

Г.К. ЛавренченкоУкраинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026
e-mail: uasigma@paco.net**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОТОКОВ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМАХ**

Для одновременного повышения холодопроизводительности и эффективности крупных промышленных аммиачных холодильных установок можно применять охлаждение хладагента перед его дросселированием с помощью внешних холодильных машин небольшой мощности. Получены общие термодинамические закономерности процессов непрерывного и дискретного охлаждения. Найдено оптимальное снижение температур на отдельных участках общего процесса охлаждения. Определены показатели различных способов охлаждения потоков жидкого хладагента. Показано, что наиболее выгодно охлаждение хладагента осуществлять с помощью двухтемпературной компрессорной холодильной машины. Приведена схема такой машины, в которой для производства холода на двух температурных уровнях использован эжектор, включённый между двумя испарителями.

Ключевые слова: Поток жидкости или газа. Охлаждение. Цикл Карно. Дискретное охлаждение. Компрессорная холодильная машина. Эксергетический КПД. Двухтемпературная холодильная машина. Аммиак. Эжектор.

G.K. Lavrenchenko**INCREASE OF EFFICIENCY OF LIQUIDS AND GASES DURING COOLING AT LOW-TEMPERATURE SYSTEMS**

For simultaneous increase of refrigerating capacity and efficiency of large industrial ammonia refrigerating machineries it is possible to apply the cooling of coolant before it trolling with the help of external refrigerating machines of small productivity. The general thermodynamic regularities of processes of continuous and discrete cooling are received. The optimum decrease of temperatures on separate sites of the general process of cooling is found. Parameters of various ways for cooling of streams of liquid coolant are determined. It is shown that the most favourable to carry out cooling of coolant with the help of the two-temperature compressor refrigerating machine. The circuit of such machine is resulted in which an ejector is used for manufacture of cold at two temperature levels, and it include between two evaporators.

Keywords: Stream of liquid or gas. Cooling. Carnot cycle. Discrete cooling. Compressor refrigerating machine. Exergic efficiency. Two-temperature refrigerating machine. Ammonia. Ejector.

1. ВВЕДЕНИЕ

В холодильных и криогенных установках часто для улучшения их характеристик прибегают к охлаждению потоков жидкостей или газов.

Введение холода в технологические схемы установок выполняется по-разному. Чаще всего для охлаждения, когда имеется низкотемпературный поток какой-либо среды, который можно нагреть, используется регенеративный теплообмен. Но в ряде случаев для этого применяют холодильные машины (ХМ), в которых на производство холода расходуется или работа, — к ним относятся различные пароконпрессор-

ные ХМ, — или теплота с температурой, существенно превышающей температуру окружающей среды T_0 . Машины второго типа являются теплоиспользующими, например, абсорбционными водоаммиачными и бромистолитиевыми ХМ.

В ХМ, использующих в качестве хладагентов чистые вещества, холод производится на вполне определённых постоянных температурных уровнях, которые несколько ниже конечных температур охлаждаемых потоков. При снижении их температур эффективность ХМ уменьшается из-за возрастания потерь от необратимости.

Исследуем особенности непрерывного и дискрет-

ного охлаждения потоков при использовании для этого холода различных потенциалов. Рассмотрим также примеры эффективного применения такого охлаждения в холодильных машинах.

2. ПРОЦЕССЫ ДИСКРЕТНОГО И НЕПРЕРЫВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОТОКОВ СРЕД

Пусть необходимо охладить в процессе 1-2 поток газа или жидкости с постоянной теплоёмкостью от температуры окружающей среды T_o до температуры T_x . Как известно из [1], затраты работы будут минимальными, если нужное для этого количество холода q_x произвести в термодинамическом цикле 1-3-2-1 (см. рис. 1). Такой цикл, называемый «треугольным» обратимым обратным циклом Лоренца, представлен в T,s -диаграмме контуром 1-3-2-1, а цикл Карно, обеспечивающий ту же холодопроизводительность, — контуром 2-d-f-3-2.



