

СТЕПЕНЬ СОВЕРШЕНСТВА ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Г. И. ФУКС

1

Общепринятый метод оценки степени совершенства теплосиловой установки по ее КПД по соотношению

$$\eta = \frac{860 N_{\text{э}} + \Sigma Q_{\text{н}}}{B Q_p} \quad (1)$$

не является достаточно обоснованным. Если мы имеем две установки, расходующие одинаковое количество одинакового топлива и выдающие одинаковое количество электроэнергии и тепла, то они обладают одинаковыми КПД, хотя бы параметры выдаваемого каждой установкой тепла были различными. В противодействующей установке с полным использованием отработавшего пара ухудшение внутреннего относительного КПД турбин может дать увеличение КПД установки, а если турбину заменить дроссельным вентилем, то установка может получить максимально возможное значение КПД и т. д. Так как эти и подобные им выводы противоречат здравому смыслу, то было предложено несколько приемов обхода их.

В работе профессора И. Н. Бутак ова [1] величина КПД теплосиловой установки ставится в зависимость от значения КПД чисто конденсационной установки $\eta_{\text{к}}$ и чисто противодействующей $\eta_{\text{т}}$. Оказывается, что с увеличением выработки электроэнергии на тепловом потреблении КПД установки возрастает от $\eta_{\text{к}}$ до $\eta_{\text{т}}$, что принимается автором за доказательство принципиальной правильности [1].

Но для получения соответственного результата автору пришлось ввести допущение, что различные варианты установки сравниваются между собой при одинаковой выработке электроэнергии, причем недостаток последней покрывается за счет добавочной конденсационной установки с КПД $\eta_{\text{к}}$. Самые значения $\eta_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{т}}$ для данной теплосиловой установки с КПД η являются условными величинами. Вне этих или аналогичных произвольных, по существу, условий нельзя получить обоснованного доказательства правильности соотношения (1) и устранить противоречия, на которые указывалось выше.

Широкое применение получил прием характеристики степени совершенства теплосиловой установки по величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [2], [3]. Действительно, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от величин, которыми определяется степень совершенства установки. Для противодействующей установки, например, на основе этого показателя мы требуем максимального повышения относительных КПД турбины, что сходится с требованием экономичности и т. д. Но этот показатель сам по себе, как число, конечно, недостаточен, чтобы судить о степени совершенства установки. Так, в предельных случаях чисто конденсационных

и чисто отопительных установок он принимает предельные значения ∞ и 0, что не связано со степенью их совершенства. Применение при оценке степени совершенства сравниваемых установок двух показателей вместе, а именно: КПД и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, неудобно потому, что эти величины могут меняться в противоположном направлении. Если, например, 2 сравниваемые установки расходуют одинаковое количество одинакового топлива и выдают одинаковое количество электроэнергии и тепла, но разных потенциалов последнего, то эти установки будут иметь одинаковые КПД и одинаковые величины удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Но ясно, что установка, выдающая тепло более высокого потенциала, при данных условиях будет более совершенной. Можно привести и другие примеры, когда оба указанных показателя вместе не решают поставленной задачи.

Профессор М. М. Хазен [4], [5] предлагает сравнивать работу тепло-силовой установки с некоторой образцовой, для которой условно принимается степень совершенства 100%. Это предложение встретило ряд возражений [6], [1], в которых справедливо указывалось на произвольность образца и методики сравнения с ним. Тем не менее, надо признать, что М. М. Хазен сделал первую попытку создания такой методики оценки степени совершенства, которая выходит за привычный круг представлений об идентичности этой величины с КПД.

Иногда приходится встречаться с утверждением, что не имеет смысла сравнивать между собой установки, выдающие тепло разных потенциалов, так как они работают в несравнимых условиях. Такой отказ от поставленной задачи не может считаться ее решением.

Если в энергосистеме мы имеем такие станции, которые выдают тепло разных потенциалов, то, не умея сравнивать их между собою, нельзя правильно распределить нагрузку между ними. Принципиально рассуждая, все виды энергии представляют разные формы движения, превращение которых подчинено определенным закономерностям. „Затратив“ энергию в одной форме и „получив“ ее в другой, мы всегда вправе поставить вопрос, насколько совершенно прошло это превращение. Надо только уметь найти правильный метод сравнения.

2

Соотношение для КПД (1) в общем виде символически можно выразить так:

$$\eta = \frac{E_{исп}}{E_{затр}}, \quad (2)$$

где $E_{исп}$ и $E_{затр}$ — использованная и затраченная энергии соответственно. КПД по (2) потому и считается мерой степени совершенства, что предполагается, что

$$E_{затр} - E_{исп}$$

даст величину энергии, которая была „потеряна“ при ее превращениях. Но в действительности последнее условие не всегда соблюдается: так КПД тепловой машины, выдающей работу AL ккал при затрате тепла Q_1 , будет

$$\eta = \frac{AL}{Q_1}. \quad (3)$$

Это предполагает, что потеряна работа

$$Q_2 = Q_1 - AL \text{ ккал.}$$

Но в действительности это не так. Если отбросить гипотетические случаи сообщения тепла рабочему телу машины при бесконечно большой температуре и отъема тепла при абсолютном нуле, то в тепловой машине при отсутствии всяких потерь нельзя получить Q_1 ккал работы. Это означает, что в этом случае КПД по (3) дает долю тепла, перешедшую в работу. Степень же совершенства этой установки, очевидно, будет выражаться числом большим, чем значение ее КПД.

Пусть в теплообменнике обычного типа, затратив тепло Q_1 ккал, мы передаем нагреваемому телу Q_2 ккал КПД теплообменника

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (4)$$

Это основано на том, что потеря считается равной

$$Q_1 - Q_2 \text{ ккал.}$$

В теплообменнике обычного устройства эта потеря в действительности больше, так как тепло затрачивается при более высокой температуре, чем получается. Если передачу тепла от тела с температурой T_1 к телу с температурой T_2 ($T_1 > T_2$) осуществлять без потерь, т. е. квазистатическими процессами (обратимо), например, помощью теплового насоса, то можно получить больше тепла, чем затрачено, используя практически безграничный запас теплового движения окружающей среды. И в этом случае КПД по (4) даст долю тепла, перешедшую от первого тела теплообменника ко второму, но степень совершенства теплообменника будет выражаться числом меньшим, чем его КПД.

Таким образом приходим к выводу, что выражения для КПД установки, составленные на основе принципиального соотношения (2), дают числовое значение доли превращения энергии, но не всегда дают оценку степени ее совершенства. Степень совершенства установки может быть больше и меньше ее КПД в зависимости от качества затраченной и использованной энергии.

Для оценки степени совершенства при всех превращениях энергии следует пользоваться принципиальным соотношением

$$\mu = \frac{E_{исп}}{E_{макс}} \quad (5)$$

где $E_{макс}$ — максимальное количество энергии в использованной форме, которое может быть получено за счет $E_{затр}$ при наивыгоднейшем пути превращения энергии. Действительно, разность

$$E_{макс} - E_{исп}$$

всегда дает „потерю“ действительного процесса преобразования энергии, что оправдывает (5).

Следует подчеркнуть, что величина степени совершенства ¹⁾ μ , вычисленная по (5), принципиально отлична от КПД η , вычисляемого по (2). Возможно

$$\mu < \eta$$

Не исключается также возможность их равенства. Так, нетрудно показать, что при чисто механических преобразованиях энергии, при превращении электрической энергии в механическую и т. п.

$$E_{макс} = E_{затр},$$

следовательно, значения μ и КПД совпадут, но механическое обобщение этого положения на все случаи является неправильным.

