

М.Б. КравченкоОдесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, Одесса, Украина, 65026
e-mail: kravtchenko@i.ua**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТИВОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

Разработана математическая модель противоточного теплообменника, учитывающая продольную теплопроводность разделяющей потоки стенки. В результате перехода к безразмерным переменным, полученное решение позволяет компактно представить информацию обо всём множестве теплообменников этого типа. Показано, что при определённом соотношении безразмерных параметров распределение температур в реальном противоточном теплообменнике может быть практически таким же, как в идеальном теплообменнике, в котором отсутствует продольная теплопроводность. Предложен новый, более общий критерий работоспособности теплообменника.

Ключевые слова: Газовые криогенные машины. Противоточный теплообменник. Продольная теплопроводность. Температуры потоков. Производство энтропии. Работоспособность теплообменника. Второе начало термодинамики.

М.В. Kravchenko**ANALYTICAL RESEARCH OF COUNTERFLOW HEAT EXCHANGERS**

A mathematical model of counterflow heat exchanger, taking into account the longitudinal heat conductivity of the wall separating the flows, is worked out. With the transformation to dimensionless variables, our solution allows compact to provide information about all great number of such heat exchangers. Shown that at a certain ratio of the dimensionless parameters the temperature distribution in the real counterflow heat exchanger can be almost the same as in an ideal heat exchanger, in which there is no longitudinal heat conduction. A new, more general criterion of efficiency heat exchanger is offered.

Keywords: Cryogenic gas machines. Counterflow heat exchanger. Longitudinal thermal conductivity. Flows temperature. Entropy production. The efficiency of the heat exchanger. The second law of thermodynamics.

1. ВВЕДЕНИЕ

В статье аналитически исследованы различного рода особенности противоточных теплообменников, в которых в прямом и обратном потоках движется одно и то же вещество, причём с одинаковыми расходами. Для удобства далее будем называть такие теплообменники оппозитными.

В любой установке, в которой рабочее тело постоянного состава совершает замкнутый термодинамический цикл, практически все противоточные теплообменники будут теплообменниками оппозитного типа. Поэтому оппозитные теплообменники особенно распространены в энергетике и, в частности, в технике низких температур.

Важным видом теплообменников, при проектировании которых могут быть использованы результаты данной работы, являются регенераторы газовых криогенных машин.

Известно, что регенеративный теплообменник

приближённо может считаться подобным теплообменнику рекуперативного типа, в любом сечении которого температуры потоков и стенки равны средним по времени температурам потоков и насадки регенеративного теплообменника. Причём, чем меньше амплитуда колебаний температур потоков и насадки по сравнению с разностью температур на концах регенеративного теплообменника, тем точнее становится такая аналогия.

В регенераторах газовых криогенных машин совершаются десятки и даже сотни циклов нагрева и охлаждения в секунду. Ввиду этого колебания температур потоков газа и насадки в таких устройствах оказываются незначительными. При этом разность температур на концах насадки теплообменников может превышать 100 К. Поэтому такие теплообменники с целью анализа с успехом могут быть заменены эквивалентными рекуперативными теплообменниками оппозитного типа.

Как будет показано ниже, расчёт и оптимизация

таких теплообменников могут быть существенно упрощены, если правильно учесть особенности оппозитных теплообменников.

2. ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ОППОЗИТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В качестве объекта исследований примем оппозитный теплообменник, показанный на рис. 1.

