

УДК 621.565

В.Н. Таран

Одесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082

e-mail: vntaran@eurocom.od.ua

РАСЧЁТ МНОГОПОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НЕЛИНЕЙНОЙ ПРОГОНКОЙ

Метод прогонки, широко используемый в задачах теплопроводности, применён для расчёта многопоточного теплообменника, в котором противотоком проходят несколько прямых и обратных потоков. Возникающая при этом проблема граничных условий решается математически и термодинамически строго. Нелинейная зависимость прогоночных коэффициентов учитывается организацией итерационной процедуры. Метод применён к теплообменнику с 11-ью потоками. Результаты расчёта температурного поля дают большой объём информации для анализа используемых при проектировании условий. Показано, как неоптимальное распределение потоков в 2...3 раза ухудшает тепловые характеристики теплообменника. Рассмотрены достоинства и недостатки применения метода прогонки, сформулированы проблемные вопросы расширения метода на теплообменники с фазовыми переходами. Проведено сопоставление с альтернативными методами расчёта теплообменников указанного типа.

Ключевые слова: Многопоточный противоточный теплообменник. Расчёт. Метод прогонки. Опыт применения. Проблемные вопросы. Итерации. Сходимость решений. Недорекуперация.

V.N. Taran

CALCULATION OF MULTISTREAM HEAT EXCHANGERS BY NONLINEAR SWEEP METHOD

The sweep method widely used in a thermal conduction problems, is applied for calculation of the multistream counter-flow heat exchanger in which are some direct and some inverse streams. In this case the problem of boundary conditions is mathematical and thermodynamic solved. Nonlinear correlations of coefficients are solved by organization of iterative procedure. The method is applied to the heat exchanger with 11 streams. Results of temperature field calculations give a great volume of information for an analysis of the solutions accepted at projection. It is shown as not optimum distribution of streams in 2...3 times worsens thermal performances of the heat exchanger. Merits and demerits of application of a sweep method surveyed. Problems of the method application for the heat exchangers with two-phase streams are emphasized. Comparison to alternative methods is carried out.

Keywords: Multistream counter-flow heat exchanger. Calculation. A sweep method. Experience of application. Problems in application. Iteration. Convergence of decisions. Under-recuperation.

1. ВВЕДЕНИЕ

Многопоточные противоточные теплообменники — эффективные современные аппараты. Их применение в криогенной установке снижает затраты на изготовление теплообменной системы, уменьшает её габариты и массу.

Как правило, число потоков, которое проходит через аппарат, не превышает 4-5. Но встречаются аппараты с большим числом потоков. Кроме того, в реальной конструкции, любой поток разделяется на большое число физических потоков, идущих в достаточно малых трубках и каналах. Размеры каналов, например, длины трубок, могут различаться, и это приводит

к неодинаковости параметров текущих в них веществ. Таким образом, практически все теплообменники при строгом рассмотрении должны проектироваться как многопоточные.

В [1,2] подробно излагаются вопросы проектирования двухпоточных теплообменников и ограниченного числа конструкций многопоточных аппаратов с единственным прямым потоком [3]. При рассмотрении конструкций основное внимание уделяется пластинчато-ребристым аппаратам [1,4], причём главной задачей считается определение температурного поля в заданном сечении. Распределение температур потоков вдоль теплообменника не принимается во внимание вообще. Эта задача легко решается для случая един-

© В.Н. Таран

ственного прямого потока, но представляет значительные трудности в случае одновременного прохождения через аппарат противотоком многих прямых и многих обратных потоков.

Исследования многопоточных теплообменников в допущении существенной идеализации процессов (постоянство теплоёмкости потоков, равенство входных температур соответственно всех прямых и всех обратных потоков, ограничения на распределение потоков и т.д.) позволили установить наличие значительных особенностей теплообмена и большое влияние распределения потоков на эффективность таких аппаратов [5,6,7].

