

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. 1. ЦИКЛ КАПИЦЫ

Цикл низкого давления, предложенный Капицей, претерпел ряд усовершенствований. Несмотря на это, на его основе продолжают создаваться крупнотоннажные воздуходелительные установки (ВРУ). К нему в настоящее время прибегают также при разработке ВРУ средней и даже малой производительности. Исследуются энергетические характеристики цикла Капицы и цикла низкого давления, в котором работа детандера преобразуется в теплоту, отводимую в окружающую среду с помощью масляного тормоза или газодувки, механически соединённой с детандером. Второй цикл обладает более низкой эффективностью, хотя такими же значениями коэффициентов ожижения, как и цикл Капицы. Проводится энтропийный анализ потерь от внутренней и внешней необратимости. Показано, что при условии обеспечения цикличности процессов и замкнутости циклов эти потери оказываются одинаковыми. При расчётах характеристик контролировалась реализуемость теплообмена в рекуперативных теплообменниках с учётом требований второго закона термодинамики. Характеристики циклов определялись при давлении обратного потока 0,1 МПа и трёх значениях давлений прямого потока: 0,6; 1,0 и 1,4 МПа. Повышение давлений в циклах приводило к росту коэффициентов ожижения и эксергетических КПД. Одновременно с этим снижались значения удельных потерь эксергии в ожижителях воздуха.

Ключевые слова: Криогенная техника. Цикл низкого давления. Энтропийный анализ. Коэффициент ожижения. Потери от необратимости. Детандер. Рекуперативный теплообменник. Реализуемость теплообмена. Работа. Теплота. Эффективность.

G.K. Lavrenchenko, A.V. Plesnoy

ANALYSIS LIQUEFIER CHARACTERISTICS OF LOW-PRESSURE AIR. 1. KAPITSA'S CYCLE

The cycle of low pressure proposed by Kapitza has undergone several improvements. Despite this based on it large-tonnage air separation units (ASU) continue to be created. To him at the present time resort also at the development of ASU middle and even low capacity. We investigate the energy characteristics of Kapitza's cycle and low-pressure cycle in which the expander work is converted into heat, be played by the environment, with oil brake or gas blowers, mechanical connection with an expander. The second cycle has a lower efficiency, while providing the same value of the coefficients of liquefaction, as a Kapitza's cycle. Entropy analysis is carried out of losses from internal and external irreversibility. Shown that these losses are the same, under the condition support cycling of processes and closed loop. In the calculations of the characteristics the realizability of heat transfer controlled in regenerative heat exchangers for the second law of thermodynamics. Cycle characteristics were determined at a pressure of 0,1 MPa backflow and three pressures, the direct flow: 0,6; 1,0 and 1,4 MPa. Pressurization in cycles leads to an increase coefficients of liquefaction and exergy efficiency. At the same time, the value of specific exergy losses reduces in the air liquefier.

Keywords: Cryogenic engineering. Cycle of low pressure. Entropy analysis. Coefficient of liquefaction. Losses from irreversibility. Expander. Recuperative heat exchanger. Realizability of heat transfer. Work. Heat. Efficiency.

1. ВВЕДЕНИЕ

Показатели комбинированных циклов, создаваемых на основе процессов дросселирования и расширения газа с совершением внешней работы, зависят от того, насколько эффективно используется работа детандеров. Для рассмотрения возможных вариантов полезного применения их работы примем за основу известный цикл низкого давления, предложенный П.Л. Капицей в 1937 г. для создания крупнотоннажных воздуходелительных установок на базе машин динамического действия [1,2].

После исследования цикла Капицы, ставшего уже классическим, во второй публикации перейдём к изучению характеристик трёх схем низкого давления, в состав которых введены детандер-компрессорные агрегаты. Анализ схем позволит выявить их особенности и выбрать лучшую из них. Для этого будем использовать энтропийный метод термодинамического анализа, развитию которого на современном этапе посвящён ряд публикаций А.М. Архарова и В.В. Сычёва, например, [3,4].

