

В.Н. ТаранОдесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082
e-mail: vntaran@eurocom.od.ua

ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МНОГОПОТОЧНОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ В ПОТОКАХ

Метод численного интегрирования системы дифференциальных уравнений теплопередачи применён к многопоточному противоточному теплообменнику с фазовыми превращениями в потоках. За основу для расчётов был выбран модельный теплообменник, через который проходит 11 потоков. В трёх из них реализуются процессы кипения или конденсации. Расчёты выполнены для теплообменников с изменением их поверхности в 20 раз. При проведении расчётов были обнаружены случаи появления вычислительной неустойчивости и расходимости расчётов. Неустойчивость вычислительного процесса увеличивается с уменьшением разности температур между потоками. Это обстоятельство подчеркивает сложность процессов и их многообразие в многопоточном теплообменнике. Рассмотрено понятие недорекуперации холода применительно к многопоточным теплообменникам. Показана необходимость оценки недорекуперации по тепловому эффекту недогрева обратных потоков и дан способ её вычисления. Предложен эффективный метод определения работоспособности многопоточного противоточного теплообменника путём сравнения количества теплоты, отданной прямыми потоками при охлаждении до некоторой температуры, с теплотой, воспринятой обратными потоками при нагреве от той же температуры. Метод базируется на строгом термодинамическом положении об условиях предельной работоспособности теплообменников. Его целесообразно использовать для проверки допустимости задаваемых исходных параметров ещё на стадии разработки технического задания.

Ключевые слова: Криогенная техника. Многопоточный теплообменник. Фазовые переходы в потоках. Воздух. Кислород. Азот. Аргон. Расчёт температурного поля. Понятие недорекуперации. Определение работоспособности теплообменника. Потери эксергии.

V.N. Taran

TEMPERATURE FIELD AND DEFINITION OF SERVICEABILITY OF THE MULTI-FLOW COUNTER-CURRENT HEAT EXCHANGER WITH CHANGES OF PHASE IN STREAMS

The method of a numerical integration of the heat transfer differential equations is applied to the multi-flow counter-current heat exchanger at presence of boiling or condensation in streams. The method is applied to the 11 streams heat exchanger. The processes of boiling or condensation occur in 3 streams. Calculations are carried out for alternatives of the heat exchanger with a modification of a surface in 20 times. At conducting calculations the cases of computing instability and divergency have been detected. Unstability of computing process increases with decrease of a temperature difference between streams. The concept of incomplete temperature recuperation with reference to multi-flow heat exchangers is surveyed. Necessity of an estimation of incomplete recuperation by thermal effect of underheating of inverse streams is shown. The effective method of definition of serviceability of the multi-flow counter-current heat exchanger is offered by comparison of an amount of the heat which have been given up by direct streams at cooling up to some temperature, with the heat received by inverse streams at heating from the same temperature. The method is founded on a strict thermodynamic rule about conditions of limiting serviceability of heat exchangers. The method can be used for check of an admissibility of initial parameters at a stage of development of the technical project.

Keywords: Cryogenic engineering. Multi-flow heat exchanger. Changes of phase in streams. Air. Oxygen. Argon. Nitrogen. Calculation of temperature field. Concept of incomplete recuperation. Definition of heat-exchanger serviceability. Exergy losses.

1. ВВЕДЕНИЕ

Особенности и сложные взаимодействия процессов, протекающих в многопоточных теплообменниках, заставляют исследователей многократно обращаться к этой теме. Изменение теплоёмкости и, особенно, конденсация или кипение потока в канале теплообменника существенно усложняют физическую картину тепловых взаимодействий. Температурное поле теплообменника становится крайне усложнённым и трудно поддающимся анализу. Это обуславливает вероятность того, что поступающие потоки могут иметь разные (неодинаковые) температуры, расходы, давления. Также через разные каналы могут пропускаться различные вещества. Температуры потоков на выходе из теплообменника в силу многочисленных факторов теплового взаимодействия и конструктивных особенностей аппарата не будут совпадать.

При проектировании многопоточного теплообменника со сложным характером процессов возникают две главные задачи:

1. Определить до начала проектирования работоспособность будущего аппарата в заданных условиях работы.

2. Рассчитать температурное поле (т.е. изменение температур всех потоков) по длине аппарата.

Настоящая работа посвящена решению этих задач. Уверенность в работоспособности будущего теплообменника исключает получение отрицательного результата проектирования. Знание температурного поля даёт возможность определить тепловые потоки, необходимую площадь теплообмена, анализировать эффективность принятых конструктивных и схемных решений по аппарату и установке в целом.

Несовпадение температур разных потоков даже на одном конце теплообменника требует новых подходов к установлению сути такого понятия, как недокуперация, широко используемому в криогенной технике.

В классическом понимании недокуперация есть разность температур между прямым и обратным потоками на тёплом конце теплообменника. Для многопоточного теплообменника, как показано в [1], такая формулировка неприемлема в силу того, что в нём в общем случае каждый поток имеет свою температуру, несовпадающую с температурами остальных потоков. Более логично в этом случае говорить не о разности температур, а о количестве тепла, недополученного обратными потоками от прямых. Очевидно, что предельным случаем такого нагрева является повышение температур обратных потоков до такой степени, что увеличение поверхности теплообмена не приводит к их дополнительному нагреву.

