T_s - T_0)$ по боковым поверхностям канала. При расчете характеристик рабочих режимов ТЭМ использовалась интегральная величина термического сопротивления $R = (\alpha_r S_{\text{ТЭМ}})^{-1}$, где $S_{\text{ТЭМ}}$ — площадь боковой поверхности ТЭМ. Зависимости $R(\delta)$, рассчитанные для $S_{\text{ТЕМ}} = 40 \times 40 \text{ мм}^2$, приведены на рис. 5. Каждая из зависимостей $R(\delta)$ имеет минимум. Значения δ_{opt} , соответствующие минимумам, определяют оптимальную толщину ребра, при которой обеспечивается максимальная эффективность теплообменника для заданных α , a и λ_r . При толщинах ребра $\delta < \delta_{\text{opt}}$ термическое сопротивление растет вследствие уменьшения теплопередающей способности ребер, при $\delta > \delta_{\text{opt}}$ рост R обусловлен снижением количества ребер для заданного значения $S_{\text{ТЕМ}}$ и суммарной площади теплообмена. Для скорости воды $u = 1 \text{ м/с}$ минимальное значение термического сопротивления обеспечивает теплообменник с ламинарным режимом течения (зависимость 1). Еще меньшее термическое сопротивление имеет теплообменник с турбулентным режимом течения при скорости воды $u = 2 \text{ м/с}$ (зависимость 3).

Следует отметить, что суммарное термическое сопротивление устройства отвода теплоты R_S включает в себя, помимо термического сопротивления радиатора, также термическое сопротивление теплового контакта «ТЭМ–радиатор». При слое низкотемпературного припоя ПОСВ-50 (сплав Розе) толщиной $0,1\text{--}0,2 \text{ мм}$ с $\lambda = 16 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ термические сопротивления теплового контакта составят $(3,9\text{--}7,8) \cdot 10^{-3} \text{ К/Вт}$. Важное значение имеет качество пайки контакта. Наличие полостей в слое припоя может значительно увеличить значения термических сопротивлений теплового контакта.

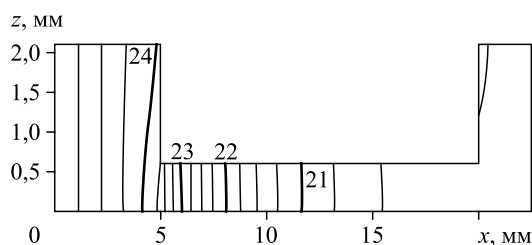


Рис. 4. Температурное поле фрагмента сечения жидкостного радиатора.

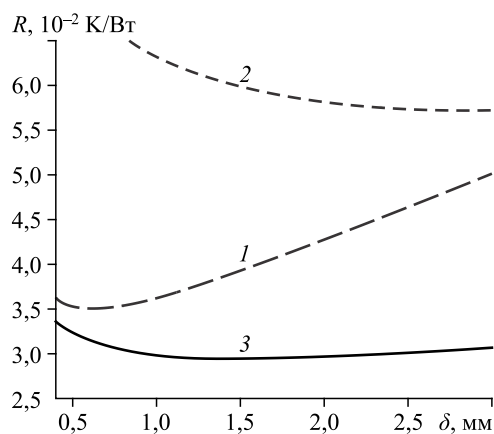


Рис. 5. Зависимости термического сопротивления жидкостного радиатора от толщины ребра.

- 1 — $\alpha_1 = 2,4 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $a = 1 \text{ мм}$;
 2 — $\alpha_2 = 5,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $a = 8 \text{ мм}$;
 3 — $\alpha_3 = 9,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $a = 3 \text{ мм}$.

3. Устройство подвода теплоты

Устройство подвода теплоты состоит из воздушного радиатора, от которого теплота передается через термосифоны к холодной стороне ТЭМ. Ребра радиатора, выполненные в виде прямоугольных медных пластин, нанизаны на все термосифоны термоэлектрического блока (рис. 6), стрелками показано направление обдува воздухом. Размеры воздушного радиатора определяются габаритами блока. В данном случае расчеты проведены для блока с размерами ребер $b = 110$ мм, $l = 180$ мм и высотой радиатора $h = 200$ мм (рис. 1).