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Исследуем характеристики цикла Капицы в случае использования его для ожижения воздуха. Отметим, что циклу свойственны две особенности:

1. Цикл представляет собой открытую термодинамическую систему, которая обменивается с окружающей средой энергией в форме теплоты и работы, а также потоками газообразного и ожиженного воздуха.
2. В нём холодный источник имеет переменную температуру, изменяющуюся от температуры окружающей среды $T_{о.с}$ до температуры потока ожиженного воздуха $T_{ож.}$.

В связи с этим можно представить, что в цикле для ожижения доли воздуха y (показана пунктиром на рис. 1,а) используется $(1-y)$ доля воздуха как постоянно циркулирующего рабочего тела, вырабатывающего необходимый холод в диапазоне $T_{о.с} \leq T \leq T_{ож.}$.

Охлаждение долей воздуха y и $(1-y)$ прямого потока производится обратным потоком с расходом $(1-y)$ в результате осуществляемого в теплообменниках ТО-1 и ТО-2 регенеративного теплообмена. Поэтому обратный поток может восприниматься в качестве холодного источника переменной температуры.

Будем рассматривать цикл, в основном, с собственными потерями от необратимости. Из возможных технических потерь будем учитывать неравновесность расширения воздуха в детандере, характеризующую его изэнтропным КПД η_s , а также потерю, обусловленную недорекуперацией на тёплом конце рекуперативного теплообменника ТО-1.

Из энергетических балансов частей схемы установки Капицы, выделенных на рис. 1,б пунктирной и сплошной линиями, можно найти:

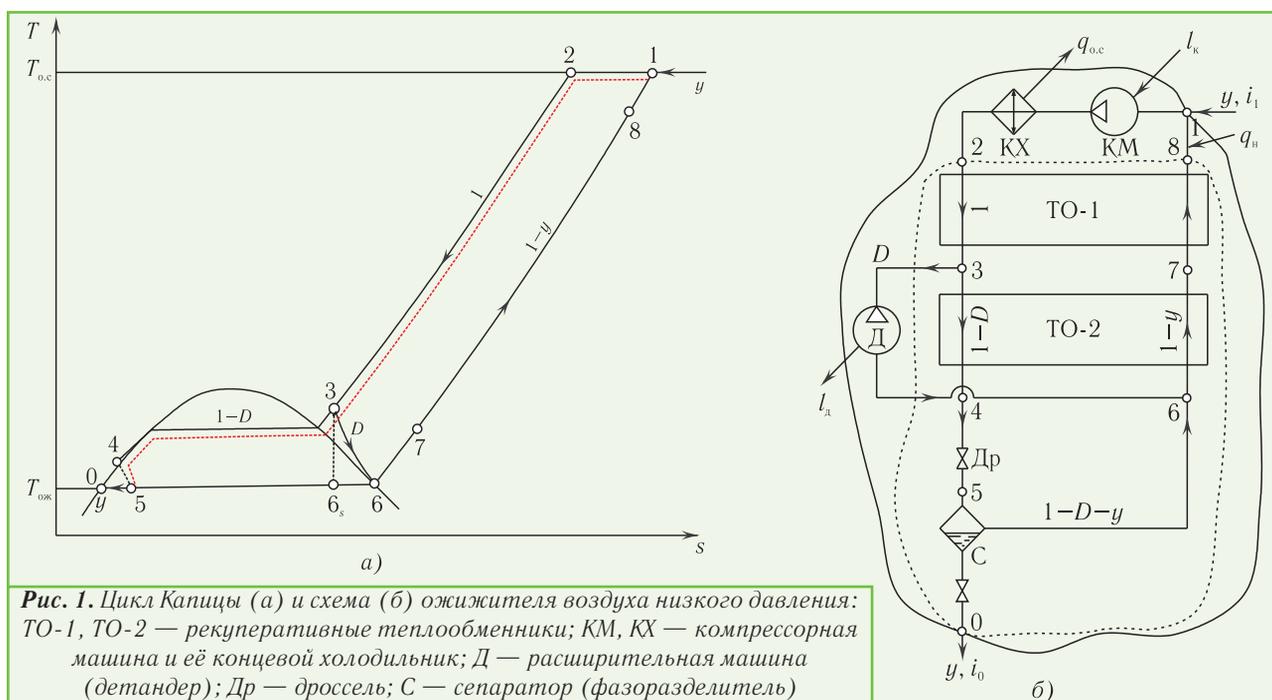
- 1) коэффициент ожижения

$$y = \frac{\Delta i_T + Dh_s \eta_s - \Delta i_{нед.}}{\Delta i_{ож.} - \Delta i_{нед.}}; \tag{1}$$