Если входящие прямые потоки имеют разные температуры, то будет иметь место внутренний теплообмен между ними. Более горячие потоки будут нагревать более холодные и установится некоторая равновесная температура T_m . Эта температура будет достигнута при интенсивном контакте прямых потоков без взаимодействия с остальными.

Пусть прямые потоки имеют температуры T_i . Тогда

температура T_m может быть найдена из соотношения:

$$\sum_i^{N1} G_i [h_i(T_i) - h_i(T_m)] = 0, \quad (1)$$

где G_i — расходы; $h_i(T_i)$ — энтальпии прямых потоков при входе в теплообменник; $N1$ — количество прямых потоков. Если в пределах названных температур теплоёмкости всех потоков можно считать постоянными и энтальпии представить как $h = c_p T$, то соотношение

(1) примет вид $\sum_i^{N1} G_i c_{pi} (T_i - T_m) = 0$, из которого легко определяется

$$T_m = \frac{\sum G_i c_{pi} T_i}{\sum G_i c_{pi}}. \quad (2)$$

Такую температуру можно назвать средневзвешенной по водяным эквивалентам прямых потоков. Такое равновесие может установиться в теплообменнике с бесконечно большой поперечной теплопроводностью. Тогда и обратные потоки смогут в пределе принять эту температуру. Для теплообменника, рассмотренного ниже в качестве модельного, различие в температурах T_m , соответствующих формулам (1) и (2), составило 0,007 К. Если такой же подход применить к обратным потокам, то аналогичную средневзвешенную по водяным эквивалентам температуру T_{mo} можно получить и для обратных потоков.

Средневзвешенные температуры дают возможность легко вычислить теплоту недокуперации как

$$Q_n = \sum_i^{N2} G_{oi} [h_{oi}(T_{mo}) - h_{oi}(t_i)], \quad (3)$$

где индексы «o» обозначают величины для обратных потоков, а суммирование по $N2$ предусматривает проведение его по всем обратным потокам.

Величину теплоты недокуперации Q_n удобно привести к единице расхода для определения удельного значения $q_n = Q_n / \sum G_{oi}$.

Понятия теплоты недокуперации и средневзвешенных температур нами будут использоваться ниже для описания характеристик теплообменных процессов в исследуемом многопоточном теплообменнике, принятом за основу для проведения расчётов.

2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ МНОГОПОТОЧНОГО ПРОТИВОТОЧНОГО ТЕПЛОБМЕННИКА

Ранее в [1] были приведены результаты наших расчётов распределения температур в многопоточном теплообменнике с помощью метода прогонки. Удалось в ходе расчётов обеспечить быстрое получение результатов в тех случаях, когда свойства потоков не сильно отличались от свойств идеального газа, т.е. теплоёмкости потоков изменялись в относительно уз-

ких пределах.

Для случая, когда в потоках происходят фазовые переходы, т.е. теплоёмкости c_p для чистых веществ становятся равными бесконечности, должна применяться иная методика, которая базируется на использовании системы дифференциальных уравнений теплообмена. Для i -го потока количество подведённого тепла можно выразить в виде:

$$dQ_i = \sum_j k_{i,j} (T_j - T_i) dF_{i,j},$$

где $k_{i,j}$ — коэффициент теплопередачи между потоками i и j .

Решение производится численным методом после перехода от дифференциалов к приращениям

$$\Delta Q_i = \sum_j k_{i,j} (T_j - T_i) \Delta F_{i,j}, \quad (4)$$

где $\Delta F_{i,j}$ — поверхность теплообмена между потоками i и j на выбранном участке аппарата.

Уравнение применимо к теплообменнику известной конструкции с вполне определённым взаимодействием потоков. Для данного теплообменника принимаются число участков интегрирования и значения теплообменных поверхностей участков. Для проведения расчётов необходимо задаться начальным распределением температур. Это позволяет определить свойства потоков на каждом участке разбиения и, как следствие, рассчитать коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи между потоками. После этого можно вычислить правые части уравнений системы (4). Затем, вычисляя ΔQ через изменения энтальпий Δh , находим

$$\Delta h_i = \Delta Q_i / G_i. \quad (5)$$

Полученные Δh_i суммируются последовательно относительно состояний входа потоков для определения их энтальпий во всех сечениях. Как правило, рассчитанные таким образом энтальпии приводят к значениям температур, которые сильно отличаются и от начальных, и от конечных величин, достигаемых в конце итерационного процесса. Для осуществления сходящегося итерационного расчёта приходится вводить коэффициенты коррекции Δh_i , сдерживающие изменения энтальпий потоков в сечениях.

Для пояснения приведём результаты расчёта модельного теплообменника, через который проходит 11 потоков — 5 прямых и 6 обратных. Этот теплообменник аналогичен рассмотренному в [1], но отличается более низкими температурами на холодном конце. Вещества и расходы потоков указаны в таблице. В теплообменнике параметры обратных потоков выбраны такими, что кислород поступает в теплообменник в жидком состоянии и кипит в каналах. Низкие температуры обратных потоков и большой запас холода способны частично (или даже полностью) сконденсировать прямые потоки (воздух при давлениях 3 и 0,8 МПа).

Наличия процессов кипения и конденсации сильно

осложнили процедуры расчёта коэффициентов теплопередачи между потоками и существенно изменили характер распределения температур в теплообменнике (по сравнению с температурным полем, описанным в [1]).

