

ТЕХНИЧЕСКАЯ ФИЗИКА

Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД и Р. Н. МИХАЛЬСКАЯ

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ТЕЛА
НА ВЕЛИЧИНУ НЕОБРАТИМЫХ ПОТЕРЬ ОБРАТНЫХ
КРУГОВЫХ ПРОЦЕССОВ**

(Представлено академиком А. Ф. Иоффе 15 VI 1953)

Широкое применение холодильных машин, термодинамические циклы которых осуществляются при помощи различных рабочих тел, а также использование этих систем для нагревательных целей (¹) требуют более глубокого исследования необратимых потерь обратных круговых процессов. Термодинамическая эффективность обратимых круговых процессов не зависит от рабочего тела, однако действительные циклы необратимы и степень термодинамического совершенства последних зависит от физических свойств веществ, примененных для их осуществления (²⁻⁴). Выбор рабочего тела для обратного кругового процесса должен исходить из анализа взаимной связи физических процессов рабочего тела и источников охлаждения и нагревания, на основе чего можно выявить вещество, дающее в условиях заданного цикла минимальную величину необратимых потерь (⁵⁻⁷).

Настоящее сообщение посвящено анализу влияния физических свойств паров кипящих жидкостей на необратимые потери обратных круговых процессов; нами применяются безразмерные критерии.

В условиях постоянных температур охлаждаемого тела и окружающей среды основными источниками необратимых потерь холодильных термодинамических циклов являются дросселирование жидкости и перегревание пара в компрессоре.

Остановимся вначале на дроссельных потерях.

Применим следующие безразмерные (⁷) критерии:

$$K = \frac{r_0}{c'(T - T_0)}, \quad (1)$$

$$M = \frac{T_0}{T_m}. \quad (2)$$

Здесь r_0 — теплота парообразования при температуре T_0 ; c' — средняя теплоемкость жидкости в интервале температур T и T_0 ; $T_m = \frac{T + T_0}{2}$.

Холодильный коэффициент ε_1 цикла $1-2'-3-4$ (см. рис. 1) выразится тогда следующим отношением:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_c \frac{K - 1}{K - M/2}. \quad (3)$$

Дроссельные потери цикла могут быть оценены с помощью отношения ϵ_1 к холодильному коэффициенту обобщенного цикла (в данном случае Карно):

$$\eta_{дл} = \frac{\epsilon_1}{\epsilon_c} = \frac{K-1}{K-M/2}. \quad (4)$$

Анализ выражения (4) показывает, что дроссельные потери зависят от физических свойств рабочего тела, выражаемых теплоемкостью жидкости, теплотой парообразования и параметрами критической точки. При отсутствии дроссельных потерь $\eta_{дл}$ имеет максимальное значение, равное единице.

В критической точке критерий $K=0$, поэтому в циклах с приближением к критической точке дроссельные потери возрастают. Рабочие тела с большими значениями критерия K дают меньшие необратимые потери. Вместе с тем на величину дроссельных потерь влияет также значение температур T и T_0 . С увеличением разности температур $T-T_0$ $\eta_{дл}$ также падает и дроссельные потери увеличиваются.

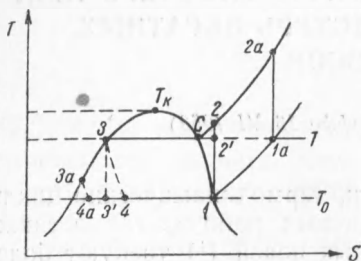


Рис. 1

Перейдем теперь к рассмотрению теплофикационного цикла холодильной машины $1-2-C-3-3'$.

Обозначим: c'' — средняя теплоемкость на правой пограничной кривой; c_p — теплоемкость при постоянном давлении; μ_1 — отопительный коэффициент цикла $2'-2-C$, и введем еще критерии: $L = c''/c'$ и $L_1 = c_p/c'$.

Тогда степень обратимости цикла $\eta'_{пн}$ можно выразить так:

$$\eta'_{пн} = \frac{\epsilon'_T}{\epsilon_c} = \frac{K-M}{K-M-(\epsilon_c+1)\frac{LM}{\mu_1-1}}. \quad (5)$$

В том случае, когда теплофикационный цикл практически используется как холодильный, $\eta'_{пн}$ характеризует необратимые потери, имеющие место в результате отсутствия соответствия между рабочими процессами цикла и характером источника отвода тепла.

Степень обратимости η цикла $1-2-C-3-4$ при источниках с постоянными температурами T и T_0 определится отношением ϵ_T к ϵ_c :

$$\eta = \frac{\epsilon_T}{\epsilon_c} = \frac{\epsilon_T}{\epsilon_1} \frac{\epsilon_1}{\epsilon_c} = \eta_{пн} \eta_{дл}. \quad (6)$$

Последняя зависимость очень важна для анализа и подбора рабочих тел в соответствии с характером совершаемых ими циклов. Работы И. И. Левина (4) показали, что степень обратимости η в условиях обратного кругового процесса остается постоянной для данной группы рабочих тел, если классифицировать их по давлениям при нормальной температуре кипения.