Несмотря на конструктивное разнообразие многопоточных теплообменников, процессы в них описываются системой дифференциальных уравнений, общий вид которой для i -го потока можно представить как

$$\frac{dQ_i}{dx} = \sum_{j=1}^N a_{ij}(T_j - T_i) + b_i(T_{oc} - T_i), \quad (1)$$

где dQ_i — тепло, воспринятое i -ым потоком; x — координата по оси теплообменника; T — температуры; a_{ij} и b_i — коэффициенты, учитывающие тепловое взаимодействие потоков между собой и окружающей средой. В случае отсутствия контакта потоков коэффициенты a_{ij} или b_i равны нулю. Практически удобнее использовать запись системы в виде:

$$\frac{dT_i}{dx} = \sum_{j=1}^N A_{ij}(T_j - T_i) + b_j(T_{oc} - T_i), \quad (1a)$$

где A и B — коэффициенты a_{ij} и b_j , пересчитанные с учётом расходов и теплоёмкостей потоков. В частности $A_{ij} = \delta_i k_{ij} dF_{ij} / (G_i C_{pi})$. Здесь k_{ij} — коэффициент теплопередачи между потоками j и i ; dF_{ij} — поверхность теплообмена, разделяющая потоки j и i на участке dx ; G и C_p — массовый расход и теплоёмкость потока i . Следует обратить внимание на то, что хотя $k_{ij} dF_{ij} = k_{ji} dF_{ji}$, коэффициенты A_{ij} и A_{ji} не обладают таким свойством, так как относятся к потокам с разными расходами и теплоёмкостью. Входящая в выражение A_{ij} функция δ_i принимает значение $+1$ для обратного потока и -1 для прямого (если расчёт будет производиться, начиная с холодного конца).

Решение системы (1) обычно выполняется методами приближённого численного интегрирования. Интегрирование ведётся от одного конца аппарата к другому до достижения заданной температуры базового потока.

Практическая сложность достижения решения состоит в том, что в противоточных теплообменниках известны только температуры (параметры) входящих потоков. В связи с этим возникает проблема граничных условий. В начале интегрирования известна только часть граничных условий, а вторая их часть должна быть установлена при завершении расчёта.

Подобные проблемы характерны для задач теплопроводности. Они часто решаются методами прогонки [8]. Суть прогонки состоит в том, что на каждом

шаге итерационного процесса вместо определения численных значений переменных находятся коэффициенты связывающих их уравнений. При достижении в результате расчётов второго конца объекта добавляются недостающие граничные условия, и это позволяет определить численные значения параметров в конечном сечении. Далее, используя коэффициенты связи (прогоночные коэффициенты), вычисляют параметры во всех сечениях.

2. ПОСТРОЕНИЕ УРАВНЕНИЙ ПРОГОНКИ

Пусть на конце теплообменника, с которого начинаем расчёт, из общего числа потоков N известны температуры $M1$ потоков. Обозначим известные температуры как T_i^0 . Температуры, значения которых в начальном сечении не заданы, обозначим через t_i^0 . Преобразуем уравнение (1a) к виду, удобному для построения прогонки:

$$\begin{aligned} T_i^1 &= \sum_j^{N1} A_{ij}^0 T_j^0 + \sum_j^{N2} A_{ij}^0 t_j^0 - T_i^0 \sum_j^N A_{ij}^0 + T_i^0; \\ t_i^1 &= \sum_j^{N1} A_{ij}^0 T_j^0 + \sum_j^{N2} A_{ij}^0 t_j^0 - t_i^0 \sum_j^N A_{ij}^0 + t_i^0. \end{aligned} \quad (2)$$

В выражениях (2) теплопритоки не учитываются. Верхние индексы при T и A указывают номер расчётного сечения.

При одинаковой форме, как можно заметить, эти уравнения различаются количеством членов с известными и неизвестными значениями. Суммы с пределом $M1$ обозначают суммирование по номерам потоков с известными температурами T_i^0 , суммы с пределом $N2$ — суммирование по номерам потоков с неизвестными температурами t_i^0 и, наконец, суммы с пределом N — суммирование по всем потокам. Введём обозначения:

$$\theta_i^0 = \sum_j^{N1} A_{ij}^0 T_j^0; \quad c_i^0 = \sum_j^N A_{ij}^0 - 1.$$

Тогда уравнения (2) примут вид

$$T_i^1 = \theta_i^0 + \sum_j^{N2} A_{ij}^0 t_j^0 - T_i^0 c_i^0; \quad t_i^1 = \theta_i^0 + \sum_j^{N2} A_{ij}^0 t_j^0 - t_i^0 c_i^0. \quad (3)$$

Для получения расчётных соотношений для сечения 2 необходимо воспользоваться выражениями (2) с подстановкой (3) и корректировкой индексов. Продолжив последовательные подстановки, можно получить расчётные соотношения для любого сечения, хотя это весьма громоздкая работа.

