

Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД

**МЕТОДЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ОБРАТНЫХ  
КРУГОВЫХ ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН  
И ДИНАМИЧЕСКОГО ОТОПЛЕНИЯ**

(Представлено академиком А. И. Иоффе 30 V 1952)

Широкое развитие хладотехники и перспективы применения холодильных машин для нагревательных целей (<sup>1</sup>) в связи со строительством новых гидроэлектрических станций ставят перед термодинамической теорией обратных круговых процессов задачу о возможном сокращении энергетических потерь.

Эффективность обратного кругового процесса, совершающегося с затратой работы, должна определяться, помимо совершенства избранного цикла, также и степенью необратимости в системе холодильной машины и связанного с нею двигателя. Вследствие этого термодинамический анализ обратных круговых процессов должен характеризоваться двумя коэффициентами: холодильным  $\epsilon_0$  или отопительным  $\mu_0$  обратимых циклов (<sup>2</sup>) и энергетическим  $\xi_0$  или  $M$  системы связанных с ними двигателей.

Обобщенный обратимый цикл рабочего тела складывается из двух процессов теплообмена с внешней средой без разности температур и двух процессов, которые каждый в отдельности или в совокупности совершаются без возрастания энтропии. Характер такого цикла зависит от состояния источников. В случае источников постоянной температуры обобщенным циклом является цикл Карно.

Обобщенный цикл холодильной машины и динамического отопления устанавливается, исходя из температуры окружающей среды, являющейся в первом из них верхней границей, а во втором — нижней границей цикла.

Температура окружающей среды, таким образом, определяет характер обратного кругового процесса, который должен осуществляться в холодильной машине для получения искусственного холода и в греющей машине для получения тепла.

В практике имеют место случаи одновременной потребности в холоде и тепле. Обратный круговой процесс, примененный для одновременного получения холода и тепла (<sup>3,4</sup>), мы назовем теплофикационным обратным циклом. Теплофикация, успешно применяемая при осуществлении циклов тепловых двигателей, может иметь место и в холодильных циклах, что является важнейшей их особенностью. В этом случае при затрате работы  $Al$  возможно одновременное получение тепла  $q$  и холода  $q_0$  с помощью холодильной машины.

На рис. 1 показан в энтропийной диаграмме теплофикационный обобщенный цикл холодильной машины  $a - d - c - b$ , где в процессе  $a - b$  тепло отнимается от холодного и подводится в процессе  $c - d$  к горячему источнику. Теплофикационный обратимый цикл по существу состоит из двух обобщенных циклов: холодильного  $a - e - f - b$

и динамического отопления  $e-d-c-f$ ; он совершеннее двух отдельных циклов, так как в нем взаимно исключены процессы  $e-f$  и  $f-e$  и объединены компрессоры и расширители циклов.

Оценка полной эффективности теплофикационного цикла не может быть дана ни холодильным, ни отопительным коэффициентом в отдельности, а требует введения нового коэффициента  $u_0$ , выражающего отношение суммы количеств  $q_0$  полученного холода и  $q$  тепла к затраченной работе  $AL$ :

$$u_0 = \frac{q_0 + q}{AL}. \quad (1)$$

Количества получаемого тепла и холода связаны в теплофикационном цикле следующей зависимостью:

$$\frac{q}{q_0} = \frac{(\varepsilon_0 + 1) \mu_0}{\varepsilon_0 (\mu_0 - 1)}. \quad (2)$$

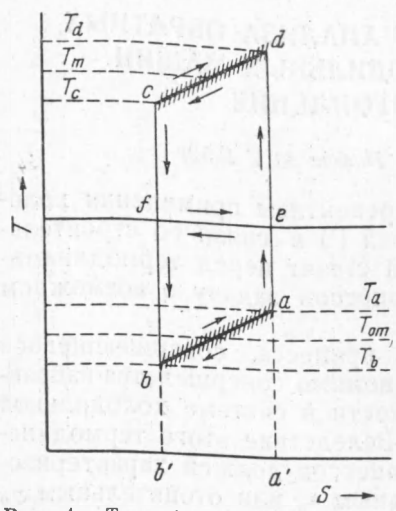


Рис. 1. Теплофикационный цикл холодильной машины в энтропийной диаграмме

многие рабочие тела в холодильных машинах, предназначенных для получения холода, по существу совершают теплофикационные циклы. Это имеет место в обычной паровой холодильной машине с перегревом паров, в воздушной и т. д. В этом случае необходимо использовать это тепло, и эффективность такой машины характеризуется не холодильным коэффициентом  $\varepsilon$ , а коэффициентом Иоффе  $u$ . Однако в практике не всегда возможно полное использование тепла, получаемого в теплофикационном цикле. Если используемое тепло  $q_n$  меньше полного  $q$ , то коэффициент  $u_n$  также меньше его максимального значения  $u_0$ . Отношение значений коэффициента Иоффе  $u_n$  к  $u_0$  характеризует степень использования тепла в теплофикационном цикле. Например, в паровой холодильной машине возможность практического использования тепла зависит от степени перегрева пара и уменьшается с ее величиной.

