

ТЕПЛОВОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНСЫ ТЕПЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Г. И. ФУКС

1

Исследование работы тепловой установки с помощью ее теплового баланса является общеизвестным приемом. Наряду с этим, энергетический баланс установки пока не получил применения в практике, хотя, как это неоднократно указывалось [1], он может дать весьма интересные результаты, в особенности в сопоставлении с тепловым балансом.

Тепловой баланс установки в целом и в любой её части составляется на основе закона сохранения энергии (первого закона термодинамики). Потери на этой основе оцениваются в калориях независимо от того, в какой доле эти калории могут быть превращены в работу в данной установке. Калория тепла, „потерянная“ в конденсатор, расценивается в тепловом балансе так же, как калория тепла, потерянная в паропроводе острого пара от котла к турбине. Между тем, как известно, из калории тепла в остром паре можно получить определенное количество работы, а из калории тепла, отдаваемой в конденсатор, считая, что он имеет наименьшую возможную в данных условиях температуру, работы получить нельзя.

Энергетический баланс учитывает не только количество, но и „качество“ потерь в установке, т. е. то количество работы, которое может быть получено за счет потерянного тепла.

2

Энергетический баланс установки и любой ее части можно составить разными приемами. Так, по Гюи [2], потеря работоспособности может быть подсчитана по соотношению

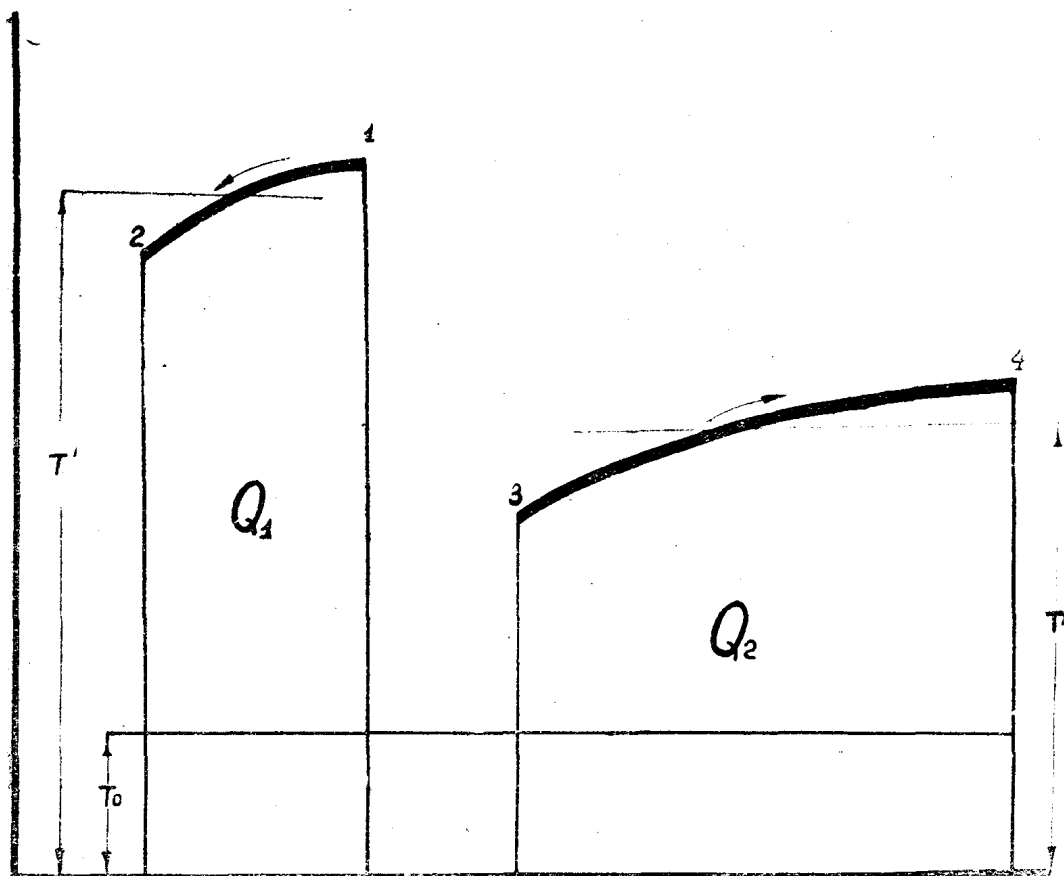
$$\Delta AL = T_0 \Delta S, \quad (1)$$

где T_0 — наименьшая температура в системе,
 ΔS — приращение энтропии.

