

УДК 621.59

М.Б. Кравченко

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

e-mail: kravtchenko@i.ua

УСЛОВИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МНОГОПОТОЧНЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК

Многопоточные рекуперативные теплообменники широко используются в криогенных установках. При разработке теплообменников необходимо контролировать их работоспособность с учётом второго начала термодинамики. Для двухпоточного теплообменника проверка работоспособности может проводиться только на основе термодинамического анализа реализуемых процессов. В случае использования многопоточных аппаратов такого анализа недостаточно для проверки их работоспособности. Сформулированы в общем случае достаточные условия работоспособности многопоточного теплообменника. Они иллюстрируются рядом примеров, относящихся к трёхпоточным теплообменникам. Предложенная методика позволяет обходиться без вычисления температур всех потоков и параметров интенсивности теплообмена.

Ключевые слова: Криогенная установка. Двухпоточный теплообменник. Многопоточный теплообменник. Воздухоразделительная установка. Первое и второе начала термодинамики. $(q-1/T)$ -диаграмма. Работоспособность теплообменника. Необходимое и достаточное условие работоспособности теплообменника.

М.В. Kravchenko

CONDITIONS OF OPERABILITY OF MULTICIRCUIT RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS FOR CRYOGENIC PLANTS

Multicircuit recuperative heat exchanger are widely used in cryogenic plant. By development of heat exchanger it is necessary to supervise their operability in view of the second law of thermodynamics. For double-flow heat exchanger the check of operability can be carried out only on the basis of the thermodynamic analysis of realize processes. In case of using of multicircuit devices of such analysis it is not enough for check of their operability. Sufficient conditions of multicircuit heat exchanger operability are formulated generally. They are illustrated by a number of the examples concerning to three-flow heat exchangers. The offered method allows to do without calculation of temperatures of all flows and parameters of intensity of heat exchange.

Keywords: Cryogenic plant. Double-flow heat exchanger. Multicircuit heat exchanger. Air separation plant. First and second laws of thermodynamics. $(q-1/T)$ -diagram. Heat exchanger operability. Necessary and sufficient condition of heat exchanger operability.

1. ВВЕДЕНИЕ

Базовые криогенные циклы (Линде, Клода, Гейландта, Капицы) построены на основе двухпоточных рекуперативных теплообменников. И это не случайно. Работоспособность этих аппаратов может обеспечиваться при совместном использовании первого и второго начала термодинамики. В большинстве случаев при анализе базовых криогенных циклов удаётся на основе теплового баланса аппаратов и знания термодинамических свойств рабочего тела определить параметры во всех точках цикла. Иногда для нахождения параметров рабочего тела на выходе из теплооб-

менника приходится строить $q-T$ -диаграмму и применять для её анализа второе начало термодинамики.

Введём понятие термодинамически разрешимой схемы установки. Под этим будет пониматься установка, в которой все параметры ключевых точек могут быть определены только на основе первого и второго начал термодинамики. Реализуемость процессов в теплообменных аппаратах такой установки может быть учтена путём задания обоснованной разности температур (температурного напора) в нескольких наиболее напряжённых для теплопередачи сечениях. Отсюда следует, что схемы установок с базовыми криогенными циклами термодинамически разреши-

мы, что существенно облегчает их расчёты, анализ и оптимизацию.

Когда в напряжённых сечениях теплообменных аппаратов допускается нулевой температурный напор, это означает, что поверхность теплообмена между потоками такого теплообменника становится бесконечно большой. Такой теплообменник принято называть идеальным. С учётом этого, можно дать другое равноценное определение термодинамически разрешимой схемы установки: это — схема установки, в которой можно однозначно определить параметры рабочего тела во всех точках, считая все теплообменные аппараты и машины идеальными. Если же схема установки термодинамически неразрешима, то вместо единственного решения получается бесконечное множество решений, из которых можно выбрать единственное только путём задания ряда дополнительных условий, учитывающих реализуемость процессов в аппаратах и машинах установки.

В современных воздухоразделительных установках широко используются многопоточные теплообменники. Следовательно, их схемы термодинамически неразрешимы, и для их расчёта необходимо с самого начала учитывать интенсивность процессов теплообмена. Остаётся только признать, что в этой области практика значительно опередила теорию, и разработчики современных воздухоразделительных установок вынуждены опираться в основном лишь на свой опыт и интуицию, а не на фундаментальные теоретические разработки.

Нельзя сказать, что вообще не предпринималось попыток решить проблему проверки работоспособности многопоточных теплообменников. Так, например, в работе [1] был сформулирован признак для проверки работоспособности многопоточного теплообменника, смысл которого сводится к тому, что если теплообменный аппарат работоспособен, то в любом его сечении эксергетические потери должны монотонно возрастать. Таким образом, в этой работе предпринята попытка решения проблемы проверки работоспособности многопоточных теплообменников на основе второго начала термодинамики. Сформулированное условие, как показывает анализ, строго является необходимым и достаточным условием работоспособности только двухпоточного теплообменника. Для многопоточных теплообменников это условие становится только необходимым, но недостаточным. Иными словами, если многопоточный теплообменник работоспособен, то эксергетические потери монотонно возрастают в любом его сечении, но если эксергетические потери монотонно возрастают в любом сечении теплообменника, то это ещё не означает, что он работоспособен.