Начальное распределение температур примем, исходя из средневзвешенной температуры выходящих обратных потоков T_{mo} , равной 260 К. Из теплового баланса аппарата получим средневзвешенную температуру прямых потоков на холодном конце теплообменника, равной 104,18 К. Этой температуре соответствует частичное ожижение воздуха с давлением 0,8 МПа и полное ожижение воздуха с давлением 3 МПа. Получившееся распределение температур представлено на рис. 1. На этом рисунке, как и на последующих, красным цветом обозначены прямые потоки (воздух), зеленым — азот, синим — кислород, голубым — аргон. Для упрощения расчётов теплопритоки и гидравлические сопротивления потоков были приняты равными нулю. Возможность учёта этих факторов будет рассмотрена ниже.

Исходные данные для расчёта модельного теплообменника

Вещество	G , кг/с	P , МПа	T , К
Прямые потоки			
Воздух	0,25	3,0	270
	0,20	0,8	272,5
	0,20	0,6	275
	0,19	0,6	277,5
	0,16	0,6	280
Обратные потоки			
N ₂	0,23	0,1	90
	0,23	0,1	92
	0,23	0,1	94
	0,20	0,1	98
O ₂	0,20	0,15	90
Ar	0,01	0,1	100

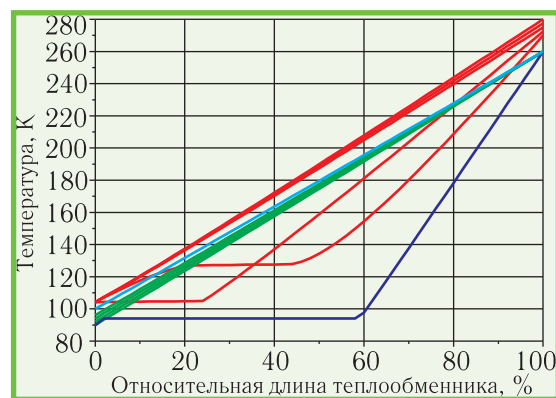
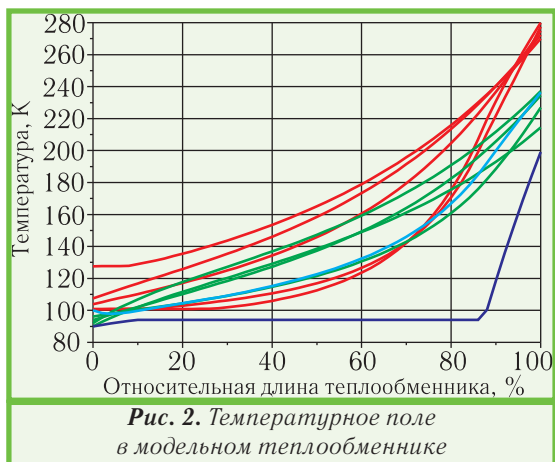


Рис. 1. Начальное расчётное температурное поле

После проведения итерационной процедуры расчёта получено распределение температур, показанное на рис. 2. Обращает на себя внимание существенная нелинейность в изменении температур потоков. Нижняя горизонтальная линия соответствует кипению кислорода при давлении 0,15 МПа. Как видно из рис. 2, кипе-

ние кислорода происходит на большей части длины теплообменника (почти на 90 %). Большое количество холода при кипении кислорода приводит к понижению в этой части теплообменника температур всех потоков, хотя теплоёмкости большинства из них практически такие же, как и в верхней части. На оставшейся части теплообменника наблюдаются большие градиенты температур. Также имеет место большой разброс температур обратных потоков на выходе из теплообменника. Это говорит о том, что принимать в процессе расчёта многопоточного теплообменника одинаковые температуры выходящих потоков как основу в ходе расчёта совершенно недопустимо. Аналогичная картина распределения температур выходящих с холодного конца прямых потоков подтверждает это замечание.



Средневзвешенная температура обратных потоков на тёплом конце аппарата $T_{то}$ для условий рис. 2 составляет 223,53 К против исходной 260 К.

При выполнении расчёта температурного поля в модельном теплообменнике для стабилизации температур во всех расчётных состояниях потребовалось 60 итераций. Поведение расчётных значений температур в некоторых сечениях при выполнении итераций показано на рис. 3. Контроль за характером изменений расчётных значений проводился в конечных, среднем и отстоящих на 20 % от концов сечениях.

Как видно из графиков, итерационный процесс обладает сходимостью, хотя необходимое число итераций достаточно велико. В последующих расчётах оно достигало 250...350. Обращает на себя внимание изменение температур потока аргона в сечении, отстоящем от тёплого конца на 20 % (рис. 3,б). График температуры этого потока имеет признаки колебаний, хотя в данном случае это не было обусловлено вычислительной неустойчивостью. Установленные изменения явились следствием немонотонного поведения температуры кислорода.

Неожиданный результат был получен при расчёте теплообменника с увеличенной в 2,5 раза поверхностью теплообмена (при разбиении на 200 участков). Начиная с 35-ой итерации, вдруг наблюдалась вычислительная неустойчивость, из-за которой изменения температур становились колеблющимися с растущими амплитудами (рис. 4). Такое поведение расчётных

температур имело место во всех контрольных сечениях и было обусловлено тем, что коэффициент сглаживания рос с номером итерации, выходя за допустимый предел. Для устранения колебательных явлений потребовалось изменить алгоритм сглаживания.