¹⁾ В дальнейшем везде обозначается сокращенно μ

Составление выражений для ϵ установки целесообразно начать с простейших случаев. Пусть в тепловой машине рабочему телу сообщается тепло Q_1 , ккал в процессе AB (рис. 1). Это тепло измеряется площадью $AB21$. Если при этом машина выдает работу AL , ккал, то

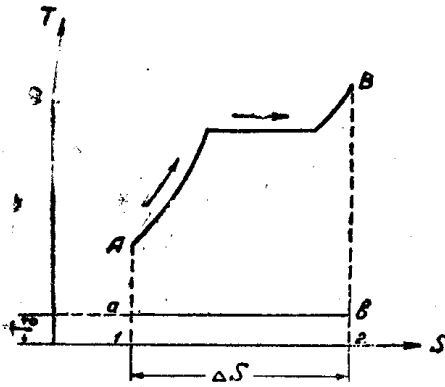


Рис. 1

$$E_{исп} = AL, \quad (a)$$

$$E_{затр} = Q_1, \quad (b)$$

$$\eta = \frac{AL}{Q_1}. \quad (3)$$

Для подсчета максимального количества работы, которую можно получить в этой машине, следует учесть условия ее работы. Если температура окружающей среды, куда можно неограниченно сбрасывать тепло, будет T_0 , то единственно возможный наивыгоднейший цикл установки будет $ABbaA$ (см. рис. 1), площадь

которого и измеряет $E_{макс}$ в данном случае. Но

$$\text{пл. } ABbaA = \text{пл. } AB21A - \text{пл. } ab21a,$$

или

$$E_{макс} = Q_1 - T_0 \Delta S, \quad (6)$$

где ΔS — изменение энтропии рабочего тела в процессе сообщения ему тепла. На основе (5) ϵ установки будет

$$\mu = \frac{AL}{Q_1 - T_0 \Delta S}. \quad (c)$$

Несложное преобразование дает

$$\mu = \frac{AL}{Q_1 \left(1 - \frac{T_0 \Delta S}{Q_1} \right)}, \quad (d)$$

Величина $\frac{Q_1}{\Delta S}$ имеет геометрический (рис. 1) смысл средней высоты прямоугольника, равновеликого по площади $AB21A$ с основанием ΔS . Физически эту величину можно считать средне-термодинамической температурой ¹⁾ [7] сообщения тепла рабочему телу в процессе AB

$$T_{см} = \frac{Q_1}{\Delta S}. \quad (7)$$

Следовательно,

$$\mu = \frac{AL}{Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_{см}} \right)}, \quad (8)$$

а с учетом (3)

$$\mu = \frac{\eta}{1 - \frac{T_0}{T_{см}}}. \quad (9)$$

¹⁾ В дальнейшем везде обозначается сокращенно С—ТТ

Если мощность установки N квт, а часовая затрата тепла Q_n ккал/ч, то

$$\mu = \frac{860 N}{Q_n \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}}\right)} \quad (10)$$

Выражения (8), (9) и (10) являются решениями поставленной задачи. Для машины, работающей по циклу Карно,

$$T_1 = T_{cm}, \quad (e)$$

так как С—ТТ изотермического процесса совпадает с действительной температурой. Поэтому

$$\mu_k = 100\%.$$

При всех условиях ϵ тепловой машины будет больше ее КПД.

4

Если в теплообменнике при затрате тепла Q_1 ккал получено в нагреваемом теле тепло Q_2 ккал, то

$$E_{исп} = Q_2, \quad (a)$$

$$E_{затр} = Q_1, \quad (b)$$

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (3)$$

Для подсчета максимального количества тепла, которое может быть передано нагреваемому телу при затрате тепла Q_1 ккал, надо учесть реальные условия теплообмена. Пусть горячее тело теплообменника в процессе теплообмена изменяет свое состояние по 1—2 (рис. 2), отдавая

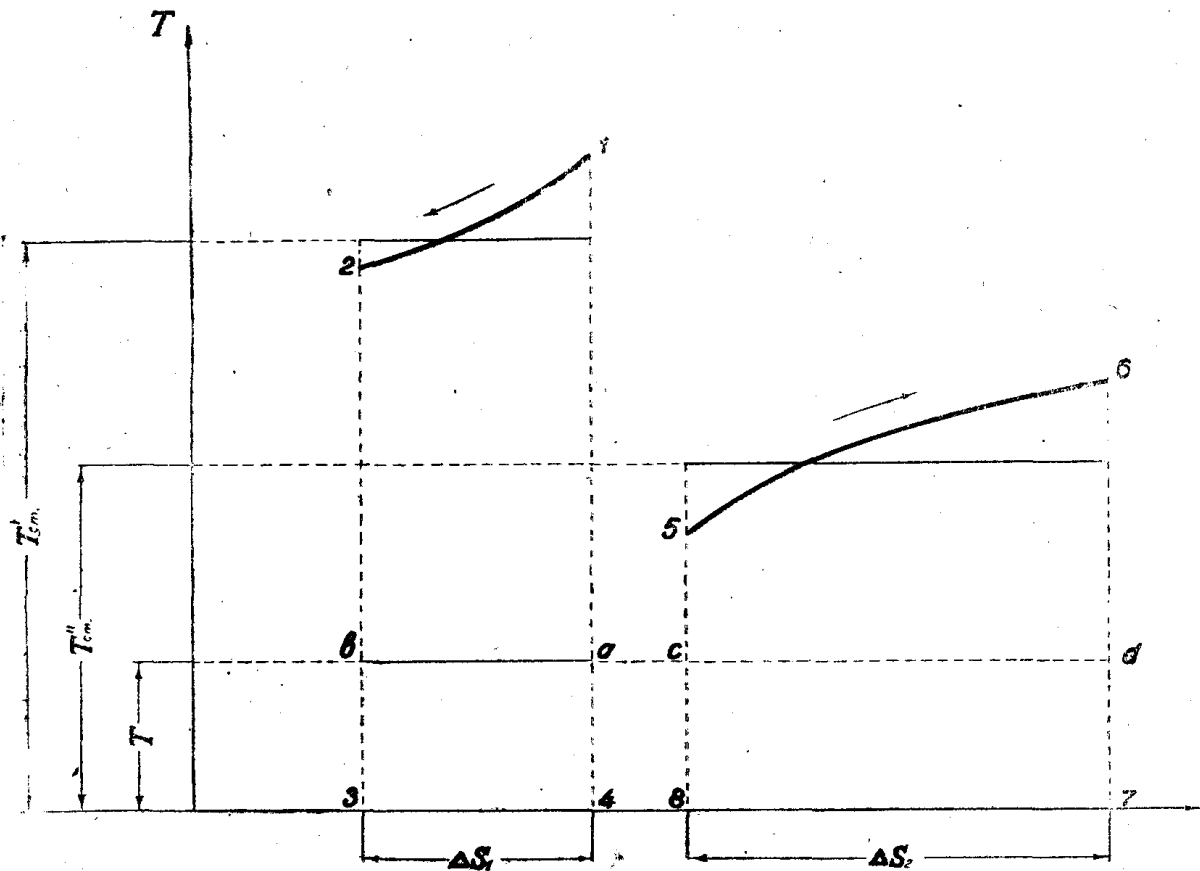


Рис. 2

тепло $q_1 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ (пл. 1234), а холодное—по 5—6, получая тепло $q_2 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ (пл. 5678). Тогда

$$Q_1 = u_1 q_1, \quad (c)$$

$$Q_2 = u_2 q_2, \quad (d)$$

где u_1 и u_2 —количества теплообменивающихся жидкостей. Максимальное количество тепла в нагреваемой жидкости можно получить, если все процессы в теплообменнике будут протекать квазистатически (обратимо). При тех же условиях теплообмена при этом удастся нагреть $u_m > u_2$ кг, с соответственной передачей тепла

$$Q_m = u_m q_2. \quad (e)$$

Степень совершенств теплообменника по (5)

