

# Глава 11. Энергоаудит градирен и конденсаторов

## 11.1. Конденсаторы паровых турбин

### 11.1.1. Общие сведения

Конденсаторы служат для конденсации отработавшего пара, его сбора и возврата в систему котла с целью экономии энергозатрат. В результате возврата конденсата замыкается цикл использования предварительно подготовленной котловой воды, в общем виде представленный на рис 11.1:

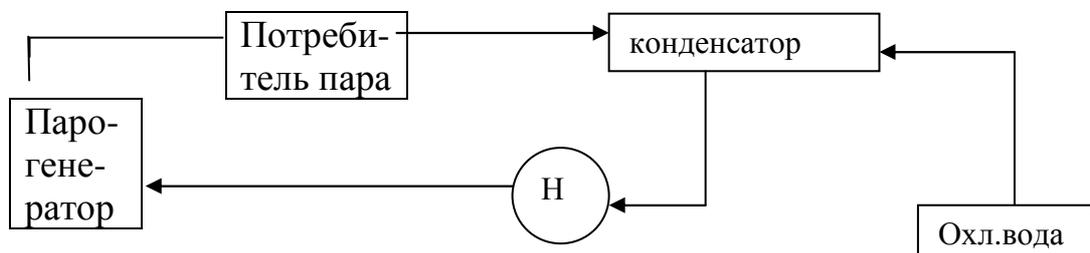


Рис.11.1– Схема конденсации пара

Из парогенератора пар направляется к потребителю, затем после использования с уже пониженным давлением – в конденсатор, где за счет охлаждения водой конденсируется и перекачивается конденсатным насосом (Н) в систему питания парогенератора.

Существует два типа конденсационных установок: смешивающие и поверхностные.

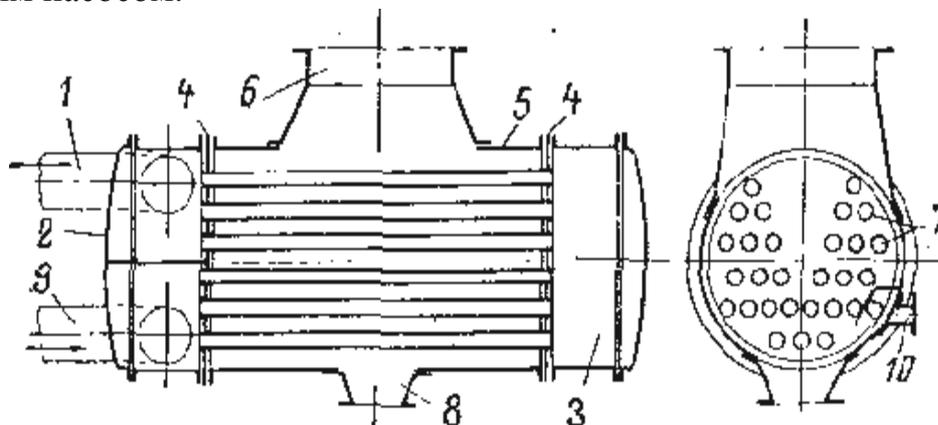
Смешивающий конденсатор представляет собой резервуар, куда подаются отработавший пар и охлаждающая вода. Вода разбрызгивается через распылители, смешивается с паром и конденсирует его. Образовавшаяся смесь откачивается из резервуара конденсатным насосом.

Несмотря на свою простоту, смешивающие конденсаторы не обеспечивают необходимых требований к качеству конденсата и возможности его дальнейшего использования в парогенераторе в качестве питательной воды для паровых котлов с давлением более 0,1МПа.

Наиболее широкое применение нашли поверхностные конденсаторы. Поверхностный конденсатор (рис.11.2) состоит из цилиндрического сосуда 5 с двумя крышками 2 по торцам. В концах сосуда встроены, так называемые, трубные доски, в которые вставляются и развальцовываются латунные или медные трубки.

