

УДК 621.59(075.8)

Г.К. Лавренченко, А.В. Плесной

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

e-mail: uasigma@paco.net

АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОЖИЖИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ. 2. ЦИКЛЫ С АГРЕГАТАМИ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОР

Циклы с низким давлением перерабатываемого воздуха являются основой для создания высокоэффективных крупнотоннажных воздуходелительных установок (ВРУ). Особенность таких ВРУ состоит в использовании работы детандера в компрессорной ступени, которая механически связана с ним. Применение агрегатов детандер-компрессор и специальных дожимающих компрессоров обуславливает работу современных ВРУ по циклам с несколькими давлениями. Рассматриваются три варианта схем агрегатов детандер-компрессор. Для установления ряда общих закономерностей проведён термодинамический анализ характеристик ожижителей воздуха низкого давления. Разработаны замкнутые математические модели трёх ожижителей, определены потери эксергии во внутренне необратимых процессах. Использовался энтропийный метод термодинамического анализа. Наиболее эффективными оказались ожижители с дожатием детандерного потока воздуха перед его расширением или с дожатием потока, имеющего давление ниже атмосферного, до давления всасывания в основной компрессор.

Ключевые слова: Цикл низкого давления. Схема ожижителя воздуха. Агрегат детандер-компрессор. Математическая модель. Реализуемость теплообмена. Энтропийный метод. Коэффициент ожижения. Эксергетический КПД.

G.K. Lavrenchenko, A.V. Plesnoy

INDICATORS ANALYSIS OF LOW PRESSURE AIR LIQUEFIER. 2. CYCLES WITH EXPANDER-COMPRESSOR UNITS

Cycles with low pressure of processed air are a basis for creation highly effective large-capacity air separation units (ASU). Feature of the such ASU is the use of the expander in a compressor step, which is mechanically connected with it. The application aggregates expander-compressor and special booster compressors causes work of the modern ASU on cycles with several pressures. Three variants of the aggregates expander-compressor schemes are considered. For an establishment of some the general patterns the thermodynamic analysis is carried out of low-pressure air liquefier characteristics. The closed mathematical models of three-liquefier are developed, exergy losses in internally irreversible processes are defined. The entropy method of thermodynamic analysis was used. The most effective had appeared liquefiers with a booster of an expander air stream before its expansion or with booster a stream having a pressure below atmospheric pressure to suction pressure in the main compressor.

Keywords: Cycle of low pressure. Scheme air liquefier. Aggregate expander-compressor. Mathematical model. Heat exchange realizability. Entropy method. Coefficient of liquefaction. Exergy efficiency.

1. ВВЕДЕНИЕ

На основе цикла низкого давления, предложенного П.Л. Капицей в 1937 г., в 50-70-ых гг. прошлого столетия создавались крупнотоннажные воздуходелительные установки (ВРУ). В первоначальном виде в настоящее время цикл практически не применяется. Современные установки с низким давлением перерабатываемого воздуха представляют собой слож-

ные криогенные системы двух-четырёх давлений [1,2]. В них достаточно эффективно используется работа детандеров, например, для дожатия воздуха в компрессорных ступенях агрегатов детандер-компрессор перед его расширением.

В связи с тем, что характеристики циклов низкого давления, в состав которых включены агрегаты детандер-компрессор, отдельно не исследовались, целесообразно остановиться на их анализе. Рассмотрим так-

же особенности указанных циклов при различных вариантах использования работы расширения воздуха в детандерах. Предыдущая публикация [3] даст возможность сравнить их характеристики с подобными показателями классического цикла Капицы.

2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЦИКЛОВ С АГРЕГАТАМИ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОР

Агрегаты детандер-компрессор, которые находят применение в схемах воздуходелительных установках, по-разному включаются в их структуры. Остановимся на исследованиях трёх возможных вариантов схем агрегатов, предназначенных для использования в ожижительных циклах низкого давления.

Для краткости первый из циклов будем называть циклом с дожатием детандерного потока воздуха; второй — циклом с дожатием потока охлаждаемого воздуха; третий — с дожатием вакуумного потока.

Займёмся формированием математических моделей циклов. Под моделью будем понимать всю совокупность уравнений, различных выражений и задаваемых величин, позволяющих адекватно описывать характеристики циклов как объектов исследования. Для обеспечения замкнутости модели количество входящих в неё различных соотношений должно равняться числу определяемых параметров. Реализация такой модели позволяет с учётом термодинамических свойств воздуха, описываемых единым уравнением состояния, определить для каждой узловой точки цикла три параметра: температуру, давление и удельный расход.

Покажем, как устанавливаются связи между основными параметрами модели.

2.1. Цикл с дожатием детандерного потока воздуха

Схема ожижителя, в котором работа детандера расходуется на дожатие в компрессорной ступени агрегата потока поступающего на расширение воздуха, представлена на рис. 1. Она разделена на два узла контурами А и Б таким образом, чтобы охватить все элементы схемы. Контур А включает в себя всю холодную часть схемы; контур Б — дроссельную ступень с теплообменником — конденсатором воздуха. Агрегат детандер-компрессор не входит в эти два контура и рассматривается в качестве внешнего устройства, характеристики которого, как будет показано, описываются отдельными соотношениями. Контур А и Б схемы, а также агрегат детандер-компрессор соединены между собой потоками, состояния которых характеризуются точками 3, 7, 3', 6, 2, 2'. Точки 1, 8, 2, 0, 3', 6 связывают указанные контуры с внешними элементами или окружением ожижителя.

Из схемы (рис. 1, б) видно, что точки 4 и 5 находятся внутри контуров и в связи с этим не включаются в уравнения их балансов. Следовательно, в модели исследуемой схемы необходимо отразить параметры восьми точек.

Если принять, как отмечалось, что для идентификации точек циклов нужны три параметра (давление p , температура T и удельный расход), то 8-ми узловым точкам должны соответствовать 24 параметра. Для уменьшения их числа примем следующие допущения: воздух в компрессоре сжимается изотермически; теплопритоки к низкотемпературным элементам схемы отсутствуют; гидравлическими сопротивлениями по трактам прямого и обратного потоков можно пренебречь.

