

Этот пар поступает в утилизационную турбину 4, где, расширяясь, совершает работу, а затем конденсируется в конденсаторе 5.

Мощность утилизационной турбины выразится формулой

$$N_y = \frac{\alpha d N (i_2 - t_k - m \Delta t) \cdot \eta_{0э} (a - b t_k^y)}{860 \text{ рх}} \text{ квт.} \quad (4)$$

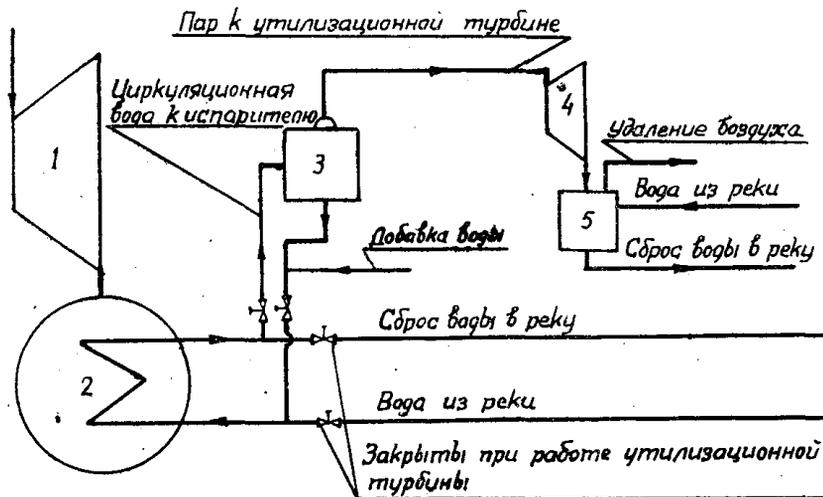
Здесь в дополнение к ранее принятым обозначениям введено

$\eta_{0э}$ — относительный электрический к.п.д. утилизационной турбины;

t_k^y — температура насыщенного пара, соответствующая давлению в конденсаторе утилизационной турбины, °С;

a и b — коэффициенты, зависящие при постоянном давлении в испарителе только от сухости x получающегося пара.

Схема
использования тепла циркуляционной воды на станциях с прямоточным водоснабжением для производства электроэнергии



Фиг. 1

В нижеследующей таблице приведены значения этих коэффициентов для давления в испарителе 0,01—0,04 ата в зависимости от x .

Таблица

x	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1
a	29,9	30,46	30,91	31,35	31,79	32,24
b	1,93	1,96	1,99	2,02	2,05	2,08