С учётом обозначений рис. 1 расходуемая в «треугольном» цикле 1-3-2-1 удельная работа

$$l_{\Delta} = T_o(s_1 - s_2) - (i_1 - i_2) = e_2 - e_1, \quad (1)$$

где e_2, e_1 — значения удельных эксергий ($e = i - T_o s$).

В случае идеального газа из (1) получим

$$l_{\Delta} = cT_o(1 - \theta) \left(\frac{\ln \theta^{-1}}{1 - \theta} - 1 \right), \quad (2)$$

где c — теплоёмкость процесса 1-2; $\theta = T_x/T_o$.

Из рис. 1 видно, что работа в цикле Карно

$$l_k = \frac{cT_o(1 - \theta)^2}{\theta} \quad (3)$$

превышает её величину для «треугольного» цикла. В общем случае конкретное их соотношение можно установить из анализа выражения

$$\frac{l_{\Delta}}{l_k} = \frac{\theta}{1 - \theta} \left(\frac{\ln \theta^{-1}}{1 - \theta} - 1 \right). \quad (4)$$

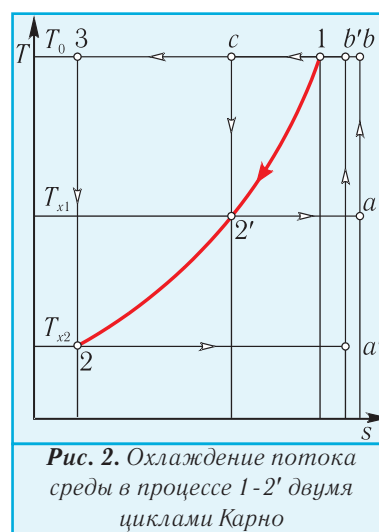
Из (4) следует, что $\lim_{\theta \rightarrow 1} (l_{\Delta}/l_k) = 0,5$. Отсюда следует, что в этом крайнем случае работа l_k в два раза больше l_{Δ} . При $\theta < 1$, т.е. при снижении конечной температуры охлаждения, отношение (4) становится меньше 0,5. Это означает, что при понижении T_x расход работы в цикле Карно будет более, чем в 2 раза превышать её значение для цикла Лоренца. Различие в работах l_{Δ} и l_k объясняется тем, что цикл Карно, используемый для охлаждения потока среды, оказывается внешнеобратимым, так как в нём весь необходимый холод для охлаждения потока в условиях его непрерывно изменяющихся температур производится при наинижней температуре T_x .

Потерю от внешней необратимости, обусловленную производством холода при конечной разности температур, можно уменьшить. Для этого организуем, как показано на рис. 2, дискретное охлаждение потока за счёт производства холода на двух разных температурных уровнях. Применим с этой целью два цикла Карно: для охлаждения потока в процессе 1-2' от T_o до T_{x1} — цикл a-b-c-2'-a; для его дальнейшего охлаждения в процессе 2'-2 от T_{x1} до T_x — цикл a'-b'-3-2-a'.

$$l_{k1} = cT_o \frac{(1 - \theta_1)^2}{\theta_1}; \quad (5)$$

$$l_{k2} = cT_o(1 - \theta) \left(\frac{\theta_1}{\theta} - 1 \right), \quad (6)$$

где l_{k1}, l_{k2} — работы, соответственно, в циклах a-b-c-2'-a и a'-b'-3-2-a'; $\theta_1 = T_{x1}/T_o$.



Эффективность рассматриваемого дискретного охлаждения можно с учётом (2), (5) и (6) охарактеризовать эксергетическим КПД

$$\eta_e = \frac{l_{\Delta}}{l_{k1} + l_{k2}}. \quad (7)$$

Определим оптимальное значение промежуточ-

ной температуры T_{x1} . Анализ функции (7) показывает, что только её знаменатель зависит от температуры T_{x1} , которая входит в параметр θ_1 . Это позволяет задачу о максимизации функции η_e по θ_1 свести к минимизации её знаменателя.