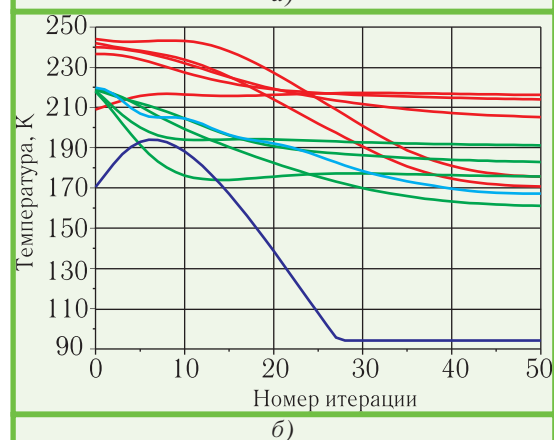
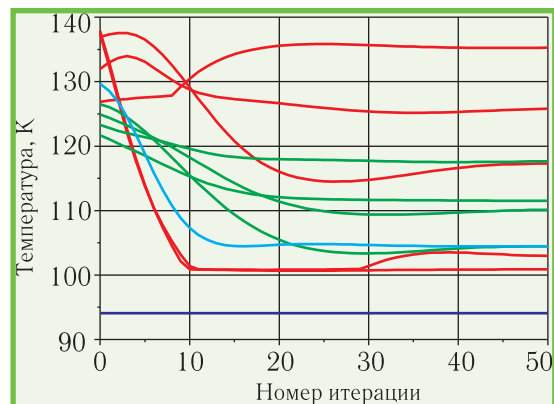


Рис. 3. Изменения температур потоков на разных этапах итерационных процессов в двух контрольных сечениях, отстоящих от холодного конца теплообменника: а — на 20 %; б — на 80 %

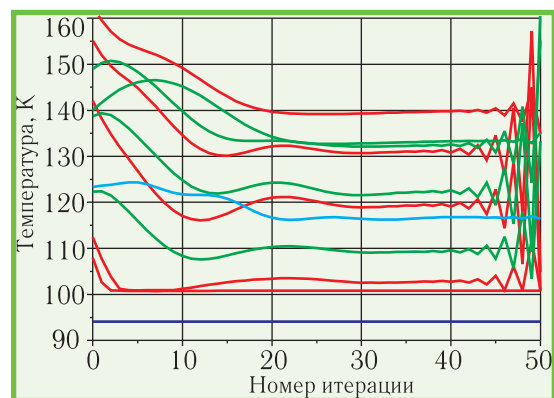


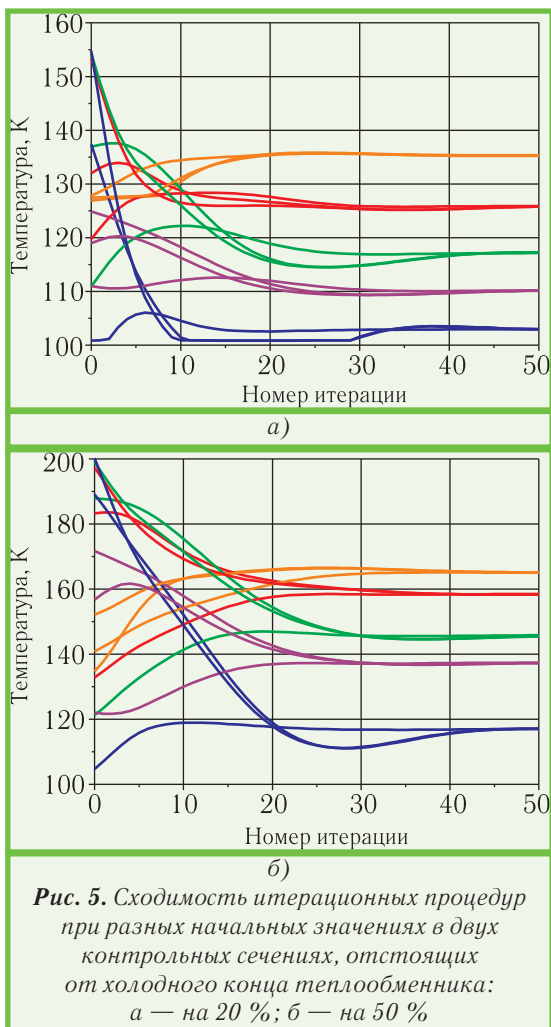
Рис. 4. Потеря вычислительной устойчивости в процессе итераций

Отметим ещё один вид неустойчивости при итерационных расчётах многопоточных теплообменников. Он обусловлен существенными отличиями условий теплопередачи при начале или окончании кипения (конденсации) одного из потоков. В результате значительно изменяется продольный градиент температу-

ры, и появляются колебательные изменения температуры одного (или нескольких) потока (потоков) вдоль канала. Это чисто вычислительное явление, не имеющее прецедентов в реальном аппарате. Для устранения таких колебаний следует увеличить число расчётных участков, делая меньшим приращение температуры на каждом участке.

Вторым важным требованием к расчётной методике является наличие сходимости к одному результату при различных начальных условиях. На рис. 5 показан ход температур пяти потоков при различных начальных значениях. Расчёт проводился для базового теплообменника при следующих условиях: начальное распределение при средневзвешенной температуре обратных потоков на выходе $T_{mo}=260$ К (рис. 2); то же самое, но при $T_{mo}=240$ К; в качестве начальных значений приняты температуры, достигнутые в расчёте теплообменника с увеличенной в 2,5 раза поверхностью; эти температуры существенно ниже начальных в предыдущих вариантах расчётов.