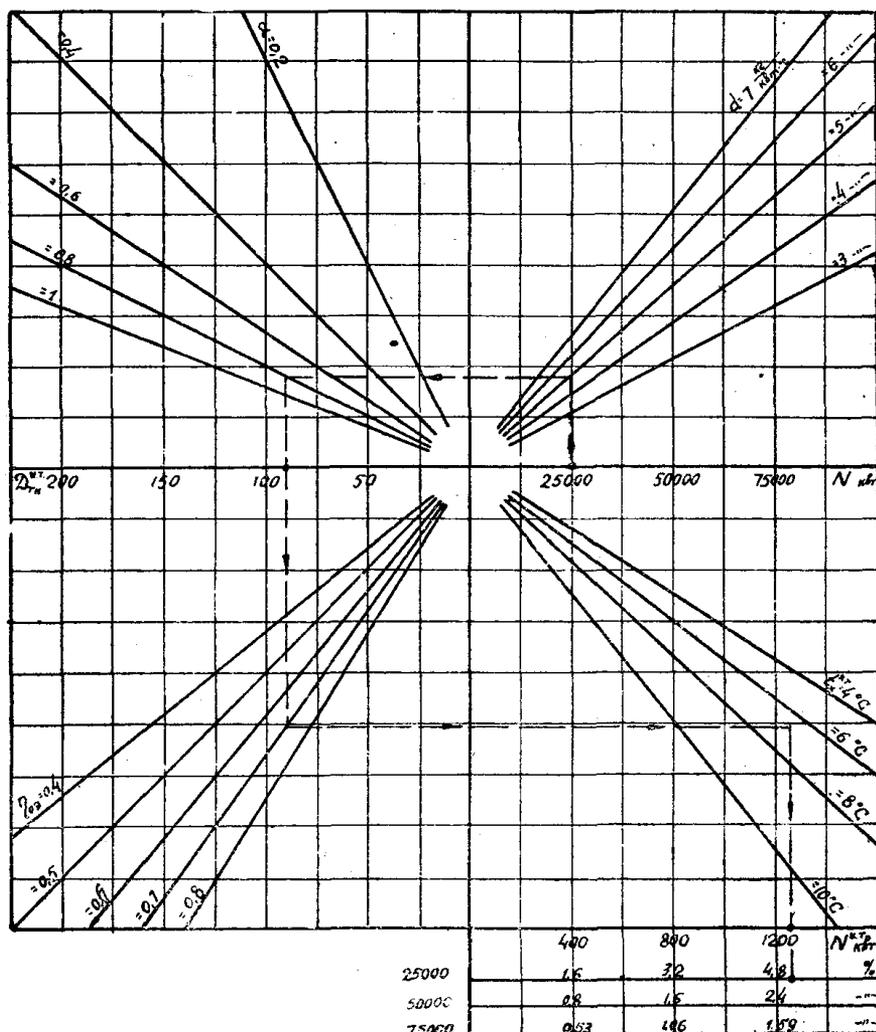
Если считать, что главные турбины должны получать воду с температурой $t_1 = 15^\circ\text{C}$, чтобы иметь расчетные условия для своей работы, то на выходе из испарителя с учетом возможных потерь температура t_1 должна быть несколько выше. Примем $t_1 = 15,5^\circ\text{C}$. Следовательно, давление в испарителе, соответствующее температуре $t_1 = 15,5^\circ\text{C}$, должно быть $p_0^y = 0,018 \text{ ата}$ и скрытая теплота парообразования $x = 588,5 \text{ ккал/кг}$.

Если давление в конденсаторе утилизационной турбины принять 0,01 ата, то для наиболее часто встречающихся условий, когда давление пара перед главной турбиной $p_0 = 30 \text{ ата}$, температура этого пара $t_0 = 400^\circ\text{C}$, давление

в конденсаторе главной турбины $p_k = 0,04 \text{ атм}$, внутренний относительный к.п.д. ее $\eta_{oi} = 0,787$, кратность охлаждения $m = 60$, $\alpha = 0,8$, $d = 5 \text{ кг/квт-ч}$, $\eta_{os} = 0,7$, $x = 0,95$, подсчитанная по формуле (4) мощность $N_y = 0,05 N$, т. е. мощность утилизационной турбины составит в данном случае 5% от мощности главных турбин.

На фиг. 2 приведена номограмма для определения количества пара, получающегося в испарителе, и мощности утилизационной турбины для различных значений величин, входящих в уравнение 9. Правило пользования номограммой понятно из фиг. 2.

Отличительной чертой такой утилизационной установки от обычных энергетических установок является большой расход на собственные нуж-



Фиг. 2

ды ее. Этот расход в основном складывается из затраты энергии на подачу охлаждающей воды для целей конденсации отработавшего пара в конденсаторе утилизационной турбины и на удаление воздуха из конденсатора.

Охлаждающей воде в конденсаторе утилизационной турбины передается тепла в ккал/час

$$Q_y = adN(i_2 - t_k - m\Delta t) \left(1 - \frac{\eta_{oi} h_{ad}}{rx} \right), \quad (5)$$

где η_{oi}^y — внутренний относительный к п.д. утилизационной турбины;

$h_{ad} = a - bt_k^y$ — адиабатический перепад между начальным и конечным давлением в утилизационной турбине.

Количество охлаждающей воды W_y , потребное для конденсации отработавшего пара, определится из уравнения теплового баланса конденсатора. Это уравнение в случае смешивающей конденсации может быть записано, как

$$\alpha dN(t_2 - t_k - m\Delta t) \left(1 - \frac{\eta_{oi}^y h_{ad}}{rx} \right) + t_1^y \cdot W_y = t_2^y \left[W_y - \alpha dN \frac{(i_2 - t_k - m\Delta t)}{rx} \right].$$

Здесь t_1^y — температура охлаждающей воды при входе ее в конденсатор утилизационной установки °С,
 t_2^y — то же при выходе из конденсатора.

