

**В.Н. Таран**, Г.К. Лавренченко\*, А.В. Плесной

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

\*e-mail: lavrenchenko@paco.net

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАНДЕРНО-ДРОССЕЛЬНОЙ ОЖИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В настоящее время разрабатываются всё более эффективные криогенные системы, в которых используются сложные схемы и циклы. Для создания программ их расчёта и оптимизации, например, криогенных установок разделения воздуха, целесообразно вначале провести расчётные исследования систем, в которых применяются относительно несложные схемы и термодинамические циклы. Полученную в ходе исследований более простых объектов информацию будет легче анализировать. Приводятся результаты расчёта детандерно-дроссельной ожигительной установки, работающей по известному циклу. Описываются особенности её математической модели и программы расчёта. На их основе исследованы энергетические и конструктивные характеристики установки при переходе в ней от идеализированного термодинамического цикла к циклу, в котором учитываются технические потери: недорекуперация на тёплом конце теплообменника предварительного охлаждения воздуха, теплопритоки из окружающей среды к аппаратам установки, гидравлические сопротивления и интенсивность теплоотдачи в прямом и обратном потоках. В программе используется ряд ограничений, следующих из второго закона термодинамики. В качестве рабочего тела выбран воздух, давление которого после компрессора 2 МПа. Установлены оптимальные значения расходов воздуха через детандер, при которых суммарная поверхность трёх витых трубчатых змеевиковых рекуперативных теплообменников достигает минимума.

**Ключевые слова:** Криогенная техника. Детандер. Дроссель. Рекуперативный теплообменник. Компрессор. Воздух. Давление. Температура. Энтальпия. Ограничения. Математическая модель. Теплопритоки. Интенсивность теплообмена. Гидравлические сопротивления.

V.N. Taran, G.K. Lavrenchenko, A.V. Plesnoy

## RESEARCH OF ENERGETIC AND DESIGN CHARACTERISTICS OF THE EXPANDER-THROTTLE LIQUEFIER UNIT

At the present time more and more efficient cryogenic systems, in which use complex schemes and cycles are created. To develop programs for their calculation and optimization, such as cryogenic air separation plants, it is advisable first to carry out computational studies of systems, in which employ a relatively simple scheme and the thermodynamic cycles. Obtained in studies information about more simple objects will be easier to analyze it. The results of the calculation of expander-throttle liquefier unit operating from the known cycle are given. The features of its mathematical model and calculation programs are described. On their basis, the energy and design characteristics of the unit are examined upon transfer in it from the idealized thermodynamic cycle to the cycle, in which are considered the technical losses: incomplete recuperation on by warm end of the heat exchanger precooling air, the heat flows from environment to the devices units, hydraulic resistances and intensity of heat transfer in the straight and return flows. A number of restrictions that follow from the second law of thermodynamics is used in the program. Air is selected as a working body with the pressure of 2 MPa on the outlet of the compressor. The optimum value of air flows through the expander, at which the total surface of the three coils of twisted tubular recuperative heat exchanger reaches a minimum.

**Keywords:** Cryogenic engineering. Expander. Throttle. Recuperative heat exchanger. Compressor. Air. Pressure. Temperature. Enthalpy. Limitations. Mathematical model. The heat flow. Heat transfer rate. Hydraulic resistance.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Эффективность и надёжность криогенных систем непрерывно возрастают. Одновременно усложняются их циклы и схемы, например, криогенных воздухоразделительных установок. При анализе характеристик этих систем не всегда ясно, каковы резервы снижения эксплуатационных затрат и капитальных расходов на их создание. В связи с этим актуальной является разработка математических моделей и программ для совместного расчёта показателей циклов криогенных систем и входящих в их состав таких элементов, как теплообменники, детандеры и др.

Несмотря на развитие методов компьютерного моделирования и расчёта, в ряде случаев характеристики циклов установок определяются с учётом, в основном, собственных и задаваемых в виде неизменных величин технических потерь от необратимости. Связь между ними при этом не учитывается.

В работе ставится и решается задача одновременного расчёта ряда показателей криогенной детандерно-дроссельной ожижительной установки с учётом взаимосвязи её режимных и конструктивных параметров.

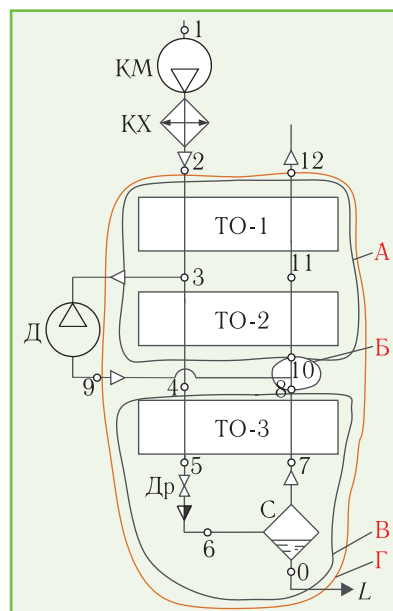
## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОЖИЖИТЕЛЯ

Математическая модель исследуемой ожижительной установки, работающей в стационарных режимах, базируется на уравнениях материальных и энергетических балансов её элементов. Количество этих уравнений и других соотношений для обеспечения замкнутости модели должно равняться числу параметров потоков и характерных точек технологической схемы или термодинамического цикла.

Поэтому важный этап при разработке модели, адекватно описывающий характеристики ожижителя, — установление связей между указанными параметрами. Используем для этого схему ожижителя, изображённую на рис. 1. Разделим её на узлы контурами А, Б и В так, чтобы охватить все её основные элементы. Контур А включает теплообменники ТО-1 и ТО-2; контур Б — узел смешения потоков; контур В — дроссельную ступень с сепаратором С. Детандер Д не входит в контуры и рассматривается как внешнее устройство, характеристики которого описываются отдельными соотношениями. Контуры и детандер соединяются между собой потоками, состояние которых отмечено точками схемы 3, 4, 8, 9, 10. Точки 2, 3, 9, 12 и 0 связывают систему перечисленных контуров с внешними устройствами. Как видно из схемы, точки 5, 6 и 11 находятся внутри контуров и ввиду этого не входят в уравнения их балансов. Таким образом, в расчётной модели могут быть отражены параметры лишь восьми точек.

Прежде, чем приступить к поиску дополнительных соотношений, отметим, что каждая точка, согласно [1-3], должна характеризоваться набором параметров, которые полностью определяют свойства потоков. Для большинства точек достаточные для получения полной информации параметры — давление  $P$  и тем-

пература  $T$ . Однако возможны и другие сочетания. Например, давление и энтальпия, давление и энтропия и т.п. Выбор этих значений определяется не только удобством вычислений, но и возможностью расчёта остальных параметров при помощи уравнения состояния вещества. Кроме названных двух параметров для точек схемы, обязательными являются знания расходов вещества  $G$ , которые необходимы для составления материальных и энергетических балансов.



**Рис. 1.** Расчётная схема ожижителя: КМ, КХ — компрессорная машина и её конечный холодильник; ТО-1, ТО-2, ТО-3 — рекуперативные теплообменники; Д — расширительная машина (детандер); Др — дроссель; С — сепаратор (фазоразделитель)

Входящим в модель схемы 8-ми точкам соответствуют  $8 \times 3 = 24$  параметра. Для трёх контуров схем можно составить 6 уравнений (по 2 на каждый контур) материального и энергетического балансов. Для дальнейшей конкретизации модели остаётся выяснить, каким образом можно определить оставшиеся 18 параметров ( $24 - 6 = 18$ ).