Рассмотрим пример, иллюстрирующий данное утверждение. Пусть у нас имеется четырёхпоточный теплообменник (см. рис. 1,а), в котором поток воздуха А с расходом 1 кг/с охлаждается от 300 до 200 К, поток воздуха Б с расходом 1 кг/с нагревается от 190 до 290 К, поток воздуха В с расходом 10 кг/с охлаждается от 300 до 290 К, поток воздуха Г с расходом 10

кг/с нагревается от 280 до 290 К. Давление всех потоков будем считать равным 1 бар.

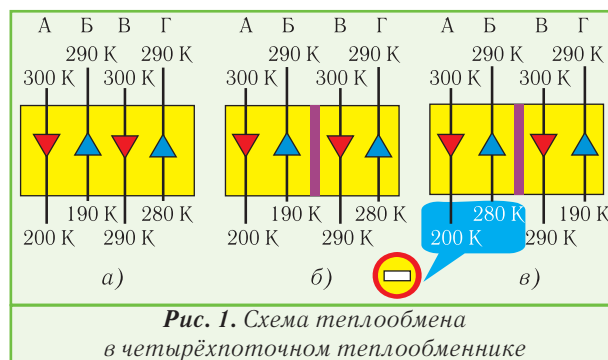


Рис. 1. Схема теплообмена в четырёхпоточном теплообменнике

Если мысленно установить теплоизолирующую перегородку так, как показано на рис. 1,б, то теплообменник будет работоспособным. Если же перегруппировать потоки воздуха и установить теплоизолирующую перегородку так, как это сделано на рис. 1,в, то теплообменник станет неработоспособным.

При чисто термодинамическом подходе процессы внутри теплообменника игнорируются, а рассматриваются только параметры на входе и выходе из теплообменника или из его элементарного участка. Следовательно, с точки зрения указанного признака [1], все эти теплообменники равноценны. Нетрудно убедиться, что в таком теплообменнике будет возрастать суммарная энтропия потоков и эксергетические потери будут положительны. Эти же рассуждения будут справедливы для любого элементарного участка рассматриваемого четырёхпоточного теплообменника.

Поэтому для данного теплообменника предложенный в работе [1] признак работоспособности теплообменника будет выполняться. Однако в зависимости от параметров теплообмена он может быть как работоспособным, так и неработоспособным. В данном случае, теплоизолирующие перегородки являются предельной формой задания параметров теплообмена.

Для инженера, занятого проектированием реальной криогенной установки, гораздо важнее иметь в своём распоряжении достаточные условия работоспособности теплообменников, при выполнении которых теплообменник точно будет работать. Для того, чтобы получить достаточные условия работоспособности многопоточных теплообменников, необходимо выйти за рамки термодинамического анализа и каким-то образом учесть интенсивность теплообменных процессов.

Обоснованию таких достаточных условий работоспособности многопоточных теплообменников и посвящена данная работа.

2. СТЕПЕНЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ТЕПЛОБМЕННИКОВ

Для оценки качества теплообменников широко применяется показатель его эффективности. По определению, эффективность теплообменника — это

отношение реального количества тепла, которое передаётся в теплообменнике, к количеству тепла, которое передано бы в теплообменнике с бесконечной поверхностью теплообмена. Этот количественный показатель очень удобен для расчёта поверхности теплообмена с использованием числа единиц переноса, но он совершенно не учитывает качество передаваемого тепла, или, что то же самое, температурный уровень, на котором осуществляется теплообмен.

Для термодинамического анализа теплообменников целесообразно использовать степень термодинамического совершенства теплообменника, под которой в случае теплообменников, работающих при температуре ниже температуры окружающей среды, следует понимать отношение приращения эксергии теплового потока в теплообменнике к уменьшению эксергии холодного потока. Для теплообменников, работающих при температуре выше температуры окружающей среды — это отношение приращения эксергии холодного потока к уменьшению эксергии горячего потока.

В общем случае, когда теплоёмкости потоков изменяются в процессе теплообмена, для рассматриваемых в данной работе теплообменников, работающих при температуре ниже температуры окружающей среды, степень термодинамического совершенства теплообменника

$$\eta = \frac{\int_0^Q \left[\frac{1}{T_+(q)} - \frac{1}{T_0} \right]}{\int_0^Q \left[\frac{1}{T_-(q)} - \frac{1}{T_0} \right]} dq, \quad (1)$$

где $T_+(q)$ — текущая температура тёплого потока (потока, который охлаждается в теплообменнике); $T_-(q)$ — текущая температура холодного потока (потока, который нагревается в теплообменнике); T_0 — температура окружающей среды; dq — элементарное количество тепла, передаваемое в рассматриваемом сечении теплообменника; Q — тепловая нагрузка теплообменника.