Если принять для зимних условий $t_1^y = 1^\circ\text{C}$ и если предположить, что при применении смешивающего конденсатора $t_2^y = t_k^y$, то количество охлаждающей воды

$$W_y = \frac{\alpha dN(i_2 - t_k - m\Delta t) \left(1 - \frac{\eta_{oi}^y \cdot h_{ad}}{rx} \right)}{t_k^y - 1} \text{ кг/час.} \quad (6')$$

Тогда мощность, затрачиваемая на перекачку охлаждающей воды для конденсатора утилизационной турбины,

$$N_{вод} = \frac{W_y H_y}{3,66 \cdot 10^5 \cdot \eta_n} \text{ кВт,} \quad (6)$$

где H_y — напор насосов, подающих эту воду. Напор H_y при смешивающем конденсаторе включает в себя нивелирную высоту H_n расположения утилизационной установки, фрикционные и местные сопротивления $H_{тр}$ в m вод. ст., но уменьшен на величину H_p m вод. ст. разницы между барометрическим столбом и столбом, отвечающим давлению в конденсаторе турбины низкого давления. Если высота расположения H_n утилизационной установки меньше 10 m и применить барометрический конденсатор нельзя, то напор H_y должен быть увеличен на величину, равную разности $H_p - H_n$, с тем, чтобы учесть откачку охлаждающей воды из-под вакуума.

Выражение 6 представляет из себя в осях $N_{вод}$, t_k^y уравнение гиперболы, ординаты которой убывают вместе с возрастанием t_k^y . Асимптомы этой гиперболы определим, если положим $N_{вод} = \infty$, тогда $t_k - 1 = 0$ и $t_k^y = 1$. Если $t_k^y = \infty$, то $N_{вод} = 0$. Необходимую точку для построения гиперболы найдем, положив $t_k^y = 0$.

Тогда

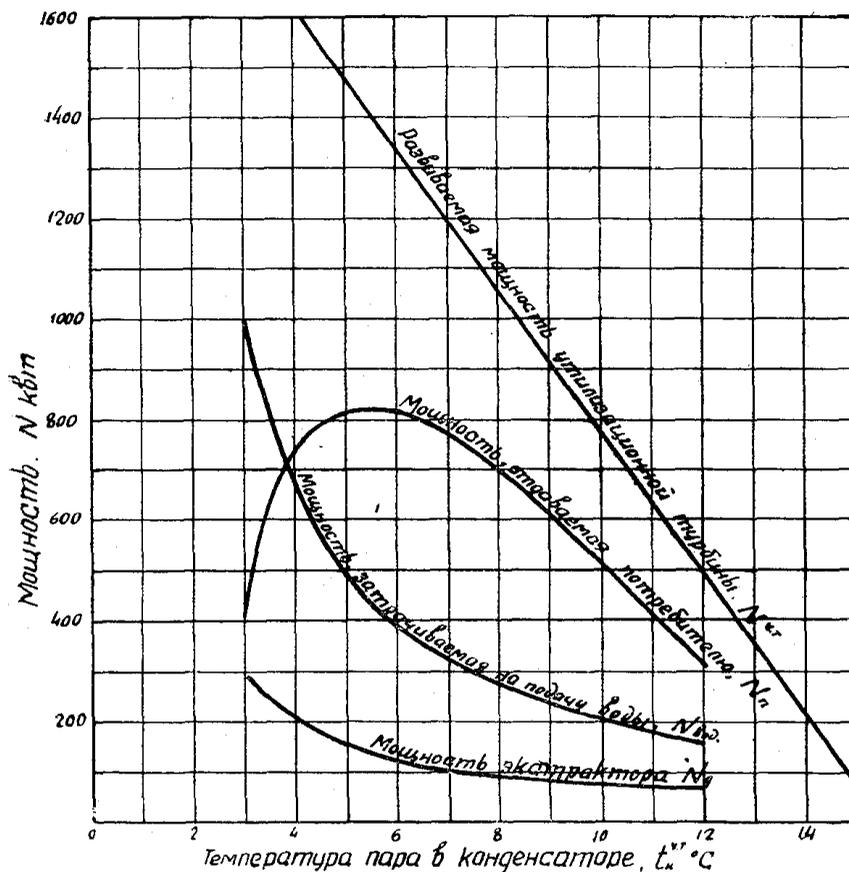
$$N_{вод} = \frac{\alpha dN(i_2 - t_k - m\Delta t) \left(1 - \frac{\eta_{oi}^y \cdot h_{ad}}{rx} \right)}{3,66 \cdot 10^5 \cdot \eta_n}.$$