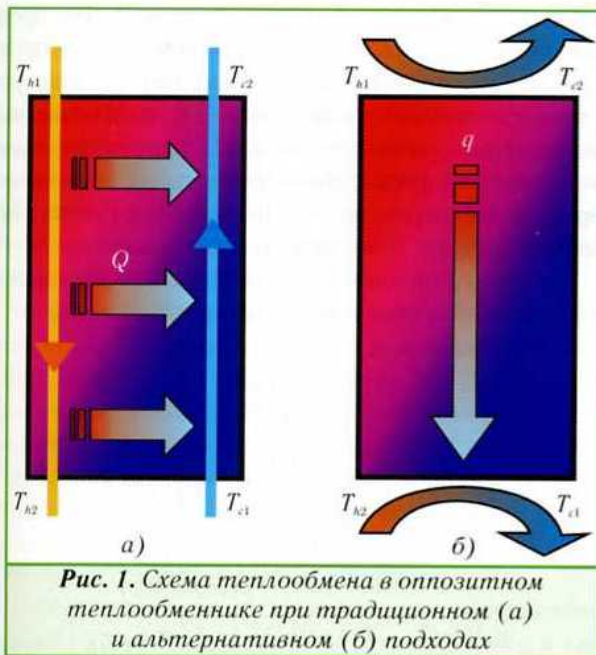


Рис. 1. Схема теплообмена в оппозитном теплообменнике при традиционном (а) и альтернативном (б) подходах

Тепловой баланс теплообменника можно записать в виде:

$$G(i_{h1} - i_{h2}) = G(i_{c2} - i_{c1}), \quad (1)$$

где i_h и i_c — энтальпии, соответственно, тёплого и холодного потоков газа; G — массовый расход газа.

Раскрыв скобки и перегруппировав члены этого равенства, получим:

$$G(i_{h1} - i_{c2}) = G(i_{h2} - i_{c1}). \quad (2)$$

Очевидно, что такое преобразование возможно только в том случае, когда массовые расходы потоков одинаковы, и рабочее тело в прямом и обратном потоках имеет один и тот же состав. Иными словами, такая замена правомерна только для оппозитных теплообменников.

Суть приведённого преобразования можно сформулировать следующим образом: процесс передачи тепла в оппозитном теплообменнике термодинамически эквивалентен процессу передачи некоторого количества тепла между тёплым и холодным концами теплообменника.

Условимся называть такой подход к анализу термодинамических потерь в оппозитных теплообменниках альтернативным.

Строго говоря, количество тепла, передаваемое в термодинамическом процессе, равно разности эн-

тальпий только для изобарного процесса. Поэтому разности энтальпий в формуле (2) следует понимать как некоторое количество энергии, которое равно количеству тепла только в том случае, когда давления тёплого и холодного потоков одинаковы, например, как это имеет место в пульсационных охладителях.

Альтернативный подход позволяет легко учитывать термодинамические потери в оппозитном теплообменнике, включая и потери от теплопроводности вдоль теплообменника. Поэтому в тех случаях, когда эти потери выходят на первый план, альтернативный подход к анализу потерь в противоточных теплообменниках становится предпочтительным.

При альтернативном подходе суммарные термодинамические потери в оппозитном теплообменнике находятся по простой формуле:

$$\Delta S = G(i_{h1} - i_{c2}) \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_l} \right), \quad (3)$$

где T_o и T_l — соответственно, температуры холодного и тёплого концов насадки или стенки теплообменника.

Отсюда следует, что независимо от того, как распределены температуры потоков и стенки внутри теплообменника, термодинамические потери, при прочих равных условиях, будут больше у того теплообменника, у которого больше разность температур газа на концах теплообменника. А в тех случаях, когда разности температур газа на концах теплообменников одинаковы, термодинамические потери будут больше у того теплообменника, у которого больше разность температур насадки на тёплом и холодном концах теплообменника. Этим критерием и будем пользоваться при теоретическом анализе оппозитных теплообменников.

3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОППОЗИТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Особенностью оппозитных теплообменников является лёгкость построения математической модели, учитывающей продольную теплопроводность такого теплообменника.

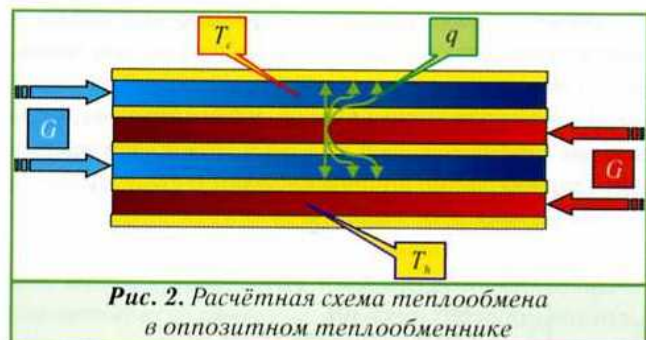


Рис. 2. Расчётная схема теплообмена в оппозитном теплообменнике

Расчётная схема для модели теплообмена в оппозитном теплообменнике приведена на рис. 2. В качестве объекта для одномерной модели теплообмена принята плоская стенка, которая с двух сторон омы-

вается тёплым и холодным потоками газа.