Анализ полученных соотношений после группировки членов даёт возможность сформировать обобщённые выражения и рекуррентные формулы для вычисления входящих в них коэффициентов. Обобщённым формулам можно придать вид, аналогичный (3), т.е. представить как

$$T_i^{s+1} = \theta_i^s + \sum_j^{N2} D_{ij}^s t_j^0 - T_i^s b_i^s; \quad t_i^{s+1} = \theta_i^s + \sum_j^{N2} D_{ij}^s t_j^0 - t_i^s b_i^s, \quad (4)$$

где s — номер сечения. Коэффициенты θ , D и b характеризуются соотношениями:

$$\begin{aligned} \theta_i^s &= \sum_j A_{ij}^s \theta_j^{s-1} - c_i^s \theta_i^{s-1} - \sum_j A_{ij}^s T_j^0 b_j^{s-1}; \\ D_{ik}^s &= \sum_j A_{ij}^s D_{jk}^{s-1} - A_{ik}^s b_k^{s-1} - D_{ik}^{s-1} c_i^s; \\ b_i^s &= c_i^0 c_i^1 \dots c_i^s (-1)^s. \end{aligned} \quad (5)$$

Таким образом, решение задачи расчёта теплообменника сводится к последовательному вычислению θ , D и b во всех сечениях вплоть до предпоследнего. Затем подстановкой в уравнение (4) получаем соотношения для температур t_i , выраженные через t_i^0 . Приравняв полученные численные уравнения известным значениям температур t на втором конце теплообменника, получаем систему из $N2$ уравнений с $N2$ неизвестными t_i^0 :

$$\sum_j^{N2} t_j^0 D_{ij}^{Su-1} - t_i^0 b_i^{Su-1} = t_i^{Su} - \theta_i^{Su-1}. \quad (6)$$

Из системы (6) определяются температуры t_i^0 , которые вместе с температурами T_i^0 образуют полный набор температур на начальном (холодном) конце теплообменника. Используя вычисленные ранее прогнозные коэффициенты D_{ij} , по соотношениям (4) легко рассчитать температуры во всех расчётных сечениях. Полученное температурное поле полностью соответствует заданным граничным условиям как на теплом, так и холодном концах теплообменника.

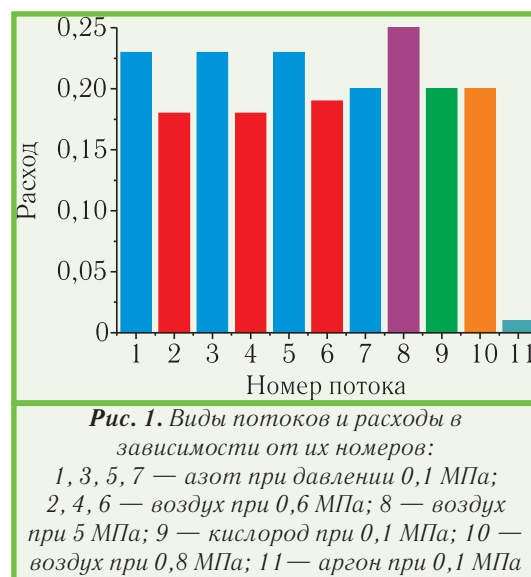
Следует обратить внимание на то, что для выполнения указанных действий нужно знать численные значения A_{ij} во всех сечениях. Значения A_{ij} зависят от температур потоков. Поэтому в начале расчёта необходимо задать некоторое начальное распределение температур потоков по длине теплообменника, например, принять их линейное распределение.

3. ПРИМЕР РАСЧЁТА МНОГОПОТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Используем метод прогонки для расчёта противоточного теплообменника, через который проходят 11 потоков. Из них 5 потоков прямых и 6 обратных (рис. 1). Температуры потоков характерны для условий работы воздухоразделительной установки. Прямые потоки входят с температурами 275...285 К, обратные — 90...100 К. Для простоты описания процессов в теплообменнике принято, что потоки чередуются (прямой-обратный). В этом случае каждый поток находится в теплообмене только с двумя соседними. Такая схема тепловых взаимодействий не является оптимальной, и это будет показано в ходе выполнения вариантов расчётов.