На фиг. 3 построена такая гипербола для ранее разобранного примера.

Гораздо сложнее стоит вопрос об удалении воздуха, попадающего в конденсатор, во-первых, с паром из испарителя, в котором газы выделяются из циркуляционной воды главных турбин, во-вторых, с охлаждающей водой утилизационной турбины и, в-третьих, через неплотности всей части тракта, находящегося под разрежением.

Охлаждающая вода главных турбин, циркулируя в замкнутом контуре конденсатор—испаритель—конденсатор, непрерывно подвергается дегазации в вакуумном испарителе. Поэтому количество растворенного в ней воздуха должно быть незначительным.

Проникновение воздуха возможно только через неплотности. При этом наиболее уязвимым являются части тракта, находящиеся под разрежением. Для надежности расчета мы все же примем полное количество воздуха, растворенного в циркуляционной воде главных турбин. Но в последующем не будем учитывать воздух, попадающий через неплотности.



Фиг. 3

Такое допущение возможно сделать, во-первых, потому, что точный учет количества этого воздуха невозможен из-за отсутствия опытных данных в такого рода установках, и во-вторых, поступление воздуха через неплотности имеет большое значение в установках с поверхностными конденсаторами, где это количество составляет большую часть от всего количества воздуха, попадающего в конденсатор.

По закону Генри количество воздуха G_v в кг, растворенного в W м³ воды, при произвольном парциальном давлении может быть выражено уравнением:

$$G_v = a_p p_v W, \quad (7')$$

где a_p — коэффициент весовой растворимости воздуха водой, показывающий, какое количество воздуха в кг в состоянии поглотить 1 м³ воды при парциальном давлении воздуха в 1 кг/см², так что в охлаждающей воде утилизационной установки растворено воздуха в кг/час

$$G_{vx} = 10^{-3} a_{px} \cdot p_{vx} \cdot W_y. \quad (7'')$$

Здесь a_{px} — берется для t_1^y ;

$p_{вх} = 1 - p_{пх}$, где $p_{пх}$ — давление насыщенного пара при t_1^y , находится по таблицам насыщенного пара.

Аналогично получим количество воздуха, растворенного в циркуляционной воде главных турбин,

$$G_{вг} = a_{pг} p_{вг} \alpha m d N \text{ кг/час.}$$

Здесь значения $a_{pг}$ и $p_{вг} = 1 - P_{пг}$ берутся для t_2 . Таким образом, всего нужно будет удалить воздуха

$$G_{в} = 10^{-3} \left\{ (a_{pх} \cdot p_{вх} \cdot W_y + a_{pг} p_{вг} \alpha m d N) - a_k \left[W_y + \frac{\alpha d N (i_2 - t_k - m \Delta t)}{r_x} \right] p_{вк} \right\} \quad (7)$$

В формуле 7 последний член учитывает количество воздуха, уходящего с водой из конденсатора утилизационной установки. Значение коэффициента растворимости a_k и парциальное давление воздуха $p_{вк}$ при выходе воды из конденсатора берутся для температуры этой воды. Следует заметить, что количество воздуха, уходящего из конденсатора утилизационной установки с охлаждающей водой, составляет доли процента по отношению к количеству воздуха, удаляемого из установки. Поэтому его можно не учитывать, т. е. в формуле (7) можно принять последний член равным нулю.

Чтобы уменьшить затрату мощности на удаление этого воздуха, целесообразно использовать фракционный метод, который заключается в предварительной дегазации вблизи вершин барометрических столбов холодной и теплой воды. Схема такого фракционного метода приведена в вышеупомянутой статье проф. Бутакова И. Н., поэтому мы ее описывать не будем.