Однако непосредственное применение этого соотношения для подсчета не всегда будет правильным. Если в какой-то части установки одновременно происходят необратимые процессы (например, дросселирование или теплообмен при конечной разности температур и т. д.) и прямая отдача тепла в окружающую среду с более низкой температурой, то уменьшение энтропии системы, вызванное последним процессом, может частично или полностью компенсировать увеличение энтропии от первых процессов. Тогда, очевидно, расчет по (1) не даст правильных результатов¹⁾.

¹⁾ Именно поэтому, повидимому, Келлер [3] при составлении энтропийного баланса установки не учитывает потери во внешнюю среду в каждой части установки, а берет ее в суммарном выражении. Это противоречит принципу составления энергетического баланса.

Пусть в системе с наименьшей температурой T_0 имеется теплообменник, в котором горячая жидкость совершает процесс 1—2, см. фиг. 1, а холодная—процесс 3—4. Горячая жидкость отдает тепло Q_1 , нагреваемая (холодная)—воспринимает тепло Q_2 , $Q_1 - Q_2 = \Delta Q$ составляет потерю во внешнюю



Фиг. 1

среду. Используя понятия средне-термодинамических температур процессов 1—2 (T') и 3—4 (T'') [4], можно записать для работоспособности процессов 1—2 и 3—4 выражения:

$$AL_1 = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T'} \right), \quad (2)$$

$$AL_2 = Q_2 \left(1 - \frac{T_0}{T''} \right). \quad (2')$$

Потеря работоспособности составит

$$\Delta AL = AL_1 - AL_2$$

или

$$\Delta AL = \Delta Q + T_0 \left(\frac{Q_2}{T''} - \frac{Q_1}{T'} \right). \quad (3)$$

Из фиг. 1 очевидно, что

$$\frac{Q_2}{T''} = \Delta S_2, \quad (4)$$

$$\frac{Q_1}{T'} = \Delta S_1. \quad (4')$$

Следовательно, потеря работоспособности в теплообменнике

$$\Delta AL = \Delta Q + T_0 \Delta S, \quad (5)$$

где $\Delta Q = Q_1 - Q_2$ дает прямую потерю тепла в окружающую среду, а $\Delta S = \Delta S_2 - \Delta S_1$ представляет собою наблюдаемое приращение энтропии в теплообменнике. Ясно, что прямые потери тепла всегда ведут к снижению работоспособности системы. Величины ΔS_1 и ΔS_2 представляют собою приращения энтропии отдельных тел в теплообменнике, поэтому их значения не зависят от величины нулевых значений энтропии отдельных тел системы. Для воды и пара, например, можно брать значения энтропий непосредственно из таблиц.

Полученное выражение (5) пригодно не только для теплообменника, но и для любой части тепловой установки и всей установки в целом. Так, например, если в паропровод от котла подается $G_{\text{час}}^{к2}$ пара с параметрами p_1, t_1, i_1 и s_1 , а к турбине пар подходит с параметрами p_2, t_2, i_2 и s_2 , что обозначает, что во внешнюю среду теряется

$$\Delta Q = G(i_1 - i_2) \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$$

и имеет место дросселирование пара от давления пара p_1 до p_2 , то потеря работоспособности в паропроводе составит

$$\Delta AL = G \left[(i_1 - i_2) + T_0(s_2 - s_1) \right] \frac{\text{ккал}}{\text{час}}. \quad (5')$$

В паропроводе влажного пара, в котором конденсат отводится, к концу паропровода подойдет $G_2 < G_1$. Потеря работоспособности будет

$$\Delta AL = (G_1 i_1 - G_2 i_2) + T_0(G_2 s_2 - G_1 s_2) \frac{\text{ккал}}{\text{час}}. \quad (5'')$$