- 2) уравнение связи между внешними потоками энергии и массы в виде

$$q_{о.с} - q_n = l_k - l_d + y(i_1 - i_0), \tag{2}$$

где $\Delta i_T = (i_1 - i_2)$ — изотермический дроссель-эффект; $\Delta i_{ож.} = (i_1 - i_0)$ — количество теплоты, отводимой от единицы ожижаемого воздуха; $\Delta i_{нед.} = (i_1 - i_8)$ — потеря от недорекуперации; $h_s = (i_3 - i_{6s})$ — изэнтропный теплоперепад детандера; $l_k = [T_{о.с}(s_1 - s_2) - \Delta i_T]$ — рабо-



та изотермического сжатия компрессора; D — доля воздуха, поступающего в детандер; $q_{o.c.} = T_{o.c.}(s_1 - s_2)$ — теплота компримирования, отводимая в окружающую среду; $l_d = Dh_s \eta_s = D(i_3 - i_6)$ — холодопроизводительность детандера, равная его работе; $q_n = \Delta i_{\text{нед}}(1 - y)$ — теплота, подводимая из окружающей среды для обеспечения замкнутости цикла.

Термодинамическая эффективность цикла характеризуется эксергетическим КПД

$$\eta_e = \frac{y l_{\text{min}}^{\text{ОРК}}}{l_k - l_d}, \quad (3)$$

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

3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КЛАССИЧЕСКОГО ЦИКЛА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Приступая к термодинамическому анализу, отметим, что в феноменологической термодинамике необратимых процессов [5] малое приращение энтропии ds в каком-либо процессе с рабочим телом принято представлять как

$$ds = d_e s + d_i s, \quad (4)$$

где $d_e s$ — изменение энтропии системы, обусловленное обменом энергией и веществом с внешними источниками теплоты и окружением системы [6]; $d_i s$ — изменение энтропии, вызванное необратимыми процессами внутри системы.

Величина $d_e s$ может быть как положительной, так и отрицательной. В случае открытых систем на изменениях эксергии и энтропии сказывается наличие потоков вещества. Что же касается изменения энтропии из-за внутренних необратимых процессов, то $d_i s > 0$.

В циклическом процессе, когда система возвращается в её первоначальное состояние, полное изменение энтропии должно равняться нулю, т.е.

$$\oint ds = \oint d_e s + \oint d_i s = 0. \quad (5)$$

Из неравенства $d_i s > 0$ следует, что $\oint d_i s > 0$. Ввиду этого и с учётом предыдущего $\oint d_e s < 0$. Для закрытых систем

$\oint d_e s = \oint \frac{dQ}{T} < 0$, что представляет собой так называемый интеграл Клаузиуса [7], который в произвольном необратимом цикле всегда отрицателен. Интеграл относится ко всей системе (окружающая среда — рабочее тело — холодный источник) в целом, но никак не к рабочему телу. В связи с тем, что рабочее тело возвращается в исходное состояние, энтропия его в круговом процессе не изменяется.

Приведённые здесь выражения показывают, как

происходит изменение энтропии: либо за счёт её внутреннего производства, либо за счёт обмена с внешней средой и окружением. На основании этого в [5] делается вывод: «...любая реальная система, которая претерпевает цикл операций и возвращается в своё начальное состояние, функционирует, только увеличивая энтропию внешней среды, с которой данная система находится в контакте».

Из выражения (5) следует, что

$$\begin{aligned} \oint d_i s &= -\oint d_e s; \\ \Delta s_i &= \Delta s_e, \end{aligned} \quad (6)$$

так как $\oint d_e s < 0$ с учётом предыдущего.