Давления, при которых происходит предварительная дегазация, можно взять из опыта установки, смонтированной на одном пароходе и имевшей примерно такие же начальные и конечные параметры. Таковыми давлениями будут: первая ступень—0,1 *ата*, вторая—0,05 *ата* и третья ступень—давление в конденсаторе. При таком распределении давлений по ступеням дегазации в первой ступени будет удаляться 90% всего количества воздуха, во второй—5% и в третьей—около 5%, т. е. в этом случае уже не весь воздух будет сжиматься от давления в конденсаторе до атмосферного, а только часть его. Поэтому и количество работы, затрачиваемой на удаление воздуха, будет меньше.

Следует указать, что выбор числа и мест точек предварительной дегазации относится к категории вопросов технико-экономического порядка. Рассмотрения этого вопроса мы здесь делать не будем, поскольку это выходит за пределы, намеченные настоящей статьей.

Если считать, что удаление воздуха будет производиться механическим экстрактором, то мощность последнего в зависимости от t_k^y определится по формуле

$$N_{\partial} = \frac{\alpha d N \Phi}{\eta_n} \text{ квт.}$$

Зависимость коэффициента Φ , как функции t_k^y , дана на фиг. 4. Зависимость N_{∂} от t_k^y представлена на фиг. 3 для ранее разобранный примера. При этом коэффициент полезного действия компрессорной установки при политропическом процессе сжатия принят $\eta_n = 0,6$.

Таким образом, мощность, отдаваемая потребителю, определится как разность мощности утилизационной турбины и мощности, затрачиваемой на собственные нужды установки, т. е.

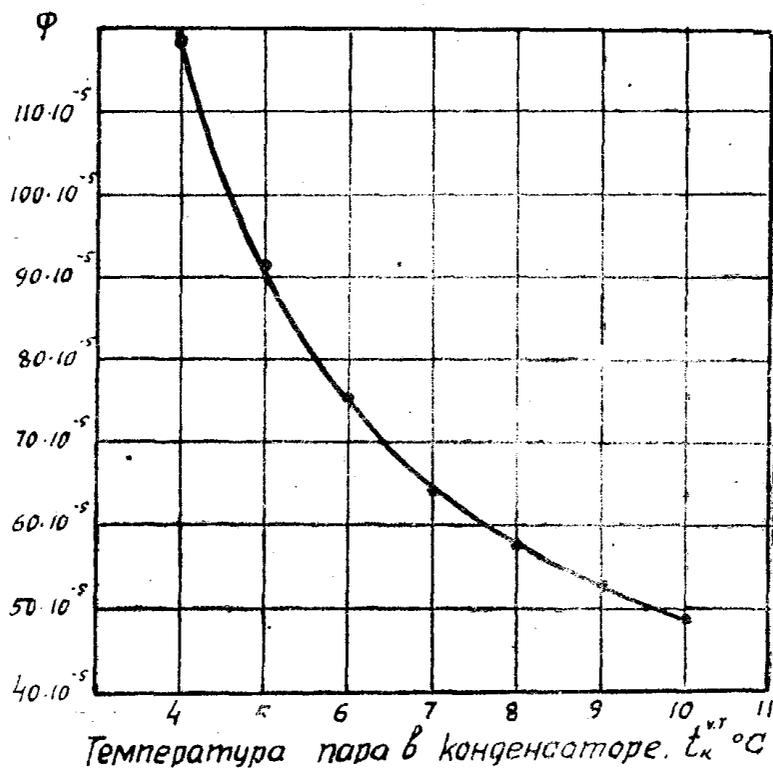
$$N_n = N_y - N_{вод} - N_{\partial} \text{ квт.} \quad (8)$$

На фиг. 3 в графическом изображении дано решение уравнения (8) относительно t_k^y для данных ранее разобранного примера при $H_y = 10$ м. Из фиг. 3 усматривается, что полезная мощность утилизационной установки при $P_k^y = 0,01$ ата $N_n = 800$ квт.