На рис. 5 кривые одного цвета представляют температуры одного и того же потока в случаях разных вариантов задания начальных условий. Как видно из рисунка, для каждого из потоков наблюдается сходимость решений к одним значениям температур, несмотря на различие в исходных данных.



Более сложным по сравнению с рассмотренным является процесс теплопередачи в многopotочном пластинчато-ребристом теплообменнике. Поперечные рёбра создают термическую связь между разделительными стенками. Возникают поперечные тепловые потоки, величина которых определяется разностью температур соседних стенок и взаимодействием с протекающим потоком. Количество тепла, отданное (воспринятое) i -ым потоком, зависит от характеристик теплообменной поверхности, КПД рёбер и избыточных температур разделительных пластин. Для пластинчато-ребристого теплообменника расчётное соотношение (4) согласно [2] можно представить в виде:

$$dQ_i = \alpha_i \frac{\theta' + \theta''}{2} (dF_n + \eta_p dF_p), \quad (6)$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи потока в канале; θ' и θ'' — избыточные температуры $(t_{wi} - T)_i$ левой и правой разделительных стенок i -го канала; dF_n и dF_p — приращения поверхностей стенок и рёбер на рассматриваемом участке; η_p — КПД ребра.

Формула (6) справедлива для рёбер постоянной толщины и одинаковой геометрии. При переменной толщине рёбер её следует рассматривать как приближённую.

Определение избыточных температур стенок каналов в заданном сечении должно производиться путём составления и решения системы уравнений, приведённых в [3], для температур стенок (разделительных пластин):

$$B_i t_{wi} - (A_i + A_{i+1}) t_{wi+1} + B_{i+1} t_{wi+2} = (B_i - A_i) T_i + (B_{i+1} - A_{i+1}) T_{i+1}. \quad (7)$$

Коэффициенты A_i и B_i выражаются формулами:

$$A_i = B_i \operatorname{ch}(m_i l_i) - M_i; \quad B_i = \delta_p \lambda_p m_i / s_p \operatorname{sh}(m_i l_p),$$

где $M_i = \alpha_i (s_p - \delta_p) / s_{pi}$; $m_i = [2\alpha_i / (\lambda \delta)]^{1/2}$; δ_p , l_p , s_p — геометрические параметры ребра и шаг размещения рёбер; λ — коэффициент теплопроводности материала ребра.

Решение системы (7) является дополнительной вычислительной процедурой, которая выполняется для каждого расчётного сечения теплообменника при реализации описанного выше алгоритма расчёта многopotочного теплообменника. Никаких принципиальных изменений в алгоритм вносить не нужно.

Определение температур стенок каналов может выполняться и при расчётах теплообменников других типов. Это необходимо, например, при нахождении коэффициентов теплопередачи при кипении и конденсации потоков. Построение соответствующей системы уравнений для этого случая производится на основе анализа тепловых взаимодействий стенок каналов и составления уравнений тепловых балансов этих стенок.

Знание температур стенок в расчётных сечениях необходимо также при учёте влияния продольной теплопроводности и теплопритоков из окружающей сре-

ды на характеристики аппарата. Так как теплопроводность материала теплообменника существенно выше теплопроводности потоков, то продольный тепловой поток для i -ой стенки можно найти из известного соотношения:

$$\delta Q_w = -\lambda_w f_w \left(\frac{dt_w}{dx} \Big|_i - \frac{dt_w}{dx} \Big|_{i-1} \right).$$

Величины производных определяют численными методами по значениям температур стенок в соответствующих сечениях. Значение поперечного сечения f_w стенки канала вычисляют из конструктивных данных анализируемого теплообменника.

Вычисленная величина теплового потока в стенке δQ_w распределяется между потоками, омывающими эту стенку, с использованием уравнений теплоотдачи от обрешенной поверхности. Эти уравнения формируются с учётом коэффициентов A_i , B_i , M_i и m_i , входящих в систему уравнений (7), на этапе определения температур t_{wi} стенок каналов.

Продемонстрированные здесь возможности определения температур потоков и стенок каналов по длине теплообменника позволяют по-новому подойти к задаче учёта теплопритоков. Зная конструкцию теплообменника, можно указать конкретные потоки или стенки каналов, к которым реально поступают теплопритоки. Тогда в уравнения этих потоков (стенок) должен быть добавлен член вида:

$$\delta Q_{oci} = \frac{\lambda_{из} F_{Bi}}{\delta_{из}} (T_{oc} - t_{wi}),$$

где $\lambda_{из}$ — эффективная теплопроводность изоляции; F_{Bi} — поверхность внешней стенки; T_{oc} — температура окружающей среды.

Записанное соотношение для δQ_{oci} не учитывает всех особенностей поступления тепла извне к участку, но может обеспечить обоснованное распределение теплопритоков в расчётной модели аппарата.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МНОГОПОТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

При термодинамическом анализе процессов в теплообменнике вводится понятие его работоспособности. Неработоспособным считается теплообменник, в котором при заданных параметрах поступающих и выходящих потоков невозможно осуществить теплопередачу между потоками из-за нарушения принципа II-го начала термодинамики: тепло может самопроизвольно переходить только от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой. В работе [4], посвящённой анализу работоспособности многопоточного теплообменника, условие работоспособности сформулировано следующим образом: «В любом сколь угодно малом элементе теплообменника процесс теплообмена между потоками должен протекать самопроизвольно».