Переходя к эксергетическим потерям, можно выделить среди них потери d_e и d_i , которые обусловлены внешней или внутренней необратимостью реального цикла. Согласно теореме Гюи-Стодола

$$d_{\text{снет}} = d_i = T_{o.c.} \Delta s_i = T_{o.c.} \Delta s_{\text{снет}}; \quad d_{\text{снет}} = d_e = T_{o.c.} \Delta s_e = T_{o.c.} \Delta s_{\text{снет}}. \quad (7)$$

Возвратившись к выражению (3), найдём общую потерю эксергии в цикле

$$d_{\text{снет}} = T_{o.c.} \Delta s_{\text{снет}} = (l_k - l_d) - y l_{\text{min}}^{\text{ОРК}} = (l_k - l_d)(1 - \eta_e). \quad (8)$$

Интерес представляет и её удельное значение

$$\bar{d}_{\text{снет}} = d_{\text{снет}} / (l_k - l_d) = 1 - \eta_e.$$

Покажем, что по смыслу $d_{\text{снет}}$, описываемая (8), относится к d_e . Потерю d_e можно определить из анализа системы производства ожигенного воздуха, в которую входят окружающая среда, рабочее тело и холодный неизотермический источник. При таком подходе

$$d_{\text{снет}} = d_e = T_{o.c.} \Delta s_{\text{снет}} = T_{o.c.} (\Delta s_{o.c.} + \Delta s_{p.t.} + \Delta s_{x.n.}), \quad (9)$$

где $\Delta s_{o.c.}$, $\Delta s_{p.t.}$, $\Delta s_{x.n.}$ — изменения энтропии окружающей среды, рабочего тела и холодного источника.

Наличие потери от недорекуперации (см. рис. 1,а) приводит к тому, что изменение энтропии рабочего тела в цикле $\Delta s_{p.t.}$ нельзя принимать равным нулю. Для выполнения условия $\Delta s_{p.t.} = 0$ необходимо из окружающей среды, как показано на рис 1,б, подводить к обратному потоку теплоту q_n для повышения его температуры от T_8 до T_1 [8]. Данное обстоятельство учитывается уравнением (2).

Приняв на основании этого $\Delta s_{p.t.} = 0$, получим:

$$d_{\text{снет}} = T_{o.c.} \left[\frac{q_{o.c.}}{T_{o.c.}} - \frac{q_n}{T_{o.c.}} - y(s_1 - s_0) \right]. \quad (10)$$

Как видно из (10), рост энтропии окружающей среды вызывает поток теплоты $q_{o.c.}$, а её уменьшение

— поток q_n . Последнее объясняется тем, что для нагрева обратного потока после выхода его из холодной части оживителя к нему подводится теплота q_n , способствующая уменьшению энтропии окружающей среды на величину $q_n/T_{o.c.}$

После подстановки в (10) уравнения (2) придём к выражению (8). Таким образом, общая эксергетическая потеря $d_{сисст} = d_e$.

Теперь покажем, что общую потерю эксергии $d_{сисст} = d_i$ можно определить суммированием потерь эксергии в отдельных элементах и соответствующих внутренне необратимых процессах оживителя:

$$\begin{aligned} d_{TO-1} &= T_{o.c.}[(s_8 - s_7)(1-y) - (s_2 - s_3)]; \\ d_n &= T_{o.c.}(s_1 - s_8)(1-y) - q_n; \\ d_{TO-2} &= T_{o.c.}[(s_7 - s_6)(1-y) - (s_3 - s_4)(1-D)]; \\ d_{др} &= T_{o.c.}(s_5 - s_4)(1-D); \\ d_d &= T_{o.c.}(s_6 - s_3)D, \end{aligned} \quad (11)$$

где d_{TO-1} , d_{TO-2} , $d_{др}$, d_d — потери эксергии в теплообменниках ТО-1 и ТО-2, дросселе и детандере; d_n — эксергетическая потеря, вызванная ростом энтропии обратного потока, к которому из окружающей среды подводится теплота $q_n = \Delta i_{нед}(1-y)$.

Используя (11), (2) и учитывая, что для точки 5 (см.рис. 1,а), находящейся в двухфазной области,

$$y = \frac{s_6 - s_5}{s_6 - s_0}(1-D), \quad (12)$$

получим то же выражение для $d_{сисст}$, что и (8).