Так как практическим приложением результатов анализа теплообмена будут в основном регенераторы газовых криогенных машин, то целесообразно с самого начала относить все параметры к единице объёма теплообменника.

Уравнение стационарной продольной теплопроводности для стенки единичной ширины, с двух сторон омываемой потоками газа, имеет вид:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\alpha}{\lambda\delta}(T - T_c) + \frac{\alpha}{\lambda\delta}(T_h - T) = 0, \quad (4)$$

где T — текущая температура стенки теплообменника, К; T_h — текущая температура тёплого (прямого) потока, К; T_c — текущая температура холодного (обратного) потока, К; x — координата, м; α — приведённый коэффициент теплоотдачи от тёплого и холодного потоков к стенке теплообменника, равный произведению коэффициента теплоотдачи потока и поверхности теплообмена в единичном объёме теплообменника, Вт/м³К; λ — теплопроводность материала теплообменника, Вт/мК; δ — относительная величина сечения стенки теплообменника, отнесённая к единичному сечению теплообменника, м²/м².

Начало координат совместим с холодным концом теплообменника так, чтобы градиент температур вдоль теплообменника был положительным.

Запишем уравнения тепловых балансов для элементарных объёмов тёплого и холодного потоков газа, движущихся в пространстве между соседними стенками, как

$$\begin{aligned} \frac{dT_h}{dx} + \frac{\alpha}{GC_p}(T_h - T) &= 0; \\ \frac{dT_c}{dx} + \frac{\alpha}{GC_p}(T - T_c) &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где G — приведённый расход газа, равный объёму газа, протекающему через единичное сечение теплообменника в единицу времени, м³/м²с; C_p — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³К.

Знаки в уравнениях для элементарных объёмов газа расставлены так, что при положительном градиенте температур тепло подводится к газу.

Вместе уравнения (4) и (5) образуют замкнутую систему дифференциальных уравнений, которые в операторной форме принимают вид:

$$\begin{cases} TS^2 - \frac{\alpha}{\lambda\delta}(2T - T_h - T_c) = ST_c + DT_c; \\ T \frac{\alpha}{GC_p} + T_c \left(S - \frac{\alpha}{GC_p} \right) = T_c; \\ -T \frac{\alpha}{GC_p} + T_h \left(S + \frac{\alpha}{GC_p} \right) = T_h, \end{cases} \quad (6)$$

где S — оператор дифференцирования по координате; T_h — температура тёплого потока, выходящего на холодном конце теплообменника (в начале координат); T_c — температура холодного потока, входящего в теплообменник; DT_c — значение производной по координате от температуры насадки на холодном конце теплообменника.

Как видим, уравнения для тёплого и холодного потоков газа оказались асимметричными, т.е. одно уравнение переходит в другое при перемене знака объёмного расхода газа, что и должно быть так.

Систему дифференциальных уравнений (6), представленных в операторной форме, решим методом простой подстановки. Полученные в операторном виде решения разложим на простые дроби. Затем, используя аппарат операторного исчисления [1], перейдём к решениям в обычной форме. Для упрощения их вида введём безразмерные переменные: $Ha = \alpha h / GC_p$; $Kr = \alpha h^2 / \lambda \delta$; $Mh = Ha^2 + 2Kr$, где h — длина теплообменника.