Теплофикация холодильных машин приобретает большое практическое значение в условиях гидроэлектростанций-новостроек.

Энергетический коэффициент системы холодильной машины и связанного с нею двигателя, расходующего энергию  $e$ , равен

$$\zeta = \frac{q_0}{e}. \quad (3)$$

В случае применения теплового двигателя  $e$  выражает затраченное тепло  $q_h$  и  $\zeta$  есть тепловой коэффициент:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h}. \quad (3a)$$

Для компрессорной системы с тепловым двигателем при отсутствии потерь работы  $AL$  прямого и  $AL_0$  обратного циклов равны. Выражая  $AL$  и  $AL_0$  через термический коэффициент  $\eta_T$  прямого цикла и холодильный  $\varepsilon$  обратного цикла, имеем:

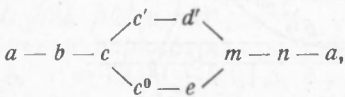
$$\zeta_0 = \eta_T \varepsilon_0. \quad (4)$$

$\zeta_0$  может быть также выражено через средние эквивалентные температуры  $T_{hm}$  и  $T_{om}$  источников нагревания и охлаждения (5):

$$\zeta_0 = \frac{T_{hm} - T}{T - T_{om}} \cdot \frac{T_{om}}{T - T_{om}} \quad (5)$$

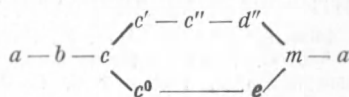
Установив, что абсорбционная холодильная машина представляет систему совмещенных прямого и обратного циклов, можно утверждать, что формула (5) применима для оценки энергетической эффективности всех систем получения искусственного холода за счет затраты тепловой энергии. С этой целью остановимся сначала на системе работы водо-аммиачной компрессорной холодильной машины, приводимой в действие водо-аммиачным же тепловым двигателем, схема которой представлена на рис. 2, а ее процессы в энтропийной диаграмме водо-аммиачного раствора (6) на рис. 3.

В этой системе цикл теплового двигателя будет характеризоваться точками



а холодильной машины 1—2—3—4—5—6—1. Если в цикл теплового двигателя включить холодильник 14, охлаждаемый водой, то в этом аппарате пар охладится, и его состояние будет характеризоваться в энтропийной диаграмме не точкой  $c'$ , а  $c''$ . Тогда адиабатическое расширение пара в паровой машине пойдет по линии  $c'' - d''$ . Отметим, что теперь процессы расширения пара в паровой машине цикла двигателя и сжатия пара в компрессоре холодильной машины протекают по одной и той же линии между теми же самыми точками, только в противоположном направлении. Следовательно, при равенстве количества пара, поступающего в паровую машину и циркулирующего в холодильном цикле, работы паровой машины и компрессора взаимно исключают друг друга. При исключении паровой машины 2 и компрессора 9 и поступлении пара в состоянии  $c'$  непосредственно в конденсатор холодильной машины 10, а пара в состоянии  $d'$  в смеситель 7 цикла теплового двигателя, как это показано на рис. 3 пунктиром, рассматриваемая система преобразуется в абсорбционную холодильную машину.

Система водо-аммиачной холодильной компрессорной машины с циклом 1—2—3—4—5—6—1 и теплового двигателя с циклом



и абсорбционная холодильная машина с процессами

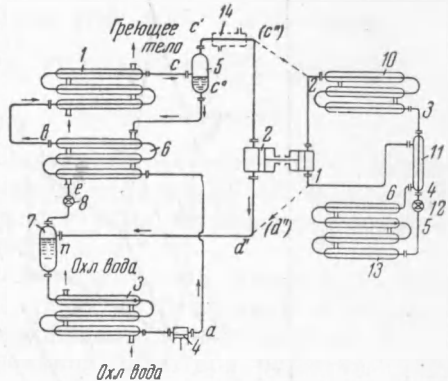
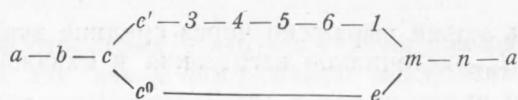