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

При проведении расчётов определялись основные характеристики холодной части оживителя воздуха. Показатели исследуемого цикла вычислялись при давлении обратного потока $p_1 = 0,1$ МПа и трёх значениях давлений прямого потока p_2 : 0,6; 1,0 и 1,4 МПа. Принято также, что изоэнтروпный КПД $\eta_s = 0,8$; недорекуперация $\Delta T_{нед}$ на тёплом конце рекуперативного теплообменника ТО-1 — 5 К; процесс сжатия воздуха в компрессоре — изотермический. Расчётные значения показателей представлены в табл. 1.

Данные табл. 1 показывают, что с ростом p_2 увеличивается коэффициент оживления; повышается, хотя и меньшими темпами, эксергетический КПД. Одновременно с этим уменьшаются удельные потери эксергии $\bar{d}_{сисст}$. Можно отметить также, что, несмотря на высокое значение η_e , значительной является эксергетическая потеря в детандере d_d , достигающая 51,04 % при $p_2 = 1,4$ МПа. Следует подчеркнуть, что потеря от недорекуперации заметно сказывается на значении y . Это видно из табл. 1, где y_{max} — коэффициенты оживления в циклах без потерь от недорекуперации. Сравнение их с y показывает, что последние при всех значениях давлений p_2 меньше y_{max} , нап-

пример, на 14,3 % при $p_2 = 0,6$ МПа. Хотя различие между ними снижается с ростом p_2 . Несмотря на это, вклад d_n в общую потерю эксергии оказывается не существенным. Действительно, d_n принимает значения от 0,04 до 0,06 %.

Таблица 1. Показатели оживителя воздуха низкого давления, реализующего цикл Капицы, с полезным использованием работы детандера

Показатели	Давление прямого потока p_2 , МПа		
	0,6	1	1,4
y_{max}	0,077	0,104	0,123
y	0,066	0,093	0,113
Δy , %	14,3	10,32	8,1
D	0,85	0,85	0,85
T_3 , К	125	140	151
l_k , кДж/кг	154,1	198	226,8
l_d , кДж/кг	32,1	42,8	50,2
$l_k - l_d$, кДж/кг	122,0	155,2	176,7
$d_{сисст}$, кДж/кг	72,22	85,13	91,95
d_{TO-1} , %	34,95	31,01	28,60
d_n , %	0,06	0,05	0,04
d_{TO-2} , %	8,53	12,95	15,82
$d_{др}$, %	14,93	9,04	4,50
d_d , %	41,53	46,95	51,04
$\bar{d}_{сисст}$	0,59	0,55	0,52
η_e	0,41	0,45	0,48

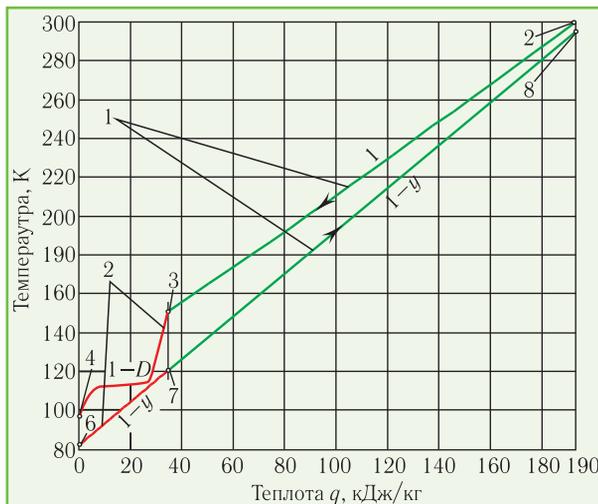


Рис. 2. Изображение в q - T -координатах процессов регенеративного теплообмена в теплообменнике предварительного охлаждения ТО-1 (кривые 1) и теплообменнике-конденсаторе ТО-2 (кривые 2) оживителя воздуха при давлении прямого потока $p_2 = 1,4$ МПа и $\Delta T_{нед} = 5$ К

В ходе расчётов с помощью разработанной программы контролировалась реализуемость теплообмена в рекуперативных теплообменниках ТО-1 и ТО-2 с учётом требований второго закона термодинамики. На рис. 2 показано, как изменяются температурные напоры вдоль теплообменников, оставаясь при этом достаточными для теплообмена между прямым и обратным потоками. Точки на кривых, представленных в

координатах $q-T$, соответствуют узловым точкам цикла (см. рис. 1,а).