Примем во внимание, что в уравнения энергетических балансов должны войти значения теплопритоков  $q_i$  из окружающей среды к  $i$ -ым низкотемпературным элементам схемы. Обозначим их, в соответствии с конкретными контурами, как  $q_A, q_B, q_V$ .

Отметим, что точка 2, в соответствии с предложенной в [2] терминологией, является ведущей точкой, для которой при расчёте должны быть заданы все три параметра:  $P_2, T_2$  и  $G$ . Давление  $P_{12}$  в точке выхода обратного потока из холодной части установки 12 определяется давлением в сепараторе С, гидравлическими сопротивлениями теплообменников и условием работы основного компрессора КМ. Обычно оно равно атмосферному или оказывается близким к нему. Указанные давления  $P_2$  и  $P_{12}$  позволяют при помощи

прогнозных или расчётных характеристик аппаратов последовательно вычислить давления в характерных точках 3, 4, 8, 9, 10 и 0 [2,4]. Например, давление на входе в детандер  $P_3$  должно быть меньше давления  $P_2$  на величину сопротивления ТО-1 прямому потоку. Давление же получаемого продукта — сжиженного газа  $P_0$  выше давления  $P_{12}$  на величину суммарного сопротивления обратному потоку теплообменников ТО-1, ТО-2 и ТО-3. С учётом указанных приёмов получаем ещё  $3+7=10$  условий для идентификации параметров перечисленных точек.

Параметры точки 0 задаются потребителем продукции. Получаемый в установке жидкий продукт будет соответствовать насыщенной жидкости при давлении  $P_0$ . Это — дополнительное условие для нахождения температуры или энтальпии  $i_0$ .

Удобным и термодинамически обоснованным является условие равенства температур потоков, поступающих в смеситель (контур Б). При допущении изотермического смешения потоков  $T_8=T_9=T_{10}$  и  $i_8=i_9=i_{10}$ . Кроме того, и давления в указанных точках принимаются одинаковыми. Теплопритоки к контуру Б можно принять равными нулю.

В результате можно использовать 20 дополнительных условий. Следовательно, число параметров, подлежащих определению, превышает число условий всего на 4 ( $24-20=4$ ).

Использование информация о реализуемом процессе в детандере позволяет за счёт введения такого понятия, как его КПД  $\eta_D$ , связать параметры точек 3 и 9. Если рассматривать  $\eta_D$  как внешне задаваемый параметр, то модель установки будем иметь три степени свободы.

Для дальнейшей идентификации модели введём значение недокуперации  $\Delta T_{2-12}$  на тёплом конце теплообменника ТО-1 в виде соотношения:  $T_{12}=T_2-\Delta T_{2-12}$ .

В итоге, математическая модель, представленная в виде системы уравнений и ряда условий, будет иметь две степени свободы и предусматривать рассмотрение только двух контуров схемы А и В (см. рис. 1). Если обратиться к конкретным параметрам, входящим в систему уравнений связей, то можно варьировать любые два параметра из следующего списка:  $G_3, T_3, T_4, G_0$ . Введём обозначения:  $G_0=L, G_3=D$  и  $G_2=G$ , где  $L$  — доля ожижаемого продукта (коэффициент ожижения);  $D$  — доля рабочего тела, поступающего в детандер;  $G$  — количество рабочего тела, подаваемого в холодную часть установки.

Запишем уравнения энергетических балансов контуров А и В, приняв  $G=1$ . В результате получим:

— для контура А

$$i_2+(1-L)i_{10}+q_A=Di_3+(1-D)i_4+(1-L)i_{12}; \quad (1)$$

— для контура В

$$i_4(1-D)+q_B=Li_0+(1-D-L)i_8, \quad (2)$$

где  $q_A$  и  $q_B$  — теплопритоки к контурам А и В.

Решая систему (1)-(2) исключением какого-либо

параметра, можно получить расчётные соотношения для доли ожижаемого продукта  $L$ .

В случае исключения  $D$  из системы (1), (2)

$$L = \left( \frac{i_2 - i_4 + i_8 - i_{12}}{i_3 - i_4} - 1 + \frac{q_A}{i_3 - i_4} + \frac{q_B}{i_8 - i_4} \right) / \left( \frac{i_0 - i_8}{i_8 - i_4} + \frac{i_8 - i_{12}}{i_3 - i_4} \right). \quad (3)$$

Варьируемыми параметрами в уравнении (3) могут быть  $T_3$  и  $T_4$ .

Используя условие  $i_{10}=i_8$ , получим после вычитания из уравнения (1) уравнения (2) иное выражение для расчёта доли ожижаемого продукта:

$$L = \frac{i_{12} - i_2}{i_{12} - i_0} + D \frac{i_3 - i_8}{i_{12} - i_0} - \frac{q_A + q_B}{i_{12} - i_0}. \quad (4)$$

В уравнении (4) варьируемыми переменными могут быть  $D$  и  $T_3$ . Уравнение хорошо известно в криогенной технике. В нём указываются источники холодопроизводительности для ожижения газа и источники потерь (теплопритоки, недокуперация на тёплом конце ТО-1). Отметим также, что уравнение (4) может быть получено из баланса контура Г, т.е. всей холодной части установки, с учётом того, что  $i_8=i_9$ .

Можно вывести и другие соотношения, которые будут нуждаться в своём наборе варьируемых величин. Сравнение уравнений (3) и (4) показывает, как неудачный выбор независимых переменных может привести к громоздким и неудобным расчётным зависимостям.

Остановимся на уравнении (4) в силу его простоты и чёткого физического смысла входящих в него членов.

### 3. ОГРАНИЧЕНИЯ НА СВЯЗИ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ УЗЛОВЫХ ТОЧЕК И ПРОЦЕССОВ

Взаимосвязь между параметрами узловых точек схемы, следующая из соотношений (1)-(4), базируется на первом законе термодинамики. Математическая модель должна обязательно учитывать ограничения, налагаемые на процессы вторым законом термодинамики. Они относятся к температурам потоков и характеру протекания отдельных процессов.

Применительно к рассматриваемой схеме установки температурные ограничения должны касаться наличия положительных температурных напоров в каждом сечении рекуперативных теплообменников в процессах передачи тепла от прямого потока к обратному.

Специфика же расчёта схемы состоит в том, что первоначально вычисляются параметры узловых точек и некоторые её характеристики, а затем на втором этапе рассчитываются температурные поля теплообменников.

Ограничения, налагаемые вторым законом термодинамики, должны учитываться в ходе как первого,

так и второго этапов расчёта. При нарушениях указанных условий однозначно должен прекращаться расчёт того или иного варианта схемы. При этом программа должна информировать о причинах прекращения расчёта.