Расчет локального коэффициента теплоотдачи проводился с учетом геометрических параметров теплообменника, режима движения и теплофизических свойств воздуха. Свойства воздуха задавались для значений температуры $T_1 = +3$ и $T_1 = -18$ °С, соответствующих холодильной и морозильной камерам. Промежуток между ребрами радиатора образует канал прямоугольного сечения с высотой a (расстояние между ребрами) и шириной b . Расчет числа Рейнольдса проведен для значения скорости потока воздуха $u = 3$ м/с, рассматриваемый диапазон значений a составляет 3–5 мм. Рассчитанные значения Re в основном соответствуют устойчивому ламинарному режиму течения, так, при $T_1 = +3$ °С, $a = 3–5$ мм значения $Re = 1,3 \cdot 10^3–2,1 \cdot 10^3$. Полученные зависимости локального коэффициента теплоотдачи $\alpha(a)$ приведены на рис. 7 для значений $T_1 = +3$ и -8 °С. Величина α уменьшается при увеличении межреберного расстояния, разница значений для указанных T_1 составляет примерно 2,2 %.

Все ребра воздушного радиатора соединены и имеют тепловой контакт с термосифонами, которые расположены симметрично и с одинаковым шагом. Поэтому для уменьшения объема вычислений расчеты воздушного радиатора выполнялись для фрагмента ребра, соответствующего одному ТЭМ. Схема расчетной области выделена на рис. 6 штриховым контуром и затемнением. Расчет температурного поля в стенке проводился на основе решения уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - \frac{2\alpha(T - T_1)}{\delta \lambda_r} = 0,$$

здесь T_1 — температура воздуха. На внутренних границах расчетной области, обозначенной штриховыми линиями, задается условие симметрии, на внешней

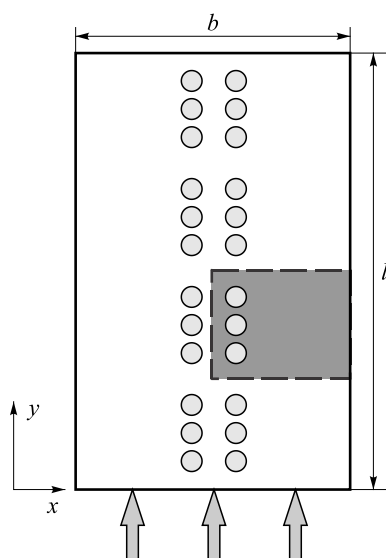


Рис. 6. Ребро воздушного радиатора и расчетная область.

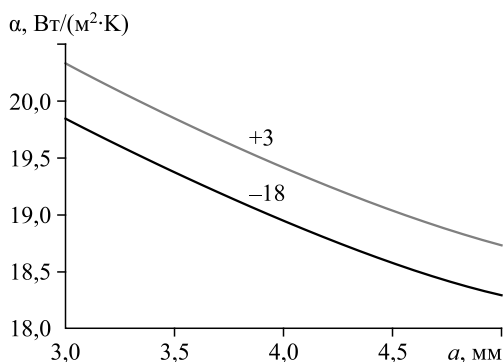


Рис. 7. Зависимость $\alpha(a)$ в воздушном теплообменнике.