Пар из турбины поступает в конденсатор через патрубок 6 и омывает трубки 7, по которым движется вода, подаваемая в конденсатор через

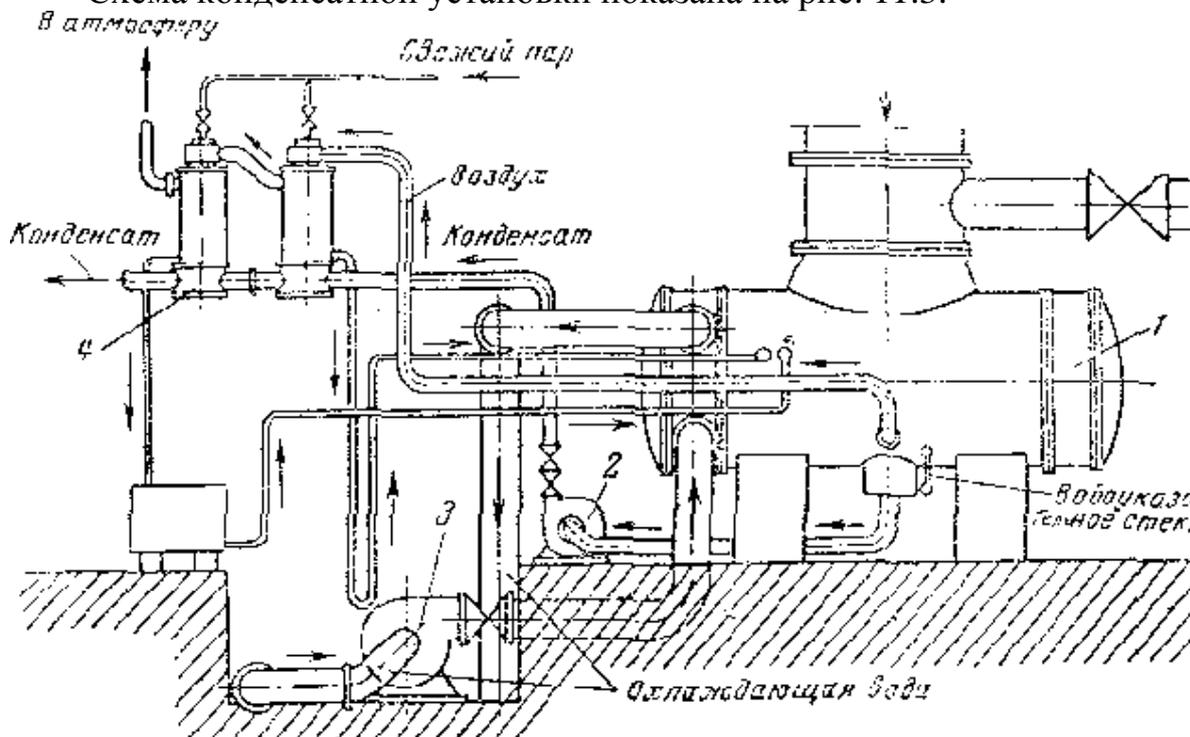
патрубок 9 по нижней половине трубок, затем возвращается по верхней половине трубок и удаляется из конденсатора через патрубок 1. Вода, проходя через конденсатор, отнимает тепло от пара, образовавшийся конденсат через патрубок 8 откачивается насосом. Поскольку в паре имеется растворенный воздух, а также воздух попадающий через неплотности, он откачивается через патрубок 10 обычным паровым эжекторным насосом.



**Рис.11.2** – Схема устройства поверхностного конденсатора.

1 – патрубок для выхода воды; 2 – крышка водяных камер; 3 – водяные камеры; 4 – трубные решетки; 5 – корпус конденсатора; 6 – горловина конденсатора; 7 – трубки; 8 – сборник конденсатора; 9 – патрубок для подвода воды; 10 – патрубок для удаления воздуха.

Схема конденсатной установки показана на рис. 11.3.