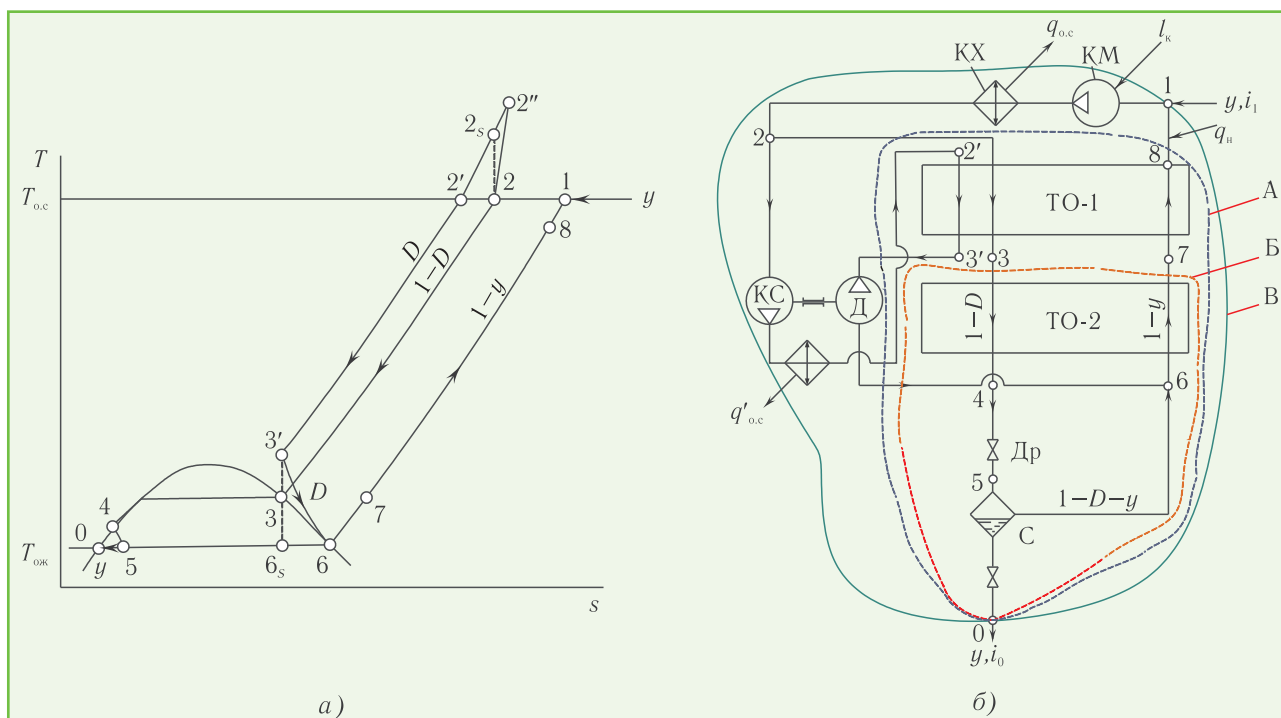


Рис. 1. Цикл с дожатием детандерного потока воздуха: КМ, КХ — компрессорная машина и её концевой холодильник; ТО-1, ТО-2 — рекуперативные теплообменники; Др — дроссель; Д, КС — детандер и механически соединённая с ним компрессорная ступень

Из последнего допущения следует, что в точках цикла 2, 3 и 4 поддерживается давление прямого потока p_2 , а в точках 5, 6, 7 и 8 — давление обратного потока p_1 . Указанное даёт возможность уменьшить число определяемых параметров до 16. Это не касается давлений $p_2=p_3$, обеспечиваемых компрессорной ступенью агрегата. Их определение будет выполняться в результате решения отдельной задачи.

Укажем, что точка 2, согласно предложенной в [4] терминологии, является ведущей точкой, для которой задаются давление, температура и расход. Давление p_8 в точке 8 принимается равным давлению в сепараторе С и одновременно давлению всасывания компрессора p_1 . При этом вводится величина недорекуперации на тепло конце ТО-1. Наличие таких связей и условий конкретизирует, наряду с p_1 , также два параметра, — давление и температуру, — точки 0. В этом случае известными оказываются и все параметры точки 1. Всё это позволяет число определяемых параметров снизить на 10, т.е. до 6 значений.

Анализ цикла и схемы (рисунки 1,а и 1,б) показывает, что точки 6 и 3 находятся на правой пограничной кривой. Ввиду этого можно считать известными температуры этих точек. Также нужно учитывать, что из энергетических балансов рекуперативных теплообменников можно найти температуры, как минимум, ещё двух точек. В итоге, математическая модель рассматриваемого ожижителя будет иметь две степени свободы. Для обеспечения замкнутости модели достаточно воспользоваться энергетическими балансами контуров А и Б схемы.

Из уравнения баланса контура А схемы получаем выражение для коэффициента ожижения

$$y = \frac{\Delta i_7 + D\Delta i_7' + Dh_s \eta_s - \Delta i_{\text{нел}}}{\Delta i_{\text{ож}} - \Delta i_{\text{нел}}}, \quad (1)$$

где $\Delta i_7 = (i_1 - i_2)$ — изотермический дроссель-эффект при температуре окружающей среды $T_{\text{о.с}}$; $\Delta i_7' = (i_2 - i_2')$ — изотермический дроссель-эффект, обеспечиваемый сжатием воздуха в компрессорной ступени КС агрегата; D — расход воздуха через детандер (доля отбора воздуха); $h_s = (i_3 - i_{6s})$ — изоэнтропный перепад детандера; η_s — изоэнтропный КПД детандера; $\Delta i_{\text{нел}} = (i_1 - i_8)$ — потеря от недорекуперации; $\Delta i_{\text{ож}} = (i_1 - i_0)$ — количество холода для ожижения воздуха при давлении p_1 .