границе, обозначенной сплошными линиями, — торцевой теплообмен с воздухом. На площади термосифонов задавалась фиксированная температура T_t . На рис. 8 приведен результат расчета температурного поля при $T_1 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 20\text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ и $\delta = 0,3\text{ мм}$; шаг между изолиниями равен $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Изолинии, выделенные жирным, соответствуют указанным на них значениям: 0, 1 и $2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчеты температурного поля ребра проводились при величине межреберного расстояния $a = 3, 4$ и 5 мм в диапазоне значений $\delta = 0,2 - 1\text{ мм}$, величина локального коэффициента теплообмена задавалась согласно рис. 7. По результатам расчетов было определено термическое сопротивление части воздушного радиатора, относящейся к одному ТЭМ, рассчитанные зависимости $R(\delta)$ приведены на рис. 9. Здесь жирные линии соответствуют $T_1 = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$, тонкие — $T_1 = +3\text{ }^{\circ}\text{C}$, численные значения на линиях указывают толщину воздушного зазора. Зависимости $R(\delta)$ для обоих значений T_1 имеют минимумы. Значения δ_{opt} , соответствующие этим минимумам, определяют оптимальную толщину ребра, при которой обеспечивается максимальная эффективность теплообменника при заданных α , a и λ_t . При толщинах ребра $\delta < \delta_{\text{opt}}$ термическое сопротивление растет из-за уменьшения теплопередающей способности ребер, при $\delta > \delta_{\text{opt}}$ рост R обусловлен снижением количества ребер при заданном h и суммарной площади теплообмена.

Выбор оптимального межреберного расстояния a проведем на основе сопоставления эффективности и особенностей эксплуатации воздушного радиатора. Уменьшение межреберного расстояния a приводит к снижению термического сопротивления и повышению эффективности воздушного радиатора (рис. 9). Ограничивающим фактором для уменьшения a является процесс образования инея на ребрах, который приводит с течением времени к сужению зазора и снижению эффективности теплообмена, наиболее проявляемому при малых a . Кроме того, с определенного значения a капиллярные явления препятствуют удалению воды из межреберных промежутков при периодических профилактических оттаиваниях радиатора. Характерный размер, при котором начинают проявляться капиллярные явления, определяется капиллярной постоянной $l_c = [2\sigma/(\rho_w - \rho_a)g]^{0,5}$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения, ρ_w и ρ_a — плотности воды и воздуха, g — ускорение свободного падения. Для воды $l_c = 3,9\text{ мм}$ при $T = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$. С учетом данных факторов в качестве оптимального значения межреберного расстояния может быть

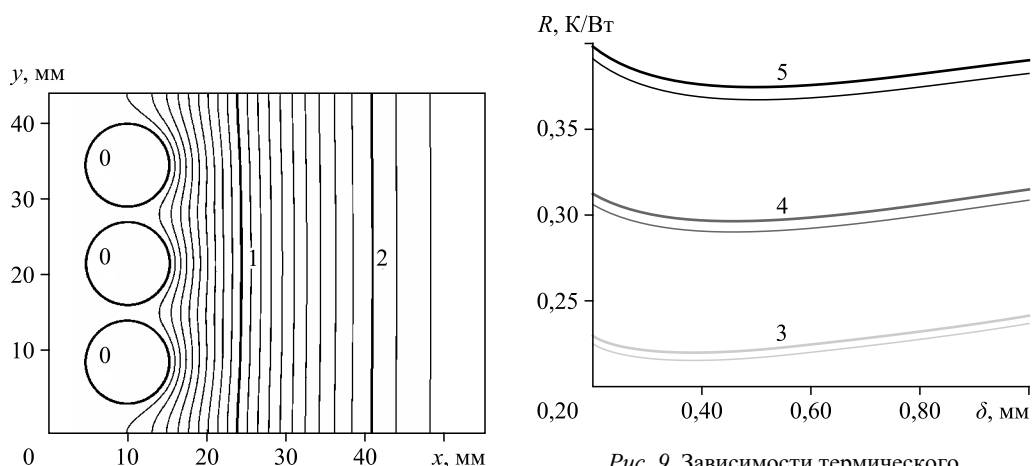


Рис. 8. Температурное поле фрагмента ребра.

Рис. 9. Зависимости термического сопротивления воздушного радиатора от толщины ребра.

рекомендовано $a = 4$ мм. Для рассматриваемого воздушного радиатора со значениями $a = 4$ мм и $\delta = 0,45$ мм термическое сопротивление, относящееся к одному ТЭМ, примерно равно 0,3 К/Вт для холодильной и морозильной камер.