**Рис. 11.3** – Схема конденсационной установки: 1–конденсатор; 2–конденсатный насос; 3 – циркуляционный насос; 4 – пароструйный эжектор.

Охлаждающая вода прокачивается через конденсатор 1 циркуляционным насосом 3. Конденсатный насос 2 откачивает конденсат из нижней части конденсатора и подает его в поверхностные холодильники пароструйного эжектора 4, а оттуда в систему регенеративных подогревателей турбины. Для отсоса воздуха из конденсатора применяется эжектор, конденсат в холодильниках которого используется как охлаждающая среда. Для предохранения конденсатора от чрезмерного повышения давления служит атмосферный клапан.

Для охлаждения отработанного пара в больших конденсаторах требуется значительное количество воды. С целью сокращения ее потребления применяют различные устройства, из которых наиболее распространенными являются градирни (башенные или пленочные).

Градирня состоит из оросителя и вытяжной башни, создающей интенсивное движение воздуха через ороситель. Воздух к оросителю подводится через жалюзи в боковых стенках башни.

Циркуляционная вода подводится к верхней части оросителя, откуда стекает вниз, разбиваясь на тонкие струйки и отдавая тепло окружающему воздуху. Внизу под градирней расположен бассейн, куда стекает охлажденная вода и подается вода на подпитку от источников водоснабжения.

Кроме башенных градирен, жалюзи которых выполнены из дерева, в настоящее время для средних объемов воды применяют более компактные пленочные градирни.

### ***11.1.2. Тепловой баланс конденсатора***

Уравнение теплового баланса конденсатора имеет вид

$$D_k(i_2 - C_p^* t_k) = W(t_2 - t_1)C_p^* , \quad (11.1)$$

где  $D_k$  - количество конденсируемого пара, кг/ч;  $W$  - расход охлаждающей воды, кг/ч;  $i_2$  - энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг;  $C_p^*$  - теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К);  $t_k$  - температура конденсата, °С;  $t_2$  и  $t_1$  - температура охлаждающей воды на выходе и входе в конденсатор, °С.

Температура конденсата должна находиться в пределах:

- для регенеративных конденсаторов —  $t_k = t_n - (0 \div 1), ^\circ\text{C}$ ,  
где  $t_n$  - температура насыщения пара, соответствующая его давлению на входе в конденсатор;
- для нерегенеративных конденсаторов —  $t_k = t_n - (3 - 5), ^\circ\text{C}$

Величина нагрева охлаждающей воды в конденсаторе, определяемая как  $\Delta t_b = t_{2b} - t_{1b}$ , принимается:

- для одноходовых конденсаторов:  $\Delta t_b = 4 - 6, ^\circ\text{C}$
- для двухходовых конденсаторов:  $\Delta t_b = 7 - 9, ^\circ\text{C}$
- для трех и четырехходовых конденсаторов:  $\Delta t_b = 10 - 12, ^\circ\text{C}$

Расчетные значения температуры охлаждающей воды принимаются в зависимости от района расположения и времени года от 5 до 25 $^\circ\text{C}$

Выражение, называемое кратностью охлаждения, можно записать как отношение:

$$\frac{W}{D_k} = m = \frac{i_2 - C_p^b t_k}{(t_2 - t_1) C_p^b}, \quad (11.2)$$

которое зависит от условий и системы водоснабжения конденсатной установки. Кратность охлаждения находится в пределах:

- для одноходовых конденсаторов  $m = 80-120$ ;
- для двухходовых конденсаторов  $m = 60-70$
- для трех и четырехходовых конденсаторов  $m = 40-50$

Давление отработавшего пара (расчетное) принимается в зависимости от температуры охлаждающей воды [1], согласно рекомендациям табл.11.1.