Используя условие $d(l_{k1}+l_{k2})/d\theta_1=0$, найдём

$$\theta_{1opt} = \sqrt{\theta}, \quad (8)$$

из которого следует, что оптимальная промежуточная температура

$$T_{x1opt} = \sqrt{T_o \cdot T_x}. \quad (9)$$

Таким образом, T_{x1opt} — геометрическое среднее температур T_o и T_x , т.е. температур начала и конца процесса охлаждения 1-2. При θ_{1opt} получаем минимальное значение суммы работ при охлаждении потока двумя циклами Карно, производящими холод на уровнях T_{x1} и T_x :

$$(l_{k1}+l_{k2})_{min} = cT_o \frac{(1-\sqrt{\theta})^2}{\sqrt{\theta}} [1+(1+\sqrt{\theta})]. \quad (10)$$

Чтобы проиллюстрировать рост эффективности при оптимальном использовании двух циклов Карно для охлаждения потока среды, приведём числовой пример. Пусть $T_o=300$ К, $T_x=250$ К. Тогда, в соответствии с (9), $T_{x1opt}=274$ К, а, согласно (7), $\eta_e=0,65$. Для сравнения укажем, что при производстве всего холода при наинизшей температуре T_x одним циклом Карно, изображённом на рис. 1, $\eta_e=0,47$. Следовательно, эксергетический КПД в связи со снижением потерь от внешней необратимости при оптимальном производстве холода двумя циклами Карно, увеличится в 1,38 раза.

Дальнейшего повышения эффективности дискретного охлаждения потока можно достичь организацией его с помощью n циклов Карно. Линия процесса 1-2 (см. рис. 2) для этого разбивается на n участков. Сумма работ, расходуемых во всех реализуемых циклах,

$$\sum_{i=1}^n l_{ki} = cT_o \left[\frac{(1-\theta_1)^2}{\theta_1} + \frac{\theta_1-\theta_2}{\theta_2}(1-\theta_2) + \frac{\theta_2-\theta_3}{\theta_3}(1-\theta_3) + \dots + \frac{\theta_{n-1}-\theta}{\theta}(1-\theta) \right], \quad (11)$$

где $\theta_2=T_{x2}/T_o$; $\theta_3=T_{x3}/T_o$; $\theta_{n-1}=T_{x(n-1)}/T_o$.

Как уже отмечалось ранее при аналогичном исследовании, минимуму $\sum_{i=1}^n l_{ki}$ будут отвечать оптимальные значения параметров $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_{n-1}$. Их нахождение должно производиться с учётом условий:

$$\partial \left(\sum_{i=1}^n l_{ki} \right) / \partial \theta_i = 0. \quad (12)$$

Для определения значений θ_i , при которых сумма работ будет минимальной, проведём дифференцирование (11). После приравнивания нулю производных и решения уравнений установим, что

$$\theta_1^2 = \theta_2; \quad \theta_2^2 = \theta_1 \cdot \theta_3; \quad \theta_3^2 = \theta_2 \cdot \theta_4 \dots \quad (13)$$

Перейдём в (13) к температурам. В результате получим:

$$\frac{T_o}{T_{x1}} = \frac{T_{x1}}{T_{x2}}; \quad \frac{T_{x1}}{T_{x2}} = \frac{T_{x2}}{T_{x3}}; \quad \frac{T_{x2}}{T_{x3}} = \frac{T_{x3}}{T_{x4}} \dots \quad (14)$$

Если обозначить через τ указанные отношения температур, характеризующие степень охлаждения на i -ом участке, то можно прийти к выводу, что в оптимальном режиме дискретного охлаждения они одинаковы на каждом участке процесса 1-2. Используя (13) и условие $\tau_i=idem$, определим оптимальную степень охлаждения как

$$\tau_{iopt} = (T_o/T_x)^{1/n}. \quad (15)$$

В случае, когда $n \rightarrow \infty$ общая работа охлаждения потока в процессе 1-2 представляется совокупностью работ элементарных обратимых циклов Карно, реализуемых между температурой окружающей среды T_o и какой-то температурой T_{xi} на кривой процесса 1-2 (см. рис. 3). Суммарная работа

$$l_{1-2} = \int_{T_o}^{T_x} \frac{T_o - T_{xi}}{T_{xi}} dq_{xi} = T_o(s_1 - s_2) - (i_1 - i_2). \quad (16)$$