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_m} = \frac{u_2}{u_m} \quad (11)$$

Квазистатические процессы в теплообменнике можно представить себе следующим образом. Горячее тело работает в тепловом двигателе по циклу $21ab$, выдавая работу

$$AL_1 = q_1 - T_0 \Delta S_1 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, \quad (f)$$

а всего

$$AL_1 = u_1 AL_1 = u_1 q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1 = Q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1. \quad (g)$$

Работа затрачивается на приведение в действие теплового насоса по циклу $65 cd$, с затратой работы на каждый кг рабочего тела

$$AL_2 = q_2 - T_0 \Delta S_2 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}. \quad (h)$$

Утилизируя всю работу двигателя AL_1 , можно нагреть u_m кг с передачей им тепла Q_m , т. е.

$$AL_1 = u_m AL_2. \quad (i)$$

Если в тепловом насосе будет работать u_2 кг, то затрата работы будет

$$u_2 AL_2 = u_2 q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2 = Q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2. \quad (k)$$

С учетом этих соотношений имеем из (11)

$$\mu = \frac{u_2 AL_2}{u_m AL_2} = \frac{Q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2}{Q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \frac{1 - \frac{T_0}{u_2 \Delta S_2}}{1 - \frac{T_0}{u_1 \Delta S_1}}. \quad (l)$$

Использование (c), (d), (7) и (3) дает:

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_1} \frac{1 - \frac{T_0}{T_{cm}''}}{1 - \frac{T_0}{T_{cm}'}}. \quad (12)$$

$$\mu = \eta \frac{1 - \frac{T_0}{T''_{cm}}}{1 - \frac{T_0}{T'_{cm}}}, \quad (13)$$

где T'_{cm} и T''_{cm} — С—ТТ отъема тепла от горячего тела и сообщение тепла холодному телу соответственно.

В обычных теплообменниках

$$T'_{cm} > T''_{cm},$$

следовательно, $\mu < \eta$.

Если теплообменник сделан с тепловыми насосами, то КПД установки может быть значительно выше 100% (8), но С установки может стать равной 100% лишь при действительном отсутствии всех потерь.

5

В большинстве современных тепловых установок первичным источником энергии является химическая энергия топлива, сжигаемого в установке. Так, в силовой установке мы имеем следующую схему превращения энергии (рис. 3).

Строго говоря, название „тепловой двигатель“ в этом случае следует применить к энергетическим процессам В—С схемы. Если принять эту точку зрения, то соотношения (8), (9) и (10), приведенные выше, полностью применимы и здесь. Но в действительности необходимо учесть всю цепь энергетических превращений А—В—С.

Количество тепла, выделяющегося при горении топлива, определяется теплотворной способностью последнего. Численная величина последней изменяется с условиями горения обычно незначительно. Гораздо значительней может измениться качественная сторона. Так, при увеличении подогрева воздуха (и топлива) за счет тепла уходящих газов может быть повышена средняя температура тепловыделения при горении, что обозначает возможность съема большого количества работы с каждой калории тепла. С другой стороны, нетрудно представить себе и такой случай, когда тепловыделение при горении топлива будет происходить при умеренных температурах, мало отличающихся от температуры окружающей среды. Это практически лишает нас возможности получения работы из этого тепла.

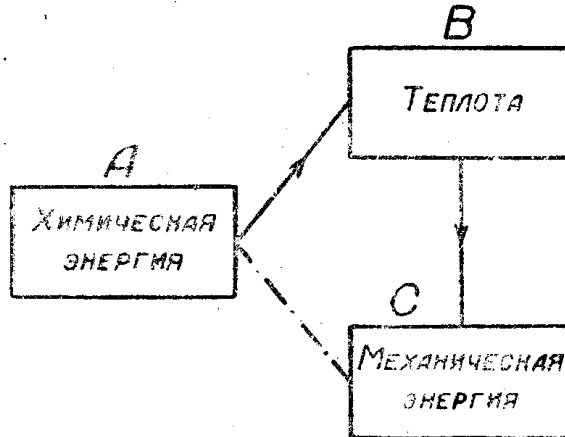


Рис. 3

Поэтому, в случае применения топлива в качестве источника энергии в силовой установке, мы делаем ошибку, оценивая топливо по его теплотворной способности. Во всяком случае, теплотворная способность топлива не характеризует той величины $E_{\text{макс}}$ — максимальной работы, которая может быть получена из него в наиболее благоприятных условиях. Таковыми будут условия квазистатической (обратимой) реакции горения, т.е. соединения топлива с кислородом воздуха. Величина максимальной работы этой реакции должна быть подсчитана по правилам физической химии [9], [10].

Таким образом с силовой установки, работающей за счет топлива, должна вычисляться по соотношениям

$$\mu = \frac{AL}{A_m}, \quad (14)$$

$$\mu = \frac{860 N}{BA_m}, \quad (15)$$

где A_m — максимальная работа реакции горения топлива.

Аналогично для отопительной установки, работающей за счет затраты топлива, получим, исходя из (11)

$$\mu = \frac{u_2 A l_2}{u_m A l_2}. \quad (a)$$

Здесь попрежнему

$$u_2 A l = Q_2 - u_2 T_0 \Delta s_2. \quad (b)$$

В идеальной установке работа, затраченная на привод теплового насоса, должна быть равна максимальной работе реакции горения топлива

$$u_m A l_2 = BA_m. \quad (c)$$

Следовательно, с отопительной установки

$$\mu = \frac{Q_2}{BA_m} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}}\right) \quad (16)$$

Вопрос о вычислении максимальной работы реакции горения топлива A_m рассмотрен ниже.

6 .

Соотношения (15) и (16) представляют собой применение общего уравнения

$$\mu = \frac{E_{исп}}{E_{макс}} \quad (5)$$

для силовой и отопительной установок, работающих за счет затраты топлива. Анализ их дает возможность составить аналогичные соотношения для комбинированной (теплосиловой) установки.

Если теплосиловая установка расходует в час B кг топлива с максимальной работой реакции горения $A_m \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$,

то

$$E_{макс} = BA_m \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} \quad (a)$$

работы. И использованная энергия складывается из $860 N \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$ работы и

$Q_u \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$ — тепла при средней температуре теплоносителя T_{cm} . Согласно

(16) это равносильно использованию

$$Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}}\right) \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$$

работы, которое необходимо, чтобы получить это тепло наиболее экономичным путем (обратимыми процессами). Поэтому

$$E_{исп} = 860 N + Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{ст}} \right), \quad (B)$$

и С теплосиловой установки

$$\eta = \frac{860 N + Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{ст}} \right)}{BA_m} \quad (17)$$

Если тепловая установка выдает тепло нескольких параметров $\left(Q_{u1} \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} \text{ при } T_{ст1}, Q_{u2} \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} \text{ при } T_{ст2} \text{ и т. д.} \right)$, то ее С

$$\eta = \frac{860 N + \sum Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{ст}} \right)}{BA_m} \quad (18)$$