Прекращение расчётов происходит при нарушении неравенств:

$$T_3 \geq T_{11}; T_4 \geq T_9; T_4 \geq T_8; T_5 \geq T_7. \quad (5)$$

Равенство в любом из температурных соотношений означает переход к идеализированному циклу, т.е. циклу только с собственными потерями от необратимости. Такое решение позволит найти значения предельных характеристик цикла, недостижимых в реальной установке

Практическую ценность представляют решения, в которых ограничивающие неравенства, в сравнении с (5), записываются как

$$T_3 - T_{11} > \delta T; T_4 - T_9 > \delta T; T_4 - T_8 > \delta T; T_5 - T_7 > \delta T, \quad (6)$$

где  $\delta T$  — минимально допустимая разность температур. В общем случае  $\delta T$  может принимать разные значения в указанных неравенствах.

Температуры, входящие в неравенства, часто определяются по энтальпиям и давлениям потоков, вычисленных из уравнений энергетических балансов. Для ускорения расчёта, за счёт исключения процедуры определения температур по  $i$  и  $P$ , сравнения можно производить непосредственно по величинам энтальпий. Например, при выполнении вариантных расчётов температура точки 7 остаётся неизменной. Если вычислить энтальпию по  $T_7$  и  $P_5$  (обозначим эту энтальпию  $i_{5\min}$ ), то сразу же после нахождения  $i_5$  из баланса теплообменника ТО-3 следует её сравнивать с  $i_{5\min}$ .

Более строгая проверка условий выполнимости ограничений, вытекающих из второго закона термодинамики, осуществлялась на втором этапе расчёта схемы установки путём вычисления температурного поля теплообменников. Обычно этот этап называют проверкой реализуемости теплообмена в  $q$ - $T$ -координатах или проверкой работоспособности теплообменника. Суть данной операции состоит в определении и последующем сравнении температур потоков в сечениях теплообменника. При этом в любом сечении теплообменника должно выполняться условие, аналогичное записанному для узловых точек схемы:

$$T_{\text{пр}} > T_{\text{обр}} + \delta T, \quad (7)$$

где  $T_{\text{пр}}$  и  $T_{\text{обр}}$  — температуры прямого и обратного потоков в произвольном сечении.

Для многопоточных теплообменников условие работоспособности имеет более сложный вид [5]. Количество сечений теплообменника может составлять 10-20. При наличии изменений фазовых состояний потоков точка начала (конца) перехода должна отдельно контролироваться. Знание поля температур теплообменника позволяет достаточно строго оценить

величину средней интегральной разности температур  $\Delta T_{\text{ср}}$ , а в дальнейшем — и поверхность теплообмена. Средняя интегральная разность температур

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{N}{\sum_j \frac{1}{(T_{\text{пр}} - T_{\text{обр}})_j}}, \quad (8)$$

где  $(T_{\text{пр}} - T_{\text{обр}})_j$  — действующая разность температур в  $j$ -ом сечении теплообменника.

В процессе вычислений учитывались ещё два ограничения, которые не следовали из второго закона термодинамики. Первое ограничение  $L < 0$  при расчёте по формуле (4) означает, что холодопроизводительность цикла недостаточна для получения сжиженного газа. Такой режим не представляет практического интереса, и вычислительный процесс в этом случае должен прекратиться.

Второе ограничение касается состояния потока на выходе из детандера (точка 9). Если температура  $T_9 = T_7$  (или достаточно близка к ней), то отпадает необходимость в теплообменнике ТО-3.

Если выходящий из детандера поток содержит жидкую фазу, т.е.  $i_9(P_7) < i_7(P_7)$ , то его работу следует считать нереализуемой или допускать переход к схеме, в которой детандерный поток направляется непосредственно в сепаратор С. В этом случае теплообменник ТО-3 исключается из схемы, а дроссель Др подключается к выходу теплообменника ТО-2 (точка 4).

Эти принципиальные изменения схемы установки требуют отдельного их рассмотрения.

#### 4. УЧЁТ ТЕПЛООБМЕНА, СОПРОТИВЛЕНИЙ АППАРАТОВ И ТЕПЛОПРИТОКОВ ИЗ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Расчётные характеристики криогенной установки можно приблизить к реально достижимым, если в её математической модели будем учитывать интенсивность теплообмена в теплообменниках, гидравлические сопротивления протекающим потокам и теплопритоки из окружающей среды к низкотемпературному оборудованию.

Указанные характеристики в большей степени зависят от типа аппарата и его конструктивного исполнения. Наиболее распространёнными являются витые трубчатые (хемпсоновского типа) и пластинчатые ребристые аппараты.

Приведём основные соотношения, используемые нами для учёта технических потерь в витых трубчатых теплообменниках. Будем принимать во внимание, что при их расчёте решается задача определения площади теплообмена и размеров теплообменной матрицы.

Площадь теплообмена находится из соотношения:

$$F = \frac{G(i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}})}{k \Delta T_{\text{ср}}}, \quad (9)$$

где  $G$  — расход прямого потока;  $i_{\text{вх}}$  и  $i_{\text{вых}}$  — энтальпии потока на входе в аппарат и выходе из него;  $k$  — коэф-

фициент теплопередачи;  $\Delta T_{cp}$  — средняя разность температур между прямым и обратным потоками, представляющая собой среднеинтегральную рассчитываемую с учётом температурного поля теплообменника.

Величины расходов, энтальпий и температур определяются в процессе термодинамического расчёта схемы установки. Коэффициент теплопередачи представляет собой функцию скоростей и теплофизических свойств потоков, а также геометрии пространства теплообменной матрицы.

Для трубчатого теплообменника принимаем, что прямой поток (высокого давления) движется по трубкам, обратный — в межтрубном пространстве. При известной массовой скорости  $(\rho\omega)_1$  потока в трубках заданного диаметра  $d_1$  коэффициент теплоотдачи описывают выражением, рекомендуемым в [6,7]:

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda_1}{d_1} Re_1^{0,8} Pr_1^{0,35}, \quad (10)$$

где  $Re_1 = \frac{(\rho\omega)_1 d_1}{\mu_1}$  — число Рейнольдса;  $Pr_1$  — число Прандтля прямого потока.

В выражении (10) приведены типичные значения числовых коэффициентов для турбулентного режима течения в трубах. Возможно использование и других зависимостей. Теплофизические свойства вычислялись с помощью программ, используемых при расчётах схемы, по средним значениям температур и давлений потоков в аппаратах.

Аналогичным образом при заданной массовой скорости обратного потока  $(\rho\omega)_2$  можно определить коэффициент теплоотдачи к обратному потоку в межтрубном пространстве. Например, для труб, оребренных проволокой, широко применяется соотношение, указанное в [6]:

$$\alpha_2 = 0,168 \frac{\lambda_2}{d_e} Re_2^{0,7} Pr_2^{0,33}, \quad (11)$$

где  $Re_2 = \frac{(\rho\omega)_2 d_e}{\mu_2}$  — число Рейнольдса;  $d_e$  — эквивалентный диаметр межтрубного пространства.

Коэффициент теплопередачи вычисляется по известному соотношению как

$$k = \left( \frac{d_2}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \phi} \right)^{-1}, \quad (12)$$

где  $d_2$  — наружный диаметр трубки;  $\phi$  — коэффициент эффективности оребренной поверхности.

Определение поверхности теплообмена производится по формуле (9).

Суммарная поверхность теплообмена — важная характеристика установки, отражающая одну из основных составляющих капитальных затрат на её создание. Знание поверхности теплообмена, кроме этого, даёт возможность учесть в процессе моделирова-

ния такой источник технических потерь, как падения давлений потоков при их протекании через теплообменные аппараты.