Для усложнения задачи давление одного из прямых потоков принято равным 5 МПа (теплоёмкость потока существенно зависит от температуры), а расход последнего обратного потока (аргона) — 1 % от

суммарного. Суммарные расходы прямых и обратных потоков одинаковы.



До начала расчёта были приняты распределения потоков и заданы все геометрические размеры, необходимые для вычислений коэффициентов теплоотдачи. В число задаваемых величин входит и общая длина теплообменника. Таким образом, настоящий расчёт является не проектным, как обычно, а поверочным.

Расчёт теплообменника проводился в следующей последовательности:

1. Принимаются температуры выходящих обратных потоков, и из энергетического баланса определяются температуры прямых потоков на холодном конце аппарата при условии их равенства. В допущении линейного распределения температур найдены их значения во всех сечениях аппарата (число участков разбиения — 300). Распределение температур показано на рис. 2,а.

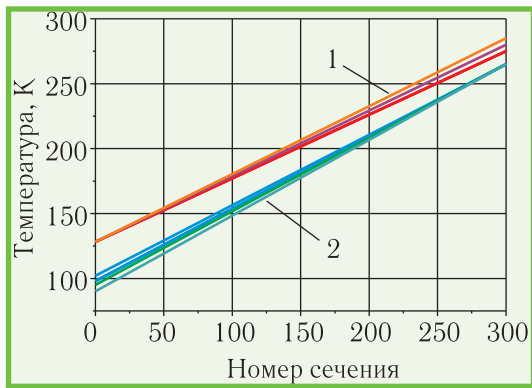
2. По температурам в сечениях вычисляются свойства потоков и коэффициенты теплоотдачи. По соотношениям (5) определяются прогнозные коэффициенты b_i , θ_i и D_{ij} во всех расчётных сечениях.

3. Для конечного сечения решается система уравнений (6), из которой находят значения температур выходящих прямых потоков на холодном конце теплообменника.

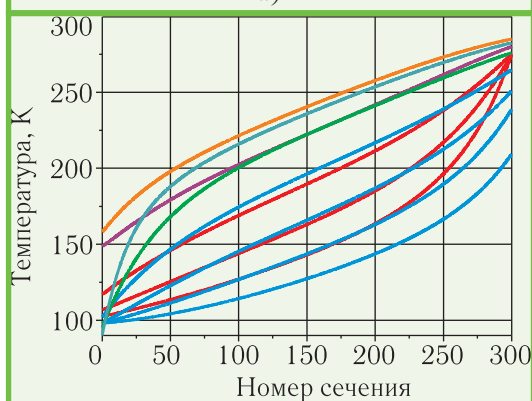
4. Вычисляются по формулам (4) уточнённые температуры потоков во всех сечениях. Полученные значения температур принимаются в качестве начальных, и расчёт повторяется, начиная с п. 2. Уточнения повторяются до достижения стабильных результатов. Конечное распределение температур в теплообменнике иллюстрируется рис. 2,б.

Как видно из рис. 2, начальное и конечное распределение температур существенно отличаются друг от друга. Это указывает на недопустимость упрощённых подходов к расчёту многопоточных теплообменников. Наиболее сильные изменения температур происходят на начальных участках движения потоков. В данном конкретном случае участки стабилизации температур-

ного поля занимают не менее 2/3 длины теплообменника, и только на одной трети длины (примерно от 100-го до 200-го сечения) разности температур между потоками достаточно стабильны. И это происходит при условии, что суммарные массовые расходы прямых и обратных потоков одинаковы.



а)



б)

Рис. 2. Расчётное температурное поле теплообменника: а — начальное приближение; б — окончательный результат; 1 — прямые потоки; 2 — обратные; цвет кривых соответствует рис. 1

Важным показателем расчёта является достижение установившегося результата. Линейное распределение температур, как показано, служит относительно плохим начальным приближением. Столь же мало соответствует действительности и допущение об одинаковой температуре выходящих потоков. Например, нами принято в качестве начального приближения, что все шесть обратных потоков нагреваются до 265 К. В результате расчёта установлено, что их температуры колеблются от 209 до 282 К в зависимости от условий теплообмена с тёплыми прямыми потоками.

Начальное приближение, равное 128,09 К, для

прямых потоков (см. рис. 2,а) на холодном конце теплообменника также является достаточно грубым. Вместе с тем, контроль расчётных значений температур выходящих потоков служит чувствительным инструментом для определения достаточности числа вычислительных итераций. На рис. 3 показано, как изменяются выходные температуры прямых потоков в процессе расчёта.