7

Максимальная работа реакции горения топлива, по отношению к которой определяется величина С теплосиловой установки, подсчитывается на основе обычных приемов физической химии. Для газообразного топлива, которое можно рассматривать как смесь газов, можно получить следующее соотношение для подсчета максимальной работы

$$A_m = a_{CO} CO + a_{H_2} H_2 + a_{CH_4} CH_4 + a_{C_2H_2} C_2H_2 + a_{C_2H_4} C_2H_4 + a_{\Delta V} \Delta V_{вн} - \\ - 0.204 T \lg \frac{(CO_2 \cdot N_2 \cdot H_2 O \cdot \dots) V_2 - \Delta V_{вн} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1+V_0 - (V_2 - \Delta V_{вн})}}{CO_2 \cdot CO \cdot \dots \cdot N_2 \cdot H_2 O \cdot 0.598^{V_0}} \quad (19)$$

*) Энергетический вывод величины η можно заменить „тепловым“. За счет затраты работы $BA_m \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$ можно обратимыми процессами получить

$$E'_{\text{макс}} = \frac{BA_m}{1 - \frac{T_0}{T_{ст}}} \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$$

тепла при С-ТТ $T_{ст}$. И использованной энергией надо считать $Q_u \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$ при той же С-ТТ и $860 N \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$ работы, за счет которой можно получить при С-ТТ $T_{ст}$

$$\frac{860 N}{1 - \frac{T_0}{T_{ст}}} \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$$

тепла. Итого

$$E'_{исп} = \frac{860 N}{1 - \frac{T_0}{T_{ст}}} + Q_u.$$

Подстановка в (5) дает прежний результат.

Здесь $CO, H_2, \dots, N_2, H_2O$ — % состав по объему горючего газа; CO_2, N_2, H_2O' — % состав продуктов полного горения при сжигании в теоретически необходимом количестве воздуха $V_0 \frac{н.м^3}{н.м^3}$ по объему;

V_2 — количество продуктов сгорания на 1 н.м³ газа в н.м³ при сжигании его в теоретически необходимом количестве воздуха;

$\Delta V_{ен}$ — количество конденсировавшихся водяных паров на куб метр газа (топлива) в н.м³.

Величины V_0 , V_2 и $\Delta V_{ен}$ можно подсчитать из следующих соотношений [11]:

$$V_0 = \frac{0.50 CO + 2.00 CH_4 + 2.50 C_2 H_2 + 3.00 C_2 H_4 + 0.5 H_2 - O_2}{21}, \quad (20)$$

$$V_2 = 0.79 V_0 + \frac{CO_2 + CO + 3.00 CH_4 + 3.00 C_2 H_2 + 4.00 C_2 H_4 + H_2 + H_2O}{100}, \quad (21)$$

$$\Delta V_{ен} = \frac{0.01 (H_2 + 2.00 CH_4 + C_2 H_2 + 2.00 C_2 H_4 + H_2O) - \frac{p'}{p} V_2}{1 - \frac{p'}{p}} \quad (22)$$

В последней формуле p — действительная упругость окружающей среды, а p' — парциальное давление водяного пара, насыщающего пространство при температуре окружающей среды T . Если расчет дает

$$\Delta V < 0,$$

то это будет обозначать, что конденсации водяного пара в газах при охлаждении их до температуры окружающей среды происходить не будет, т. е. надо считать

$$\Delta V_{ен} = 0,$$

и

$$H_2O' = \frac{p'}{p} \cdot 100, \quad (23)$$

$a_{CO}, a_{H_2}, \dots, a_{C_2H_4}$ представляют собою максимальные работы реакции горения одной сотой нормального кубического метра CO, H_2, \dots, C_2H_4 при упругости $p_0 = 760$ мм р.ст. и температуре окружающей среды T .

$a_{\Delta V}$ — максимальная работа конденсации одной сотой нормального куб. м H_2O при $p_0 = 760$ мм р.ст. и T .

Для подсчета величин $a_{CO}, a_{H_2}, \dots, a_{C_2H_4}, a_{\Delta V}$ были использованы стандартные таблицы максимальных работ [12], [13] и значения теплотемкостей, полученные по спектрографическим данным [14]. Результаты подсчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

t°C	a_{CO}	a_{H_2}	a_{CH_4}	$a_{C_2H_2}$	$a_{C_2H_4}$	$a_{\Delta V}$
-50	28.21	24.73	85.34	138.56	132.06	200
-25	28.00	24.62	85.31	138.46	131.73	162
0	27.79	24.49	85.29	138.40	131.41	124
+25	27.53	24.37	85.26	138.33	131.10	92
50	27.28	24.25	85.22	138.26	130.79	64

В пределах $\pm 50^\circ\text{C}$ данные этой таблицы хорошо укладываются в эмпирическую формулу

$$a = A - Bt \quad (24)$$

Таблица 2

Газ	A	B · 10 ⁴	Примечание
CO	27.79	93	
H ₂	24.48	48	
CH ₄	85.29	12	
C ₂ H ₄	138.40	30	
C ₂ H ₂	131.41	127	
$\Delta V_{\text{вп}}$	124	12950	от 0°C до + 50°C
$\Delta V_{\text{вп}}$	124	14380	от 0°C до - 50°C

В последнем члене соотношения (19) для сокращения письма введены специальные обозначения:

$$CO_2 = \left(\frac{CO_2}{100} \right)^{\frac{CO_2}{100}}$$

$$CO = \left(\frac{CO}{100} \right)^{\frac{CO}{100}}$$

$$CO_2^1 = \left(\frac{CO_2^1}{100} \right)^{\frac{CO_2^1}{100}}$$

$$N_2^1 = \left(\frac{N_2^1}{100} \right)^{\frac{N_2^1}{100}}$$

$$H_2O^1 = \left(\frac{H_2O^1}{100} \right)^{\frac{H_2O^1}{100}}$$

Подсчет этих величин можно облегчить применением графика (рис. 4). Первые 5 членов соотношения для максимальной работы (19) представляют собою максимальную работу реакции горения нм^3 горючего газа, взятого при упругости $p_0 = 760 \text{ мм}$ ртутного столба и температуре T . По аналогии с соответствующей величиной теплотворной способности ее можно условно назвать нижшим пределом максимальной работы. Шестой член выражения (19) дает добавок к максимальной работе, обусловленный конденсацией водяного пара, что соответствует добавку при переходе к высшему пределу теплотворной способности. Последний член соотношения (19) представляет собою специфический добавок к работе, обусловленный зависимостью максимальной работы от упругости. Он учитывает также неравенство парциальных давлений отдельных исходных и конечных газов общему давлению и отличие общего давления окружающей среды p от стандартного p_0 .

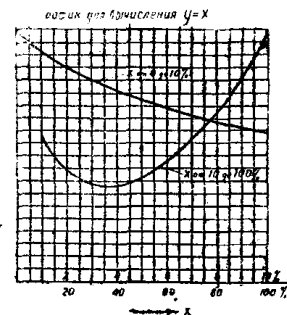


Рис. 4

Точность подсчета максимальной работы реакции горения газов по (19) зависит от точности определения состава горючего газа $CO_2, CO \dots$. Применение для этой цели обычных в технике приборов типа Орса не обеспечивает достаточной точности такого определения. Поэтому, несмотря на теоретическую правильность соотношения (19), предпочтительнее определять максимальную работу реакции горения газа по соотношению

$$A_m = H - T \Delta S, \quad (25)$$

где H — тепловой эффект (теплотворная способность), ΔS — убыль абсолютного значения энтропии при реакции горения. Расчет последней дает

$$\Delta S = s_{CO} CO + s_{H_2} H_2 + s_{CH_4} CH_4 + s_{C_2H_2} C_2H_2 + s_{C_2H_4} C_2H_4 + s_{\Delta V} \Delta V_{вп} + \\ + 0.204 \lg \frac{(CO_2': N_2': H_2O')^{V_2 - V_{вп}} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{1 + V_0 - (V_2 - \Delta V_{вп})}}{CO_2 \cdot CO : H_2 \dots N_2 \cdot H_2O \cdot 0.598 V_0} \quad (26)$$

Здесь, кроме обозначений, приведенных выше, $s_{CO}, s_{H_2} \dots$ представляют собою убыль абсолютного значения энтропии 1 100 нм³ $CO, H_2 \dots$ при их сжигании при давлении $p_0 = 760$ мм р. с. и температуре T . $s_{\Delta V}$ дает убыль энтропии при конденсации H_2O . Результаты подсчетов этих величин приведены в табл. 2а.