В трубчатых теплообменниках поверхность  $F$  образуется трубками длиной  $L_T = F/\pi d_2$ . В теплообменнике прямой поток распределяется по трубкам, число которых

$$n_T = \frac{4G}{\pi(\rho\omega)_1 d_1^2}. \quad (13)$$

Выражение для определения средней длины одной трубки может быть получено из соотношений (9) и (13):

$$L_1 = \frac{L}{n_T} = \frac{(\rho\omega)_1 (i_{вх} - i_{вых}) d_1}{4k\Delta T_{cp}}. \quad (14)$$

Из (14) можно заметить, что в него не входит расход потока  $G$ . В связи с этим длина одной трубки не зависит от расхода, а является функцией массовой скорости  $(\rho\omega)_1$ .

Гидравлическое сопротивление прямому потоку в трубном пространстве пропорционально длине трубки  $L_1$ , что следует из выражения:

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{\rho\omega^2}{2} \frac{L_1}{d_1} = \xi_1 \frac{(\rho\omega)_1^3}{8\rho_1} \cdot \frac{i_{вх} - i_{вых}}{k\Delta T_{cp}}, \quad (15)$$

где  $\xi_1$  — коэффициент сопротивления.

Из формулы (15) видно, что основным фактором, влияющим на снижение давления потока, является массовая скорость  $(\rho\omega)_1$ .

Характеристики межтрубного канала зависят от объёма намотки  $V_2$  и проходного сечения  $S_2$ . Их можно вычислить по формулам:

$$V_2 = Lv_2; \quad S_2 = \frac{G_2}{(\rho\omega)_2}, \quad (16)$$

где  $v_2$  — удельный объём межтрубного пространства на единицу длины трубки, зависящий от шага намотки трубок и вида намотки.

Из соотношений (16) следует, что высота намотки

$$H = \frac{V_2}{S_2} = \frac{v_2 (\rho\omega)_2}{\pi d_2} \frac{i_{вх} - i_{вых}}{k\Delta T_{cp}} \frac{G}{G_2}. \quad (17)$$

При прохождении через намотку потеря давления обратного потока

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{(\rho\omega)_2^2}{2\rho_2} \frac{H}{d_e}. \quad (18)$$

Коэффициент сопротивления межтрубного пространства  $\xi_2$  определяется по соотношениям, указанным в справочной литературе для конкретного типа теплообменной матрицы межтрубного пространства. Для случая намотки из трубок, оребренных проволокой,

$$\xi_2 = 10,6 \text{Re}_2^{-0,3}. \quad (19)$$

При использовании соотношений, предназначенных для определения поверхности теплообмена (включая сопротивления), следует учитывать коэффициент запаса, увеличивающий поверхность на 15...25 %.

Второй источник технических потерь в установке — теплопритоки из окружающей среды. Они поступают к аппаратам через тепловую изоляцию, а также по тепловым мостам. Их величины зависят не только от эффективности теплозащитных конструкций, но и от наружных поверхностей аппаратов.

Диаметр наружного корпуса витого теплообменника связан с проходным сечением межтрубного пространства выражением:

$$D_{\text{нар}} \approx 3(S_2/\pi)^{0,5}.$$

Тогда наружная поверхность

$$F_{\text{нар}} \approx 1,1\pi D_{\text{нар}}. \quad (20)$$

Коэффициент 1,1 учитывает необходимость увеличения размеров теплообменника для размещения коллекторов трубок и устройств ввода-вывода обратного потока.

Теплоприток к аппарату можно определить как

$$Q_{\text{ос}} \approx \frac{F_{\text{нар}} \lambda_{\text{из}}}{\delta_{\text{из}}} (T_{\text{ос}} - T_m), \quad (21)$$

где  $\lambda_{\text{из}}$  и  $\delta_{\text{из}}$  — коэффициент теплопроводности и толщина изоляции;  $T_{\text{ос}}$  и  $T_m$  — температура окружающей среды и средняя температура поверхности.

Реальная теплопроводность изоляции зависит от многих факторов, в том числе от качества изготовления и особенностей её эксплуатации. При хорошем состоянии изоляции ее характеристики приближаются к справочным. У большинства видов изоляции наблюдается снижение теплопроводности с понижением температуры. Приближённая зависимость имеет вид:

$$\lambda_{\text{из}} = \lambda_{300} \left( \frac{T_{\text{ос}} + T_m}{2 \cdot 300} \right)^{0,2}.$$

С учётом приведённого соотношения выражение (21) можно привести к виду:

$$Q_{\text{ос}} \approx \frac{F_{\text{нар}} \lambda_{300}}{\delta_{\text{из}}} (T_{\text{ос}} - T_m) \left( \frac{T_{\text{ос}} + T_m}{600} \right)^{0,2} \approx \frac{2,3 F_{\text{нар}} \lambda_{300}}{\delta_{\text{из}}} (T_{\text{ос}} - T_m)^{0,8}. \quad (22)$$

Хотя полученные соотношения содержат некоторые упрощения, первоначальные расчёты на их основе дают результаты, близкие к рекомендациям по теплопритокам, приведенным в литературе [7,8]. Ис-

пользование перечисленных соотношений существенно приблизит расчётные характеристики установок к их реальным показателям.

## 5. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТОВ

Расчёты с учётом математической модели реальной установки проводились с целью исследования влияния базовых независимых переменных на её энергетические и конструктивные параметры. К ним относятся: давление рабочего тела на входе в установку  $P_2$  и выходе из неё  $P_{12}$ ; температура газа  $T_3$ , отбираемого на детандер (в дальнейшем будем обозначать как  $T_D$ ), доля детандерного потока  $D$ , а также недорекуперация на тёплом конце теплообменника ТО-1.

Выбор этих переменных объясняется определенностью задания границ их варьирования.

Необходимость учёта таких технических потерь, как  $\Delta P$  [см. выражения (15) и (18)] и  $Q_{\text{ос}}$  [см. (22)], зависящих от результатов расчёта установки, обусловили итерационность вычислительного алгоритма.

При проведении расчетов (см. рис.2) цикла и самой установки осуществлялись следующие шаги:

1. Расчёт давлений во всех узловых точках в предположении отсутствия гидравлических сопротивлений ( $\Delta P=0$ ).

2. Вычисление температуры потока после детандера  $T_9$  и его других параметров. Если поток являлся двухфазным, то расчёт прерывался.

3. Определение доли ожигаемого потока  $L$ . Если  $L < 0$ , то расчёт прерывался.

4. Расчёт параметров всех точек. Если обнаруживались нарушения условий работоспособности (6), расчёт прерывался.

5. Определение температурных полей во всех теплообменниках. Если в каком-либо их сечении наблюдалось нарушение условий работоспособности, расчёт прерывался.

6. Вычисление среднеинтегральной разности температур потоков и коэффициентов теплоотдачи, а затем поверхности теплообмена, сопротивлений потоков и теплопритоков к каждому теплообменнику.