*Таблица 11.1 – Соотношение температуры воды и давления пара*

Температура воды в $t_b, ^\circ\text{C}$ .	Давление в конденсаторе, $P_k$ кгс/см <sup>3</sup> (МПа)
10	0.03-0.035(0.0028-0.0034)
15	0.04-0.05(0.0038-0.0048)
20 и 25	0.06-0.07(0.0059-0.0068)

Поверхность охлаждения конденсатора (по паровой стороне)  $F_k, \text{м}^2$  определяется выражением:

$$F_k = \frac{D_k(t_2 - t_b)}{K \Delta t_{cp}}, \quad (11.3)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур между паром и водой

Значение коэффициента теплопередачи лежит в диапазоне 2000 – 5000 Вт/(м<sup>2</sup>К) или может быть определено по эмпирической формуле Л. Д. Бермана, полученной для  $t_{1b} < 35^\circ\text{C}$  и  $w_b = 0,9 - 3,0$  м/с [1].

$$K = 4070 \cdot \alpha \left( \frac{1,1 w_b}{\sqrt[4]{d_1}} \right) \cdot \left[ 1 - \frac{0,42 \sqrt{\alpha}}{1000} (35 - t_{1b})^2 \Phi_d \Phi_z \right], \quad (11.4)$$

где  $a$  - коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения конденсатора; равный для чистой воды и проточного охлаждения конденсатора 0,8 – 0,85, для обратного водоснабжения при достаточной продувке системы или химически очищенной воде 0,75 – 0,8, для грязной воды и возможного образования минеральных или биологических отложений 0,65 – 0,75;  $w_B$  – скорость воды в трубках, м/с;  $d_1$  – внутренний диаметр трубок, мм;  $x = 0,12a(1 + 0,15t_{1в})$  – параметр, зависящий от поверхности охлаждения и температуры на входе в

конденсатор;  $\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{10} \left(1 - \frac{t_{1в}}{35}\right)$  - коэффициент, зависящий от числа ходов воды ( $z$ ) и температуры на входе в конденсатор.

Коэффициент  $\Phi_d$  - при паровых нагрузках от  $D_{ном}^k$  до  $D_{границное}^k$  принимается равным единице при:  $d_{np}^k = (0,9 - 0,012t_{1н})d_{ном}^k$ ,  $\Phi_d = 1$

$$d_k < d_{кр}^k, \Phi_d = \delta(2 - \delta),$$

где  $\delta = D_k / D_{кр}^k$ ;  $d = D_k / F_k$  - напряженность конденсатора, кг/(м<sup>2</sup>\*ч).

Средняя разность температур между водой и паром равна:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{в}}{\ln \frac{\Delta t_{в} + \delta t}{\delta t}}, \text{ где } \delta t = t_n - t_{2в}.$$

При поверочных расчетах можно воспользоваться специальными графиками, позволяющими определить значение  $K_0$  по известным значениям скорости воды  $w_B$ , диаметра трубок  $d_2$ , напряженности парового объема  $\beta_{dk}$  и загрязнения поверхности  $\beta_3$ , обычно принимаемого равным – 0,85 с учетом влияния температуры воды на входе. Исходя из которых величина коэффициента теплопередачи будет равна  $K = \beta_t * \beta_{dk} * \beta_3 * k_0$ .

### 11.1.3. Характеристика конденсатора

Под характеристикой конденсатора понимают зависимость давления пара в конденсаторе от температуры охлаждающей воды  $t_{1в}$  на входе, от паровой нагрузки и расхода охлаждающей воды. При этом указывается состояние загрязнения поверхности охлаждения и воздушная плотность конденсатора.

Для построения расчетной характеристики конденсатора определяется температура конденсации пара в конденсаторе  $t_n = t_{1в} + \Delta t + \delta t$ , где  $\Delta t$  - нагрев воды, определяемый по формуле (11.1), если известны расход пара  $D_k$  и расход охлаждающей воды  $W_k$ .

Величина  $\delta t$  определяется по формуле А. В. Шегляева [11.1] как:

$$\delta t = \frac{n}{31,5 = t_{1B}} \left( \frac{D_K}{F_K} + 7,5 \right), \text{ где } n = 5-7 - \text{ величина, которую можно}$$

рассчитать, исходя из условий номинального режима.