После подстановки безразмерных параметров получим решение в окончательном виде:

$$\begin{aligned} T = & \frac{Kr(T_{ho} + T_{co}) + Ha^2 T_{co}}{Mh} + \\ & + \left[\frac{Kr(T_{co} - T_{ho}) + Ha h D T_{co}}{Mh} \right] \left(\frac{x}{h} \right) Ha + \\ & + \frac{Kr(2T_{co} - T_{ho} - T_{co})}{Mh} \operatorname{ch} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right] + \\ & + \frac{Kr[Ha(T_{ho} - T_{co}) + 2h D T_{co}]}{Mh \sqrt{Mh}} \operatorname{sh} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right]; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} T_h = & \frac{2Kr T_{ho} + Ha^2 T_{co} - Ha h D T_{co}}{Mh} + \\ & + \left[\frac{Kr(T_{co} - T_{ho}) + Ha h D T_{co}}{Mh} \right] \left(\frac{x}{h} \right) Ha - \\ & - \frac{Ha[Ha(T_{co} - T_{ho}) - h D T_{co}]}{Mh} \operatorname{ch} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right] - \\ & - \frac{Ha^2[h D T_{co} - Ha(T_{co} - T_{ho})]}{Mh \sqrt{Mh}} \operatorname{sh} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right] + \\ & + \frac{Ha Kr(2T_{co} - T_{ho} - T_{co})}{Mh \sqrt{Mh}} \operatorname{sh} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right]; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} T_c = & \frac{2Kr T_{co} + Ha^2 T_{co} + Ha h D T_{co}}{Mh} + \\ & + \left[\frac{Kr(T_{co} - T_{ho}) + Ha h D T_{co}}{Mh} \right] \left(\frac{x}{h} \right) Ha - \\ & - \frac{Ha[Ha(T_{co} - T_{ho}) + h D T_{co}]}{Mh} \operatorname{ch} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right] - \\ & - \frac{Ha^2[h D T_{co} + Ha(T_{co} - T_{ho})]}{Mh \sqrt{Mh}} \operatorname{sh} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right] + \\ & + \frac{Ha Kr(2T_{co} - T_{ho} - T_{co})}{Mh \sqrt{Mh}} \operatorname{sh} \left[\left(\frac{x}{h} \right) \sqrt{Mh} \right], \end{aligned} \quad (9)$$

Благодаря переходу к безразмерным переменным, получены выражения, описывающие изменения температур стенки канала теплообменника и потоков в зависимости от всего лишь двух безразмерных параметров: Na и Kg . Поэтому полученное решение позволяет компактно представить и систематизировать информацию о показателях всего множества оппозитных теплообменников.

Нетрудно убедиться, что оба этих безразмерных критерия уже известны: Na — приведённая длина как критерий Хаузена [2] для анализа процессов в регенеративных теплообменниках; Kg — критерий ребра, предложенный автором для анализа теплоотдачи плоских рёбер [3]. Физический смысл критерия ребра в нашем случае состоит в том, что он показывает соотношение между термическим сопротивлением конвективного теплообмена газа и поверхности насадки и термическим сопротивлением теплопроводности вдоль насадки.

Будем считать известными длину насадки теплообменника, критерий ребра Kg и приведённую длину Na теплообменника. Тогда для того, чтобы воспользоваться полученными общими решениями, потребуется найти значения ещё четырёх параметров, входящих в общее решение. Этими параметрами являются температура насадки, температуры тёплого и холодного потоков газа, а также градиент температур на холодном конце насадки (в начале координат).

Физический смысл процесса теплообмена между тёплым и холодным потоками газа таков, что в качестве известных параметров можно принять только температуры тёплого и холодного потоков газа на входе в теплообменник, соответственно, T_{h1} и T_{c1} . Следовательно, один из необходимых нам параметров T_{c1} может считаться уже известным.

Температура тёплого потока газа на входе в теплообменник T_{h1} может быть использована для составления уравнения, в которое входят оставшиеся три параметра.

Для того, чтобы воспользоваться полученным общим решением системы дифференциальных уравнений, необходимо найти инвариант — величину, которая остается неизменной в процессе теплообмена, и записать для него уравнение сохранения.

Для нахождения температур на концах теплообменника традиционно используется уравнение теплового баланса теплообменника. Но для записи теплового баланса теплообменника нам потребуется увеличить число неизвестных и ввести в рассмотрение новую константу — температуру холодного потока на тёплом конце теплообменника. Поэтому уравнение теплового баланса в данной работе использовалось только для контроля правильности получаемых решений.