Предельным случаем самопроизвольного перехо-

да тепла является обратимый теплообмен при равенстве температур потоков. Очевидно, что такой предельный теплообмен в сколь угодно малом элементе (т.е. в сечении теплообменника) должен происходить между всеми потоками. Следовательно, предельному случаю соответствует не просто равенство температур некоторых потоков, а одновременное равенство температур всех потоков в одном сечении теплообменника. Этот принцип был сформулирован в [3] и подтверждён на примере многопоточного теплообменника с одним единственным прямым потоком.

Распространим данный принцип на произвольный многопоточный теплообменник и покажем, каким образом его нужно использовать. Пусть в сечении $S-S$ теплообменника (рис. 6) выполняется условие предельной работоспособности. Это эквивалентно утверждению, что температуры всех потоков одинаковы и равны T_s . Если мы запишем тепловой баланс для части теплообменника, расположенной выше сечения, то получим очевидное равенство количества тепла, отданного всеми прямыми потоками количеству тепла, воспринятому всеми обратными. Это выражается соотношением

$$\sum_i Q_{pri}(T_s) = \sum_i Q_{obr}(T_s),$$

которое в развернутом виде может быть записано как

$$\sum_i^{N1} G_i [h_i(T_i^e) - h_i(T_s)] = \sum_j^{N2} G_{oj} [h_{oj}(t_j^e) - h_{oj}(T_s)]. \quad (8)$$

где $h_i(T_i^e)$ и $h_{oj}(t_j^e)$ — энтальпии прямых и обратных потоков на тёплом конце теплообменника.

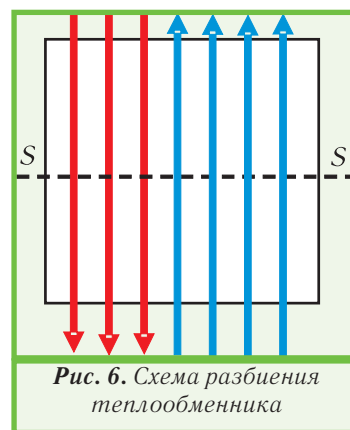


Рис. 6. Схема разбиения теплообменника

Соотношение (8) может быть дополнено включением в правую часть выражения для теплопритоков к выделенной части. Аналогичное соотношение будет справедливо и для нижней части теплообменника.

Таким образом, предельным условием работоспособности многопоточного теплообменника является равенство суммарных теплот прямых и обратных потоков, отсчитанных от температур потоков на тёплом конце аппарата до произвольной температуры, находящейся в интервале средневзвешенных температур

от T_{mo} до T_{mn}^x . Последнее есть средневзвешенная температура прямых потоков на холодном конце теплообменника. Если из теплот потоков сформировать разностное значение

$$Q_r(T) = \sum_i^{N1} Q_{пр,i} - \sum_j^{N2} Q_{об,j}, \quad (9)$$

то условие работоспособности многопоточного теплообменника для любой температуры в указанных выше пределах примет вид:

$$Q_r(T) \geq 0. \quad (10)$$

На рис. 7 приведены кривые изменения Q_r при различных значениях средневзвешенной температуры T_{mo} на тёплом конце теплообменника. Из рис. 7 видно, что с увеличением T_{mo} кривые приближаются к оси абсцисс, а кривая, соответствующая $T_{mo}=270$ К, опускается ниже оси абсцисс. Следовательно, теплообменник, в котором $T_{mo}=270$ К, неработоспособен.

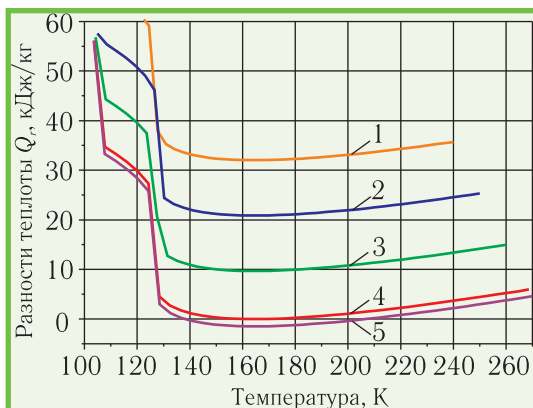


Рис. 7. Изменения разностей теплоты при средневзвешенных температурах T_{mo} обратных потоков на тёплом конце теплообменника, К: 1 — 240; 2 — 250; 3 — 260; 4 — 268,69; 5 — 270

Предельному случаю работоспособности теплообменника соответствует $T_{mo}=268,69$ К. Эта кривая касается оси абсцисс графика. Напомним, что предельные условия работоспособности выполнимы в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью.

Исследуем изменение температурного поля в теплообменниках с увеличенной по сравнению с базовым вариантом (F_0) поверхностью теплообмена. На рис. 8 представлено температурное поле аппарата с поверхностью F , увеличенной в 10 раз. Видно, что теперь температуры обратных потоков значительно приблизились к температурам прямых. Средневзвешенная температура обратных потоков на выходе из тёплого конца теплообменника достигла $T_{mo}=266,38$ К. Видно также, что в районе температуры 165 К, при которой произошло касание оси кривой Q_r на рис. 7, темп нагрева потоков имеет минимальное значение. Это означает, что в этом месте

разности температур потоков минимальны. Поэтому условия для теплопередачи оказываются наилучшими.