Для термодинамического анализа циклов важно, что даже в случае бесконечной поверхности теплообмена, степень термодинамического совершенства теплообменников не становится равной 100 %. Исключением является весьма редкий случай противоточного теплообменника, у которого водяные эквиваленты потоков одинаковы.

Термодинамический анализ теплообменников очень удобно проводить в $(q-1/T)$ -диаграмме [2]. Эта диаграмма даёт наглядное представление о величине термодинамических потерь в теплообменнике и позволяет судить о вкладе различных участков теплообменника в общие потери. Напомним, что площадь фигуры, заключённой между линиями прямого и обратного потоков в $(q-1/T)$ -диаграмме, пропорциональна величине термодинамических потерь от несовершенства теплообмена.

В качестве примера рассмотрим $(q-1/T)$ -диаграмму теплообменника рефрижераторной установки, работающей на азоте по циклу Линде (см. рис. 2). Давление прямого потока принято равным 200 бар. Рассматривается предельный случай теплообменника с бесконечной поверхностью теплообмена. При этом температуры прямого и обратного потоков на тёплом конце теплообменника одинаковы и равны температуре окружающей среды, которая принята равной 300 К.

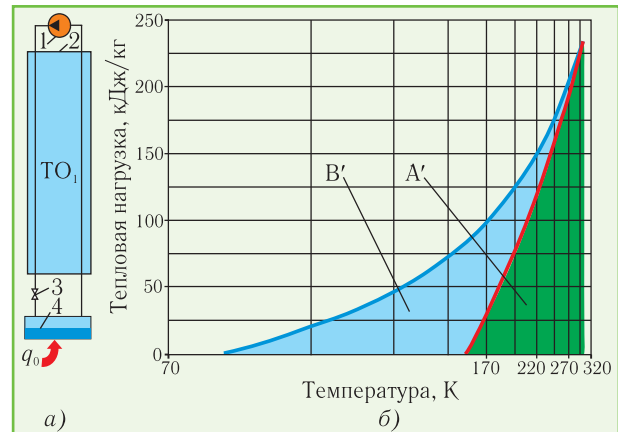


Рис. 2. Схема рефрижераторной установки, работающей по циклу Линде (а); $(q-1/T)$ -диаграмма теплообменника (б): А' — эксергия прямого потока; В' — термодинамические потери в теплообменнике; 1 — компрессор; 2 — рекуперативный теплообменник TO₁; 3 — дроссель; 4 — испаритель

На диаграмме голубая линия соответствует обратному потоку (более холодному), а красная линия — прямому потоку (более тёплому). Площадь фигуры А' пропорциональна эксергии прямого потока, площадь фигуры В' — термодинамическим потерям в теплообменнике. Эксергия обратного потока пропорциональна сумме площадей фигур А' и В'. Отсюда следует, что эксергетический КПД теплообменника может быть найден как отношение площади $F_{A'}$ к сумме площадей $(F_{A'}+F_{B'})$, т.е.

$$\eta = \frac{F_{A'}}{F_{A'} + F_{B'}} 100 \%. \quad (2)$$

Расчёт показывает, что предельная степень термодинамического совершенства теплообменника в установке, работающей по рефрижераторному циклу Линде, составляет примерно 48 %. Иными словами, более 50 % эксергии обратного потока теряется в теплообменнике установки Линде!

Для ожижительного режима работы установки это значение получится ещё меньше, так как температура прямого потока в ожижительном режиме несколько выше температуры прямого потока в рефрижераторном режиме.

Выполним аналогичный расчёт для теплообменников, используемых в схеме установки Клода, предназначенной для ожижения азота. Расчёт проведём

при следующих параметрах: давление прямого потока — 40 бар; давление обратного потока — 1 бар; адиабатный КПД детандера — 75 %; температура азота на входе в детандер — 220 К. Из расчёта получили коэффициент ожижения 15 % при доле детандерного потока 64 %. На рис. 3 приведена $(q-1/T)$ -диаграмма для теплообменников установки Клода. Из диаграммы видно, что предельная степень термодинамического совершенства теплообменников рассматриваемой установки ограничивается сближением температур прямого и обратного потоков вблизи критической температуры. Это связано с тем, что в этой области теплоёмкость прямого потока резко возрастает. Тем не менее, предельная степень термодинамического совершенства теплообменников в установке Клода оказалась существенно выше, чем в установке Линде, и составила 69 %. Повысить степень термодинамического совершенства теплообменников в установке Клода можно за счёт повышения давления прямого потока, в результате этого изобара прямого потока пройдёт дальше от критической точки.