В качестве инварианта для нахождения параметров полученного общего решения системы дифференциальных уравнений использовалось равенство количеств тепла, подводимого и отводимого от стенки теплообменника. Уравнением сохранения в данном случае будет уравнение теплового баланса стенки теплообменника.

Так как коэффициенты теплоотдачи тёплого и хо-

лодного потоков в данной работе считаются одинаковыми, то уравнение теплового баланса стенки теплообменника представляет собой разность двух интегралов по длине теплообменника: интеграла от разности температур тёплого потока и стенки теплообменника и интеграла от разности температур стенки и холодного потока. Эти интегралы могут быть найдены аналитически.

Уравнение теплового баланса стенки теплообменника является более жёстким условием, чем тепловой баланс теплообменника. Действительно, если выполняется тепловой баланс стенки теплообменника, то выполняется и тепловой баланс теплообменника в целом. Обратное утверждение справедливо не всегда.

Для замыкания системы уравнений и нахождения трёх неизвестных параметров необходимо ещё одно уравнение. Этим уравнением может быть приращение энтропии в теплообменнике (3), представляющее интеграл по длине теплообменника:

$$\Delta S = \int_0^h \alpha [T_h(x) - T_c(x)] \left(\frac{1}{T_c(x)} - \frac{1}{T_h(x)} \right) dx.$$

Это уравнение и будет замыкающим для системы алгебраических уравнений, решением которых являются три неизвестных параметра.

Теперь можно выразить неизвестные параметры, входящие в общее решение, через заданные температуры потоков на входе в теплообменник. В результате получим систему трёх уравнений с тремя неизвестными. Решив эту систему и подставив полученные числа в общее решение, можно установить зависимости температуры насадки и температур тёплого и холодного потоков от расстояния до холодного конца теплообменника.

Уравнения теплопроводности инвариантны относительно изменения шкалы температур. Иными словами, если есть решение уравнений (4) и (5), то можно получить новое решение этих уравнений путём умножения всех температур на один и тот же коэффициент или путём увеличения всех температур на одно и то же число.

Однако, как только вводится в рассмотрение уравнение производства энтропии, эта инвариантность исчезает. С этого момента должна использоваться только термодинамическая шкала температур, так как результаты расчётов теплообменника начинают зависеть от температурного уровня его работы. Эта ситуация совершенно необычна и непривычна для инженеров, занятых проектированием теплообменников, которые привыкли к тому, что абсолютное значение температур влияет на характер теплообмена только через зависимость свойств веществ от температуры. Поэтому такая ситуация нуждается в пояснении.

При передаче тепла через стенку теплообменника без учёта её продольной теплопроводности, тепло от тёплого потока к холодному может пройти только по одному пути — по нормали к стенке. Когда же мы на-

чинаем учитывать продольную теплопроводность стенки, то тепло от тёплого потока к холодному может идти по бесконечному множеству альтернативных путей. Распределение плотности теплового потока между этими путями определяется вариационным принципом минимума производства энтропии в стационарном процессе, известном также под названием теоремы Пригожина [4]. Поэтому переход к термодинамической шкале температур при решении задачи теплообмена с учётом продольной теплопроводности стенки теплообменника вполне закономерен.

Из этого также следует, что последнее уравнение баланса энтропии может быть заменено условием минимума производства энтропии. Но так как задача нахождения корней системы нелинейных уравнений проще задачи многомерной минимизации, то предпочтение следует отдавать решению системы уравнений.

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТОВ

Проанализируем особенности полученных решений.

На рисунках 3-5 представлены графики распределения температур потоков и насадки при сравнительно высокой относительной теплопроводности насадки ($Kr=10$). Несмотря на это, при относительной длине теплообменника $Na=3,9$, как видно из рис. 3, получается распределение температур практически такое же, как и в идеальном теплообменнике [5].