Аналогичные расчёты были выполнены для ряда теплообменников с различными поверхностями теплообмена F при фиксированных исходных данных.

Покажем изменение средневзвешенной температуры T_{mo} при разных поверхностях теплообмена в зависимости от F_0/F (рис. 9). В случае этих переменных бесконечному значению поверхности соответствует начало координат.

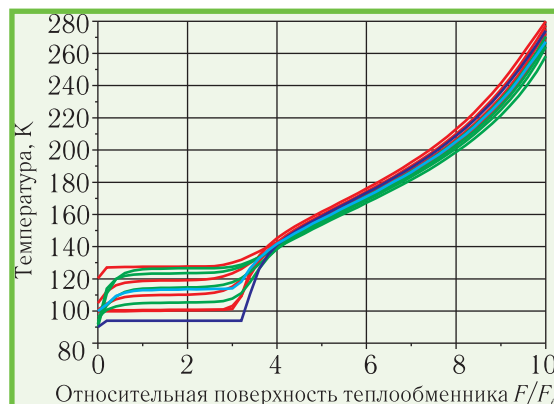


Рис. 8. Температурное поле теплообменника с увеличенной в 10 раз поверхностью

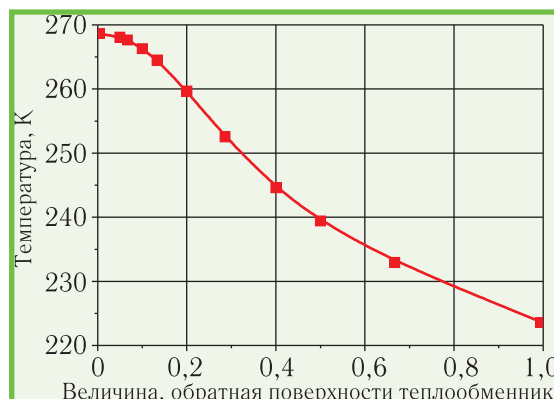


Рис. 9. Зависимость средневзвешенной температуры T_{mo} от поверхности теплообмена

Как видно из рис. 9, при стремлении поверхности теплообмена к бесконечности средневзвешенные температуры обратных потоков T_{mo} стремятся к предельному значению 268,69 К, предсказанному построением кривых $Q_r(T)$ (см. рис. 7).

Работоспособность теплообменников можно исследовать также и путём анализа потерь эксергии, как предложено в работе [4]. Отметим, что такие исследования необходимо выполнять только после расчёта температурного поля теплообменника.

Будем вычислять потери эксергии D_e в холодной части теплообменника, последовательно задаваясь положением расчётных сечений S (см. рис. 6). Расчёт проведём по формуле из [4]:

$$D_e = \sum_i^{N1} G_i [e(T_i^s) - e(T_i^x)] - \sum_j^{N2} g_j [e(t_j^s) - e(t_j^x)],$$

где $e(T)$ — эксергетическая функция; T и t — температуры прямых и обратных потоков. Верхние индексы s и x обозначают текущие сечения и холодный конец теплообменника.

Найденные значения D_e представим на рис. 10,а. Одновременно изобразим на рис. 10,б график относительных величин $(L/D_e)(dD_e/dx)$, полученных численным дифференцированием табличных значений D_e , где L — общая длина теплообменника.

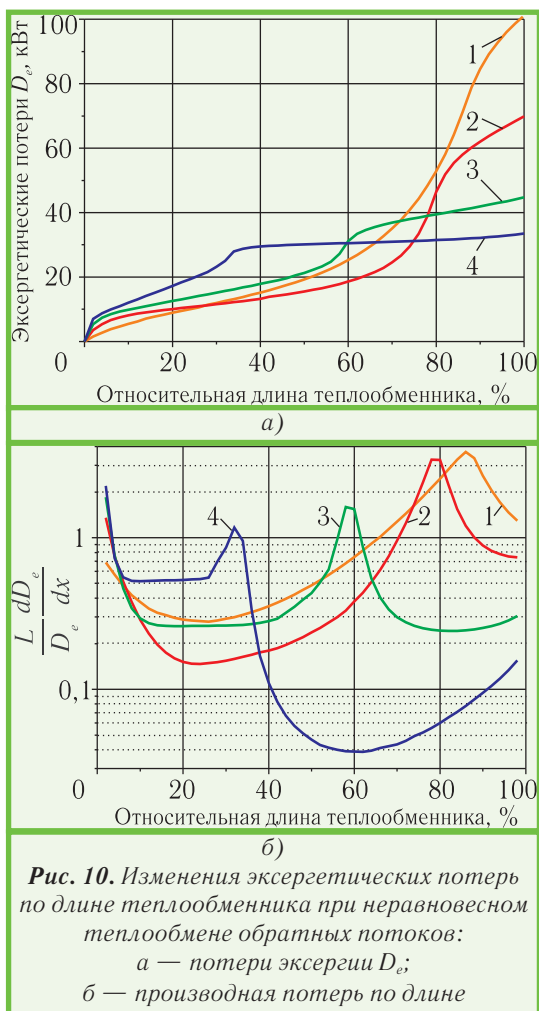


Рис. 10. Изменения эксергетических потерь по длине теплообменника при неравновесном теплообмене обратных потоков:
 а — потери эксергии D_e ;
 б — производная потерь по длине

В соответствии с выводами работы [4], теплообменник работоспособен, если значения D_e монотонно возрастают, а производные dD_e/dx во всём исследуемом интервале больше нуля. Из рис. 10 видно, что контрольные расчёты теплообменников с начальной и увеличенными поверхностями подтверждают их работоспособность. Этот результат совпадает с выводом, сделанным ранее на основе анализа разностей теплоты Q , определяемой соотношением (9).

