

Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ОТОПЛЕНИЯ  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР ХОЛОДНОГО  
ВРЕМЕНИ ГОДА**

(Представлено академиком А. Ф. Иоффе 16 XI 1951)

Непосредственное сжигание минерального топлива для нагревательных целей является с термодинамической точки зрения процессом с огромными необратимыми потерями. Как известно, при сгорании топлива тепло выделяется с температурами значительно более высокими, чем температура рабочего тела, применяемого для отопления.

Доказано (<sup>1, 2</sup>), что использование топлива для производства работы с последующей ее затратой в цикле динамического отопления значительно целесообразнее его непосредственного сжигания с этой же целью. На рис. 1 в энтропийной диаграмме показана такая система работы теплового двигателя  $abcd$  и цикла динамического отопления  $efgh$ , в которой одним и тем же рабочим телом осуществляются циклы Карно.

Исходя из равенства работ прямого и обратного циклов, можно выразить энергетический коэффициент  $M$  для системы без потерь, при осуществлении обобщенных термодинамических циклов с термическим коэффициентом  $\eta_{\text{пр}}$  прямого цикла и отопительным коэффициентом  $\mu$  обратного цикла, следующим образом:

$$M_0 = \eta_{\text{пр}} \mu, \quad (1)$$

или через температуры

$$M_0 = \frac{T_{\text{ит}} - T}{T_{\text{ит}}} \frac{T_{\text{гг}}}{T_{\text{гг}} - T}, \quad (2)$$

где  $T_{\text{ит}}$  и  $T_{\text{гг}}$  — средние эквивалентные температуры источников, а  $T$  — температура окружающей среды.

В действительных условиях, при наличии потерь, оцениваемых коэффициентами  $\eta_0$  для прямого цикла,  $\eta_1^0$  для обратного цикла и  $\eta_{\text{пр}}$  при передаче от прямого к обратному, энергетический коэффициент системы выражается:

$$M_{\text{д}} = \mu \eta_{\text{пр}} \eta_0 \eta_1^0 \eta_{\text{пр}}. \quad (3)$$

Тогда коэффициент полезного действия  $\eta$  всей системы равен

$$\eta = \frac{M_{\text{д}}}{M_0}. \quad (4)$$

Системы динамического отопления могут выполняться различными системами тепловых двигателей с применением поршневых или ком-

прессорных, пароструйных или абсорбционных холодильных машин. Важно отметить, что система динамического отопления с прямым циклом  $abcd$  и обратным циклом  $dd'a'a$  (см. рис. 1) термодинамически эквивалентна циклу теплового двигателя  $a'bcd'$  с использованием теплоты конденсации паров для теплофикации при температуре  $T_g$ .

Для динамического отопления может быть использован не только паровой двигатель, но и гидроэлектрический, что приобретает большое значение в связи с широким развитием строительства гидроэлектростанций в нашей стране. Таким образом, циклы динамического отопления позволяют теплофицировать гидростанции принципиально теми же путями, как это имеет место при теплофикации тепловых электрических станций.

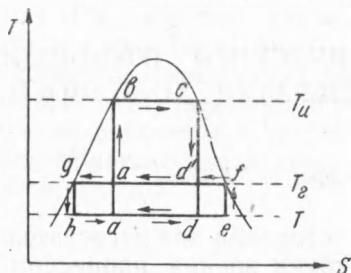


Рис. 1. Циклы Карно системы теплового двигателя и динамического отопления в энтропийной диаграмме

Схема динамического отопления с тепловым двигателем может работать в холодное время года, используя для производства работы разность температур, имеющуюся очень часто в природных условиях. Использованием такой, сравнительно малой, разности температур для получения энергии на севере занимался А. Ф. Иоффе, который в своем докладе на I Всесоюзном съезде физиков в 1930 г. дал исчерпывающий анализ этой проблемы.

Полученная таким путем работа может быть использована для осуществления цикла динамического отопления. При этом, чем ниже будет температура наружного воздуха, тем больше работы даст тепловой двигатель, а следовательно, и в цикле динамического отопления увеличится отдаваемое им тепло. Здесь имеет место естественная регуловка этих процессов.

Можно указать еще на целый ряд источников, которые в холодное время года могут быть использованы для динамического отопления. На тепловых конденсационных станциях это — тепло конденсации, которое выбрасывается зимой с температурой  $25-30^\circ$  из-за технических трудностей, встречающихся при создании более глубокого вакуума в циклах с парами воды. На гидроэлектрических станциях это тепло, выделяющееся в обмотках гидрогенераторов и трансформаторов и отводящееся в холодное время года водой с температурой также примерно  $25-30^\circ$ .

Вместе с тем, благодаря наличию большого количества естественного льда в реках с температурой  $0^\circ$  создается разность температур, которая может быть использована. Использование воды с температурой  $25-30^\circ$  с целью подвода тепла и нагрева воды, циркулирующей в отопительной системе, приводит к источникам переменной температуры. В этом случае система совмещенных циклов водо-аммиачного раствора обладает рядом существенных преимуществ.

На рис. 2 приводится система динамического отопления с совмещенными циклами водо-аммиачного раствора, а на рис. 3 — ее процессы в энтропийной диаграмме.