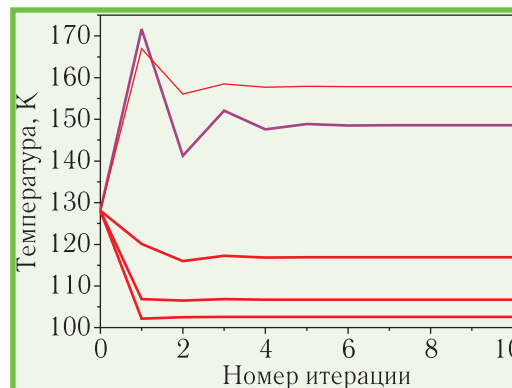


Рис. 3. Изменения выходных температур прямых потоков в зависимости от числа итераций

Анализ численных значений выходных температур прямых потоков показывает, что с 7-ой итерации наступает практически полная стабилизация (лучше 0,01 К) даже наиболее подверженных нестабильности температур. При расчёте это занимает около 10 с работы компьютера с рабочей частотой 2 ГГц. В основном, время определяется его затратами на вычисление теплофизических свойств потоков в каждом сечении теплообменника. Никакие оптимизирующие вычислительные процедуры в этих условиях в программе не применялись.

Анализ рис. 2,б позволяет сделать вывод о низкой эффективности данного теплообменника. Это вытекает из значений недорекупераций* на тёплом конце теплообменника, достигающих 66 К. Повысить эффективность теплообменного аппарата можно увеличением поверхности теплообмена. Попробуем увеличить её в 2 раза. Новое распределение температур показано на рис. 4.

В результате увеличения поверхности минимальная температура обратного потока повысилась с 209 до 231 К, т.е. недорекуперация уменьшилась на 35 %. Почти в 1,8 раза снизилась разность температур между контактирующими потоками в средней части аппарата. Это соответствует ожидаемым результатам, хотя значения недорекуперации всё же остаются большими.

* Говоря о недорекуперации в многопоточном теплообменнике, следует учитывать, что прямые потоки могут иметь разные температуры. Следовательно, и недорекуперации обратных потоков по отношению к прямым будут разными. Понятие недорекуперация в многопоточном теплообменнике требует дополнительной разработки и расшифровки. Целесообразно в качестве характеристики недорекуперации использовать энергетические критерии, например неиспользованное количество холода обратных потоков по сравнению с идеализированным теплообменником. В определенной степени, это аналог теплового КПД теплообменника. Однако и в этом случае не устраняются полностью внутренние противоречия. Например, нужно чётко определиться с тем, что же такое идеализированный многопоточный теплообменник?

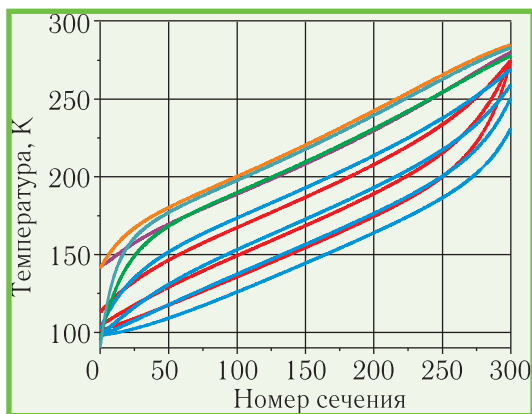


Рис. 4. Температурное поле в аппарате с увеличенной вдвое поверхностью

Низкая эффективность работы рассматриваемого многопоточного аппарата является следствием нерационального распределения потоков. С одной стороны поперечного сечения теплообменника проходит большое количество обратных потоков, которые охлаждаются относительно небольшой прямой поток. На другой стороне наблюдается обратная картина. В результате на одной стороне аппарата имеется избыток холода, на другом — его недостаток. Избыток холода приводит к недостаточному нагреву первого по порядку рассмотрения обратного потока, в котором устанавливается недорекуперация 43,8 К. Последним из 11-ти рассматриваемых потоков является поток аргона с расходом 1 % от суммарного (см. рис. 1). Такой маленький поток (в 20 раз меньше остальных) быстро нагревается до температуры прямого потока (недорекуперация 1,92 К), и он, конечно, не в состоянии обеспечить эффективное охлаждение соответствующего прямого потока. Недостаток принятого распределения потоков усугубляется также и принятой схемой теплового взаимодействия потоков, когда каждый поток контактирует только с двумя соседними.