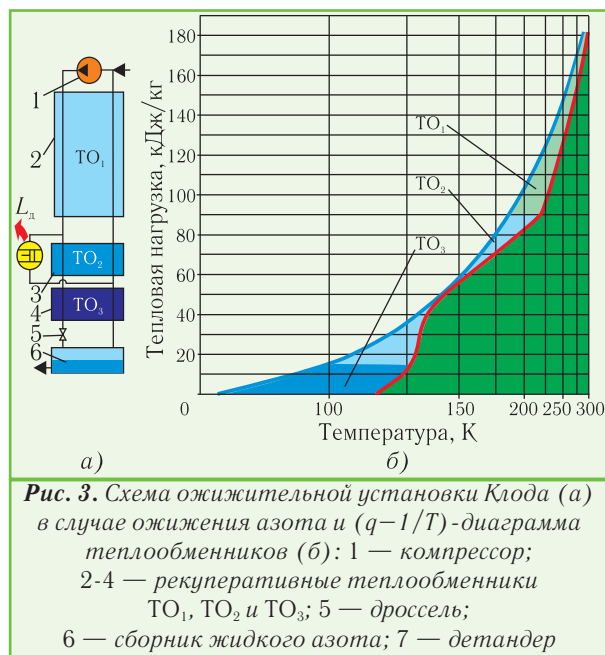


Рис. 3. Схема ожижительной установки Клода (а) в случае ожижения азота и $(q-1/T)$ -диаграмма теплообменников (б): 1 — компрессор; 2-4 — рекуперативные теплообменники TO_1 , TO_2 и TO_3 ; 5 — дроссель; 6 — сборник жидкого азота; 7 — детандер

Если рассматривать установку Клода как модифицированную установку Линде, в которой используется детандер, то, с позиций первого начала термодинамики, детандер — это дополнительный источник холода, повышающий коэффициент ожижения в цикле. С точки зрения второго начала термодинамики, детандер — это дополнительный источник термодинамических потерь, которого нет в установке Линде. Но в целом использование детандера приводит к уменьшению термодинамических потерь в теплообменнике, что показано на приведённых $(q-1/T)$ -диаграммах, и снижению потерь при дросселировании. В итоге, уменьшение термодинамических потерь в теплообменнике и дроссельном вентиле перекрывает дополнительные потери в детандере, что и объясняет повышение холодопроизводительности цикла Клода. Очевидно, что

оба подхода дополняют друг друга.

Таким образом, даже при бесконечной поверхности теплообмена степень термодинамического совершенства реальных теплообменников приближается к некоторому конечному значению, которое может быть существенно меньше единицы. Это указывает на то, что эта предельная степень термодинамического совершенства теплообменников является важнейшим параметром, который можно использовать в термодинамическом анализе циклов и схем криогенных установок.

3. ДОСТАТОЧНЫЕ УСЛОВИЯ РАБОСПОСОБНОСТИ МНОГОПОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Рассмотрим два достаточных условия работоспособности многопоточных теплообменников.

Первое достаточное условие сформулируем таким образом: если многопоточный теплообменник можно разделить теплоизолирующими перегородками на несколько теплообменников, каждый из которых окажется работоспособным, то и весь многопоточный теплообменник будет работоспособен, если исключить или ограничить теплообмен между его частями.

Так как суммарная тепловая нагрузка всех частей теплообменника равна общей тепловой нагрузке исходного многопоточного теплообменника, то сформулированное достаточное условие работоспособности многопоточного теплообменника очевидно и не нуждается в доказательстве.

Установка теплоизолирующих перегородок или расчленение теплообменника неизбежно приводят к увеличению термодинамических потерь из-за несовершенства теплообмена. Поэтому, на первый взгляд, может показаться, что такой приём не подходит для низкотемпературной техники из-за чрезвычайно высоких требований, предъявляемых к эффективности теплообменных аппаратов криогенных установок. Так, например, минимальная эффективность теплообменника установки для ожижения азота, работающей по простому дроссельному циклу, не может быть ниже 87 %. При этом значении η коэффициент ожижения азота получается равным нулю, т.е. потери от несовершенства теплообмена равны холодопроизводительности установки даже без учёта других видов термодинамических потерь. Поэтому реальные криогенные установки имеют теплообменники с эффективностью выше 95 % при перепадах температур между потоками, не превышающих нескольких градусов. В этом случае проверка возможности осуществления теплообмена между потоками рабочего вещества становится неотъемлемой частью расчёта криогенной установки.

Именно ограничения, связанные с возможностью осуществления теплообмена, чаще всего лимитируют дальнейшее повышение степени термодинамического совершенства теплообменников криогенных установок.

Несмотря на это, сформулированный достаточный признак работоспособности многопоточного теплообменника уже находит применение в криогенной техни-

ке. Разработчики криогенных установок заменяют трёхпоточный витой теплообменник с одним прямым потоком высокого давления и двумя обратными потоками низкого давления двумя двухпоточными витыми теплообменниками. Такое решение используется, например, в гелиевых ожижителях для утилизации холода паров азота, выходящих из азотной ванны (см. рис. 4).