Анализ формулы (6) показывает, что для данной группы рабочих тел $\eta_{дл}$ обратно пропорционально $\eta_{пн}$. Таким образом, те рабочие тела, которые дают большие дроссельные потери, дают меньшие потери от перегрева. Выше уже было показано, что коэффициент дроссельных потерь $\eta_{дл}$ является функцией критерия K при заданном температурном режиме. Следовательно, и коэффициент $\eta_{пн}$ в условиях данной группы рабочих тел является функцией критерия.

В условиях холодильного цикла естественно выбирать рабочие тела с малой степенью перегрева; тогда возникает необходимость в осуществлении мероприятий, связанных с уменьшением дроссельных потерь. Если же холодильный цикл осуществляется без специальных устройств, уменьшающих дроссельные потери, то все рабочие тела одной группы оказываются с термодинамической точки зрения равноценными. Исходя из соотношения между дроссельными потерями и потерями от перегрева, часто заключают, что термодинамическая равноценность рабочих тел холодильных машин является безусловным положением теории. Однако применение в одних случаях охлаждения жидкости перед регулирующим вентилем, а в других — регенерация тепла позволяет в определенных условиях найти тела более совершенные в термодинамическом отношении.

Теплофикационный цикл, используемый неполностью, т. е. только как цикл для получения холода, дает необратимые потери от перегрева, которые могли бы быть исключены при полном его использовании. Степень полного использования теплофикационного холодильного цикла может быть установлена с помощью И — коэффициента Иоффе.

Для цикла $1-2-C-3-4$ с дроссельными потерями и долей использования тепла η_m коэффициент И составит:

$$И = \varepsilon_r \left[1 + \eta_{tr} \mu_1 \frac{2(\varepsilon_c + 1)}{\mu_1 - 1} \right]. \quad (7)$$

Из выражения (7) можно получить значение I_0 коэффициента и для обратимого цикла при $\varepsilon_r = \varepsilon'_r$ и $\eta_{tr} = 1$. Степень обратимости η_r теплофикационного цикла $1-2-C-3-4$ определится отношением И к I_0 .

Если не использовать особенностей теплофикационного цикла, то тепло перегрева пара отводится охлаждающей водой, $\eta_{tr} = 0$ и $И = \varepsilon_r$. Уже частичное использование тепла перегрева пара приводит к $\eta_{tr} > 0$ и $И > \varepsilon_r$. В условиях теплофикации цикла применение регенеративного подогрева пара перед всасыванием его компрессором за счет охлаждения жидкости перед регулирующим вентилем приводит к уменьшению дроссельных потерь и, следовательно, к увеличению общей степени обратимости. Степень обратимости $\eta_{тра}$ теплофикационного цикла $1-1a-2a-C-3-3a-4a$ с регенерацией и адиабатным сжатием пара в компрессоре больше, чем η_r .

Таблица 1

Степень обратимости обратных круговых процессов при температурах $T_0 = 258^\circ\text{K}$ и $T = 303^\circ\text{K}$

Величина	Рабочее тело					
	SO ₂	NH ₃	CH ₃ Cl	CHCl ₂ F	CCl ₂ F	CCl ₂ F ₂
Критерий μ_1	0,468	0,589	0,527	0,583	0,667	0,652
" μ	-0,656	-0,75	-0,605	-0,371	-0,148	-0,113
" K	6,5	6,25	5,9	5,64	4,94	3,82
Коэффициент η_d	0,91	0,906	0,9	0,895	0,88	0,84
" η_p	0,922	0,916	0,933	0,977	0,964	0,971
" η	0,84	0,84	0,84	0,87	0,85	0,82
" η_r	0,927	0,924	0,92	0,908	0,893	0,865
" $\eta_{тра}$	0,967	0,975	0,956	0,924	0,958	0,953

Данные табл. 1 указывают на то, что выбор рабочего тела должен исходить из анализа влияния физических свойств рабочего тела на

необратимые потери, имеющие место в цикле, в соответствии с его назначением и характером процессов источников. Для удобства анализа физические свойства целесообразно выражать при помощи безразмерных критериев, приведенных выше.

Ленинградский институт
холодильной и молочной промышленности

Поступило
13 VI 1953

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

¹ А. Ф. Иоффе, Курс физики, 1, 1940. ² В. С. Мартыновский, Холодильные машины, 1950. ³ И. С. Бадилькес, Рабочие вещества холодильных машин, 1950. ⁴ И. И. Левин, Холодильная техника, № 2, 51 (1949). ⁵ Л. М. Розенфельд, ДАН, 82, № 4, 781 (1952). ⁶ Л. М. Розенфельд, ЖТФ, 22, 794 (1952). ⁷ В. С. Мартыновский, Термодинамические характеристики циклов тепловых и холодильных машин, 1952. ⁸ С. С. Кутателадзе, Теплопередача при конденсации и кипении, 1952. ⁹ R. Plank, Zs. f. gesammte Kälte-Industrie, N. 6, 151 (1940).