Изменим схему теплового взаимодействия, обеспечив контакт крайних потоков (1-го с 11-м). Это потребует внесения в расчётные соотношения (5) простой корректировки. Согласно этому коэффициенты $k_{1,11}$ и $k_{11,1}$ принимаются отличными от нуля и вычисляются по тем же соотношениям, что и остальные.

Изменим также распределение прямых потоков, как показано на рис. 5, разместив потоки с большим расходом и высокой теплоёмкостью (т.е. высокого давления) в той стороне теплообменника, где имеется избыток холода. Как видно из сравнения с рис. 1, изменения оказываются не слишком большими.

Результаты расчётов теплообменников с новым распределением потоков показаны на рис. 6. Рисунки 2,б и 6,а соответствуют одинаковой поверхности теплообмена. Как видно из сравнения рис. 6 с рис. 2, внесённые изменения значительно повысили эффективность работы аппарата.

В частности, аппарат с улучшенным распределением потоков и увеличенной поверхностью полностью отвечает требованиям, предъявляемым к теплообменникам криогенных систем. За счёт оптимизации

распределения потоков и их взаимодействия, наверное, есть возможность ещё дополнительно повысить эффективность теплообменника. Однако этот вопрос выходит за рамки данной статьи и только подчеркивает сложность процессов в многопоточном аппарате.

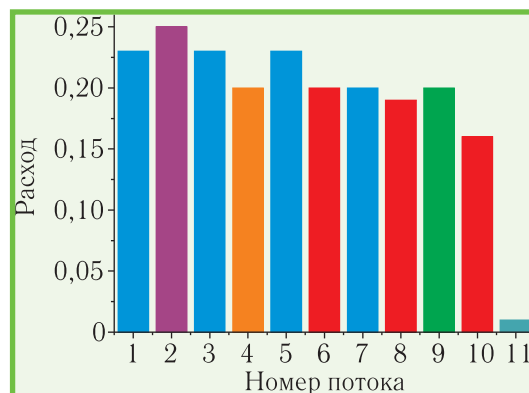
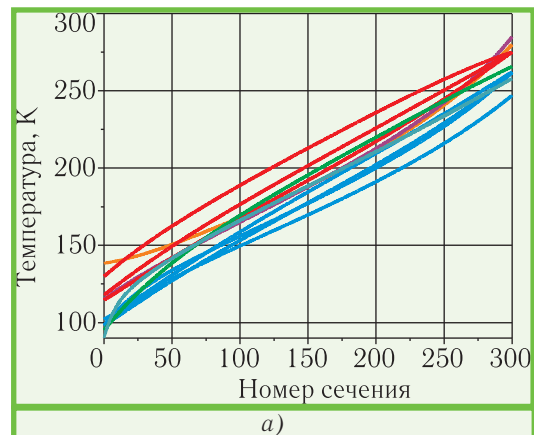
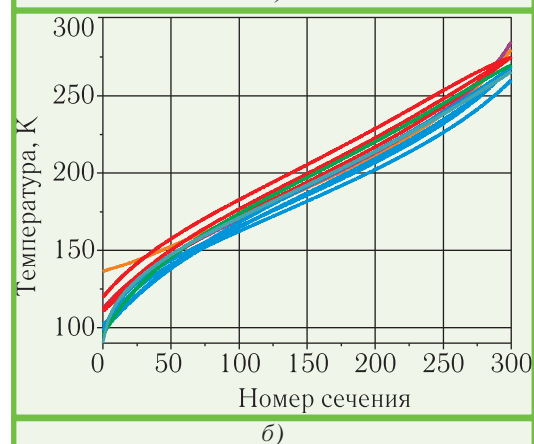


Рис. 5. Улучшенное распределение потоков в теплообменнике (см. обозначения в подписи к рис. 1)



а)



б)

Рис. 6. Температурное поле потоков в аппарате с начальной (а) поверхностью и увеличенной (б) вдвое

В приведённом примере расчёта теплообменника представлены в графическом виде диаграммы его температурных полей. Строго говоря, их построение не является обязательным условием при проведении расчётов, так как можно ограничиться анализом температур выходящих потоков. Но такой анализ, полагая, не стоит исключать, так как только знание темпе-

ратурного распределения даёт возможность говорить о достижении необходимой эффективности аппарата.