Таблица 2а

t°С	s_{CO}	s_{H_2}	s_{CH_4}	$s_{C_2H_2}$	$s_{C_2H_4}$	$s_{\Delta V}$
-50	0.00911	0.00459	0.00161	0.00315	0.01112	1.542 (лед)
-25	0.00952	0.00470	0.00143	0.00298	0.01121	1.540 "
0	0.00959	0.00479	0.00129	0.00284	0.01128	1.538 "
						1.294 (вода)
25	0.00964	0.00487	0.00116	0.00271	0.01134	1.262
50	0.00968	0.00494	0.00105	0.00259	0.01138	1.229

В пределах $\pm 50^\circ C$ данные таблицы хорошо укладываются в эмпирическую формулу

$$s = A_1 + B_1 t \quad (27)$$

Таблица 3

ГАЗ	$A_1 \cdot 10^5$	$B_1 \cdot 10^5$	Примечание
CO	959	27	
H ₂	478	35	
CH ₄	129	-56	
C ₂ H ₂	284	-56	
C ₂ H ₄	1128	26	
$V_{вп}$	153800	-990	от 0°С до -50°С
$V_{ст}$	129900	-1400	от 0°С до +50°С

Подсчет значений теплотворной способности и минимальных работ реакции горения для ряда горючих газов (H от 700 до 8000 $\frac{ккал}{нм^3}$) показал, что эти величины отличаются друг от друга на 8 — 11% (максимум). Поэтому, хотя подсчет A_m по (25) и (26) также требует определения состава горючего газа, к этому определению можно предъявлять менее строгие

требования в смысле точности, так как основное значение будет иметь значение теплотворной способности газа. Эти же подсчеты кроме того показали, что величина последнего члена соотношения (19) лишь в исключительных случаях выходит за пределы 1% от величины максимальной работы, а обычно находится в пределах 0.2—0.7% от нее. Если же пренебречь этой

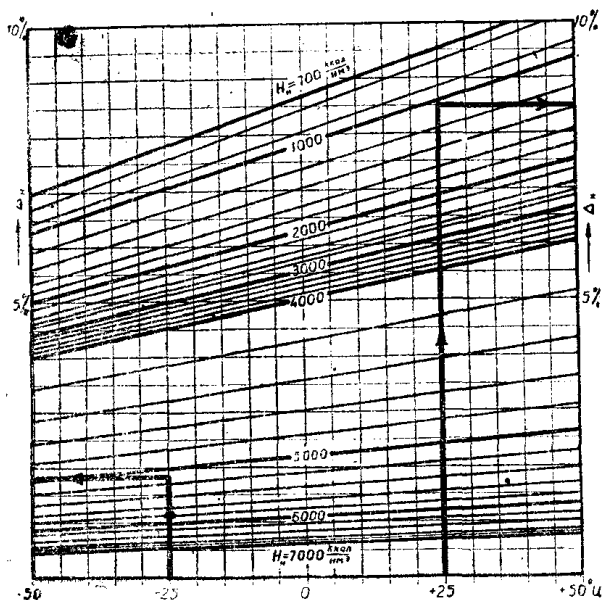


Рис. 5

величиной, то оставшиеся члены дадут верхний предел максимальной работы, а при

$$\Delta V_{\text{вн}} = 0$$

получим величину низшего предела той же величины.

Сравнение подсчитанных таким образом величин нижнего предела максимальной работы реакции горения $A_{\text{тн}}$ и нижнего предела теплотворной способности H_n показало, что их можно связать соотношением

$$A_{\text{тн}} = \left(\frac{100 - \Delta_n}{100} \right) H_n, \quad (23)$$

где с весьма высокой точностью (ошибка 0.25—1.5% максимум)

$$\Delta_n = \frac{0.27}{0.3125} (250 + t) \% \quad (29)$$

при H_n

$$H_n < 4000 \frac{\text{ккал}}{\text{н.м}^3}$$

и

$$\Delta_n = \frac{10^{12}}{3.80} (250 + t) \% \quad (30)$$

при H_n

$$H_n > 4000 \frac{\text{ккал}}{\text{н.м}^3}$$

Подсчет величины Δ_n можно произвести по графику (рис. 5).

Подсчет верхнего предела максимальной работы (что, пренебрегая последним членом в (19) и (26), дает действительное значение величины максимальной работы реакции горения газа) можно сделать после этого по соотношению

$$A_m = A_{тн} + \nabla_v, \quad (31)$$

где

$$\nabla_v = a_{\Delta v} \Delta V_{сп} \quad (32)$$

О подсчете $\Delta V_{сп}$ и $a_{\Delta v}$ было сказано выше. Можно также отсчитать Δv по номограмме (рис. 6).

Таким образом, имеем следующие приемы определения максимальной работы реакции горения газообразного топлива:

1. Точный подсчет по соотношениям (19) или (25) с (26). В последнем требуется, кроме знания состава горючего газа, также определение его теплотворной способности. Точность определения максимальной работы

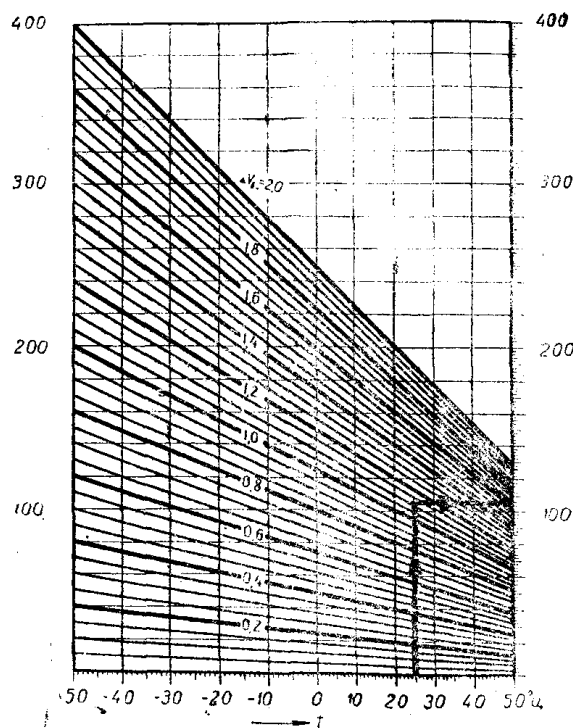


Рис. 6

при этом практически совпадает с точностью определения теплотворной способности. Точность подсчета по (19) определяется точностью газового анализа.

2. Пренебрежение последним членом в (19) и (26) в расчетах A_m дает неточность не более 1%, упрощая вычислительную технику.

3. Подсчет по соотношениям (28)—(31) дает величину максимальной работы реакции горения газов с ошибкой не более 1% при теплотворной способности $H_n > 4000 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$ и 2,5% для топлива с $H_n < 4000 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3}$.