Энергетический баланс контура Б схемы используется для определения энтальпии точки 7

$$i_7 = \frac{(1-D)i_3 + Di_6 - yi_0}{1-y}. \quad (2)$$

В уравнении (1) варьируемой переменной является D — расход воздуха через детандер. В случае задания величины изоэнтропного КПД детандера η_s математическая модель ожижителя воздуха будет характеризоваться одной степенью свободы.

Отдельно нужно остановиться на соотношениях для детандер-компрессорного агрегата ожижителя.

Основное из них — уравнение баланса работы, производимой детандером, и работы, которая передаётся компрессорной ступени агрегата:

$$\frac{i_{2s} - i_2}{\eta_{\text{ад}}} = (i_3 - i_6), \quad (3)$$

где $\eta_{\text{ад}}$ — адиабатный КПД компрессорной ступени.

При использовании этого уравнения варьируют давление $p_{2s} = p_2 = p_3$ до тех пор, пока правая и левая части уравнения (3) не сравняются до первого знака после запятой.

2.2. Цикл с дожатием потока ожижаемого воздуха

Для исследования характеристик этого цикла, как и в случае с предыдущим циклом, была сформирована математическая модель с двумя степенями свободы. Недостающие параметры определялись из энергетических балансов контуров А и Б схемы (рис. 2). В результате из баланса контура А следует, что

$$y = \frac{\Delta i_7 + (1-D)\Delta i_7' + Dh_s \eta_s - \Delta i_{\text{нел}}}{\Delta i_{\text{ож}} - \Delta i_{\text{нел}}}, \quad (4)$$

где $\Delta i_7' = (i_2 - i_2')$ — изотермический дроссель-эффект, обусловленный сжатием потока воздуха $(1-D)$ в компрессорной ступени агрегата.

Баланс контура Б схемы позволяет найти энтальпию точки 7

$$i_7 = \frac{(1-D)i_3 + Di_6 - yi_0}{1-y}. \quad (5)$$

В уравнении (4) D — варьируемая величина. При задании величины η_s приходим окончательно к модели цикла с одной степенью свободы.

Уравнение баланса работ агрегата детандер-компрессор представляется как

$$\frac{i_{2s} - i_2}{\eta_{\text{ад}}}(1-D) = (i_3 - i_6)D. \quad (6)$$

В уравнении (6) варьируется давление $p_{2s} = p_2 = p_3$. Расчёт прекращается после достижения давления, при котором правая часть уравнения становится равной её левой.

Особенность рассматриваемой схемы состоит в том, что в компрессорной ступени агрегата, сжимающей долю воздуха $(1-D)$, в ряде случаев достигались высокие давления. При степени повышения давления $\pi > 1,5$ переходили к схеме двухступенчатого сжатия. В этих случаях промежуточное давление определялось как среднегеометрическое от начального и конечного давлений.

2.3. Цикл с дожатием вакуумного потока

Используя предыдущее, формируем, как и ранее, математическую модель цикла. Для обеспечения её замкнутости воспользуемся энергетическими балансами контуров А и Б схемы (рис. 3).

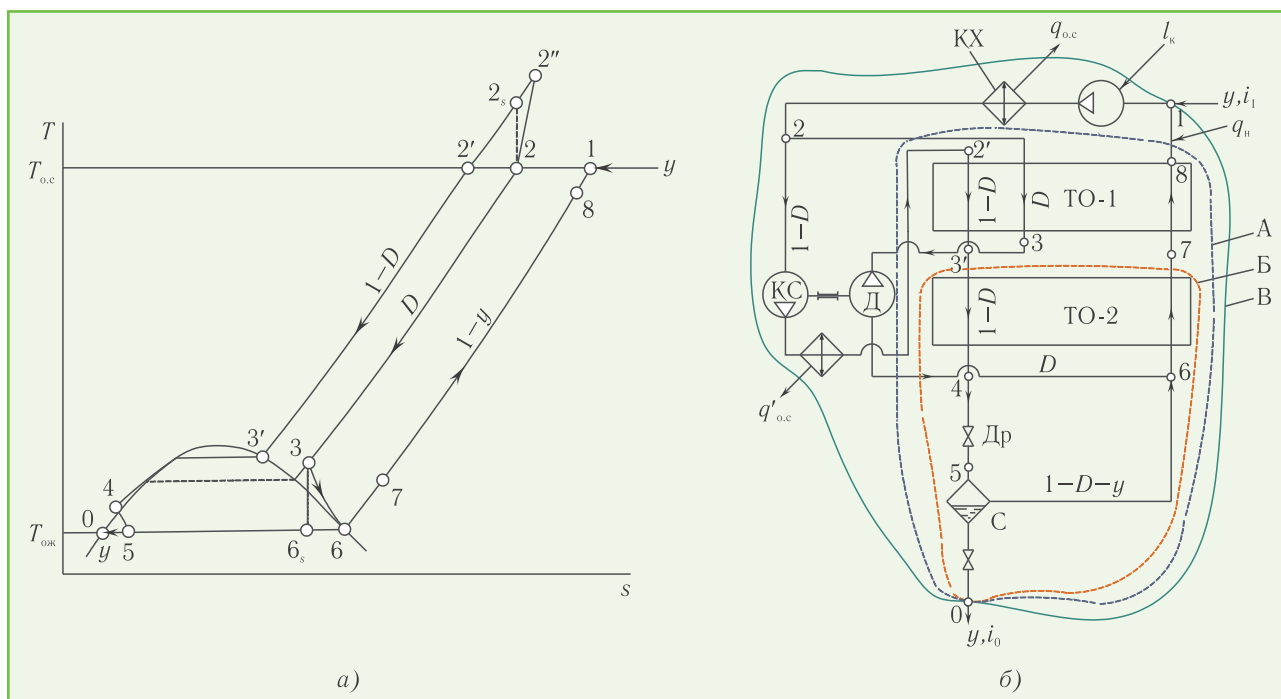


Рис. 2. Цикл с дожатием потока ожигаемого воздуха (приняты обозначения, указанные в подписи к рис. 1)