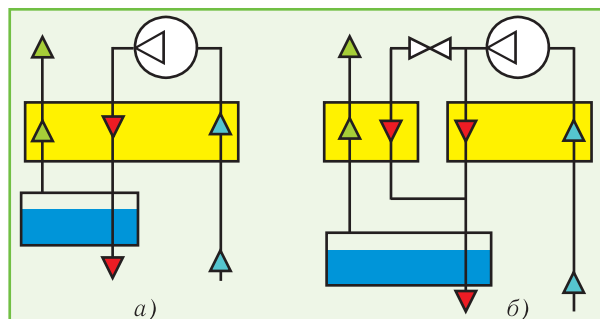


Рис. 4. Замена трёхпоточного теплообменника с одним прямым потоком высокого давления и двумя обратными потоками низкого давления двумя двухпоточными витыми теплообменниками (б) для утилизации холода паров азота, выходящих из азотной ванны в гелиевых ожижителях

В качестве ещё одного примера можно привести аналогичное решение, применяемое в воздухоразделительных установках среднего давления для организации теплообмена между прямым потоком сжатого воздуха и двумя обратными потоками низкого давления — производящего кислорода и отбросного газа. При желании, этот перечень примеров можно было бы продолжить.

Нужно признать, что основной целью, которую преследовали разработчики, разделяя трёхпоточный теплообменник на два двухпоточных, было не обеспечение работоспособности трёхпоточного теплообменника, а упрощение технологии производства таких теплообменников. Но в случае нашего исследования важно то, что в результате деления потока газа на две неравные и невзаимодействующие между собой части, не возникают новые термодинамические потери, так как между этими частями отсутствовал теплообмен в исходном теплообменнике.

Конструктивное исполнение многопоточных теплообменников чаще всего таково, что каждый поток среды находится в хорошем тепловом контакте с одним или двумя другими потоками, а со всеми остальными потоками прямой теплообмен или крайне ограничен, или вообще отсутствует. Это означает, что в большинстве случаев разделение потоков, между которыми отсутствует теплообмен, не скажется на работе теплообменного аппарата. На рис. 5 показаны характерные конструкции многопоточных теплообменников, у которых фактически отсутствует прямой теплообмен между двумя потоками.

Как видно из приведённых схем теплообменников, каждый из них условно может быть разделён на два двухпоточных теплообменных аппарата, фактически оставаясь единой конструкцией.

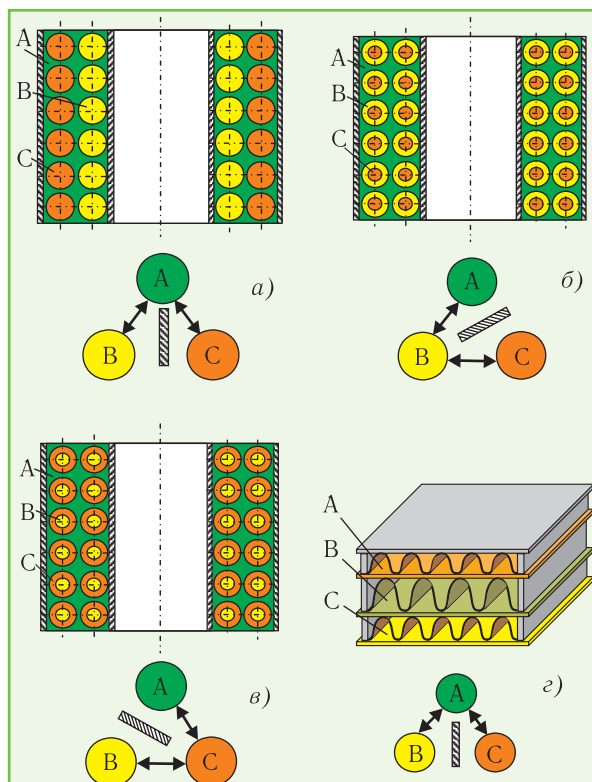


Рис. 5. Конструкции многопоточных теплообменников, в которых фактически отсутствует прямой теплообмен между двумя потоками: а, з — в прямом теплообмене не участвуют потоки В и С; б, в — нет прямого теплообмена между потоками А и С или А и В, соответственно

Следует отметить, что не все из этих схем теплообмена обязательно окажется работоспособными. Те же из них, что работоспособны, наверняка имеют разные предельные значения термодинамической эффективности. Поэтому использование предложенного достаточного условия работоспособности многопоточного теплообменника позволяет уже на первом этапе проектирования криогенной установки не только проверить работоспособность той или иной схемы теплообмена, но и выбрать такую схему, которая обладает наибольшей степенью термодинамического совершенства.