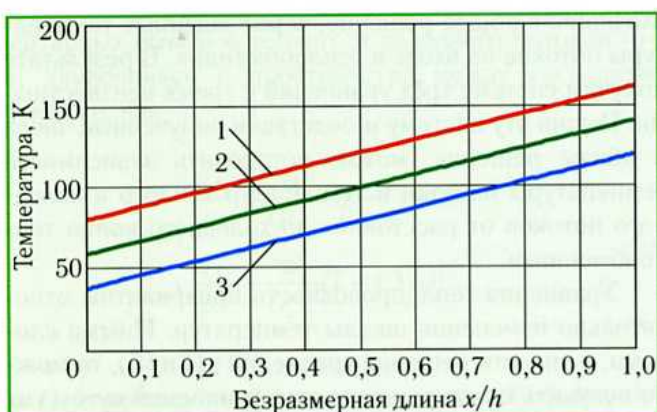


Рис. 3. Распределение температур насадки $T(x/h)$ (2) и температур тёплого $T_h(x/h)$ (1) и холодного $T_c(x/h)$ (3) потоков по длине теплообменника при $Na=3,9$; $Kr=10$

При возрастании относительной длины, что соответствует уменьшению расхода газа через теплообменник, разности температур на концах теплообменника быстро возрастают. Это подтверждается рис. 4. Физический смысл полученного изменения температур при малом расходе газа можно объяснить тем, что за счёт продольной теплопроводности насадки её температуры на концах теплообменника сближаются. Поэтому разности температур потоков на выходе из теплообменника становятся намного меньше разности температур потоков на входе. В пределе при очень большой теплопроводности насадки её температура выравнивается, и изменения температур потоков в

противоточном теплообменнике становятся похожими на распределение температур в прямоточном теплообменнике.

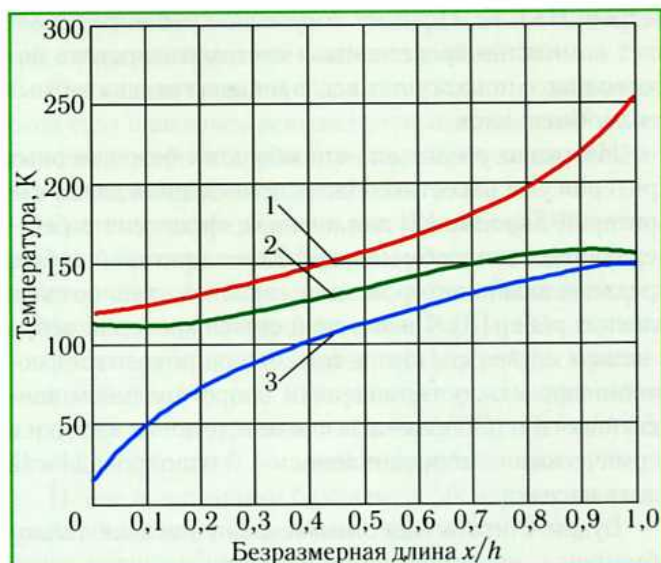


Рис. 4. Распределение температур насадки $T(x/h)$ (2) и температур тёплого $T_h(x/h)$ (1) и холодного $T_c(x/h)$ (3) потоков по длине теплообменника при $Na=4,5$; $Kr=10$

При увеличении расхода газа, а, следовательно, и тепловой нагрузки теплообменника, наблюдается обратная картина: разности температур потоков на концах теплообменника уменьшаются и оказываются меньше, чем в средней части теплообменника (рис. 5). Эффективность теплообменника при этом остаётся такой же, как у идеального теплообменника. Это означает, что при определённом соотношении параметров продольная теплопроводность теплообменника может способствовать повышению его эффективности.

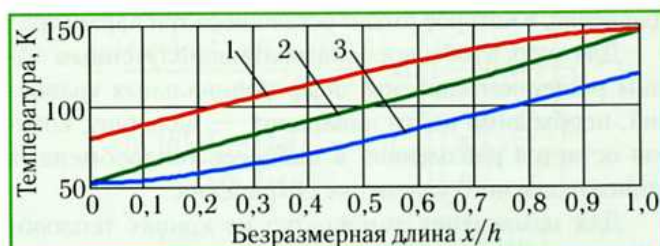


Рис. 5. Распределение температур насадки $T(x/h)$ (2) и температур тёплого $T_h(x/h)$ (1) и холодного $T_c(x/h)$ (2) потоков по длине теплообменника при $Na=3,5$; $Kr=10$

Необратимость теплообмена между тёплым и холодным потоками и стенкой теплообменника не учитывалась при выводе системы дифференциальных уравнений. Поэтому нет ничего удивительного в том, что какая-то часть решений системы уравнений не удовлетворяет этим условиям.