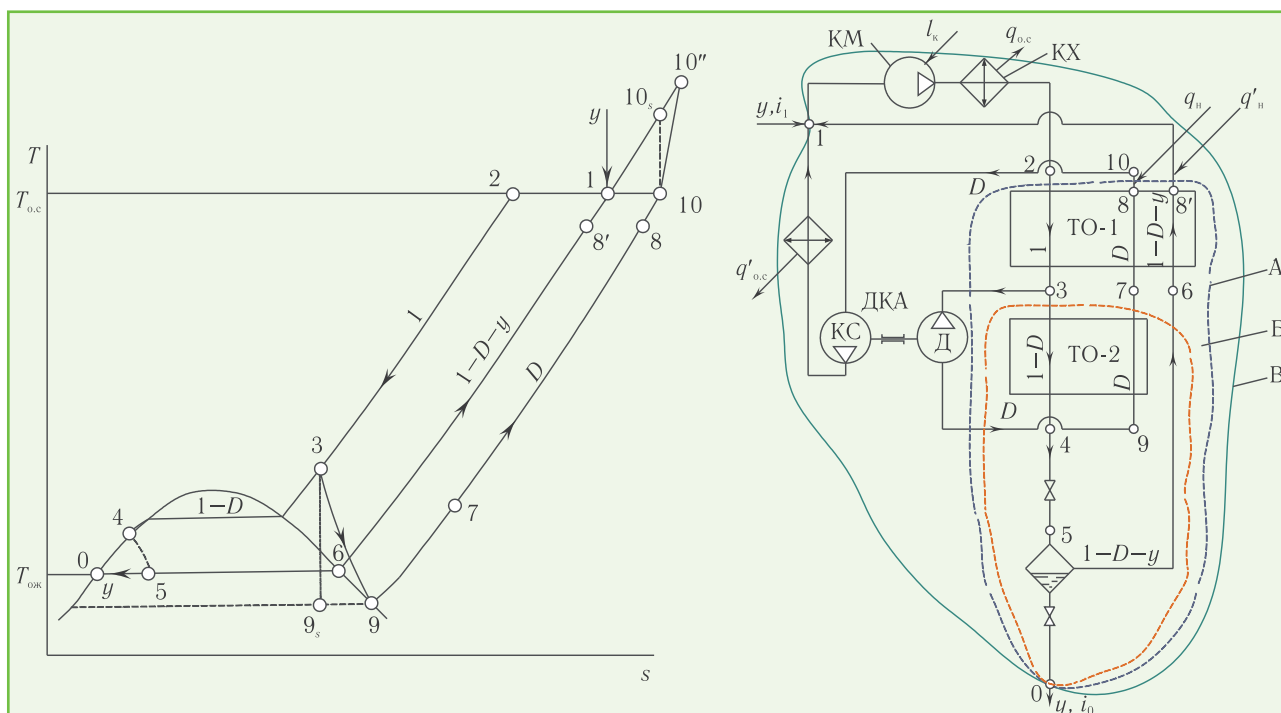


Рис. 3. Цикл с дожатием вакуумного потока (приняты обозначения, указанные в подписи к рис. 1)

Из баланса контура А находим коэффициент ожигения

$$y = \frac{\Delta i_r + D\Delta i_r' + Dh_s \eta_s - \Delta i_{нед}'}{\Delta i_{ож} - \Delta i_{нед}}, \quad (7)$$

где $\Delta i_r' = (i_{10} - i_1)$ — изотермический дроссель-эффект в области от вакуума и до давления окружающей среды; $\Delta i_{нед} = (i_1 - i_{8'})$; $\Delta i_{нед}' = D(i_{10} - i_8) + (1-D)\Delta i_{нед}$ — потери от недорекуперации.

Энтальпию точки 7 можно определить из энерге-

тического баланса контура Б схемы:

$$i_7 = \frac{(1-D)(i_3 - i_6) + Di_9 + y(i_6 - i_0)}{D}. \quad (8)$$

Баланс работ детандера и компрессорной ступени представим в виде:

$$\frac{i_{10s} - i_{10}}{\eta_{ад}} = (i_3 - i_9). \quad (9)$$

При высоких степенях повышения давления ($\pi > 1,5$) переходили к двухступенчатому сжатию в компрессорной ступени агрегата. Давление $p_{10} = p_9$ вычислялось из (9) при условии выполнения указанного равенства.

3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ С АГРЕГАТАМИ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОР

Исследуем термодинамические особенности циклов низкого давления с различными вариантами использования работы детандера.

Термодинамическая эффективность рассматриваемых циклов характеризуется эксергетическим КПД

$$\eta_e = \frac{y l_{\min}^{\text{ож}}}{l_K}, \quad (10)$$

где $l_{\min}^{\text{ож}} = [T_{\text{o.c.}}(s_1 - s_0) - (i_1 - i_0)]$ — минимальная работа ожижения.

Вид выражения (10) является одним и тем же для каждого из циклов. Однако численно их эксергетические КПД будут отличаться из-за различия в значениях y , так как при одинаковых p_1 и p_2 работа изотермического сжатия в циклах l_K также одинакова.

При исследовании циклов будем использовать энтропийный метод термодинамического анализа, развитию которого посвящён ряд публикаций А.М. Архарова и В.В. Сычёва [5,6].

На начальном этапе анализа можно из выражения (10) для η_e определить суммарную потерю эксергии

$$d_{\text{снет}} = \Delta s_{\text{снет}} T_{\text{o.c.}} = l_K - y l_{\min}^{\text{ож}} = l_K (1 - \eta_e). \quad (11)$$

Важной характеристикой цикла является удельное значение суммарной потери эксергии

$$\bar{d}_{\text{снет}} = d_{\text{снет}} / l_K = 1 - \eta_e. \quad (12)$$

В предыдущей публикации [3] отмечалось, что $d_{\text{снет}}$ можно найти, учитывая значения термодинамических потерь от внутренней или внешней необратимости. Покажем, как определяется $d_{\text{снет}}$ из информации о потерях от внутренней необратимости циклов.