4. НЕДОСТАТКИ МЕТОДА ПРОГОНКИ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ПОДХОДЫ

Рассмотренный выше пример подтвердил преимущества метода прогонки при расчёте многопоточных теплообменников. К ним относится строгость подхода, возможность рассмотрения теплообменника с большим числом прямых и обратных потоков, малое время, затрачиваемое на расчёт и др.

Однако в ходе использования метода прогонки выявились и некоторые его недостатки, к которым необходимо привлечь внимание. Часть из них являются принципиальными и поэтому трудно устранимыми, другая часть возникает из-за ограниченного опыта применения и развития метода и, скорее всего, может быть преодолена по мере его накопления.

Применение метода прогонки требует знания всех геометрических размеров аппарата, что изначально ориентирует на проведение поверочных расчётов. Это несколько непривычно для проектировщиков, хотя и не вызывает у них практических затруднений в ходе проектного расчёта, в котором просто необходимо варьировать длину теплообменника до достижения заданных характеристик аппарата.

Существенные ограничения и трудности могут возникнуть при расчёте аппарата, в котором один или несколько потоков претерпевают фазовые превращения (кипение или конденсацию). Расчётные соотношения (4) разрешены относительно температуры, а в двухфазной области подвод или отвод тепла происходит в изотермических условиях. Наблюдается лишь изменение паросодержания. Эта трудность представляется разрешимой и будет объектом последующих исследований.

Расчётные соотношения (4) не предусматривают учёта таких важных для высокоэффективных теплообменников процессов как теплопритоки из окружающей среды, продольная и поперечная теплопроводности. В принципе, включение этих дополнительных эффектов не должно составить больших трудностей, так как процессы определяются разностями температур, которые входят в систему соотношений (4). Основная сложность состоит не в записи дополнительных слагаемых, которые не повышают порядок системы и количество неизвестных, а в том влиянии, которое эти дополнительные члены окажут на устойчивость процесса решения задачи.

Пока неясно, каким образом можно учесть влияние гидравлических сопротивлений течению потоков и следующие из этого изменения давлений потоков по длине аппарата. С одной стороны, при выполнении расчётов методом прогонки известна длина каждого расчётного участка, а поэтому вычисление потерь давления вполне возможно. С другой стороны, давления никак напрямую не входят в систему уравнений (4). Возникающие тут трудности аналогичны тем, которые появляются в задаче о фазовых переходах. Они пред-

ставляются нам вполне разрешимыми.

В процессе выполнения расчётов пришлось столкнуться с несколькими видами проявления неустойчивости вычислительного процесса. Первый вид неустойчивости связан с проведением итерационного процесса вычисления. На рис. 2 показаны изменения контрольных температур в случае достаточно высокой сходимости итерационных расчётов. Вместе с тем в серии выполненных расчётов имелись случаи слабой расходимости итераций. Они были преодолены введением коэффициента коррекции температур на итерациях. Видимо, в более сложных случаях процессов теплообмена достижение уверенной сходимости итераций потребует привлечения дополнительных приёмов вычислительной математики.

Неустойчивость решений, получаемых при использовании метода прогонки, может быть вызвана также заданием излишне большого числа участков или выбором большой величины расчётного участка. Это объясняется тем, что прогоночные коэффициенты, особенно D_{ij} , получают последовательным суммированием и перемножением. Если формирующие их коэффициенты A_{ij} достаточно велики, то в сечениях с номерами более 200 численные значения прогоночных коэффициентов достигают значений, превышающих 10^{20} . В результате точности представления чисел в ЭВМ становится недостаточно, и вычислительная погрешность начинает сказываться на результатах. Особенно негативно отмеченное явление влияет на решение замыкающей системы уравнений, которая используется для определения начальных температур прямых потоков на холодном конце теплообменника. Допустимая погрешность этих температур имеет порядок 10^{-5} К, в то время как нами наблюдались их изменения в единицы градуса. Здесь интересно отметить, что этот вид неустойчивости сначала сказывается на температурах одного из потоков, а затем захватывает все остальные.