Характеристики для основных типов конденсаторов приведены в справочной литературе.

#### ***11.1.4. Влияние режимов работы конденсаторов на перерасход ТЭР***

Эффективная работа конденсатора имеет важное значение. Отклонение параметров рабочих тел в конденсаторах турбин от паспортных значений приводит к перерасходу ТЭР, снижению КПД турбоустановки и станции в целом.

Наиболее важной причиной, вызывающей перерасход ТЭР, является ухудшение вакуума в конденсаторе турбины. Поэтому при проведении обследования его работы необходимо:

1. По технической документации определить величину теплообменной поверхности –  $F_K, м^2$ .

2. По штатным приборам замерять расход пара на конденсатор –  $D_K, т/ч$ :

2.1. определить удельную нагрузку(или напряженность)

$$d_k = \frac{D_K}{1000 \cdot F}, \text{ кг/(ч} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

2.2. определить фактический вакуум в конденсаторе  $U^\Phi$  по показаниям приборов, давление пара  $P^\Phi$  и значение энтальпии  $i_{K.}^\Phi$ .

2.3. определить по значениям  $d_K, t_{1B}$  нормативное значение вакуума, %, соответствующее значение давления пара в конденсаторе ( $P_K$ ) его энтальпию ( $i''_K$ ).

2.4. определить по измеренным параметрам  $i_{K.}^\Phi$  и нормативному значению  $i''_K$  фактическую разницу  $\Delta i_k = i''_K - i_{K.}^\Phi, кДж/кг$ .

2.5. рассчитать потери (экономию) ТЭР, в виде топливной составляющей по формуле  $\Delta B = \frac{\Delta i_k \cdot D_K}{7.0 \cdot \eta_k \cdot \eta_t}$ , где  $\eta_t$  - КПД турбины

внутренний, можно принять 0,8;  $\eta_k$  - КПД котлоагрегата, можно принять 0.9 – 0.92.

При выполнении расчетов можно воспользоваться номограммами, приведенными в технической литературе или нормативных материалах для электростанций.

## 11.2. Градирни

### 11.2.1. Принцип работы.

Вода в градирне охлаждается, главным образом, за счет процесса испарения ее части, при котором температура оставшейся воды понижается в результате отбора от нее теплоты, необходимой для испарения, а частично за счет конвективного теплообмена. Испарение воды и ее охлаждение могут происходить до полного насыщения воздуха водяным паром.

Если воздух имеет малую относительную влажность, т.е. способен поглотить большое количество воды, температура которой не слишком высока, то воду можно охладить до температуры, ниже температуры воздуха. Пределом охлаждения или нижшим теоретическим пределом, до которого может быть охлаждена вода, служит температура конденсации водяных паров воздуха, т.е. температура воздуха по мокрому термометру « $t$ ». Чем выше относительная влажность воздуха, тем выше его температура по мокрому термометру. Когда относительная влажность равна 100%, температура воздуха по мокрому и сухому термометрам одинакова.

В реальных условиях работы градирни предел охлаждения « $t$ » никогда не может быть достигнут, т.к. для этого необходимо достичь идеального распыла воды и ее соприкосновения со всей массой воздуха. Поэтому температура охлаждения воды в градирнях всегда выше теоретического предела охлаждения.

Следует отметить, что для работы градирни должно соблюдаться равенство  $G_k \Delta t_k \approx \Delta t_{гр} G_{гр}$ . Т.е. теплота, воспринятая водой в конденсаторе, должна отдаваться полностью в градирне.

При неизменном расходе воды в конденсаторе, перепад температуры охлажденной воды в градирне, так называемая, зона охлаждения, будет постоянным. Исходя из сказанного, степень совершенства работы градирни определяется выражением,  $\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - \tau}$  где  $t_1$  - температура, поступающей в градирню воды;  $t_2$  - температура воды на выходе из градирни.