4. Учитывая действительное значение A_m и H , можно считать с ошибкой до $\pm 5\%$

$$A_m = 0.95H. \quad (33)$$

Подсчет максимальной работы реакции горения твердого топлива по соотношению типа (19) практически невозможен, так как обычно известен только элементарный его состав. Возможно применение соотношения

$$A_m = H - T\Delta S, \quad (25)$$

если удастся подсчитать убыль энтропии при горении ΔS . Для последней можно написать соотношение

$$\begin{aligned} \Delta S = & S_m + S_{V_0} - S_{V_2} + S_{\Delta v} \Delta V_{an} + \\ & + 0.204 \lg \frac{(RO_2 N_2 H_2O)^{V_2 - \Delta V_{an}} \left(\frac{P_0}{P}\right)^{[V_0 - (V_2 - \Delta V_{an})]}}{0.598^{V_0}}, \end{aligned} \quad (34)$$

где S_m , S_{V_0} , S_{V_2} — абсолютные значения энтропий топлива, теоретически необходимого количества воздуха для его сжигания и полученных продуктов сгорания на 1 кг топлива, RO_2 , N_2 и H_2O — % состав продуктов сгорания.

По прежнему

$$RO_2 = \left(\frac{RO_2}{100}\right) \frac{RO_2}{100}$$

и т. д.

Все величины правой части, кроме значения энтропии топлива S_m , поддаются подсчету. Для подсчета S_m необходимо иметь значение теплоемкости топлива до низких температур. Пока этих данных в нашем распоряжении не имеется, поэтому мы вынуждены прибегнуть к приближенным подсчетам.

Для составления расчетных формул применяют известные приближенные формулы Нернста для процесса возгонки при атмосферном давлении

$$S_2 - S_m = 7.4 \lg T + 14 \frac{\text{эе}}{\text{Моль}}. \quad (35)$$

Если представить себе процесс горения в виде реакции между твердыми телами с последующей возгонкой продуктов сгорания, то изменение энтропии при нормальном давлении p_0 и температуре T будет

$$\Delta S_0 = (S_m - \Sigma S_m^1 + (V_0 - V_2)(0.625 + 0.330 \lg T), \quad (36)$$

где ΣS_m^1 — сумма энтропии продуктов реакции в твердом виде. Вся первая скобка правой части (36) дает изменение энтропии при реакции между твердыми телами. Для тел Нернста при $T=0$ эта величина равна нулю. Можно сделать предположение, что при обычных температурах окружающей среды до $t = \pm 50^\circ\text{C}$ эта величина также мало отличается от нуля. Если, кроме того, учесть, что при $t > 0$ влага топлива W^p может считаться в состоянии жидкости, а не льда, а также возможность конденсации части водяных паров из продуктов сгорания ΔV_{an} , то убыль энтропии при горении будет

$$\begin{aligned} \Delta S = & (V_0 - V_2)(0.625 + 0.330 \lg T) + S_{\Delta v} \Delta V_{an} + 0.293 \frac{W^p}{100} + \\ & + 0.204 \lg \frac{(RO_2 N_2 H_2O)^{(V_2 - \Delta V_{an})} \left(\frac{P_0}{P}\right)^{[V_0 - (V_2 - \Delta V_{an})]}}{0.598^{V_0}} \end{aligned} \quad (37)$$

При $t < 0$ влагу топлива надо считать в виде льда, тогда следует член

$$0.293 \frac{W^p}{100}$$

из уравнения опустить.

Допустимость подсчета величина ΔS по соотношению (37) была проверена сопоставлением расчетов по ней с расчетом по формуле (34) для ряда соединений, для которых в стандартных таблицах имеются значения энтропий. Разница в величине максимальной работы во всех случаях оказалась незначительной. Главным образом она определяется содержанием кислорода. При весовом содержании

$$O_2 > 45\%,$$

эта разница доходит до 1.5%, а при меньшем содержании кислорода меньше 0.5%.

С другой стороны, применение соотношений (25) и (37) для подсчета максимальной работы реакции горения ряда твердых топлив показало, что учет последнего члена (37) ведет к уточнению величины A_m не более, чем на 0.5%. Поэтому вполне возможно опустить его, что значительно упрощает технику подсчетов.

Таким образом в целом можно считать, что применение для расчета максимальной работы реакции горения твердого топлива A_m соотношений (25) и (37) (без учета последнего члена) дает возможность получить эту величину с ошибкой до 1% для каменных углей и антрацитов и не

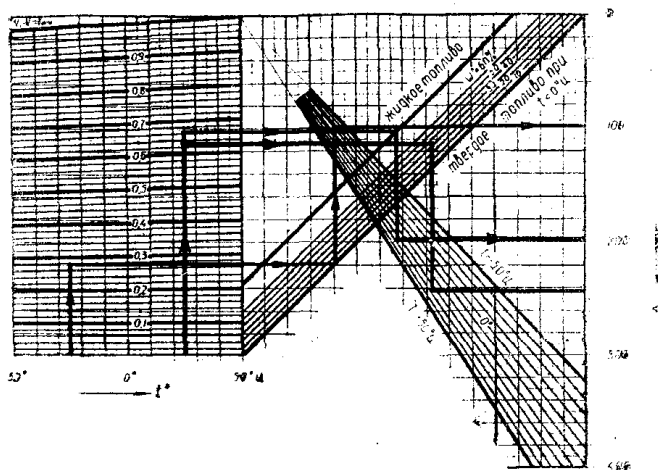


Рис. 7

более 2% для молодых химических топлив (бурый уголь; торф; дрова). Разница между величиной максимальной работы A_m и теплотворной способностью H не выходит за пределы 2.5—3% для молодых химических топлив и меньше 2% для каменных углей и антрацитов.

Практически весьма удобным приемом для вычисления максимальной работы реакции горения твердого топлива является использование номограммы рис. 7. Она дает возможность подсчета величины

$$\Delta_n = \left[(1.429 + 0.00052t)(V_2 - V_0) - 0.293 \frac{W^p}{100} \right], \quad (38)$$

которая входит в соотношение для нижнего предела максимальной работы

$$A_{mn} = H_n + \Delta_n \quad (39)$$

При этом при $t < 0$ последний член в скобках (38) следует опустить, т. е. считать

$$W^p = 0,$$

После этого истинная величина A_m подсчитывается по (31), или по номограмме рис. 6.

Подсчет показывает, что величина A_m мало изменяется в обычных интервалах температур окружающей среды (0 до +50°C и 0 до -50°C). При переходе через 0°C имеется более резкое изменение, обусловленное различным агрегатным состоянием воды.

9

Принципиально рассуждая, для подсчета максимальной работы реакции горения жидкого топлива пригодны соотношения (25) и (34). Практически мы вынуждены и здесь встать на путь приближенных соотношений.

Рассуждения, аналогичные тем, которые были применены при выводе (36), приводят к соотношению

$$\Delta S = (S_m - \Sigma S'_m) + \Delta S_{пл} + (V_o - V_z)(0.625 + 0.330 \lg T), \quad (40)$$

где $\Delta S_{пл}$ — приращение энтропий при плавлении. Но проверка этого соотношения для углеводородов различных рядов показала, что результаты недостаточно хорошо сходятся с действительностью. Кроме того, этот прием мало удобен потому, что обычно в нашем распоряжении нет достаточно полных данных о количественном содержании разных углеводородов в нефти. Между тем разные углеводороды значительно отличаются по величине $\Delta S_{пл}$.