Эта работа обратимого охлаждения потока в процессе 1-2 равна, как следует из (1), работе обратного цикла Лоренца 1-2-3-1, представленного на рис. 1. Таким образом, $l_{1-2} = l_{\Delta}$ при $n \rightarrow \infty$.

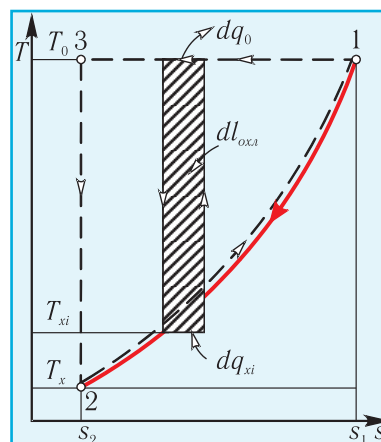


Рис. 3. Охлаждение потока среды в процессе 1-2 элементарными обратимыми обратными циклами Карно

Рациональное количество используемых машин определяется в общем случае как результат технико-экономической оптимизации. Обусловлено это тем, что увеличение числа холодильных машин Карно

приводит к монотонному росту η_e , как можно заключить из рис. 4. Анализ зависимости, приведённой на рисунке, показывает, что при использовании 2-3 машин можно значительно повысить эксергетический КПД. Но, очевидно, можно в большинстве случаев ограничиться и двумя машинами, так как при переходе к трём машинам рост η_e замедляется. Особенно выгодным является применение для указанных целей двухтемпературной компрессорной холодильной машины (КХМ).

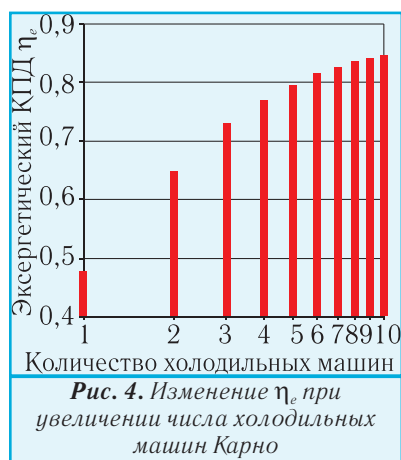


Рис. 4. Изменение η_e при увеличении числа холодильных машин Карно

3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХТЕМПЕРАТУРНОЙ КХМ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОТОКА ЖИДКОГО ХЛАДАГЕНТА

Эффективность охлаждения потоков несколькими холодильными машинами небольшой мощности или одной двухтемпературной КХМ можно подтвердить на примере их использования для охлаждения жидких хладагентов перед дросселированием в крупных промышленных аммиачных компрессорных холодильных установках (АХУ). Некоторые результаты решения этой задачи изложены в [2]. На эффективность переохлаждения жидкого хладагента ещё ранее обращал внимание В.М. Бродянский [3].

Необходимо коснуться актуальности рассматриваемых здесь способов охлаждения потоков сред. Обратимся к аммиачным производствам, где применяются крупные холодильные установки. В последние годы агрегаты синтеза аммиака претерпели основательную модернизацию, которая привела к росту их производительности с одновременным снижением ряда удельных показателей. Однако обеспечивающие их холодопроизводящие мощности остались теми же. В связи с этим существенно ограничиваются возможности дальнейшего совершенствования основного производства. Поэтому необходим поиск таких способов увеличения и производительности, и эффективности АХУ, которые при внедрении не требовали бы значительных изменений в существующих конструкциях. Таким способом, как уже отмечалось, является организация переохлаждения потоков аммиака перед дросселированием в АХУ.