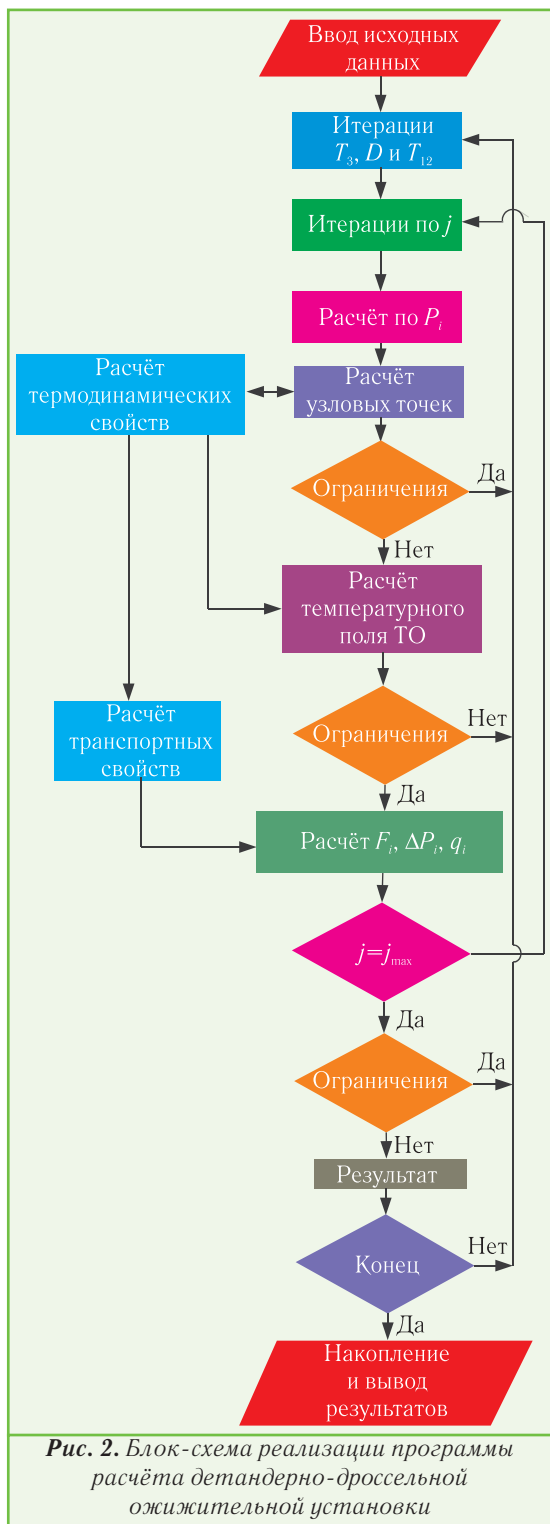
7. Повторение расчётов  $j_{\text{max}}$  раз, начиная с п. 1, с перерасчётом давлений, поверхностей и теплопритоков.

В основу итерационных уточнений положен принцип простых итераций.

Примеры изменения в итерационных процессах поверхностей теплообмена, потерь давления потоков и теплопритоков к теплообменникам приведены на рис. 3. Как видно из него, при итерациях наблюдаются колебания расчётных величин. Наибольшее изменение происходит в первой итерации, затем колебания быстро затухают, и к 4-ой-5-ой итерации значения стабилизируются.

Скачки значений величин при выполнении итераций в некоторых случаях приводят к превышению границ ограничений, что вызывает прерывание расчёта с указанием ложной причины. Для её устранения проверки ограничений проводились лишь в начальных и конечных итерациях, а разрешение на прерывание

поступало только после стабилизации контрольного параметра. Это могло увеличивать продолжительность расчёта, однако использование этого приёма показало, что затраты времени возрастают незначительно. Так, при переборе 30-ти значений температур и 45-ти значений расходов через детандер, т.е. 1350-ти вариантов, требовалось не более 4,5 мин.



На рис. 4 в поле с координатами  $T_D$ - $D$  показаны точки срабатывания ограничений. Белым цветом показаны те сочетания  $T_D$  и  $D$ , при которых обеспечива-

ются выполнения всех условий работоспособности и цикла, и установки. Иные цвета обозначают прерывание по одному из ограничивающих условий (по первому наступившему событию). Так, красный цвет соответствует нарушению реализуемости теплообмена в одном (любом) из теплообменников, желтый — условий (6), синий — условия  $L < 0$ . Зелёным цветом показаны области, где образуется парожидкостной поток после детандера.

Сравнения рисунков 4,а и 4,б показывают, что учёт технических потерь путём расчётов поверхности теплообмена, сопротивлений и теплопритоков существенно сужает область осуществимости цикла и работоспособности установки в целом. Хотя это и ожидаемый результат, но его ценность состоит в том, что можно определить количественное влияние технических потерь.

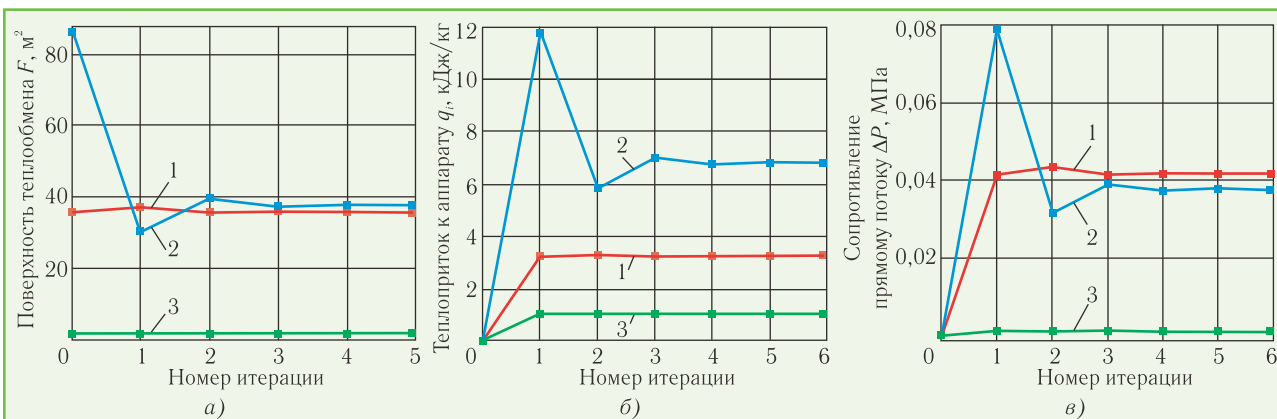
Расчёты, проводившиеся с использованием математических моделей циклов установки, позволили получить ряд интересных результатов. Так, установлены наличия минимумов на зависимостях суммарной поверхности теплообменников от доли детандерного потока (см. рис. 5). Приведённые зависимости получены при фиксированных температурах потоков после компрессора и обратного потока и варьируемого расхода газа через детандер. Принималось, что установка работает на воздухе с расходом 1 кг/с при давлениях прямого потока  $P_2=2$  МПа и обратного  $P_{12}=0,1$  МПа.

Остановимся на анализе рис. 5. Как следует из расчётов, увеличение детандерного потока в области малых  $D$  повышает коэффициент ожижения, что приводит к уменьшению обратного потока и росту средней разности температур в теплообменнике ТО-1. Следствием является снижение требуемой поверхности этого теплообменника и всех теплообменников установки.