По сути дела мы получили не просто достаточный признак работоспособности теплообменника, но и способ его обеспечения.

Второе достаточное условие работоспособности многопоточного теплообменника также позволяет упростить расчётную схему теплообмена в многопоточном теплообменнике и свести его к эквивалентному двухпоточному теплообменнику, методы проверки работоспособности которого хорошо разработаны.

В отличие от первого, второе достаточное условие работоспособности многопоточного теплообменника не столь очевидно и может быть сформулировано следующим образом: если между двумя и более потоками многопоточного теплообменника поместить теплоизолирующие перегородки (исключить

теплообмен между ними), то эти два и более потоков в расчётах можно заменить одним, водяной эквивалент, которого равен сумме водяных эквивалентов этих потоков, а температура равна их средневзвешенной; если изменённый таким образом теплообменник окажется работоспособным, то исходный многопоточный теплообменник также будет работоспособен в случае исключения или ограничения теплообмена между условно (но не фактически) объединёнными потоками.

Естественно, что такое утверждение нуждается в доказательстве. Его начнём с того, что чётко ограничим область, в которой действует данное условие, и сформулируем допущения.

Первое допущение: будем рассматривать только противоточные теплообменники. Для криогенной техники это допущение не сужает область применения данного условия, так как практически все основные теплообменные аппараты криогенных установок являются рекуперативными теплообменниками противоточного типа.

Для определённости рассмотрим трёхпоточный теплообменник, схема теплообмена в котором показана на рис. 5,а. Будем считать, что потоки В и С — прямые, а поток А — обратный. В этом случае тепловой баланс для произвольного сечения теплообменника можно записать как

$$dQ = -W_a dT_a = W_b dT_b + W_c dT_c, \quad (3)$$

где W — водяной эквивалент потока; dT — изменение температуры соответствующего потока.

Если, например, поток С также обратный, то тепловой баланс элементарного участка теплообменника примет вид:

$$dQ = -W_a dT_a = W_b dT_b - W_c dT_c. \quad (4)$$

Таким образом, направление потока (прямой или обратный) задаётся знаком при водяном эквиваленте этого потока. Для прямых потоков выбран положительный знак водяного эквивалента, а для обратных — отрицательный.

Сделаем ещё одно допущение: прямой поток всегда охлаждается ($dT_{пр} < 0$), а обратный поток — нагревается ($dT_{обр} > 0$). Это допущение характерно для криогенных установок, так как теплообменники в них работают именно по такой схеме.

С учётом этого допущения знак теплового потока можно задавать в соответствии со знаком изменения температуры потока. Теперь можно записать общее уравнение теплового баланса элементарного участка трёхпоточного теплообменника, не зависящее от направления потоков А, В и С (естественно, что среди этих потоков должен быть хотя бы один прямой и, как минимум, один обратный):

$$dQ = |W_a| dT_a = |W_b| dT_b + |W_c| dT_c. \quad (5)$$

Введём обозначение

$$\bar{T}_{cb} = \frac{|W_b| T_b + |W_c| T_c}{|W_b| + |W_c|}. \quad (6)$$

Тогда

$$d\bar{T}_{cb} = \frac{|W_b| dT_b + |W_c| dT_c}{|W_b| + |W_c|}. \quad (7)$$

С учётом этого, выражение (5) принимает вид:

$$dQ = |W_a| dT_a = (|W_b| + |W_c|) d\bar{T}_{cb}. \quad (8)$$

Последнее как раз и означает, что любые два потока трёхпоточного теплообменника, между которыми отсутствует теплообмен, в расчётах можно заменить одним потоком, водяной эквивалент которого равен сумме водяных эквивалентов объединяемых потоков, а температура — средневзвешенной этих потоков в соответствии с формулой (6).

Из (6) видно, что температура \bar{T}_{cb} находится между температурами объединяемых потоков. Это значит, что если, например, теплообмен между потоками А и В невозможен то при добавлении третьего потока С теплообменник может стать работоспособным.

Остаётся добавить, что приведённое доказательство без труда можно распространить на любое количество потоков. Главное условие — чтобы эти потоки не взаимодействовали между собой.

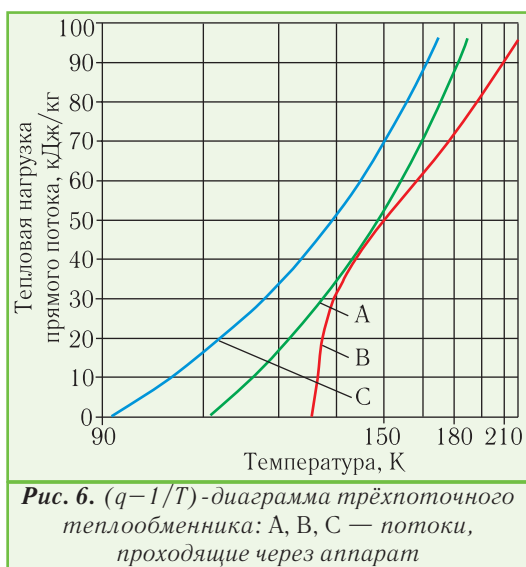
Проиллюстрируем использование этого признака работоспособности теплообменника конкретным примером. Для этого добавим к теплообменнику $ТО_2$ в ранее рассмотренной установке Клода третий поток (обратный) высокого давления (см. рис. 3,а). Нетрудно убедиться, что такой теплообменник является аналогом трёхпоточного теплообменника в воздухоразделительной установке среднего давления, работающей в режиме получения газообразного кислорода высокого давления.