Поэтому была сделана попытка подбора эмпирической формулы для подсчета изменения энтропии при реакции горения жидкого топлива, которая привела к соотношению

$$\Delta S = 0.300 + (V_o - V_z)(0.625 + 0.330 \lg T) + S \Delta V \Delta V_{en} \quad (41)$$

Сопоставление величин максимальной работы реакции горения по соотношениям (25), (41), (25) и (34) для различных углеводородов¹⁾ показывает, что расхождение будет не более $40-50 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, что для нефти дает ошибку не более 0.5%. Выявилась также допустимость использования (41) и для других соединений (спирты, ацетон, азотистые соединения).

Практически удобно использовать для расчета максимальной работы реакции горения жидкого топлива номограмму рис. 7, где для жидкого топлива

$$\Delta_n = [(V_z - V_o)(1.429 + 0.00052t) - 0.300] T \quad (42)$$

и далее по (39) и по (31) или по номограмме рис. 6.

10

Сравнение соотношений для КПД и С чисто силовой установки, работающей за счет сжигания топлива, показывает, что их отличие обусловлено различием теплотворной способности Q^p и максимальной работы реакции горения топлива A_m . Как указывалось, эта разница невелика: максимум 10% — для газообразных топлив и значительно меньше — для твердых и жидких. Поэтому в отношении силовой установки этого типа

¹⁾ Проверка была проведена для 25 углеводородов метанового ряда, 7 углеводородов нафтенного ряда и 13 ароматиков. Для подсчетов по (34) использовались данные Паркса и Хаффмана [15].

С, оцениваемого по величине η , практически соответствует действительности.

При оценке степени совершенства отопительной установки дело существенно изменяется. При численно близких значениях Q^p и A_m подсчет С по (16) дает значения, резко отличающиеся от значения КПД этой установки. На рис. 8 даны результаты подсчетов С двух отопительных установок: водогрейной, с температурой горячей воды 95°C и обратной в 70°C и паровой при давлении пара $p = 1.2 \text{ ата}$. КПД установки принят в 60 и 75%, для водяной и паровой установки соответственно. Как видно из рисунка, степень совершенства отопительной установки весьма невелика (13—27%). Во всяком случае С установки значительно меньше ее КПД. Далее, величина С отопительной установки заметным образом зависит от величины температуры окружающей среды (точнее говоря, от отношения $\frac{T_0}{T_1}$), падая с ее увеличением.

Сравнение численных значений КПД и С показывает с очевидностью, что последние действительно правильно оценивают степень совершенства данной установки. Высокие и неизменные значения КПД установки говорят лишь о том, что из теплового эффекта реакции горения топлива в отопительном паре или греющей воде используется одна и та же доля

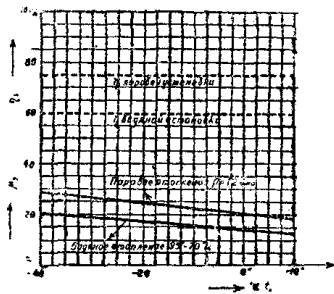


Рис. 8

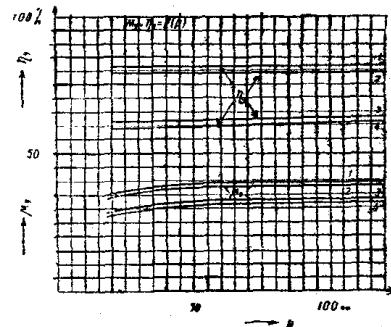


Рис. 9

тепла. Но если бы, например, средняя температура греющего агента была бы равна температуре окружающей среды t_0 , то это тепло можно получить из окружающей среды „бесплатно“, и, следовательно, не было бы никаких оснований считать степень совершенства такой установки выше 0 при любом ее КПД.

Особенно резкое по существу дела отличие в оценке по КПД (1) и С (18) получается для комбинированной теплосиловой установки. На рис. 9 даны результаты расчетов для противодавленческой установки в функции от начального давления пара. При всех подсчетах было принято:

$$t_1 = 450^\circ\text{C}, p_2 = 1.2 \text{ ата}, t = 80^\circ\text{C}, t_{x_0} = 40^\circ\text{C}, \eta_{10} = 0.80, \\ \eta_m = 0.98 \quad \eta_p = 0.96, t_0 = -20^\circ\text{C}.$$

Для кривой № 1 взято: $x = 100\%$, $\kappa = 100\%$,

„ „ № 2 „ $x = 100\%$, $\kappa = 75\%$,

„ „ № 3 „ $x = 70\%$, $\kappa = 100\%$,

„ „ № 4 „ $x = 70\%$, $\kappa = 75\%$.

где x — процент использования отработавшего пара и κ — процент возврата конденсата.

На рис. 10 проведены результаты аналогичных подсчетов при неизменном котельном давлении $p = 60 \text{ ата}$.

Рассмотрение этих графиков приводит к заключению, что оценка степени совершенства теплосилового устройства по КПД дает явно завышенные результаты. Влияние изменения параметров пара сказывается на экономичности противоавтоматической установки значительно резче, чем на ее КПД. Так, по кривым 4 рис. 8 рост начального давления от 18 до 120 *атм* увеличивает КПД установки на 2% от начальной величины в 59.5%, в то время как рост ϵ (μ) происходит на 5.4% от начальной величины

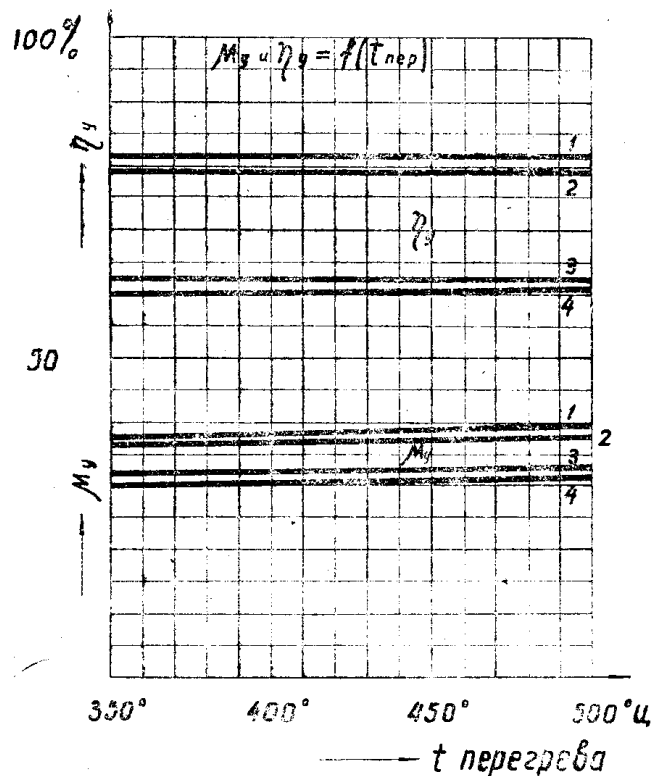


Рис. 10

27.5%. Рост перегрева пара (кривые 4 рис. 9) от 350°C до 500°C повышает η от 60.4 до 61.1%, а значение μ от 30.5 до 31.8%. Как известно, опыт подтверждает факт выгодности роста начальных давлений и температур пара в комбинированной установке.

Простое решение находит также общеизвестный парадокс о „выгодности“ в противоавтоматической установке ухудшать процесс выработки энергии (увеличение η при переходе к дросселированию пара). Подсчеты показывают, что при ухудшении процесса выработки энергии ϵ установки (μ) уменьшается, несмотря на рост ее КПД(η).