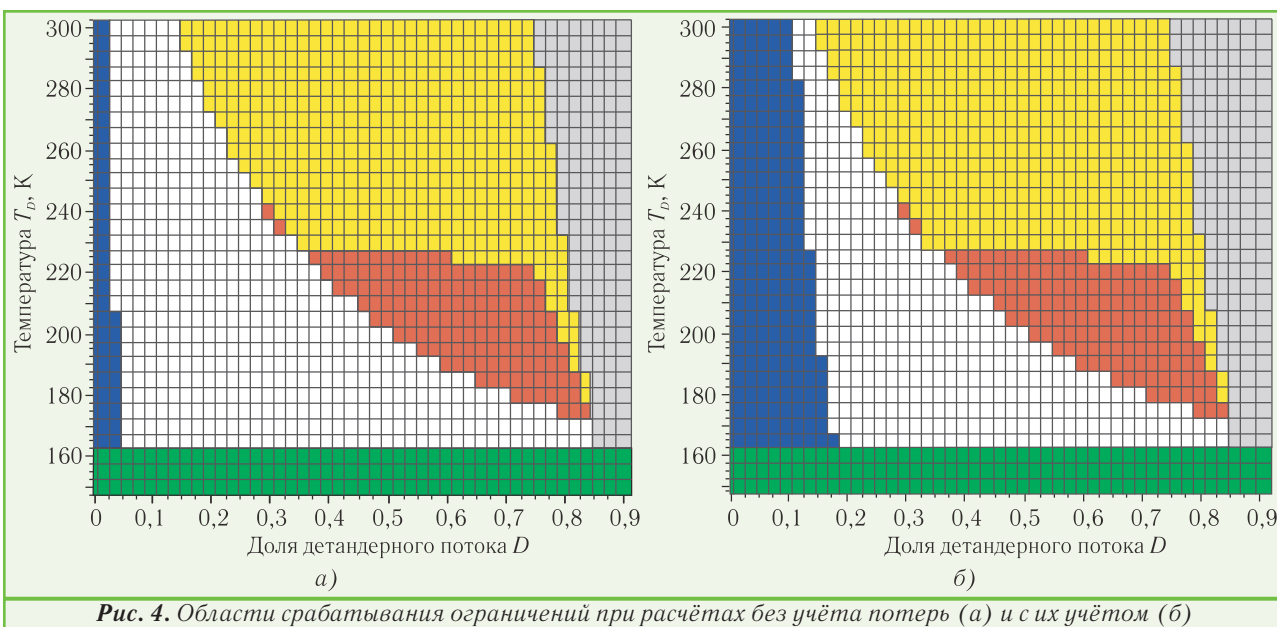
Последующее увеличение отбора на детандер уменьшает прямой поток в ТО-2, что сближает температуры прямого и обратного потоков в нём. Из-за этого величина необходимой поверхности ТО-2 растёт, что обуславливает резкий подъём кривых на рис. 5 после достижения минимума.

Сопротивление протеканию потоков снижает их давление в направлении движения. Так как процессы реализуются в области положительного дроссель-эффекта, это приводит к снижению температур прямого потока и росту температур обратного потока в направлении холодного конца по сравнению с процессами идеализированного цикла. Иными словами, происходит уменьшение температурного напора в теплообменниках. Кривая 1, отвечающая этому случаю, располагается выше кривой 2. Следовательно, расчёт без учёта падения давления потоков ведёт к занижению расчётной поверхности аппаратов и завышению коэффициента ожижения.

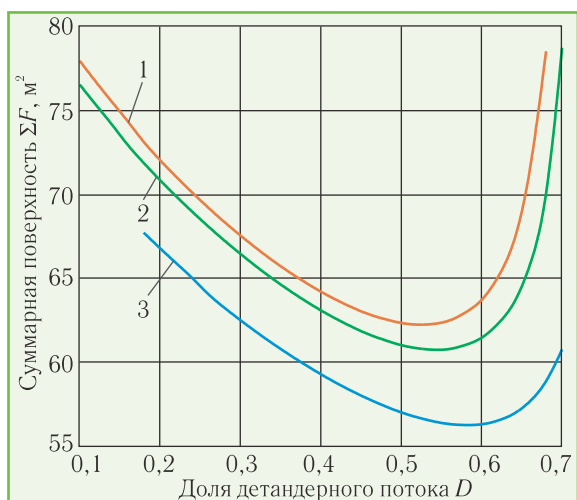
Теплопритоки к витым теплообменникам, в основном, воспринимаются обратным потоком. Его температура растёт быстрее, и прямой поток охлаждается хуже. Из-за этого в области низких температур разность между потоками увеличивается. Следствием



**Рис. 3.** Изменения расчётных величин при итерациях в процессах определения поверхностей теплообмена (а), теплопритоков к аппаратам (б) и сопротивлений теплообменников (в) в следующих аппаратах установки: 1 — ТО-1; 2 — ТО-2; 3 — ТО-3



**Рис. 4.** Области срабатывания ограничений при расчётах без учёта потерь (а) и с их учётом (б)



**Рис. 5.** Влияние потерь давления  $\Delta P$  и теплопритоков на суммарную поверхность теплообмена: 1 — при учёте только сопротивлений в теплообменниках; 2 — без учёта технических потерь; 3 — с учётом гидравлических сопротивлений и теплопритоков

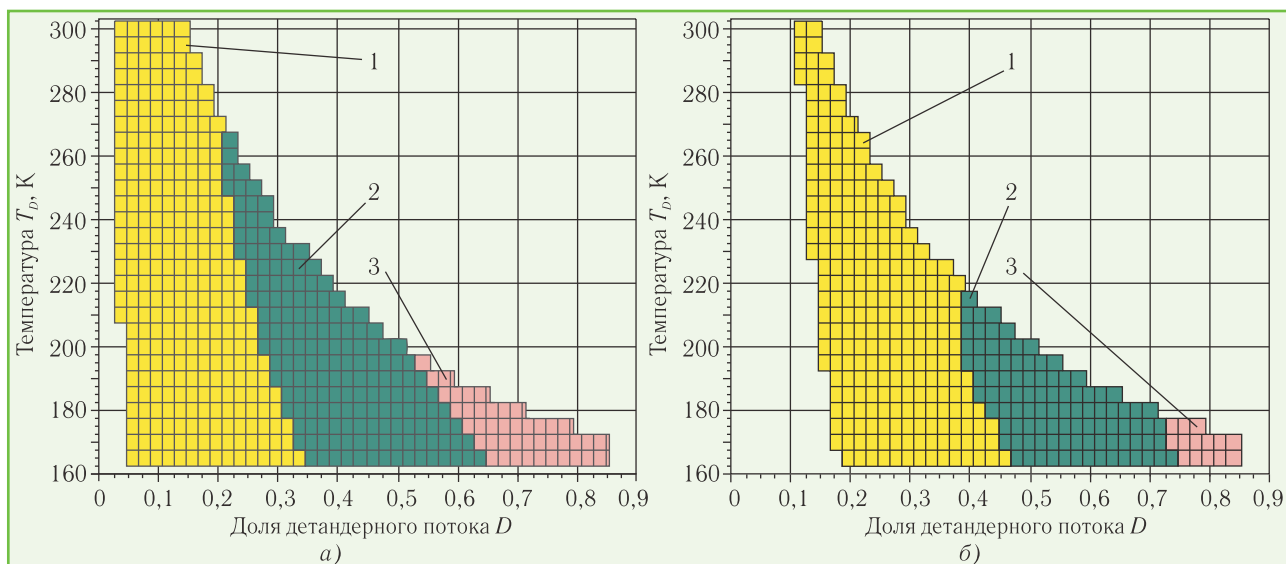
является уменьшение необходимой поверхности теплообмена (кривая 3).