Процессы этой системы осуществляются следующим образом. В кипятильнике высокого давления (1) образуется водо-аммиачный пар с концентрацией, близкой к единице, за счет подвода тепла водой  $25-30^\circ$ . При этой температуре давление  $p$  паров достаточно высоко (примерно 10 ата). Пар высокого давления в состоянии 1 направляется в смеситель (2), куда насосом (8) подается слабый раствор состояния 2 из кипятильника (6). После смешения пара с жидкостью (процесс

3°—3) образуется влажный пар состояния 3, который конденсируется в конденсаторе высокого давления (3). В конце процесса конденсации получается жидкий раствор состояния 4. Процесс 3—4 конденсации протекает при температурах, меняющихся от величины  $T_3$  до  $T_4$ . Эти температуры имеют при давлении  $p$  достаточно высокое значение,

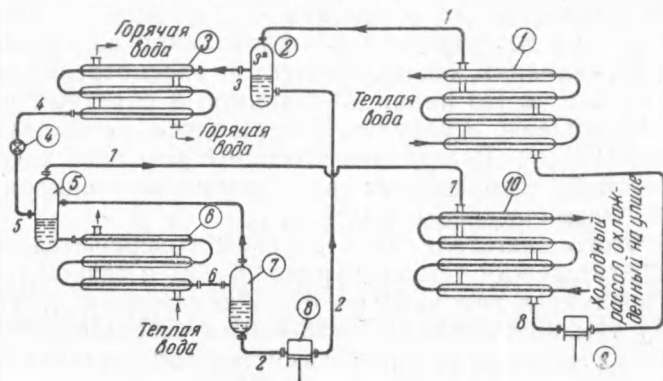


Рис. 2. Принципиальная схема системы совмещенных водо-аммиачных циклов динамического отопления. 1, 6 — кипятивники, 2 — смеситель, 3, 10 — конденсаторы 4 — дроссель, 5, 7 — отделители, 8, 9 — насосы

поэтому за счет отвода тепла конденсации можно получить горячую воду или пар с температурой 100—150°. Таким образом, конденсатор является нагревательным аппаратом.

Жидкий раствор в состоянии 4 дросселируется и в состоянии 5 направляется в кипятивник, где он кипит за счет подвода тепла водой 25—30° под низким давлением  $p_0$ . Так как жидкость поступает в кипятивник в противоток с уходящим паром, то можно считать, что из кипятивника уходит пар в состоянии, равновесном жидкости в начале кипения. Этот пар после ректификации в состоянии 7 направляется в конденсатор низкого давления (10), где он сжигается за счет отнятия тепла при низкой температуре холодного времени года. Конденсатор низкого давления охлаждается жидкостью, циркулирующей между ним и градирней, установленной на улице, или речным льдом. Иными словами, этот аппарат охлаждается «уличным холодом». Здесь важно отметить, что давление в кипятивнике низкого давления (6) определяется температурой конденсации в аппарате (10), а эта последняя зависит от температуры холодного времени года. Чем холоднее на улице, тем ниже давление в кипятивнике низкого давления и тем больше тепла выделяется в конденсаторе высокого давления. Сконденсированный в конденсаторе низкого давления водо-аммиачный раствор в состоянии 8, имеющий концентрацию, близкую к единице, подается насосом (9) в кипятивник высокого давления, где он кипит при давлении  $p$ .

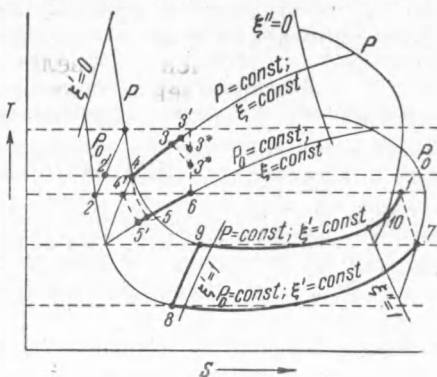
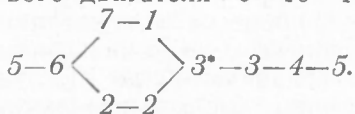


Рис. 3. Процессы совмещенных водо-аммиачных циклов динамического отопления в энтропийной диаграмме

Термодинамическая сущность принципа действия этой системы заключается в том, что в ней совершаются два цикла. Цикл тепло-

вого двигателя 9—10—1—7—8 и цикл динамического отопления



Процессы расширения пара в тепловом двигателе 1—7 и сжатия его в цикле динамического отопления 7—1 взаимно исключают друг друга, так как они совершаются по одной линии во взаимно-противоположных направлениях, как это следует из рассмотрения энтропийной диаграммы на рис. 3. По линии 1—7 прямой и обратный водо-аммиачные циклы совмещены, в результате чего здесь отсутствуют паровая машина и компрессор. Вследствие этого мы и назвали рассмотренную машину системой совмещенных водо-аммиачных циклов теплового двигателя и динамического отопления.

Цикл парового двигателя этой системы совершается за счет разности температур между температурами 25—30° и низкой температурой наружного воздуха в холодное время, а цикл динамического отопления — между температурами воды 25—30° и нагреваемого тела.

Термодинамическая эффективность системы обратимых совмещенных циклов характеризуется коэффициентом  $M$ :

$$M = \frac{T_{ит} - T}{T_{ит}} \frac{T_{гт}}{T_{гт} - T_{ит}}, \quad (5)$$

где  $T_{ит}$  и  $T_{гт}$  — средние эквивалентные температуры источников подвода тепла и нагревания, а  $T$  — температура уличного холода.

Следует подчеркнуть, что система, изображенная на рис. 2, представляет собой абсорбционную холодильную машину<sup>(3)</sup>, процессы которой протекают в противоположных направлениях, поэтому она может работать в летнее время как холодильная машина.

Ленинградский институт  
холодильной и молочной промышленности

Поступило  
2 XI 1951

#### ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

- <sup>1</sup> А. Ф. Иоффе, Курс физики, 1, 1940. <sup>2</sup> В. А. Михельсон, Собр. соч., 1 1930. <sup>3</sup> И. И. Левин, А. Г. Ткачев и Л. М. Розенфельд, Холодильные машины, 1939.