3.1. Цикл с дожатием детандерного потока воздуха

Воспользуемся уравнением баланса внешнего контура В схемы (см. рис. 1,б), очерченного линией зелёного цвета. Уравнение устанавливает связь между потоками теплоты, работы и массы рабочего тела:

$$q_{\text{o.c.}} + q'_{\text{o.c.}} - q_{\text{н}} = l_K + y(i_1 - i_0), \quad (13)$$

где $q'_{\text{o.c.}} = (i_{2'} - i_2)D$ — теплота, отводимая в окружающую среду от сжимаемого в компрессорной ступени воздуха; $q_{\text{н}}$ — теплота, подводимая к обратному пото-

ку на тёплом конце теплообменника ТО-1 для повышения его температуры до $T_{\text{o.c.}}$.

Представим потери эксергии в отдельных элементах схемы и соответствующих внутренне необратимых процессах в следующем виде:

$$\begin{aligned} d_{\text{ТО-1}} &= T_{\text{o.c.}}[(s_8 - s_7)(1 - y) - (s_2 - s_3)(1 - D) - (s_2' - s_3')D]; \\ d_{\text{ТО-2}} &= T_{\text{o.c.}}[(s_7 - s_6)(1 - y) - (s_3 - s_4)(1 - D)]; \\ d_{\text{Др}} &= T_{\text{o.c.}}(s_5 - s_4)(1 - D); \\ d_{\text{Д}} &= T_{\text{o.c.}}(s_6 - s_3)D; \\ d_{\text{н}} &= T_{\text{o.c.}}(s_1 - s_8)(1 - y) - q_{\text{н}}; \\ d_{\text{К}} &= T_{\text{o.c.}}(s_2' - s_2)D + q'_{\text{o.c.}}, \end{aligned} \quad (14)$$

где $d_{\text{ТО-1}}$, $d_{\text{ТО-2}}$, $d_{\text{Др}}$, $d_{\text{Д}}$ — потери эксергии в теплообменниках ТО-1 и ТО-2, дросселе, детандере; $d_{\text{н}}$ — эксергетическая потеря, вызванная ростом энтропии обратного потока, к которому из окружающей среды подводится теплота $q_{\text{н}} = \Delta i_{\text{вент}}(1 - y)$; $d_{\text{К}}$ — потеря, обусловленная необратимостью процесса компримирования воздуха в компрессорной ступени агрегата.

Используя (13), (14) вместе с соотношением для точки 5 (см. рис. 1, а), находящейся в двухфазной области,

$$y = \frac{s_6 - s_5}{s_6 - s_0}(1 - D), \quad (15)$$

получаем то же выражение для $d_{\text{снет}}$, что и (11).

3.2. Цикл с дожатием потока охлаждаемого воздуха

Из энергетического баланса внешнего контура в данной схеме (см. рис. 2,б) выводится уравнение связи между потоками теплоты, работы и массы в таком же виде (13), как и для предыдущей схемы. Хотя при этом надо учитывать, что в (13) для этого цикла несколько другим получается $q'_{\text{o.c.}} = (i_{2'} - i_2)(1 - D)$.

Потери эксергии в элементах схемы и в реализуемых внутренне необратимых процессах этого цикла представляются как

$$\begin{aligned} d_{\text{ТО-1}} &= T_{\text{o.c.}}[(s_8 - s_7)(1 - y) - (s_2 - s_3)D - (s_2' - s_3')(1 - D)]; \\ d_{\text{ТО-2}} &= T_{\text{o.c.}}[(s_7 - s_6)(1 - y) - (s_3' - s_4)(1 - D)]; \\ d_{\text{н}} &= T_{\text{o.c.}}(s_1 - s_8)(1 - y) - q_{\text{н}}; \\ d_{\text{Др}} &= T_{\text{o.c.}}(s_5 - s_4)(1 - D); \\ d_{\text{Д}} &= T_{\text{o.c.}}(s_6 - s_3)D; \\ d_{\text{К}} &= T_{\text{o.c.}}(s_2' - s_2)(1 - D) + q'_{\text{o.c.}} \end{aligned} \quad (16)$$

Соотношения (13), (15) и (16) дают возможность после преобразований прийти к выражению (11), которое было получено ранее.

3.3. Цикл с дожатием вакуумного потока

Уравнение связи между потоками теплоты, работы и массы для третьей схемы (см. рис. 3,б) выводится из баланса оживителя, находящегося в контуре В. Уравнение отличается от (13) и имеет вид:

$$q_{o.c} + q'_{o.c} - q_n - q'_n = l_k + y(i_1 - i_0), \quad (17)$$

где $q_n = (i_{10} - i_8)D$; $q'_n = (i_1 - i_8)(1 - D - y)$ — теплота, подводимая к обратным потокам на тёплом конце теплообменника ТО-1 из окружающей среды для обеспечения замкнутости цикла; $q'_{o.c} = (i_{10r} - i_1)D$ — теплота, отводимая в окружающую среду от сжимаемого в компрессорной ступени воздуха.

Потери в элементах схемы и реализуемых процессах определяются как

$$d_{TO-1} = T_{o.c}[(s_8 - s_7)D + (s_8 - s_6)(1 - D - y) - (s_2 - s_3)];$$

$$d_{TO-2} = T_{o.c}[(s_7 - s_9)D - (s_3 - s_4)(1 - D)];$$

$$d_n = T_{o.c}(s_{10} - s_8)D - q_n;$$

$$d'_n = T_{o.c}(s_1 - s_8)(1 - D - y) - q'_n;$$

$$d_{др} = T_{o.c}(s_5 - s_4)(1 - D);$$

$$d_d = T_{o.c}(s_9 - s_3)D;$$

$$d_k = T_{o.c}(s_1 - s_{10})D + q'_{o.c}. \quad (18)$$

На основе соотношений (17), (18) и (15) так же, как и в предыдущих случаях, приходим к выражению (11) для суммарной эксергетической потери в цикле.