Действительно, при определённых сочетаниях параметров Na и Kr получаются решения, не имеющие физического смысла, так как в них наблюдается пересечение температурных кривых насадки и одного из

потоков. При малых величинах относительной длины на концах теплообменника имеет место пересечение температурных кривых потоков, входящих в теплообменник, и температурной кривой насадки, как показано на рис. 6. При больших значениях относительной длины происходит пересечение температурных кривых насадки и потоков, выходящих из теплообменника, как это показано на рис. 7.

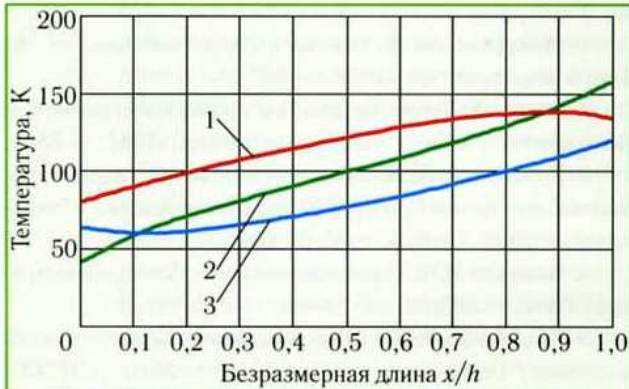


Рис. 6. Распределение температур насадки $T(x/h)$ (2) и температур теплового $T_h(x/h)$ (1) и холодного $T_c(x/h)$ (3) потоков по длине теплообменника при $Na=3,0$; $Kr=10$

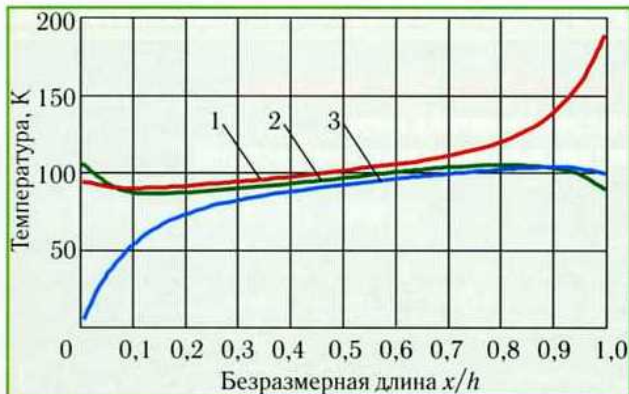


Рис. 7. Распределение температур насадки $T(x/h)$ (2) и температур теплового $T_h(x/h)$ (1) и холодного $T_c(x/h)$ (3) потоков по длине теплообменника при $Na=9$; $Kr=20$

При анализе процессов в реальных теплообменниках такие решения должны быть просто отброшены, как не имеющие физического смысла.

Эта ситуация полностью аналогична той, которая иногда возникает при расчётах противоточных теплообменников, когда проверка показывает, что имеется пересечение температурных кривых встречных потоков.

С учётом этого, можно сформулировать более общее условие работоспособности теплообменника: «Теплообменник будет работоспособным только тогда, когда ни одна из температурных кривых его потоков не пересекает температурную кривую омываемой им стенки теплообменника». Очевидно, что если температурные кривые потоков в противоточном теплообменнике пересекаются, то каждая из этих кривых пересекает температурную кривую стенки теплообменника, которая разделяет эти потоки. Обратное ут-

верждение справедливо не всегда. Пересечение температурных кривых одного из потоков и стенки теплообменника не влечёт за собой пересечения температурных кривых потоков. Таким образом, предложенная формулировка условия работоспособности теплообменников является более общей по сравнению с традиционной формулировкой.

В многопоточных теплообменниках часто бывают ситуации, когда температурные кривые отдельных потоков пересекаются, но теплообменник при этом остаётся работоспособным. Поэтому, предотвращение пересечений указанных температурных кривых в своём классическом виде применимо только к двухпоточным теплообменникам.