Рис. 2. Система водо-аммиачного теплового двигателя и холодильной машины. 1—кипятильник, 2—паровая машина, 3—водо-аммиачный конденсатор, 4—насос, 5—отделитель, 6—теплообменник, 7—смеситель, 8—дрозсель, 9—компрессор, 10—конденсатор, 11—паровой теплообменник, 12—регулирующий вентиль, 13—испаритель, 14—холодильник



термодинамически эквивалентны друг другу.

Тепловой коэффициент обеих систем определяется одним и тем же выражением

$$\zeta = \frac{x(i_c' - i_s)}{(i_c - i_a) - (1-x)(i_c'' - i_e)} \quad (6)$$

Здесь  $i$  — энтальпия, а  $x$  — степень сухости.

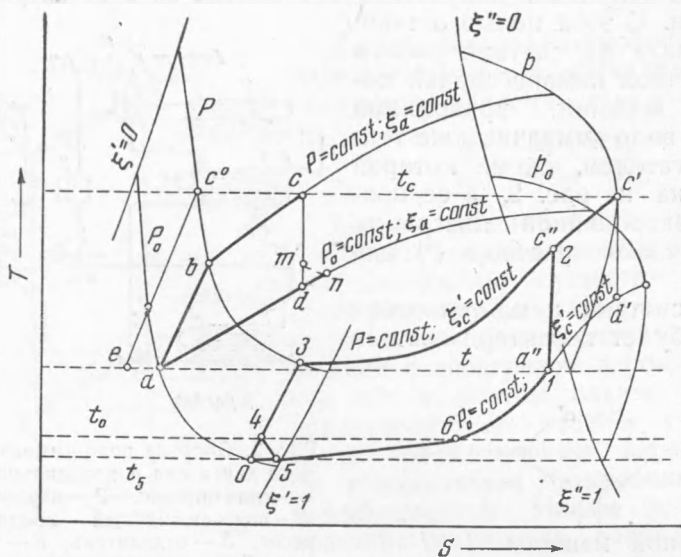


Рис. 3. Процессы системы водо-аммиачного теплового двигателя и холодильной машины в энтропийной диаграмме

Таким образом, по своему физическому существу абсорбционная холодильная машина может рассматриваться как система совмещенных циклов теплового двигателя и холодильной машины, в которой процессы расширения и сжатия паров рабочего тела взаимно исключают друг друга<sup>(7)</sup>. Прямой круговой процесс этой системы совершается без расширения паров рабочего тела, а обратный — без их сжатия.

Действительный коэффициент системы как разобренных, так и совмещенных циклов теплового двигателя и холодильной машины должен включать еще потери, оцениваемые коэффициентами  $\eta_0$ ,  $\eta^0$  и  $\eta_{пр}$ :

$$\zeta_d = \eta_{т^0} \eta_0 \eta^0 \eta_{пр} \quad (7)$$

Потери различных систем холодильных машин (компрессорных, пароструйных, абсорбционных) могут отличаться друг от друга, что и приводит, при одинаковых условиях, к разному их термодинамическому совершенству, оцениваемому отношением  $\eta = \zeta_d / \zeta_0$ . Аналогично выражается энергетический коэффициент  $M$ <sup>(8)</sup> систем динамического отопления, который мы назовем коэффициентом Михельсона в честь его работ в этой области<sup>(9)</sup>.

Ленинградский институт холодильной и молочной промышленности

Поступило  
22 V 1952

#### ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

- <sup>1</sup> А. Ф. Иоффе, Курс физики, 1, 1940. <sup>2</sup> Л. М. Розенфельд, Холодильная техника, № 1, 59 (1952). <sup>3</sup> В. С. Мартыновский, там же, № 3, 51 (1951). <sup>4</sup> И. И. Левин, Холодильные машины, 1939. <sup>5</sup> В. С. Мартыновский, Холодильные машины, 1950. <sup>6</sup> Л. М. Розенфельд, ДАН, 82, № 5, 723 (1952). <sup>7</sup> Л. М. Розенфельд, Холодильная техника, № 1, 56 (1951). <sup>8</sup> Л. М. Розенфельд, ДАН, 82, № 3, 393 (1952). <sup>9</sup> В. А. Михельсон, Собр. соч., 1, 1940.