Кроме того, мощность циркуляционных насосов главной турбины уменьшится на величину

$$\Delta N_{цн} = H_n \cdot \frac{\alpha m d N}{3,66 \cdot 10^5 \eta_n} \text{ квт,}$$

так как вода будет подаваться в конденсатор главной турбины не из источника водоснабжения, а из испарителя утилизационной установки, включение которой уменьшает напор циркуляционных насосов на величину H_n .



Фиг. 4

Так вот, если $H_n = 10$ м, то при к.п.д. циркуляционного насоса $\eta_n = 0,65$ $\Delta N_{цн} = 250$ квт. Эта мощность может быть также отдана потребителю. Следовательно, всего потребителю будет дополнительно отдано 1050 квт, т.е. увеличение к.п.д. конденсационной станции, обусловленное включением утилизационной установки, может составить более 4%.

Расчетная температура воды при входе в конденсатор утилизационной установки $t_1^y = 1^\circ\text{C}$ поддерживается в течение шести-семи месяцев в году, т.е. в течение 4500—5000 часов в году включение установки позволит отдавать потребителю дополнительно 1050 квт. При повышении t_1^y мощность утилизационной турбины уменьшается. Но если даже считать коэффициент использования установленной мощности 5000 час/год, то дополнительная полезная выработка составит

$$5000 \times 1050 = 5,25 \cdot 10^6 \text{ квт-ч в год.}$$

При условно взятой стоимости 10 коп/квт-ч это позволит сэкономить

$$5,25 \cdot 10^6 \cdot 0,1 = 525000 \text{ руб. в год.}$$

При 10-процентном отчислении по основным фондам это даст возможность капитализовать 5250000 руб., чтобы без денежного ущерба для народного хозяйства выработать $5,25 \cdot 10^6$ *квт-ч* в год. Отсюда предельно допустимая величина стоимости установленного *квт* будет

$$\frac{5,25 \cdot 10^6}{1250} = 4200 \text{ руб.}$$

Таким образом, предельно-допустимая величина стоимости установленного *квт* должна оказаться достаточной, чтобы реализовать такие установки для выработки электроэнергии на базе использования тепла циркуляционной воды на электростанциях.

Кроме выработки электроэнергии непосредственно утилизационной турбиной, нужно отметить также возможность уменьшить расход пара на главную турбину, а следовательно, обеспечить экономию топлива за счет получения более глубокого вакуума в конденсаторе главной турбины. Дело в том, что утилизационная установка в ряде случаев может быть расположена в непосредственной близости от станции. Это даст возможность у главных турбин применить одноходовые конденсаторы с большей кратностью охлаждения, которые обеспечивают меньшую разность температур воды на входе и выходе ее из конденсатора. А так как температура t_1 предполагается постоянной, то с уменьшением зоны нагревания воды в конденсаторе понизится t_2 , что позволит получить в главной турбине более глубокий вакуум. Углубление же вакуума на 1% дает экономию топлива примерно 1,5%.

Помимо указанных достоинств утилизационной установки, следует указать еще на одну положительную сторону применения таковой.

Известно, что при определенном возвышении станции над уровнем воды в источнике и при некотором удалении станции от последнего прямоточная система водоснабжения становится экономически невыгодной. В таких случаях переходят на обратную систему водоснабжения, которая обладает рядом существенных недостатков, а именно:

- 1) увеличивается расход пара турбиной из-за более высокой температуры охлаждающей воды;
- 2) для сооружения охладителей циркуляционной воды требуется дополнительная площадь и значительные капиталовложения;
- 3) в зимнее время наблюдается образование туманов и обледенение сооружений, расположенных в непосредственной близости от охладителя циркуляционной воды и др.

Если в систему циркуляционных водоводов включить утилизационную установку, то, как показывают исследования, предельная высота подачи воды и удаление станции от источника водоснабжения увеличиваются примерно в полтора раза, т. е. значительно расширяется область применения прямоточного водоснабжения.

Кроме этого, наличие в циркуляционном контуре главной турбины химически очищенной воды избавит станцию от затруднений, обусловленных отложением накипи в конденсаторах, увеличит за счет этого коэффициент использования установленной мощности, что также позволит получить дополнительную выработку *квт-ч*, могущих пойти на удовлетворение нужд потребителей.