4. ВЫВОДЫ

Метод численного интегрирования системы дифференциальных уравнений теплопередачи применён к многопоточному противоточному теплообменнику при наличии фазовых превращений в потоках. Интегрирование сводится к определению изменения энтальпий

(температур) потоков на каждом шаге интегрирования при заданных начальных приближениях параметров. Метод интегрирования нелинейных соотношений требует выполнения итерационных расчётов, в которых в качестве начального приближения допустимо принимать линейное распределение энтальпий или результаты расчёта данного теплообменника при иной недорекуперации холодных потоков.

Сформулированный подход применим к теплообменникам различных конструкций, включая пластинчато-ребристые. Он позволяет учитывать распределение теплопритоков по длине аппарата, наличие гидравлических сопротивлений и влияние продольной теплопроводности.

Вместе с тем, при проведении итерационных расчётов были обнаружены случаи появления вычислительной неустойчивости и расходимости расчётов. Причём, неустойчивость наблюдалась как при переходе от итерации к итерации, так и на шаге интегрирования при переходе от участка к участку. Изменение условий теплообмена при возникновении или окончании фазового перехода является сильным возмущающим фактором, приводящих к появлению колебательных вычислительных процессов с малой степенью затухания. Колебания с трудом подавляются уменьшением шага интегрирования. Неустойчивость вычислительного процесса увеличивается с уменьшением разности температур между потоками. Это обстоятельство подчёркивает сложность процессов и их многообразие в многопоточном теплообменнике. Необходимо подходить максимально строго к математической стороне построения итерационных процедур и созданию расчётных алгоритмов и программ, оценивая пределы их устойчивости.

Рассмотрено понятие недорекуперации холода применительно к многопоточным теплообменникам. Показана необходимость оценки недорекуперации по тепловому эффекту недогрева обратных потоков. Допустимым является использование средневзвешенных температур, причём весовыми коэффициентами могут быть водяные эквиваленты потоков. В случае, если анализируемый поток находится в состоянии фазового перехода (кипит или конденсируется), должен использоваться критерий оценки теплот по разностям энтальпий.

Предложен эффективный метод определения работоспособности многопоточного противоточного теплообменника путём сравнения количества теплоты, отданной прямыми потоками при охлаждении до некоторой температуры, с теплотой, воспринятой обратными потоками при нагреве от той же температуры. Метод базируется на строгом термодинамическом положении об условиях предельной работоспособности теплообменников. Метод может быть использован для проверки допустимости задаваемых исходных параметров ещё на стадии разработки технического задания.

При проверке работоспособности можно учитывать наличие и распределение теплопритоков по длине аппарата. Метод проверки работоспособности не требует проведения предварительных расчётов темпе-

ратурного поля теплообменника. Он был проверен контрольными расчётами и эксергетическим анализом характера потерь работоспособности при теплообмене потоков рабочих тел по длине аппарата.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Таран В.Н.** Расчёт многопоточных теплообменников нелинейной прогонкой// Технические газы. — 2008. — №

1. — С. 34-40.

2. **Григорьев В.А., Крохин Ю.И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с.

3. **Таран В.Н.** Компьютерное проектирование многопоточных теплообменников криогенных воздуходелительных установок// Технические газы. — 2006. — № 6. — С. 23-29.

4. **Троценко А.В.** Анализ работоспособности многопоточных рекуперативных теплообменников// Технические газы. — 2003. — № 2. — С. 9-15.

ВТОРОЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ СЕМИНАР

СЕМИНАР ПРОВОДИТСЯ
УКРАИНСКОЙ АССОЦИАЦИЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ
ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ "УА-СИГМА"

под эгидой:

- МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОЙ ПОЛИТИКИ УКРАИНЫ
- МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ
- ОДЕССКОЙ ОБЛГОСАДМИНИСТРАЦИИ
- ОДЕССКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ ХОЛОДА
- МЕЖДУНАРОДНОЙ АКАДЕМИИ ХОЛОДА

ПРИ УЧАСТИИ:

- ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА УКРАИНЫ ПО ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ, ОХРАНЕ ТРУДА И ГОРНОМУ НАДЗОРУ
- ФЕДЕРАЛЬНОЙ СЛУЖБЫ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ И АТОМНОМУ НАДЗОРУ

Секретариат оргкомитета:
65026, Украина, Одесса-26, а/я 271
Тел/факс: + 380 48 777 00 87
E-mail: uasigma@paco.net
Http://www.uasigma.odessa.ua

Генеральный информационный спонсор

«ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВА КОМПРИМИРОВАННОГО И СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА»

19-23 мая 2008 года
г. Одесса

Место проведения семинара:
Гостиница «Виктория», расположенная в знаменитом курортном районе г. Одессы — Аркадии.

Условия проживания:
Одноместные номера со всеми удобствами.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА:

ПРОЦЕССЫ, ЦИКЛЫ, СХЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ХОЛОДИЛЬНЫХ И КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