Котел паросиловой установки в целом также можно рассматривать как теплообменник. Но тепло, подводимое с топливом, необходимо учитывать как эквивалентное количество химической энергии, из которого в пределе может быть получена максимальная работа в количестве, практически равном теплотворной способности топлива [5]. Потеря работоспособности в котле составит

$$\Delta AL = BQ_n^p - G[(i - i_b) - T_0(s - s_b)], \quad (5''')$$

где G, B и Q_n^p —часовые расходы пара, топлива и его теплотворная способность соответственно,

i, s, i_b и s_b —энтальпии и энтропии пара и воды соответственно.

3

В качестве иллюстрации приводится пример сопоставления теплового и энергетического балансов конденсационной паровой установки при следующих условиях.

Давление и температура котельного пара $p_1 = 32 \text{ ата}$, $t_1 = 420^\circ\text{C}$. Перед турбиной $p_1' = 30 \text{ ата}$ и $t_1' = 400^\circ\text{C}$, в конденсаторе $p_2 = 0,05 \text{ ата}$. К.п.д. отдельных элементов: $\eta_{\text{ку}} = 0,85$, $\eta_{\text{oi}} = 0,80$, $\eta_{\text{л}} = 0,98$, $\eta_{\text{г}} = 0,96$. Мощность $N = 12000 \text{ квт}$.

Тепловой баланс установки по этим данным будет ¹⁾

Таблица 1

Наименование статей	мгкал/час	%
1. Потери в котле	6,772	15,00
2. Потери в паропроводе	0,518	1,15
3. Потери теоретического цикла (в конденсатор)	24,143	53,48
4. Добавочные потери действительного цикла	2,742	6,07
5. Механические потери	0,219	0,49
6. Потери в генераторе	0,430	0,95
7. Полезная работа	10,320	22,86
Итого	45,144	100,00
Подведено с топливом	45,144	100,00

Энергетический баланс установки рассчитан по соотношениям (5'), (5'') и (5''').

Таблица 2

Наименование статей	мгкал/час	киловатт	%
1. Потеря работоспособности в котле	31,045	36100	68,77
2. Потеря работоспособности в паропроводе	0,388	451	0,86
3. Потеря действительного цикла	2,742	3186	6,07
4. Механические потери	0,219	257	0,49
5. Потери в генераторе	0,430	499	0,95
6. Полезная работа	10,320	12000	22,86
Итого	45,144	52493	100,00
Подведено с топливом	45,144	52493	100,00

Сопоставление теплового и энергетического балансов дано на фиг. 2. Потеря котла в калориях невелика. Но пар в котле получается при невысокой температуре, поэтому его работоспособность составляет лишь 31,23% от работоспособности топлива. Таким и был бы к.п.д. установки при отсутствии в ней дальнейших потерь при превращении энергии.

В тепловом балансе установки основную потерю составляет потеря теоретического цикла (отвод тепла в конденсатор). В действительности эта потеря уже обусловлена тем, что при сообщении тепла рабочему телу в котле имела место необратимая передача тепла. Отвод соответственного