Для улучшения показателей АХУ, как сообщается в [2], переохлаждение жидкого аммиака можно осуществлять в двух КХМ, работающих на R134a. Через их испарители последовательно проходит охлаждаемый поток жидкого аммиака. С учётом особенностей общей системы, в состав которой входит АХУ и две КХМ малой мощности, в рамках моделей эталонных циклов решалась задача о максимуме её холодильного коэффициента ϵ . При этом одновременно находились оптимальные значения конечной температуры переохлаждения T_{3^*} и промежуточной температуры T_{np} , которая распределяет нагрузки между двумя КХМ в режиме ϵ_{max} (см. рис. 5). Расчётные исследования показали, что при использовании двух КХМ $\epsilon_{max} = 3,43$ при следующих значениях оптимальных температур: $T_{3^*} = 263$ К (-10 °С) и $T_{np} = 283$ К (10 °С). Температуры конденсации в каждой КХМ, а также в АХУ принимались равными 30 °С.

При нахождении оптимальных параметров общей системы охлаждения в качестве целевой функции рассматривался холодильный коэффициент

$$\epsilon = \epsilon_{АХУ} \sqrt{1 + \frac{L_1 + L_2}{L_{АХУ}}}, \quad (17)$$

где $\epsilon_{АХУ}$, $L_{АХУ}$ — холодильный коэффициент и работа АХУ, соответственно; L_1 , L_2 — работы, затрачиваемые двумя КХМ.

Интересным является результат проведённой расчётной оптимизации. Несмотря на то, что целевая функция в виде (17) отличается от функции (7), найденная оптимальная температура соответствует выражению (9), т.е. $T_{np} = (T_o \cdot T_{3^*})^{1/2}$. В этом случае T_o — температура конденсации, равная температуре окружающей среды и являющаяся начальной температурой процесса охлаждения жидкого аммиака; T_{3^*} — температура перед дросселем, представляющая собой конечную температуру дискретного охлаждения аммиака.

Кривые 2-4 на рис. 5 дают представление об изменении полных, а не удельных работ в циклах двух фреоновых КХМ. Производимый ими холод распределяется следующим образом. С помощью первой (относительно высокотемпературной) КХМ жидкий аммиак охлаждается от температуры конденсации T_o до

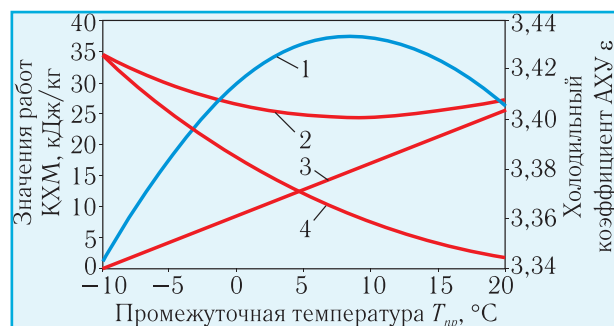


Рис. 5. Характер изменения в зависимости от промежуточной температуры охлаждения холодильного коэффициента ϵ (1) АХУ, суммы работ (2) двух КХМ и работ каждой из КХМ (3, 4)