Суммарное термическое сопротивление части устройства подвода теплоты, относящейся к одному ТЭМ, помимо термического сопротивления воздушного радиатора, имеет еще два слагаемых, которые характеризуют теплопередающую способность трех термосифонов и теплораспределителя, обеспечивающего теплопередачу от термосифонов к холодной стороне ТЭМ. Общее термическое сопротивление термосифонов и теплораспределителя, по данным работ [6, 11], составляет 0,1–0,2 К/Вт в зависимости от температуры и передаваемой тепловой мощности. С учетом этого интервал характерных значений суммарного термического сопротивления устройства подвода теплоты R_T составляет 0,4–0,5 К/Вт.

4. Характеристики термоэлектрического блока с учетом термических сопротивлений

Влияние термических сопротивлений устройств подвода и отвода теплоты на эффективность охлаждения определим на основе расчета холодопроизводительности Q , характеризующей мощность охлаждения, и холодильного коэффициента ε , определяющего экономичность процесса. Расчет характеристик охлаждения блока проводился с помощью соотношения, связывающего общий температурный перепад $\Delta T_e = T_1 - T_0$ с перепадами температур на отдельных элементах блока [5]

$$\Delta T_e = R_T Q - \Delta T_{TЭМ}(I, Q) + R_s(Q + U(I, Q)I), \quad (6)$$

здесь T_1 , T_0 — значения температуры воздуха и воды, U , I — напряжение и сила тока электропитания ТЭМ. Первое слагаемое в правой части уравнения (6) описывает температурный перепад в устройстве подвода теплоты. Второе слагаемое является отрицательным температурным перепадом, произведенным ТЭМ за счет эффекта Пельтье. Третье слагаемое соответствует перепаду температуры в устройстве отвода теплоты, которое отводит суммарную тепловую мощность, равную холодопроизводительности и собственному джоулевому тепловыделению ТЭМ. Зависимости $U(I, Q)$ и $\Delta T_{TЭМ}(I, Q)$, используемые в (6), определяются с помощью интерполяционных многочленов по рабочим характеристикам термоэлектрического модуля $Q(\Delta T_{TЭМ})$ и $U(\Delta T_{TЭМ})$ [12]. Решение нелинейной алгебраической системы уравнений позволяет рассчитать величины Q и ε для заданных значений R_s , R_T , ΔT_e и I .

Для оценки влияния на характеристики блока термические сопротивления устройств подвода и отвода теплоты задавались двумя парами значений $R_T = 0,4$ и $0,5$ К/Вт, $R_s = 0,04$ и $0,05$ К/Вт, имеющими одинаковую относительную разницу между собой. Расчеты проводились для серийного термоэлектрического модуля S-199-14-11 с максимальными значениями температурного перепада $\Delta T_{TЭМ} = 72,5$ °С и холодопроизводительности $Q = 124,2$ Вт при максимальной силе тока $I_{\max} = 7,9$ А.

Исследование режимов охлаждения основано на анализе зависимостей $Q(I)$ и $\varepsilon(I)$ для холодильной и морозильной камер. Расчет $Q(I)$ и $\varepsilon(I)$ выполнялся для температур воздуха $T_1 = +3$ °С в холодильной камере, $T_1 = -18$ °С в морозильной камере и для температуры охлаждающей воды $T_0 = 20$ °С. Зависимости $Q(I)$, рассчитанные для одного ТЭМ,

отображены на рис. 10 для холодильной камеры жирными линиями 1–4, для морозильной камеры — тонкими линиями 5–8 — и соответствуют следующим значениям: $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$ и $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$ (1, 5), $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$ и $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$ (2, 6), $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$ и $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$ (3, 7), $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$ и $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$ (4, 8). Зависимости $Q(I)$ принимают положительное значение, начиная с $I \approx 0,8 \text{ А}$ и $I \approx 2,2 \text{ А}$ для холодильной и морозильной камер, так же они характеризуются наличием максимумов, отличающихся расположением и величиной. Изменение термического сопротивления R_T оказывает большее влияние на холодопроизводительность, особенно в случае холодильной камеры, так при увеличении R_T от 0,4 до 0,5 К/Вт величина Q снижается на 9 %, в то время как при таком же относительном увеличении R_S с 0,04 до 0,05 К/Вт величина Q снижается на 4,4 %.