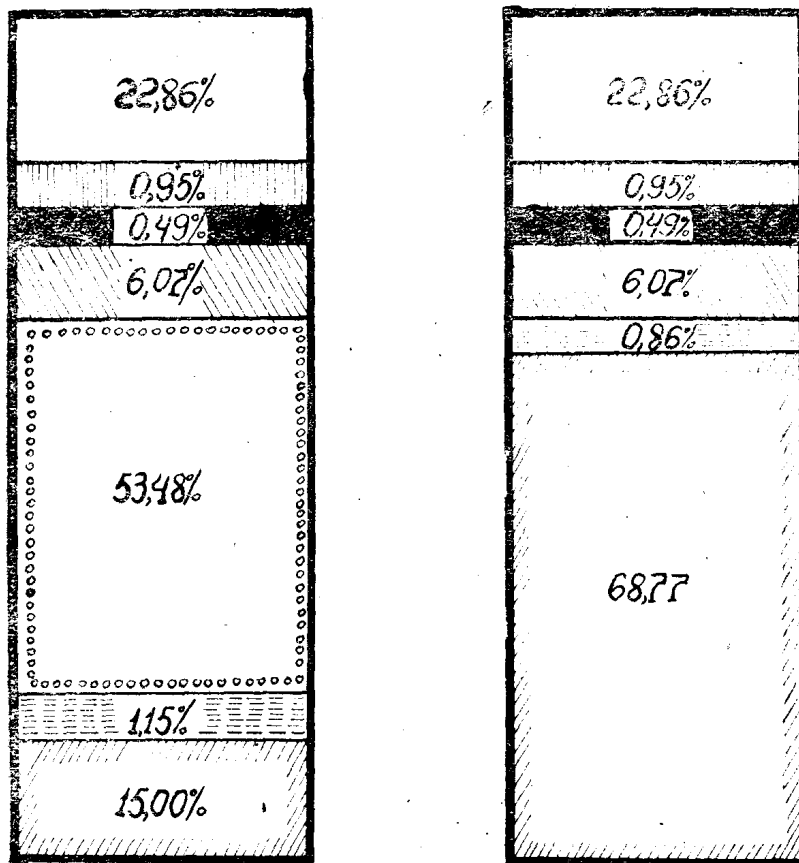
¹⁾ Все расчеты проведены по М. П. Вукаловичу [6]








количества тепла от рабочего тела становится тем самым неизбежным при данном характере теоретического цикла. Отвод тепла в конденсатор в теоретическом цикле происходит при наинизшей температуре в системе,

БАЛАНСЫ

а) Тепловой

б) Энергетический



-  Потери генератора
-  Полезная работа
-  Механические потери
-  Потери действит. цикла
-  Потери в конденсаторе
-  Потери паропровода
-  Потери в котле

Фиг. 2

т. е. отводится то тепло, которое в данных условиях нельзя превратить в работу. Поэтому соответственная статья потери в энергетическом балансе отсутствует.

Таким образом, энергетический баланс ясно указывает на слабые звенья в цепи превращения энергии. Поэтому рекомендуется, наряду с обычным тепловым балансом, сводить также энергетический баланс установки.

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Кирпичев. М. Энергетический баланс тепловых установок. Изв. АН СССР, отделение техн. наук, № 12, 1949.
2. Gouy. Sur l'énergie utilisable. Journal de Physique, 1889 г.
3. A. Keller. Entropie—balance diagramm spotlights steam—power losses. Power Engineering, 1950 г., июль.
4. Фукс Г. И. Средне-термодинамические температуры. Изв. Томского политехн. института, т. 63, 1944.
5. Фукс Г. И. Степень совершенства теплосиловой установки. Изв. Томского политехн. института, т. 66, 1948.
6. Вукалович. М. Термодинамические свойства воды и водяного пара, 1950.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует
24	2 снизу	$\gamma_r = S \cdot P$	$\gamma_r = S P_r$
41	4 сверху	цитированная	цитированная
57	5 сверху	термо-и гидродинамические	термо- и гидродинамические
69	11 снизу	теплоносителя	теплоносителя
85	10 снизу	$\frac{dV}{d\alpha} =$	$0 = \frac{dV}{d\alpha} =$
102	17 снизу	бессейнов	бассейнов
178	фиг. 1	в процесс	в процессе
185	14, 15, 17 снизу	э	ε
204	7 сверху	огд	год
210	6 снизу	где 860 $N_{\text{эмк}} = 860 (N_{ik} - N_{\text{эк}})$	где 860 $N_{\text{эмк}} = 860 (N_{ik} - N_{\text{эк}})$
211	9 сверху	$N_{\text{э}} = N_{\text{эк}} + N_{\text{эпо}}$	$N_{\text{э}} = N_{\text{эк}} + N_{\text{эпо}}$
211	18 сверху	$D_k = \frac{860 N_{\text{эк}}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$	$D_k = \frac{860 N_{\text{эк}}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$