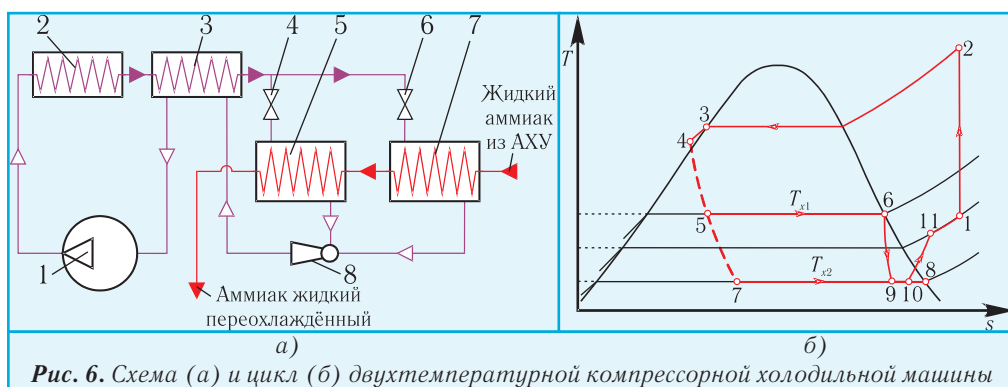


Рис. 6. Схема (а) и цикл (б) двухтемпературной компрессорной холодильной машины

оптимальной промежуточной температуры $T_{пр}$. Вторая КХМ производит дальнейшее охлаждение жидкого аммиака от $T_{пр}$ и до конечной температуры переохлаждения $T_{зр}$ — температуры перед дросселем АХУ. Для того, чтобы уяснить характер изменения работ КХМ (см. рис. 5) нужно учитывать, что холод производится ими при наиминимальных температурах проходящего через испарители потока жидкого аммиака.

Для переохлаждения аммиака более выгодно использовать двухтемпературную КХМ. На рис. 6 приведена схема такой холодильной машины и её идеализированный термодинамический цикл. На рис. 6, а показано, как эта КХМ по потоку охлаждаемого жидкого аммиака связана с основной АХУ.

Двухтемпературная КХМ работает следующим образом. Пары хладагента сжимаются в компрессоре 1 в процессе 1-2 и подаются в конденсатор 2. Сконденсированный в процессе 2-3 хладагент поступает на переохлаждение в рекуперативный теплообменник 3, после чего поток делится на две части. Каждая его часть дросселируется до давлений, соответствующих температурам кипения: $P_1(T_{s1})$ — в высокотемпературном (процесс 5-6) 7 и $P_2(T_{s2})$ — в низкотемпературном (процесс 7-8) 5 испарителях. Далее, насыщенные пары хладагента из обоих испарителей направляются в эжектор 8. В нём пар, выходящий из испарителя 7 с давлением P_1 , расширяется в процессе 6-9 до давления P_2 и смешивается с паром из испарителя 5. Состояние паров после смешения характеризуется точкой 10. Образовавшиеся пары сжимаются в эжекторе 8 в процессе 10-11 и через рекуперативный теплообменник 3 идут на всасывание в компрессор 1.

Экспериментальные сравнительные исследования двухтемпературной холодильной машины подтвердили её высокую эффективность [4].

Расчёты циклов двухтемпературной КХМ и обеспечиваемой ею АХУ с учётом оптимальных значений температур переохлаждения аммиака в двух испари-

телях практически дали те же результаты, что были получены ранее при использовании в этих целях двух КХМ. В ходе расчётов использовались модели эталонных циклов.

Следует отметить преимущества предложенного решения.

Двухтемпературная КХМ имеет более низкую стоимость; с учётом всех видов потерь от необратимости она более эффективна по сравнению с двумя КХМ.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Термодинамический анализ особенностей охлаждения потоков сред позволил получить основные соотношения для определения оптимальных промежуточных температур при их дискретном охлаждении.

Рассмотрены различные способы охлаждения потоков жидкого хладагента, которые можно использовать в крупных промышленных аммиачных холодильных установках. Показано, что наиболее целесообразно производить охлаждение с помощью двухтемпературной компрессорной холодильной машины. Этот способ может найти применение также в холодильных системах реконденсации аммиака на его перегрузочных терминалах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов/ Под ред. В.М. Бродянского. — М.: Энергия, 1979. — 288 с.
2. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Швец С.Г. Пути повышения эффективности крупных аммиачных холодильных машин// Технические газы. — 2008. — № 3. — С. 60-63.
3. Бродянский В.М. Низкотемпературная техника на пороге XXI века// Холодильная техника. — 1998. — № 1. — С. 26-28.
4. Экспериментальное исследование компрессорно-эжекторного агрегата на хладагонах R12 и R134a/ Г.К. Лавренченко, М.Г. Хмельнюк, С.А. Терентьев, А.А. Шелухина// Холодильная техника и технология. — 1992. — Вып. 55. — С. 42-47.