Наконец, принципиальное соотношение (5) может быть применено вместо (2) для оценки степени совершенства отдельных этапов преобразования энергии. В таблице 4, приведенной ниже, дано сопоставление величин η и μ для паросилового устройства при следующих данных:

Топливо-каменный уголь, Анжеро-Судженский, воздухоподогрев — 200°C, $q_3 = 0$, $q_4 = 4\%$, $q_5^m = 0.5\%$, $q_5^k = 1\%$. Давление пара $p = 32 \text{ атм}$, $t = 425^\circ\text{C}$. Перед турбиной $p = 29 \text{ атм}$, $t = 400^\circ\text{C}$, $\eta_{oi} = 0.80$, $\eta_{\text{м}} = 0.98$, $\eta_2 = 0.96$.

Таблица 4

$\eta_{тг}$	$\eta_{ку}$	$\eta_{пп}$	$\eta_{т}$	$\eta_{у}$
95.5	85.0	98.4	37.0	23.2
$\mu_{г}$	$\mu_{ку}$	$\mu_{пп}$	$\mu_{м}^0$	$\mu_{у}$
71.7	33.7	96.6	95.2	23.2

Здесь обозначено:

- $\mu_{г}$ — С топочного процесса,
- $\mu_{ку}$ — С котельной установки,
- $\mu_{пп}$ — С паропровода,
- $\mu_{м}^0$ — теоретическая С машины,
- $\mu_{у}$ — С установки.

Сопоставление табличных цифр показывает, что, несмотря на высокий КПД котельной установки, степень совершенства ее весьма невелика. При небольших, в целом, потерях топки в 4.5%, при наиболее совершенном способе утилизации тепла продуктов сгорания можно получить лишь 71.7% от максимальной работы реакции горения топлива. Следовательно, энергетические потери топки значительно больше ее прямых потерь. Особенно же значительна качественная потеря энергии в котельной установке, где полученный пар имеет значительно более низкую С—ТТ, чем у продуктов сгорания.

С паропровода также ниже его КПД, что обусловливается наличием дросселирования, понижающего С—ТТ пара.

Наоборот, оценка степени совершенства теоретического цикла машины по ее термическому КПД $\eta_{т}$ дает число значительно меньше ее С $\mu_{м}^0$. Действительно, цикл Ренкина паровой установки, как известно, лишь незначительно отличается от наивыгоднейшего при данных условиях цикла Карно. Поэтому нет никаких оснований оценивать его степень совершенства по неизбежно низкой при данных условиях величине КПД.

Пренебрегая для твердого топлива отличием между величинами теплотворной способности и максимальной работы реакции горения, получаем для чисто силовой установки

$$\eta_{у} \approx \mu_{у},$$

т. е. примерно одинаковый численный результат. Но распределение потерь по величине С отдельных частей установки указывает, что увеличение ее общей С в серьезной степени возможно за счет лучшей организации работы котельной части, а не за счет усовершенствования теоретического процесса машины.

11

Принципиальное соотношение (5) дает также возможность написать общую формулу для С энергетической системы. Используемая в системе энергия составляется из

- а) электрической энергии $860 N, \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$,

б) прочих видов работы, например, механической энергии, сжатого воздуха, поднятой на некоторую высоту воды и т. д. в количестве

$$860 \sum N_n \frac{\text{ккал}}{\text{час}},$$

в) тепловой энергии $Q'_u \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, Q''_u \frac{\text{ккал}}{\text{час}} \dots$ при С—ТТ T'_{cm}, T''_{cm}

соответственно. При температуре окружающей среды T_0 работоспособность этого тепла составляет

$$\sum Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}} \right) = Q'_u \left(1 - \frac{T_0}{T'_{cm}} \right) + Q''_u \left(1 - \frac{T_0}{T''_{cm}} \right) + \dots$$

Таким образом,

$$E_{лсн} = 860 N_s + 860 \sum N_n + \sum Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}} \right). \quad (a)$$

Максимальное количество энергии, которая может быть получена в системе, складывается из

а) суммы максимальных работ реакций горения, затраченных в системе топлив

$$\sum BA_m = B_1 A_{1m} + B_2 A_{2m} + \dots$$

б) прямого подвода мощности (гидравлической, электрической и т. д.) в количестве

$$860 N_s = 860 N_{s_1} + 860 N_{s_2} + \dots$$

в) подвода тепла разных параметров с соответственной работоспособностью

$$\sum Q_u^z \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}^z} \right).$$

Таким образом

$$E_{\text{макс}} = \sum BA_m + 860 \sum N_s + \sum Q_u^z \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}^z} \right) \quad (b)$$

По соотношению (5) С системы будет

$$\mu_c = \frac{860 \left(N_s + \sum N_n \right) + \sum Q_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}} \right)}{\sum BA_m + 860 \sum N_s + \sum Q_u^z \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}^z} \right)} \quad (43)$$

12

Параллельный подсчет величины максимальной работы реакции горения и теплотворной способности ряда топлив приводит к выводу, что отличие между ними невелико. Для каменных углей разница не превосходит 2%, для молодых химических топлив 2.5—3%, для жидких топлив разница не выходит за пределы 4%. Наибольшее отличие получается для газообразных топлив, где она доходит до 10%. Но для газа A_m меньше H , поэтому, если принять

$$A_m = 0.95H,$$

то погрешность будет не больше +5%. Вообще можно принять (44)

$$A_m = mH,$$

где с указанной выше точностью для твердых и жидких топлив

$$m = 1,$$

для газообразных

$$m = 0.95.$$

Если в расчетных формулах для C (14), (15), (16), (17), (18) и (43) подставить соответственные значения из (44), то значение μ будет получено с такой же погрешностью. Но на данном этапе ни одна теплосиловая установка не использует и 50% максимальной работы реакции горения топлива. Далее, при оценке C теплосиловых установок обычно нас интересуют не абсолютные, а относительные величины. Поэтому подсчет C теплосиловых установок с указанной заменой можно считать в первом приближении допустимым. Полученную величину, чтобы не смешивать ее с истинной величиной C , можно назвать „термической C “ и обозначать через μ_t . Так, для теплосиловой установки вместо (18) имеет для термической C

$$\mu_t = \frac{860N + \sum Q_n \left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}} \right)}{mBQ^p} \quad (45)$$

и т. д.

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. И. Н. Бутаков—Общее выражение КПД для различных теплосиловых установок. Теплосиловое х-во, 1938.
2. В. Якуб—Тепловые электрические станции, 1935.
3. И. Гофман—Организация и планирование энергопромышленности, 1939.
4. М. Хазен—Новая система КПД для паротурбинных установок, 1935.
5. М. Хазен—Новый метод оценки степени совершенства теплосиловой установки. Тепло и сила, 1936.
6. М. Яновский—О новом методе оценки совершенства паросиловой установки. Советское котлотурбостроение, 1937.
7. Г. Фукс—Средне-термодинамические температуры. Известия Томского политехнического института, т. 63, 1944.
8. Пакшвер—(Реферат из ВВС^o Mitteilungen). Термокомпрессор с механическим приводом в промышленных установках. Электрические станции, 1944.
9. А. Раковский—Физическая химия, 1939.
10. Г. Фукс—Термодинамическая оценка степени совершенства теплосиловых установок. Томск, 1941.
11. Г. Улих—Химическая термодинамика, 1933.
12. Landolt—Bornstein. Physikalisch-Chemische Tabellen.
13. State Engineering Experimental station. New specific heat Equation. Mech. Engineering 1939.
14. Льюис Рендаль—Химическая термодинамика, 1936.
16. Паркс, Хаффман—Свободная энергия органических соединений, 1936.