Не будем касаться всей установки, а ограничимся только одним теплообменником. Поэтому температуры прямого потока и обратного потока низкого давления оставим такими же, как и в ранее рассмотренной установке Клода. Для сведения теплового баланса теплообменника уменьшим долю детандерного потока, что приведёт к увеличению доли прямого потока в рассматриваемом теплообменнике. Расход азота в обратном потоке высокого давления примем равным коэффициенту ожижения установки Клода. Температуры на входе и выходе обратного потока высокого давления примем на 15 К ниже соответствующих температур на входе и выходе обратного потока низкого давления.

Для двухпоточного теплообменного аппарата построение $(q-1/T)$ -диаграммы не представляет труда, так как тепло, отдаваемое одним потоком, воспринимается другим потоком рабочего вещества. Поэтому на диаграмме указывается количество тепла без конкретизации, к какому потоку оно относится.

Для наглядного представления изменения температур потоков в многопоточном теплообменнике также можем воспользоваться $(q-1/T)$ -диаграммой, правда, введя определённые допущения. Первое из них заключается в том, что будем указывать тепловую нагрузку только одного из потоков. Что касается тепловой нагрузки остальных потоков, то она, безусловно, должна удовлетворять уравнению теплового баланса в каждом сечении теплообменника. Однако для многопоточного теплообменника существует бесконечное множество комбинаций, удовлетворяющих уравнению теплового баланса. Для определенности будем считать, что в каждом элементарном сечении теплообменника тепловые нагрузки потоков пропорциональны общим тепловым нагрузкам этих потоков. При этом считается, что условия теплообмена всех потоков либо неизменны, либо изменяются одинаково вдоль теплообменного аппарата. Следует иметь в виду, что в реальном теплообменном аппарате это условие может и не выполняться в точности, но в качестве первого приближения оно вполне приемлемо.

На рис. 6 приведена $(q-1/T)$ -диаграмма рассматриваемого трёхпоточного теплообменника, построенная вышеописанным способом.



Для схемы теплообмена, показанной на рис. 5,а, т.е. когда теплообмен между прямым потоком В и обратным потоком высокого давления С отсутствует, $(q-1/T)$ -диаграмма принимает вид, характеризуемый рис. 7. Из диаграммы видно, что кривые, соответствующие потоку А и объединённому потоку (В+С), пересекаются. Поэтому теплообмен между обратным потоком низкого давления и объединённым потоком (В+С) невозможен.

Из диаграммы следует, что для осуществления теплообмена необходимо либо понизить температуру обратного потока низкого давления, либо повысить температуру прямого потока. Оба этих варианта означают повышение термодинамических потерь в теплообменнике или уменьшение степени термодинамического совершенства теплообменника.

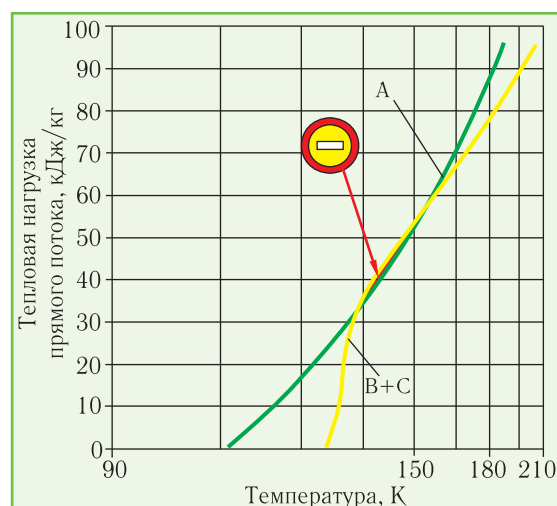
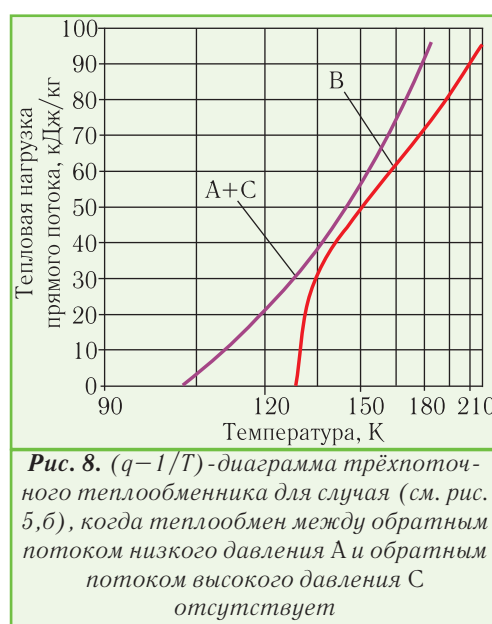