Предложенный вариант условия работоспособности теплообменника является более универсальным, так как, очевидно, что никакой теплообменник, у которого температурные кривые стенки и омывающего её потока пересекаются, не может считаться работоспособным.

Анализ тех решений, которые имеют физический смысл, показал, что после того как температура одного из потоков сблизилась с температурой насадки, для получения реального распределения температур в теплообменнике уравнение производства энтропии можно заменить более простым равенством температур одного из потоков и температуры насадки на конце теплообменника. При малых величинах относительной длины ($Na < 4,0$) следует приравнять температуру холодного потока на входе в теплообменник и температуру насадки на холодном конце теплообменника. При больших значениях относительной длины ($Na > 4,0$) необходимо приравнять температуру теплового потока на выходе из теплообменника и температуру насадки на холодном конце теплообменника. При этом получаются решения исходной системы уравнений, имеющие физический смысл.

При проектировании теплообменников следует избегать ситуаций, когда процессы в теплообменнике не отвечают второму началу термодинамики. Это означает, что проектируемый теплообменник является неработоспособным с термодинамической точки зрения.

Особенностью предложенного подхода является то, что продольная теплопроводность теплообменника объединяет его в единое целое. Поэтому традиционный подход к расчёту противоточных теплообменников, при котором он разбивается на ряд участков для проведения независимых расчётов на каждом из них, в этом случае оказывается непригодным. В отличие от этого, как только учитывается продольная теплопроводность теплообменника, уже нельзя разделить его на ряд независимых участков. Поэтому все попытки учесть продольную теплопроводность стенки теплообменника в рамках традиционного подхода к расчёту теплообменника заранее обречены на неудачу.

Уравнение теплового баланса стенки теплообменника, как целого, и является тем связующим звеном, которое объединяет различные участки теплообменника. При учёте продольной теплопроводности

стенки теплообменника тепловой баланс обязательно выполняется для теплообменника в целом.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель противоточного теплообменника, у которого в прямом и обратном потоках движется одно и то же вещество, причём расход этого вещества в потоках одинаков. Благодаря переходу к безразмерным переменным полученное решение позволяет компактно представить и систематизировать информацию обо всём множестве оппозитных теплообменников.

Показана возможность использования теплового баланса стенки теплообменника и выражения для производства энтропии в процессе теплообмена в качестве инвариантов для настройки математической модели.

Произведён анализ результатов расчётов по предложенной математической модели. Установлено, что при определённом соотношении безразмерных пара-

метров распределение температур в реальном противоточном теплообменнике может быть практически таким же, как в идеальном теплообменнике, в котором отсутствует продольная теплопроводность.

Предложен новый, более общий критерий работоспособности теплообменника.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Микусинский Я.** Операторное исчисление. — М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1956. — 367 с.
2. **Хаузен Х.** Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. — М.: Энергоатомиздат, 1981. — 384 с.
3. **Кравченко М.Б.** Простой способ повышения эффективности прямых ребер// Холодильная техника и технология. — 2007. — № 5. — С. 59-65.
4. **Новиков И.И.** Термодинамика. — М.: Машиностроение, 1984. — 592 с.
5. **Кравченко М.Б.** Оптимизация оппозитных теплообменников// Технические газы. — 2010. — № 4. — 37-43.



ОСНОВАНО В 1896 ГОДУ

ОАО "Сумское НПО им.М.В.Фрунзе" -
одно из старейших предприятий в мире
по изготовлению тяжелых поршневых компрессоров

www.frunze.com.ua



- широкая номенклатура;
- высокая эффективность и надежность;
- ресурс работы до капитального ремонта - 40 тыс. часов;
- автоматизированная система контроля, управления и защиты;
- гарантийное обслуживание.

Ваше точное попадание в цель -



размещение заказов в ОАО

Украина, 40004, г.Сумы, ул.Горького, 58
www.frunze.com.ua, snpo@frunze.com.ua
управление продаж:
 т. +38 0542 78 84 64, ф. +38 0542 22 63 62
отдел маркетинга:
 т. +38 0542 78 05 71