Таким образом, несмотря на различие в представлении отдельных потерь, для каждого цикла получаем выражение для $d_{снст}$ одного и того же вида.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ ЦИКЛОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

При проведении расчётов циклов фактически определялись основные характеристики холодных частей оживителей воздуха, реализующих указанные схемы (см. рисунки 1-3), так как сжатие в основном компрессоре предполагается изотермическим. Это допущение не снижает значимости полученных результатов. После выбора компрессора с помощью используемых здесь соотношений можно найти его реальную мощность, привлекая данные о расходных характеристиках и изотермическом КПД.

Показатели циклов рассчитывались при одних и тех же значениях температуры окружающей среды ($T_{o.c} = 300$ К) и давления обратного потока $p_1 = 0,1$ МПа. В ходе расчётов использовались три давления прямого потока p_2 : 0,6; 1,0 и 1,4 МПа. Недорекуперация на тёплом конце рекуперативных теплообменников ТО-1 принималась $\Delta T_{нед} = 5$ К. Расчётные значения исследуемых характеристик циклов оживителей воздуха указаны в таблицах 1-3.

Таблица 1. Показатели оживителя воздуха низкого давления, реализующего цикл с дожатием детандерного потока D

Показатели	Давление прямого потока p_2 , МПа		
	0,6	1	1,4
y_{max}	0,092	0,125	0,15
y	0,082	0,114	0,14
Δy , %	10,9	8,8	6,5
D	0,85	0,85	0,85
T_3 , К	131	149	164
p_3 , МПа	0,85	1,57	2,38
l_k , кДж/кг	154,06	197,95	226,84
$d_{снст}$, кДж/кг	93,05	112,11	121,41
d_n , %	0,04	0,03	0,03
d_{TO-1} , %	30,20	25,93	22,85
d_{TO-2} , %	8,86	13,18	12,95
$d_{др}$, %	8,86	3,19	0,8
d_d , %	38,28	42,16	45,96
d_k , %	13,77	15,51	17,41
$\bar{d}_{снст}$	0,6	0,57	0,54
η_e	0,40	0,43	0,46

Таблица 2. Показатели оживителя воздуха низкого давления, работающего по циклу с дожатием оживаемого потока $(1 - D)$

Показатели	Давление прямого потока p_2 , МПа		
	0,6	1	1,4
y_{max}	0,078	0,094	0,098
y	0,068	0,083	0,087
Δy , %	13,46	11,7	11,22
D	0,85	0,74	0,64
T_3 , К	124	140	151
p_3 , МПа	2,8	2,93	3
l_k , кДж/кг	154,06	197,95	226,84
$d_{снст}$, кДж/кг	103,5	135,72	161,78
d_n , %	0,04	0,03	0,02
d_{TO-1} , %	30,6	24,48	15,54
d_{TO-2} , %	13,77	12,69	16,53
$d_{др}$, %	15,24	27,52	37,36
d_d , %	28,78	25,42	21,74
d_k , %	11,57	9,86	8,81
$\bar{d}_{снст}$	0,67	0,69	0,71
η_e	0,33	0,31	0,29

Первая из рассматриваемых схем (см. табл. 1) является наиболее распространённой, например, в криогенных воздухоразделительных установках. В ней работа детандера расходуется на повышение давления воздуха перед ним же с помощью компрессорной ступени. Использование, таким образом, работы детандера позволяет повысить холодопроизводительность цикла и, как следствие, — коэффициент оживления y . Сравнение показателей этого цикла с характеристиками других подтверждают этот вывод. Эксергетический КПД цикла растёт при повышении давления прямого потока, одновременно с этим, снижаются

удельные потери эксергии $\bar{d}_{\text{сист}}$.

При решении уравнения баланса работ (3) с целью определения давления p_3 перед детандером учитывалось, что изоэнтропный КПД детандера $\eta_s=0,8$, адиабатный КПД компрессорной ступени $\eta_{\text{ад}}=0,7$. При таких значениях технических потерь в детандере и компрессорной ступени в последней достигались всё-таки достаточно высокие давления p_3 . Так, при $p_2=1,4$ МПа давление p_3 перед детандером составляло 2,38 МПа.

Таблица 3. Показатели ожижителя воздуха низкого давления с дожатием вакуумного потока D

Показатели	Давление прямого потока p_2 , МПа		
	0,6	1	1,4
y_{max}	0,096	0,126	0,148
y	0,086	0,117	0,138
$\Delta y, \%$	10,4	7,1	6,8
D	0,91	0,88	0,86
T_3, K	128	145	158
$p_8, \text{МПа}$	0,071	0,062	0,058
$l_k, \text{кДж/кг}$	154,06	197,95	226,84
$d_{\text{сист}}, \text{кДж/кг}$	89,4	109,9	123,3
$d_{\text{н}}, \%$	0,04	0,03	0,03
$d_{\text{ТО-1}}, \%$	32,1	25,7	21,9
$d_{\text{ТО-2}}, \%$	8,4	11,1	15,6
$d_{\text{др}}, \%$	0,2	0,4	0,6
$d_{\text{д}}, \%$	44,0	47,2	48,8
$d_{\text{к}}, \%$	15,2	15,5	16,1
$\bar{d}_{\text{сист}}$	0,58	0,56	0,54
η_e	0,42	0,44	0,46

После расчётов энергетических и термодинамических показателей циклов проверялась реализуемость теплообмена в теплообменниках ТО-1 и ТО-2 с учётом требований второго закона термодинамики. На рис. 4 в q - T -координатах представлены процессы теплообмена в рекуперативных теплообменниках. Точки на кривых, изображенных в q - T -координатах, соответствуют узловым точкам цикла (см. рис. 1,а). Характер изменения $q(T)$ потоков воздуха в трёхпоточном теплообменнике ТО-1 подтверждает возможность реализации теплообмена. Протекание процессов теплообмена в координатах q - T описывалось при помощи программного модуля, созданного В.Н. Тараном для расчёта многопоточных рекуперативных аппаратов [7,8].