Альтернативой методу прогонки может явиться метод прямого расчёта [5], который с успехом применяется в проектировании многопоточных теплообменников с одним прямым потоком. При нескольких прямых потоках в методе прямого расчета необходимо осуществить подбор температур этих потоков на выходе теплообменника. Для этого можно применить метод покоординатного уточнения каждой искомой температуры. Суть таких уточнений состоит в том, что при заданном наборе приближённых значений искомых температур выполняется расчёт $q-T$ -диаграммы теплообменника. Расчёт ведётся до тех пор, пока температура одного из потоков выйдет за допустимые пределы. Тогда начальная температура этого потока корректируется. Например, методом деления разрешенного интервала пополам. Если допустить, что корректировка одной температуры не ухудшает характер $q-T$ -диаграммы по остальным потокам, то легко оценить необходимое количество попыток расчёта. Как показано в [9], требуемая точность нахождения исходной температуры составляет порядка 10^{-5} ... 10^{-6} К. Для достижения такой точности необходимо до 25 уточне-

ний. При 5-ти прямых потоках в расчёте методом по-координатного уточнения потребуется выполнить до 125 попыток против 7...10 в методе прогонки. Однако, сравнивая методы расчёта, следует принимать во внимание, что метод прямого расчёта позволяет рассчитывать теплообменники с фазовыми переходами, учитывать гидравлические потери и теплопритоки.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время метод прогонки не имеет широкого применения при расчёте теплообменных аппаратов. Вместе с тем именно применение метода прогонки даёт возможность коренным образом изменить в лучшую сторону проблему расчёта и оптимизации многопоточных противоточных теплообменников.

Метод прогонки позволяет существенно сократить время расчёта аппарата, обеспечивая математическую и термодинамическую строгость результатов. Трудность применения метода прогонки в расчётах теплообменников обуславливается нелинейной зависимостью прогоночных коэффициентов от температуры, т.е. от результатов самого выполняемого расчёта. Это требует использования итерационных уточнений.

Применение метода прогонки к расчёту 11-поточного теплообменника показало, что итерационный процесс обладает сходимостью. По сравнению с методом прямого расчёта теплообменника метод прогонки в 10...20 раз сокращает объём вычислений, обеспечивая при этом полное удовлетворение исходным данным. Получаемая в результате расчёта информация о распределении температур потоков позволяет оценивать эффективность таких проектных решений, как качественная и количественная организация прохождения технологических потоков через теплообменник. В процессе расчётов установлено сильное влияние распределения потоков на эффективность теплообменника. Это дополнительный фактор, который может влиять не только на проектные разработки, но и на формулирование требования к эксплуатации такого оборудования.

Анализ результатов применения метода прогонки для расчёта многопоточного противоточного теплообменника дал возможность обоснованно выделить ряд

прикладных и вычислительных вопросов, требующих дополнительной проработки. Следует указать, что, несмотря на сложность, сформулированные вопросы могут быть успешно решены. В этом случае не только упростится проектирование многопоточных противоточных теплообменников, но и повысится точность и надёжность расчётов, а также значительно облегчится их схемная и конструктивная оптимизация.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с.
2. Криогенные системы. В 2-х т. Т.2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем/ А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.П. Беляков и др. — М.: Машиностроение, 1999. — 720 с.
3. Таран В.Н. Особенности расчёта многопоточных рекуперативных теплообменников криогенных установок// Технические газы. — 2004. — № 3. — С. 50-57.
4. Матющенко В.К., Кривилев А.В., Макарова Т.Ю. Методика и программа расчёта многопоточных пластинчато-ребристых теплообменников// Технические газы. — 2006. — № 5. — С. 32-38.
5. Fleming R.B. The effect of flow distribution in parallel channels of counterflow heat exchangers// Advances in cryogenic engineering. — 1967. — Vol. 12. — P. 353-362.
6. Weimer R.F., Hartzog D.G. Effects of maldistribution on the performance of multistream, multipassage heat exchangers// Advances in cryogenic engineering. — 1973. — Vol. 18. — P. 52-54.
7. Jeheon Jung, Sangkwon Jeong. Effect of flow mal-distribution on effective NTU in multi-channel counter-flow heat exchanger of single body// Cryogenics. — 2007. — Vol. 47. — N. 4. — P. 232-242.
8. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. — М.: Наука, 1984. — 288 с.
9. Таран В.Н. Компьютерное проектирование многопоточных теплообменников криогенных воздуходелительных установок// Технические газы. — 2006. — № 6. — С. 23-29.