При анализе рассматриваемого цикла его работа принималась равной $(l_k - l_d)$. Каким образом это обеспечивалось в ВРУ ранних конструкций? Для полезного использования производимой детандером работы в воздуходелительных установках старых модификаций его механически соединяли через редуктор с электрогенератором. Вырабатываемая энергия системой детандер-генератор передавалась в общую с воздушным компрессором электросеть. Не останавливаясь на подробной аргументации, можно всё-таки сомневаться в том, что такой способ обеспечивал снижение общих затрат электроэнергии, так как её качество (по стабильности частоты, напряжения и др. параметров) должно быть очень низким. Поэтому в технологических схемах современных крупнотоннажных ВРУ, работающих по циклам низкого давления, работу детандера используют в агрегатах детандер-компрессор для привода их компрессорных ступеней [2].

В настоящее время цикл низкого давления применяют в ВРУ средней и даже малой производительности. В них, во многих случаях, работа детандера, по обоснованным нами ранее причинам [9], не используется, а преобразуется в теплоту q_d . Её отводят в окружающую среду с помощью масляного тормоза или тормозной компрессорной ступени, находящейся на одном валу с турбодетандером.

Коэффициент ожижения этого цикла, характеристики которого представлены в табл. 2, описывается выражением (1), полученным ранее для цикла Капицы. Поэтому значения y для двух рассматриваемых циклов одинаковы, что подтверждают таблицы 1 и 2. Но принципиально другим оказывается уравнение (2), которое для этого цикла принимает вид:

$$q_{o.c} + q_d - q_n = l_k - y(i_1 - i_0), \quad (13)$$

где q_d — количество теплоты, равной l_d , которая отводится в окружающую среду масляным или газовым (компрессорной тормозной ступенью) тормозами.

Эксергетический КПД этого цикла

$$\eta_e = \frac{y l_{\min}^{\text{ож}}}{l_k}, \quad (14)$$

а общая и удельная потери эксергии, соответственно,

$$\begin{aligned} d_{\text{снст}} &= T_{o.c} \Delta s_{\text{снст}} = l_k - y l_{\min}^{\text{ож}} = l_k (1 - \eta_e); \\ \bar{d}_{\text{снст}} &= d_{\text{снст}} / l_k = 1 - \eta_e. \end{aligned} \quad (15)$$

Из выражения (15) видно, что потеря эксергии в данном цикле $d_{\text{снст}}$ больше общей потери, которая возникает в цикле Капицы. Это приводит к снижению на 22-23 % значений эксергетических КПД цикла из-за того, что работа детандера полезно не используется.

Схема рассматриваемого цикла отличается от схемы ожижителя (см. рис. 1,б), реализующего цикл Капицы, только тем, что вместо потока работы l_d из

внешнего контура выходит равный ей поток теплоты q_d . Обозначения всех узловых точек этих двух циклов совпадают. Проведённый энтропийный анализ потерь во втором цикле показал, что преобразование работы l_d в теплоту q_d существенно увеличивает относительную потерю энергии d_d в детандере. Действительно, в этом цикле

$$d_d = T_{o.c} (s_6 - s_3) D + q_d. \quad (15)$$

Таблица 2. Показатели ожижителя воздуха низкого давления, реализующего цикл, в котором работа детандера в форме теплоты отводится в окружающую среду

Показатели	Давление прямого потока p_2 , МПа		
	0,6	1	1,4
y_{\max}	0,076	0,104	0,123
y	0,066	0,093	0,113
Δy , %	12,63	10,10	8,13
D	0,85	0,85	0,85
T_3 , К	125	140	151
l_k , кДж/кг	154,1	198	226,8
$d_{\text{снст}}$, кДж/кг	104,33	127,89	142,14
$d_{\text{ТО-1}}$, %	24,19	20,64	18,51
d_n , %	0,04	0,03	0,03
$d_{\text{ТО-2}}$, %	5,91	8,62	10,23
$d_{\text{др}}$, %	10,34	6,02	2,91
$d_{\text{д}}$, %	59,52	64,69	68,32
$\bar{d}_{\text{снст}}$	0,68	0,65	0,63
η_e	0,32	0,35	0,37

Из сравнения этого выражения с соответствующим значением d_d в цикле Капицы, указанном в (11), следует, что последнее оказывается меньше (15) на величину l_d . Это подтверждается сравнением данных, приведённых в таблицах 1 и 2.