Нужно отметить, что потеря от недорекуперации заметно сказывается на значении y . Это видно не только из табл. 1, но также и из таблиц 2 и 3, где y_{max} — коэффициент ожижения в циклах без потерь от недорекуперации. Из сравнения их с y следует, что последние при всех значениях давлений p_2 меньше y_{max} . Причём отличия могут быть значительными, например, на 10,9 % при $p_2=0,6$ МПа (см. табл. 1). Различие между ними, однако, уменьшается при росте p_2 . Что же касается вклада $d_{\text{н}}$ в общую потерю эксергии, то он оказывается несущественным. Так, при давлени-

ях p_2 , равных 0,6 и 1,4 МПа, значения $d_{\text{н}}$ составляют, соответственно, 0,04 и 0,03.

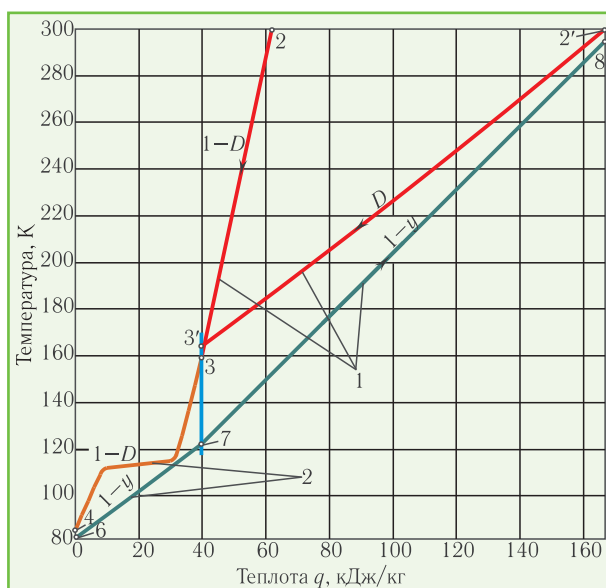


Рис. 4. Процессы теплообмена в теплообменнике ТО-1 (кривые 1) и теплообменнике-конденсаторе ТО-2 (кривые 2) ожижителя воздуха, работающего с дожатием детандерного потока D , при $p_2=1,4$ МПа и $\Delta T_{\text{нед}}=5$ К

Вторая схема вначале представлялась весьма перспективной. Предполагалось, что организация в этом цикле процесса конденсации, требующего при росте давления меньше холода, приведёт к увеличению расхода воздуха через конденсатор и росту коэффициента ожижения. Но, если обратить внимание на табл. 2, можно заметить, что при уменьшении отбора воздуха на детандер D и росте p_3 резко повышаются эксергетические потери в дросселе: с 15,24 до 37,36 %. Причём, эти потери возрастают с ростом давления в отличие от наблюдаемого их снижения в предыдущей схеме (см. таблицы 1 и 2). В итоге, вторая схема существенно уступает по значениям η_e первой схеме, например, при $p_2=1,4$ МПа — в 1,6 раза. При проведении расчётов давление конденсации p_3 находилось из решения уравнения баланса работ (6).

Интерес к третьей схеме (см. рис. 3) был вызван тем, что при реализации процесса расширения с совершением работы до давления, ниже атмосферного, существенно возрастает теплоперепад в детандере h_s . Наблюдаемое увеличение h_s приводит к росту y и эксергетического КПД. В результате показатели первой и третьей схем становятся достаточно близкими. При расчётах схемы давление p_3 определяли из уравнения балансов работ (9).

В ходе исследований показателей третьей схемы было замечено, что потеря от недорекуперации $\Delta i_{\text{нед}}$ существенно снижает коэффициент ожижения y . Так, при $p_2=0,6$ МПа значение y уменьшается на 10,4 % в сравнении с y_{max} . Вместе с тем недорекуперация слабо сказывается на величинах $d_{\text{н}}$ и $d'_{\text{н}}$. Из табл. 3 можно заметить, что $d_{\text{н}}$ изменяется от 0,03 до 0,04 %.

Потеря же d'_n настолько мала, что её не указывали в табл. 3.

Необходимо обратить внимание на характер процессов теплообмена в теплообменниках ТО-1, входящих в состав второй и третьей схем (рисунки 5 и 6). В них наблюдается пересечение двух из трёх кривых в q - T -координатах. Нужно заметить, что это не скажется на работоспособности трёхпоточных теплообменников ТО-1. Действительно, в [7] отмечается: «Нарушением работоспособности многопоточного теплообменника является одновременное пересечение в одной точке всех кривых температурного распределения потоков. До тех пор, пока хоть один из потоков имеет температуру, отличную от других, происходит теплообмен, т.е. теплообменник работоспособен».

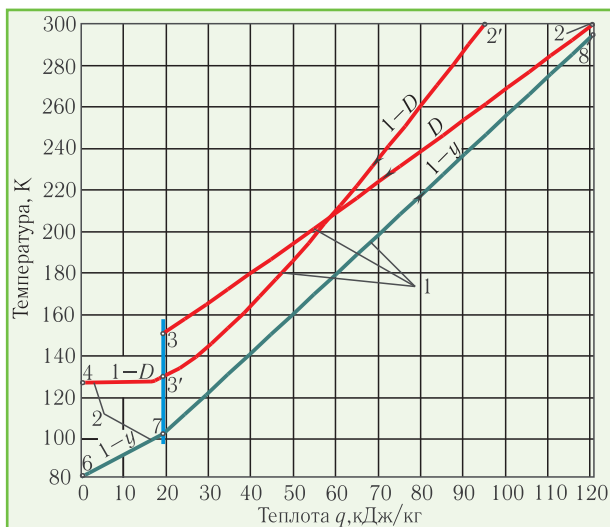


Рис. 5. Процессы теплообмена в теплообменнике ТО-1 (кривые 1) и теплообменнике-конденсаторе ТО-2 (кривые 2) ожижителя, работающего с дожатием потока (1-D), при $p_2=1,4$ МПа и $\Delta T_{нед}=5$ К