Зависимости холодильного коэффициента $\varepsilon(I)$ приведены на рис. 11. Для холодильной камеры они отмечены жирными линиями 1–4, а для морозильной камеры — тонкими линиями 5–8, соответствие значений термических сопротивлений аналогично рис. 10. Величина ε также сильнее зависит от R_T , чем от R_S : для холодильной камеры увеличение R_T с 0,4 до 0,5 К/Вт приводит к снижению ε на 8,1 %, при увеличении R_S от 0,04 до 0,05 К/Вт величина ε снижается на 1,7 %. Относительно слабая зависимость Q и ε от термического сопротивления R_S объясняется малой величиной R_S . Это обуславливает сравнительно низкую долю потерь температурного перепада в жидкостном теплообменнике в общем перепаде температуры, поэтому изменение R_S в меньшей степени влияет на характеристики термоэлектрического охлаждения.

С учетом выявленных особенностей влияния термических сопротивлений на $Q(I)$ и $\varepsilon(I)$ проведем дополнительный анализ теплообменников. Наименьшие термические сопротивления имеют жидкостные теплообменники с ламинарным режимом течения: $R = 0,035 \text{ К/Вт}$ при $u = 1 \text{ м/с}$, $a = 1 \text{ мм}$, $\delta = 0,6 \text{ мм}$ (см. 1 на рис. 5) и с турбулентным режимом течения: $R = 0,029 \text{ К/Вт}$ при $u = 2 \text{ м/с}$, $a = 3 \text{ мм}$, $\delta = 1,6 \text{ мм}$ (см. 3 на рис. 5). Второй вариант теплообменника с турбулентным режимом дает незначительный рост холодопроизводительности и холодильного коэффициента за счет меньшего на 0,006 К/Вт термического сопротивления, однако для обеспечения вдвое большей скорости потока

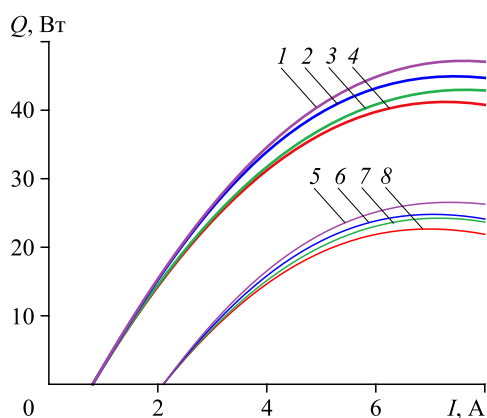


Рис. 10. Зависимости $Q(I)$ для холодильной (1–4) и морозильной (5–8) камер.
1, 5 — $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$;
2, 6 — $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$;
3, 7 — $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$;
4, 8 — $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$.

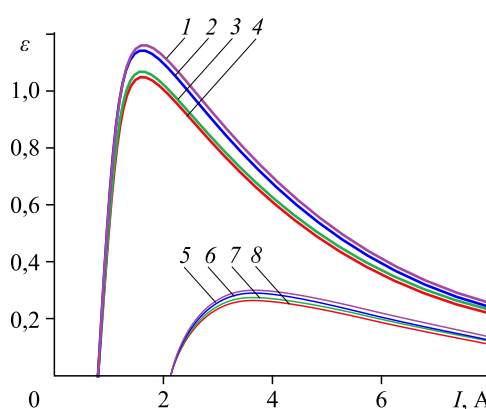


Рис. 11. Зависимости $\varepsilon(I)$ для холодильной (1–4) и морозильной (5–8) камер.
1, 5 — $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$;
2, 6 — $R_T = 0,4 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$;
3, 7 — $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,04 \text{ К/Вт}$;
4, 8 — $R_T = 0,5 \text{ К/Вт}$, $R_S = 0,05 \text{ К/Вт}$.