### 6. ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТАНОВКИ

При заданном расходе воздуха, поступающем в установку, и выбранных давлениях  $P_2$  и  $P_{12}$  основная характеристика ожижительной установки — её коэффициент ожижения. Исследуем влияние на его величину таких параметров, как температура отбора потока на детандер  $T_d$  и доля детандерного потока  $D$ .

Влияние блока комплексной очистки воздуха учитывать не будем. Сделаем также допущение о постоянстве КПД детандера при разных расходах через него. В расчетах КПД полагался равным 0,8. Это значение эффективности детандера вполне достижимо в современных их конструкциях. Значения массовых скоростей прямого и обратного потоков приняты в соответствии с известными рекомендациями [6,7,9]. В дальнейшем их изменяли путём умножения на условную величину — коэффициент расхода  $k_p$ .





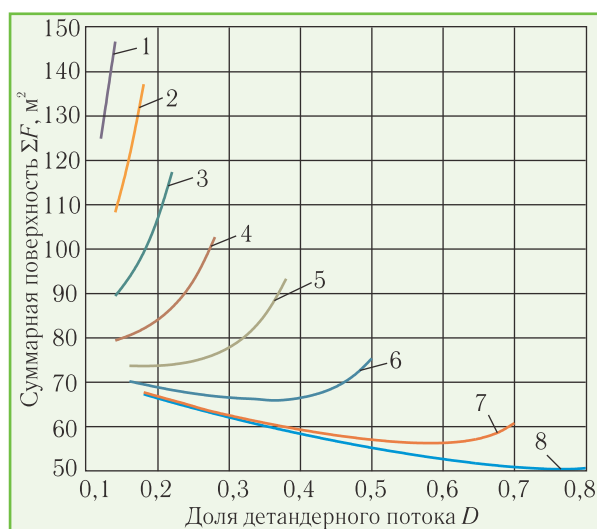
**Рис. 6.** Изменения коэффициента ожизения  $L$  установки без учёта технических потерь (а) и с их учётом (б) в зонах диаграмм, где он изменяется в диапазоне: 1 — от 0 до 0,05; 2 — от 0,05 до 0,10; 3 — от 0,10 и более

Величина теплопритоков рассчитывалась по соотношениям (22), исходя из значения коэффициента теплопроводности изоляции  $\lambda_{300}=0,05$  Вт/мК.

Изменения коэффициента ожизения в координатах  $T_b$  и  $D$  представлено на рисунках 6,а и 6,б. Максимальное значение коэффициента ожизения при учёте потерь и без их учёта достигается при минимальной температуре потока, поступающего в детандер. В этом случае количество воздуха, отбираемого на детандер, максимально. Причём доля детандерного потока практически одинакова для двух рассматриваемых условий. Если же реализуется цикл с повышенной температурой отбора  $T_b$ , то следует в детандер направлять поток в том максимальном объёме, при котором ещё будет обеспечиваться работоспособность теплообменников. Превышение указанной доли отбора на детандер приводит к росту обратного потока. Это — известное явление, когда избыточная холодопроизводительность цикла проявляется в виде повышенных потерь от недокуперации или накопления жидкой фазы рабочего тела в некоторых частях криогенной системы.

Возможность вычисления величины поверхности теплообменных аппаратов, необходимой для реализации цикла, позволяет оптимизировать установку не только по энергетическим, но и по конструктивным, массогабаритным или стоимостным показателям. Так как последние задачи требуют привлечения специальных данных и значительного увеличения объёма расчётов, то в рамках данного исследования не рассматривались.

Рис. 7 показывает, как изменяются теплообменные поверхности аппаратов в зависимости от доли расширяемого в детандере потока и его температуры  $T_b$ . Из рисунка следует, что в цикле при высокой температуре на входе в детандер и относительно невысоком  $P_2$  он работает не только малоэффективно (низкий коэффициент ожизения), но и обуславливает рост требуемой поверхности теплообмена.



**Рис. 7.** Суммарная поверхность теплообмена при разных температурах  $T_b$ , К:  
1 — 300; 2 — 280; 3 — 260; 4 — 240;  
5 — 220; 6 — 200; 7 — 180; 8 — 170

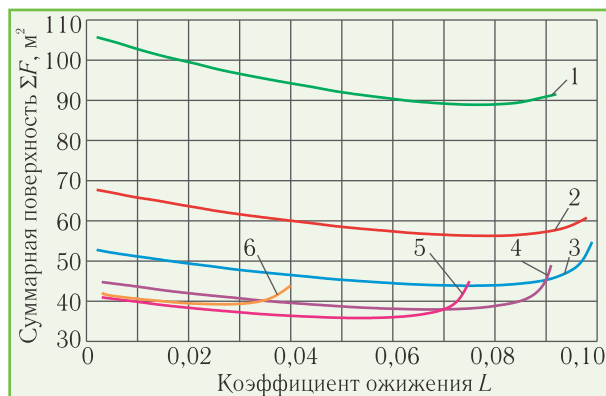
Минимальная поверхность теплообмена, как видно из рис. 7, достигается при наиболее низкой температуре на входе в детандер. При этом теплообменник ТО-3 будет минимальных размеров (в пределе его поверхность стремится к нулю). Через теплообменник ТО-2 в таком режиме проходит остаток прямого потока после отбора на детандер (уменьшается до 16 %), и тепловая нагрузка снижается.

Дальнейшему уменьшению поверхности ТО-2 препятствует сближение температурных кривых теплообменника в  $q-T$ -координатах. Пределом сближения температур в наших расчётах принята разность 1 К.

Взаимодействие указанных факторов приводит к появлению минимума на линиях  $T_b = \text{const}$  в координатах  $\Sigma F-D$ . Положение минимума поверхности  $\Sigma F$  не совпадает с максимумом коэффициента ожизения. Переводя данный факт в категорию экономических понятий, следует отметить, что в указанных координа-

тах минимум капитальных затрат не совпадает с минимумом эксплуатационных затрат. Учёт этого явления в сочетании с вычислениями технико-экономических показателей создаст предпосылки для оптимизации детандерно-дроссельных ожижительных установок по приведённым стоимостным показателям.

Интересные возможности для оптимизации появляются при варьировании скорости потоков в теплообменниках. Так, увеличение скорости приводит к росту коэффициентов теплоотдачи и уменьшению поверхности теплообмена. Одновременно с этим растут потери давления при прохождении потоков через аппараты. Это уменьшает перепад давлений в детандере. В результате снижаются его холодопроизводительность и коэффициент ожижения установки. Данные расчётов при разных значениях массовой скорости представлены на рис. 8. При уменьшении скорости в 2 раза (коэффициент расхода равен 0,5) поверхность возрастает более чем в 1,5 раза. Увеличение размеров теплообменников вызывает рост теплопритоков и снижает коэффициент ожижения с 0,098 до 0,092.