Возрастают также и абсолютные потери в цикле, если отводить работу с помощью одного из указанных тормозов в окружающую среду. Их значения, как видно из таблиц 1 и 2, увеличиваются на величину l_d , которая полностью преобразуется в q_d .

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные расчёты характеристик двух циклов низкого давления и проведённый энтропийный анализ потерь от необратимости позволяют сделать следующие выводы.

1. В сравниваемых циклах при давлениях прямого потока $p_2 = \text{idem}$ достигаются одинаковые значения коэффициентов ожижения y . Однако в цикле Капицы за счёт полезного использования работы расширения воздуха обеспечиваются более высокие (на 22-23 %) эксергетические КПД η_e .

2. С целью создания условий для конденсации и переохлаждения потока воздуха, направляемого в рекуперативный теплообменник ТО-2, а также производства необходимого холода, отбор воздуха на детан-

дер D делается предельно высоким. Вместе с тем анализ процессов теплообмена в $q-T$ -координатах подтверждает возможность их реализации в ТО-2.

3. Общие эксергетические потери в циклах $d_{\text{снст}}$ могут находиться из выражений для эксергетических КПД. В этом случае появляется возможность контроля за правильностью определения как отдельных потерь, так и их суммы в рамках термодинамических моделей, в которых учитывается наличие внешне или внутренне необратимых процессов.

4. Эксергетические потери $d_{\text{снст}}$ в циклах ожижителей воздуха, обусловленные внешней или внутренней необратимостью, равны. Их выбор при проведении энтропийного анализа диктуется условиями тех задач, которые подлежат решению. Например, исследования потерь во внутренне необратимых процессах позволяют установить их значения для каждого элемента схемы. Эта информация может использоваться для поэлементного совершенствования цикла и соответствующей схемы.

5. Потеря холодопроизводительности, вызванная неполнотой рекуперации в теплообменнике ТО-1, заметно сказывается на величине коэффициента ожижения y . Термодинамическая же потеря от необратимости, обусловленная недорекуперацией, при этом оказывается незначительной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Капица П.Л. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для сжижения воздуха//

Журнал технической физики. — 1939. — Т. IX. — Вып. 2. — С. 99-123.

2. Архаров А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Криогенные системы. В 2-ух. т. Т. 1. Основы теории и расчёта. — М.: Машиностроение, 1996. — 576 с.

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

4. 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.

5. Пригожин И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. — М.: Мир, 2002. — 461 с.

6. Бродянский В.М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 1. Эффективность искусственных систем// Технические газы. — 2011. — № 2. — С. 48-65.

7. Кириллин В.А., Сычёв В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 416 с.

8. Троценко А.В. Особенности эксергетических потерь в криогенных системах// Технические газы. — 2009. — № 2. — С. 56-59.

9. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Снижение удельного энергопотребления при производстве жидкого кислорода в ВРУ среднего давления// Технические газы. — 2009. — № 5. — С. 26-31.



13th China International Exhibition on Gases Technology, Equipment and Application



3rd China International Exhibition on Natural Gas Vehicle, Engines, Gas Refueling Stations & Hydrogen Energy Technology, Equipment and Application



2011 China International Exhibition on Valves

September 21-23, 2011

Beijing National Agriculture Exhibition Center

Global Premier Events in Gases



2011 Asia International Exhibition on Gases Technology, Equipment and Application



2011 Asia International Exhibition on Natural Gas Vehicle, Gas Refueling Station & Hydrogen Energy Technology, Equipment and Application



2011 Asia International Exhibition on Valves

October 27-29, 2011

The Venetian Macao Hotel - The Cotai Expo



Tel: +86-10-85868930
www.igchina-expo.com

Fax: +86-10-85868931
www.LNG-expo.com

E-mail: ig.china@ait-events.com
www.valveasia-expo.com