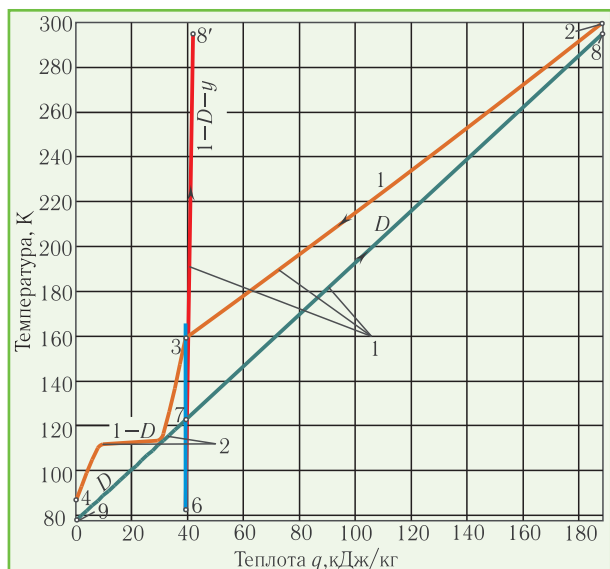


Рис. 6. Процессы теплообмена в теплообменнике ТО-1 (кривые 1) и теплообменнике-конденсаторе ТО-2 (кривые 2) ожижителя воздуха, работающего с дожатием вакуумного потока D, при $p_2=1,4$ МПа и $\Delta T_{нед}=5$ К

Обратимся ещё раз к третьей схеме (см. рис. 3), в которой расширение в детандере осуществляется до давления ниже 0,1 МПа. Поток D после детандера в ней отдаёт больше холода для ожижения доли воздуха y в конденсаторе ТО-2. Затем он в рекуперативном теплообменнике охлаждает прямой поток и после дожимается в компрессорной ступени агрегата до атмосферного давления. Подобный способ производства холода применяется в азотных ВРУ с двухколонными ректификационными аппаратами и детандерами на отбросных потоках [1]. Использование вакуумного потока воздуха с дополнительным охлаждением в регенераторе позволило В.С. Мартыновскому, М.Г. Дубинскому и С.К. Туманскому создать эффективную турбоохладильную машину ТХМ-25 [9,10].

Третья схема может найти применение в ожижителях воздуха высокой и средней производительности. Последнее обусловлено тем, что в случае протекания процесса 9-10 при пониженном давлении в несколько раз возрастает объёмный расход через компрессорную ступень. В результате можно, даже при средних расходах поступающего в ожижитель воздуха, разрабатывать компрессорные ступени с приемлемыми показателями.

Возвратимся теперь к классическому циклу Капицы [3]. Сравнение его основных показателей, таких как y и η_c с показателями рассмотренных здесь схем указывает на его преимущества. Однако, на самом деле, в реальной конструкции ожижителя они не будут проявляться по указанным ранее причинам [3]. В связи с этим цикл Капицы в его первоначальном виде сейчас не применяется. В циклах низкого давления работу детандера используют в агрегатах детандер-компрессор, а не для привода электрогенератора. Данное исследование позволяет составить представление о возможностях схем с такими агрегатами.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Совместное рассмотрение энергетических и термодинамических показателей трёх схем ожижителей воздуха низкого давления с различным использованием работы детандера даёт возможность сделать следующие выводы:

1. Схемы ожижителей, первая и третья, оказываются близки по значениям y и η_c . Каждая из них имеет область предпочтительного применения в качестве ожижителей или в составе криогенных воздухоразделительных установок.
2. Анализ регенеративного теплообмена в трёхпоточном теплообменнике ТО-1 показывает, что в них две кривые из трёх могут пересекаться в q - T -координатах. Несмотря на это, теплообменники оказываются работоспособными.
3. Потери от недорекуперации существенно снижают коэффициент ожижения y . Однако вызванные этим потери эксергии незначительны.
4. При энтропийном анализе для определения суммарной потери эксергии можно исследовать потери от внешней или внутренней необратимости цикла.

При этом суммарная потеря легко находится из выражения для эксергетического КПД. С учётом этого можно добиваться абсолютного совпадения с ней суммарной потери, рассчитываемой из значений локальных потерь от внутренней необратимости, а также контролировать правильность расчётов.

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.

2. **Кортиков А.В., Тарасова Е.Ю., Шитиков В.В.** Создание современного комплекса по производству продуктов разделения воздуха в г. Полевской// Технические газы. — 2010. — № 6. — С. 16-20.

3. **Лавренченко Г.К., Плесной А.В.** Анализ показателей ожижителя воздуха низкого давления. 1. Цикл Капицы// Технические газы. — 2011. — № 4. — С. 17-22.

4. **Бодюл С.В., Таран В.Н.** Алгоритмизация процесса расчета цикла криогенной системы. Базовые понятия и прин-

ципы// Технические газы. — 2006. — № 4. — С. 12-19.

5. **Архаров А.М., Сычёв В.В.** Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках// Холодильная техника. — 2005. — № 12. — С. 14-23.

6. К анализу существующих установок ожижения природного газа малой производительности/ **А.М. Архаров, И.А. Архаров, Ю.А. Шевич и др.**// Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2010. — № 7. — С. 24-35.

7. **Таран В.Н.** Особенности расчёта многопоточных теплообменников криогенных воздуходелительных установок// Технические газы. — 2004. — № 3. — С. 50-57.

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

9. **Дубинский М.Г., Мартыновский В.С.** Воздушные турбохолодильные машины с дополнительным охлаждением в регенераторе// Холодильная техника. — 1964. — № 6. — С. 16-18.

10. **Мартыновский В.С.** Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М.: Энергия, 1979. — 288 с.

Никаких компромиссов при работе с криогенными газами



от ДУ 6 до ДУ 25
с -270 до +400 °С
от 0,2 до 250 бар



Где безопасность, срок службы и простота обслуживания имеют самый высокий приоритет, там при хранении и транспортировании криогенных газов отлично работают клапаны от HEROSE.

Тщательный выбор материалов, постоянный контроль качества, выходной контроль с проверкой плотности и работоспособности клапанов гарантируют стопроцентно высшее качество «Сделано в Германии».

Обращайтесь к нам за подробностями!

HEROSE GMBH
Germany
Phone: +49 4531 509-0
Fax: +49 4531 509 120
info@herose.com

www.herose.com