**Рис. 8.** Влияние коэффициента  $L$  на общую теплообменную поверхность установки при различных значениях коэффициентов расхода:

1 — 0,5; 2 — 1,0; 3 — 1,5; 4 — 2,0; 5 — 2,5; 6 — 3,0

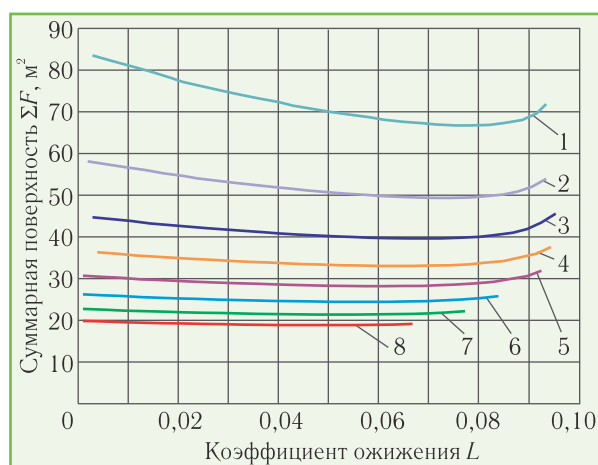
Увеличение же скорости в 2 раза уменьшает поверхность на 15...30 %. Хотя уменьшение размеров теплообменников приводит к снижению теплопритоков, общая эффективность цикла (коэффициент ожижения) падает до 0,091 из-за роста гидравлических сопротивлений и уменьшения теплоперепада на детандере. Увеличение скорости в 3 раза не даёт выигрыша по поверхности и существенно снижает эффективность процесса ожижения.

В рассматриваемом примере ( $P_2=2$  МПа,  $T_d=180$  К) наилучший результат достигнут при коэффициенте скорости 1,5. При этом требуемые поверхности снизились на 10...22 %, а коэффициент ожижения даже несколько повысился (до 0,099).

Недокуперация  $\Delta T_{2-12}$  на тёплом конце ТО-1 также относится к независимой величине, которая может изменяться в ходе исследования и проектирования. Влияния  $\Delta T_{2-12}$  на характеристики и цикла, и установки сказываются достаточно сильно, однако в подобных исследованиях редко подвергаются анализу.

На рис. 9 показано, как недокуперация влияет на

требуемую поверхность теплообмена. Анализируя приведённые данные, следует принимать во внимание, что математическая модель, лежащая в основе расчётов, связывает большое количество параметров — давлений, температур, значений отбора на детандер, гидравлических потерь, теплопритоков и т.д. Поэтому в цепи «недокуперация — температурный напор — поверхность теплообмена — гидравлические потери — теплопритоки» появляется возможность проследить только качественный характер влияния. Представленные графики показывают, что имеются такие значения коэффициентов ожижения, при которых суммарная поверхность  $\Sigma F$  становится минимальной. По мере роста недокуперации её влияние на уменьшение поверхности теплообменников снижается, а потери эффективности становятся более значительными.



**Рис. 9.** Изменение суммарной поверхности теплообменников при значениях недокуперации на тёплом конце ТО-1, К: 1 — 5; 2 — 10; 3 — 15; 4 — 20; 5 — 25; 6 — 30; 7 — 35; 8 — 40

Совокупность полученных результатов не исчерпывает возможностей математической модели. Например, в перечень параметров, которые можно варьировать, входят давления потоков  $P_2$  и  $P_{12}$ , КПД детандера, конструктивные особенности теплообменников (витые, пластинчато-ребристые и т.д.). В разработанной программе предусмотрена возможность выполнения расчётов и для других рабочих тел, а также использования разных программных модулей для расчёта теплофизических свойств веществ.

## 7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведённое исследование выполнено на основании математической модели детандерно-дроссельного цикла ожижения воздуха. Математическая модель, как видно из полученных результатов, обеспечивает расчёт не только термодинамических характеристик цикла, но позволяет определять также режимные и конструктивные показатели установки (поверхности теплообменных аппаратов, давления в узловых точках, теплопритоки), которые необходимы для проектирования криогенной установки. Сочетание термо-

динамических расчётов с определением конструктивных показателей значительно повышает и практическую значимость результатов.

Учёт термодинамических ограничений в ходе расчётов позволяет избежать выполнения лишних вычислений.

При проведении расчётов найдена область работоспособных состояний установки; показано, что максимальный коэффициент оживления достигается при наименьших температурах детандерного потока.

Рост теплоперепада на детандере при высоких температурах входа потока не компенсирует ограничения на отбор детандерного потока. Увеличение отбора детандерного потока ограничивается условиями работоспособности ТО-2, в котором, как правило, наблюдается минимально допустимая разность температур между прямым и обратным потоками.

Установлена возможность минимизации поверхности аппаратов, а, следовательно, и массы теплообменников установки. При этом эффективность оживления не только не падает, а достигает максимальных для данных условий значений. Это открывает возможность оптимизации технико-экономических показателей установки.

Учёт соотношений, описывающих теплопередачу и гидравлические процессы в аппаратах, позволил обнаружить достаточно сильное влияние массовой скорости потоков на технические характеристики теплообменников. При оптимизации значений скорости можно на 10...20 % снизить затраты на изготовление теплообменников, на долю которых приходится значительная часть капитальных вложений.

Крайне редко в подобных исследованиях учитывается влияние недокуперации. В данной работе показано, что недокуперация на тёплом конце теплообменника является весьма значимым параметром оптимизации. Обязательным условием получения надёжного результата является учёт взаимосвязи разме-

ров поверхности теплообмена и теплопритоков. К сожалению, этот фактор существенно зависит от особенностей криогенного блока, применяемой изоляции и конструкции теплообменников.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Борзенко Е.И., Зайцев А.В.** Установки и системы низкотемпературной техники. Автоматизированный расчёт и моделирование процессов криогенных установок и систем: Учеб. пособие. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. — 232 с.
2. **Бодюл С.В., Таран В.Н.** Алгоритмизация процесса расчёта цикла криогенной системы. Базовые понятия и принципы// Технические газы. — 2006. — № 4 — С. 12-19.
3. **Троценко А.В.** Формализация понятия узловой точки термодинамической системы// Технические газы. — 2008. — № 1. — С. 59-63.
4. **Троценко А.В.** Формализация элементов энергетических систем// Технические газы. — 2010. — № 4. — С. 65-69.
5. **Таран В.Н.** Особенности расчёта многопоточных рекуперативных теплообменников криогенных установок// Технические газы. — 2004. — № 3. — С. 50-57.
6. **Григорьев В.А., Крохин Ю.И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с.
7. 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.
8. Справочник по физико-техническим основам криогеники/ **М.П. Малков, И.Б. Данилов, А.Г.Зельдович, А.Б.Фрадков;** Под ред. М.П. Малкова. — М.: Энергоиздат, 1985. — 452 с.
9. Расчёт криогенных установок: Уч. пособие для студ. вузов// Под ред. **С.С.Будневича.** — 2-е издан., перераб. и доп. — Л.:Машиностроение, 1979. — 367 с.



## ВНИМАНИЮ РУКОВОДИТЕЛЕЙ ПРЕДПРИЯТИЙ, ВЫПУСКНИКОВ ТЕХНИКУМОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ КОЛЛЕДЖЕЙ!



- получение высшего образования без отрыва от производства за 4 года;
- зачисление без экзаменов сразу на 3-ий курс Одесской государственной академии холода по направлению Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА»;
- специальность — 7.090507 «Криогенная техника и технология»;
- форма обучения — заочная контрактная;
- завершение учебы — защитой дипломного проекта;
- диплом Министерства образования и науки Украины признается в странах СНГ.

Условия приёма по контактному тел./факсу: +38 (048) 777-00-87