потребуется насос повышенной производительности. Выбор оптимального варианта жидкостного теплообменника для термоэлектрического блока зависит от приоритетности указанных факторов в технических требованиях. С учетом большей зависимости Q и ε от термического сопротивления R_T , чем от R_S , основное внимание при оптимизации конструкции блока следует уделять воздушному радиатору и устройству подвода теплоты в целом с целью минимизации термического сопротивления R_T .

Представленные на рис. 10 и 11 зависимости $Q(I)$ и $\varepsilon(I)$ позволяют определять силу тока питания ТЭМ, обеспечивающую заданный режим работы термоэлектрического блока в холодильной и морозильной камерах, с учетом термических сопротивлений устройств подвода и отвода теплоты. Значения силы тока, соответствующие максимумам зависимостей $Q(I)$, задают режим максимальной холодопроизводительности, который обеспечивает самое интенсивное охлаждение, необходимое, например, при закладке новой партии продуктов. При обычном хранении оптимален наиболее экономичный режим работы, который реализуется при силе тока, соответствующей максимуму холодильного коэффициента.

Заключение

В работе исследованы характеристики ребристо-пластинчатых теплообменников устройств подвода и отвода теплоты в термоэлектрическом блоке охлаждения. Проведен расчет и анализ характеристик теплопередачи жидкостного радиатора, определены геометрические параметры для ламинарного и турбулентного режимов течения воды. Рассчитаны характеристики воздушного радиатора при значениях межреберного расстояния $a = 3, 4$ и 5 мм и определены оптимальные значения толщины ребра, обеспечивающие минимальные значения термического сопротивления. Выбор оптимального межреберного расстояния $a = 4$ мм обоснован анализом эффективности и особенностей эксплуатации воздушного радиатора. Определено влияние термических сопротивлений устройств подвода и отвода теплоты R_T и R_S на холодопроизводительность и холодильный коэффициент термоэлектрического блока. Установлено, что наибольшее влияние на холодопроизводительность и холодильный коэффициент термоэлектрического блока оказывает величина R_T , поэтому при разработке и оптимизации конструкции блока основное внимание следует уделять устройству подвода теплоты с целью минимизации его термического сопротивления.

Список литературы

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П., Медникова Н.М. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
2. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет ребренных поверхностей. М.: Энергия, 1977. 256 с.
3. Иоффе А.Ф. Полупроводниковые термоэлементы. М.- Л.: Изд-во АН СССР, 1960. 188 с.
4. Dizaji H.S., Jafarmadar S., Khalilarya S. Novel experiments on COP improvement of thermoelectric air coolers // Energy Conversion and Management. 2019. Vol. 187. P. 328–338.
5. Васильев Е.Н. Влияние термических сопротивлений на холодильный коэффициент термоэлектрической системы охлаждения // Журн. техн. физики. 2021. Т. 91, № 5. С. 743–747.
6. Васильев Е.Н., Гейнц Э.Р., Деревянко В.А., Коков Е.Г., Кукушкин С.В. Термоэлектрический блок охлаждения // Журнал СФУ. Техника и технологии. 2019. Т. 12, № 2. С. 146–152.
7. Карминский В.Д. Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Маршрут, 2005. 224 с.
8. Самарский А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1989. 616 с.
9. Васильев Е.Н. Моделирование теплообмена в ребрах охлаждения // Журнал СФУ. Техника и технологии. 2020. Т. 13, № 6. С. 669–676.

10. **Васильев Е.Н., Деревянко В.А.** Динамика фазовых превращений в тепловом аккумуляторе системы терморегулирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры // Теплофизика и аэромеханика. 2018. Т. 25, № 3. С. 481–488.
11. **Vián J.G., Astrain D.** Development of a heat exchanger for the cold side of a thermoelectric module // Applied Thermal Engng. 2008. Vol. 28. P. 1514–1521.
12. **Васильев Е.Н.** Расчет и оптимизация режимов термоэлектрического охлаждения теплонагруженных элементов // Журн. техн. физики. 2017. Т. 87, № 1. С. 80–86.

*Статья поступила в редакцию 12 января 2022 г.,
после доработки — 5 марта 2022 г.,
принята к публикации 22 марта 2022 г.*