Рис. 7. $(q-1/T)$ -диаграмма трёхпоточного теплообменника для случая (см. рис. 5,а), когда теплообмен между прямым потоком В и обратным потоком высокого давления С отсутствует

Для схемы теплообмена, представленной на рис. 5,б, при которой теплообмен между обратным потоком низкого давления А и обратным потоком высокого давления С отсутствует, $(q-1/T)$ -диаграмма принимает вид, соответствующий рис. 8. Из диаграммы видно, что такая схема теплообмена вполне работоспособна. Более того, температура обратного потока низкого давления может быть слегка повышена или температура прямого потока — понижена. Это означает, что предельная степень термодинамического совершенства этой схемы теплообмена существенно выше, чем у схемы теплообмена, которая иллюстрируется рис. 5,а. Неудивительно, что именно эта схема теплообмена используется в теплообменниках воздуходелительных установок.



Что касается схемы теплообмена, отвечающей

рис. 5, в, то она неработоспособна, так как подразумевает нагрев обратного потока низкого давления за счёт тепла, отбираемого от обратного потока высокого давления, имеющего более низкую температуру.

Так как второе достаточное условие работоспособности многопоточного теплообменника получено лишь на основании теплового баланса потоков, то его применение предусматривает проверку работоспособности редуцированного теплообменника с учётом требований второго начала термодинамики.

Основное преимущество средней температуры потоков заключается в том, что она не зависит от интенсивности теплообмена. В зависимости от конструкции конкретного теплообменника и организуемого в нём теплообмена может изменяться ход температуры того или иного потока рабочего тела. Средняя же температура нескольких потоков рабочего тела находится из теплового баланса теплообменника и остаётся неизменной при варьировании условий теплообмена между отдельными потоками. Иными словами, средняя температура потоков является инвариантом, и этим объясняется её практическое значение для анализа схемных решений низкотемпературных установок. Применение средней температуры потоков позволяет проверять работоспособность многопоточных теплообменников, не вычисляя хода температур отдельных потоков рабочего тела. Поясним это на простом примере.

Пусть у нас имеется трёхпоточный теплообменник с одним прямым потоком и двумя обратными. Разобьём этот теплообменник на ряд элементарных участков так, чтобы водяные эквиваленты отдельных потоков можно было считать постоянными на каждом из его участков. Если известны температуры потоков на одном конце теплообменника, то можно найти среднюю температуру, например, двух обратных потоков по формуле (6). Определив тепловую нагрузку прямого потока на первом участке теплообменника, находим изменение средней температуры двух обратных потоков как

$$d\bar{T}_{cb} = \frac{dQ_a}{|W_b| + |W_c|},$$

где dQ_a — тепловая нагрузка прямого потока на рас-

сматриваемом элементарном участке теплообменника.

Зная среднюю температуру потоков на конце теплообменника и изменение средней температуры на первом элементарном участке, находим среднюю температуру на следующем элементарном участке. По полученному значению средней температуры потоков корректируем значения водяных эквивалентов и снова находим изменение средней температуры потоков на очередном элементарном участке теплообменника.

Продвигаясь, таким образом, вдоль теплообменника до его противоположного конца, находим ход температуры прямого потока и ход средней температуры обратных потоков. Анализируя эти графики, можно проверить работоспособность теплообменника.

Таким образом, для проверки работоспособности многопоточного теплообменника нам не потребовалось задаваться параметрами, характеризующими теплообмен, и вычислять ход температуры отдельных потоков рабочего вещества.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование предложенных достаточных условий работоспособности многопоточного теплообменника позволяет уже на первом этапе проектирования криогенной установки не только проверить работоспособность той или иной схемы теплообмена, но и выбрать такую из них, которая обладает наибольшей предельной степенью термодинамического совершенства.

Основное преимущество предложенной методики проверки и обеспечения работоспособности многопоточного теплообменника заключается в том, что она позволяет обойтись без вычисления температур всех потоков рабочего вещества внутри теплообменника и параметров интенсивности теплообмена.

ЛИТЕРАТУРА

1. Троценко А.В. Анализ работоспособности многопоточных рекуперативных теплообменных аппаратов// Технические газы. — 2003. — № 2. — С. 9-15.
2. Кравченко М.Б. Анализ термодинамических циклов низкотемпературных установок с помощью $(q-1/T)$ -диаграмм// Технические газы. — 2004. — № 2. — С. 43-46.