Важным показателем эффективности градирни служит плотность орошения, определяющая количество воды, проходящей за 1 час через  $1\text{ м}^2$  поперечного сечения градирни (в месте входа воздуха) и равная отношению  $q_{гр} = \frac{W}{F}$ ,  $\text{м}^3/\text{н}^2 \cdot \text{ч}$ : для деревянных капельных башен с железным каркасом –  $q_{гр}=2 - 3,5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ , для железобетонных гиперболических большой высоты –  $q_{гр}=5 - 7,5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Для пленочных градирен допускается плотность орошения в 2 – 3 раза больше, чем для капельных. При искусственной вентиляции плотность дождя на капельных градирнях  $q_{гр}=4 - 8 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ , а для пленочных до  $15 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Чем выше плотность дождя, тем хуже при прочих равных условиях работает градирня, т.к. через единицу поперечного сечения оросителя в час будет проходить большее количество теплоты, и отвод ее будет более затруднен. Отсюда следует, что характерной величиной, определяющей качество работы градирни, является ее удельная тепловая нагрузка.

Чем меньше поперечное сечение оросителя, тем больше, при прочих равных условиях, ее удельная тепловая нагрузка, и тем выше будет лежать зона охлаждения, а, следовательно, температура выходящей из конденсатора воды  $t_2 = t$ , определяющая температуру пара  $t_n = t_2^B + \delta$  в горловине конденсатора (соответствующая абсолютному давлению пара) и, следовательно, глубину вакуума.

### ***11.2.2. Влияние работы градирен на потери ТЭР***

Основными причинами ухудшения работы градирен и, как следствие, перерасхода энергоносителей из-за недостаточного охлаждения воды могут служить следующие:

- неравномерное распределение струй воздуха в башне;
- недостаточное дробление капель воздуха;
- неудовлетворительное состояние жалюзей;
- некачественная тяга воздуха;

Эффективность работы градирни можно оценить с помощью номограммы [3,4]. Процедура номограммного метода расчета включает в себя:

1. Определение фактической гидравлической нагрузки (плотность орошения  $q_{гр}$ ), для чего необходимо:
  - определить количество пара идущего на конденсатор  $D_k$ ;
  - знать нагрев циркуляционной воды в конденсаторе, которая должна охлаждаться,  $\Delta t_k$ ;
  - определить из технической документации проектную поверхность охлаждения,  $F, \text{ м}^2$ ;
  - рассчитать плотность орошения  $q_{гр} = \frac{540 \cdot D_k}{\Delta t_k \cdot F}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$
2. Определение относительной влажности воздуха (по метеоданным или по результатам измерения мокрым и сухим термометрами).
3. Определение поправки  $\delta t_2$  по отношению к нормативной температуре охлаждающей воды  $t_2, \text{ }^\circ\text{С}$ .

4. Определение расчетного значения температуры охлажденной воды  $t_2$  °С по значениям  $q_{гр}$  и  $\Delta t_{к2}$  с помощью номограммы
5. Определение нормативного значения температуры охлаждаемой воды,  $t_2^н$ , °С (по формуле  $t_2^н = t \pm \delta t_2$ , °С)
6. Сравнение нормативного и фактического значений температуры охлаждаемой воды  $\delta t_2 = t_2^н - t_2^ф$ : при  $\delta t_2 > 0$  - эксплуатация градирни более эффективна; при  $\delta t_2 < 0$  - ухудшение эксплуатации градирни.

## Контрольные вопросы к главе 11

1. Для чего нужен конденсатор?
2. Типы конденсаторов.
3. Состав конденсаторной установки.
4. Для чего служит градирня?
5. Устройство градирен и их типы.
6. Что такое кратность охлаждения?
7. Уравнение теплового баланса конденсатора.
8. От чего зависит коэффициент теплоотдачи в конденсаторе?
9. Что такое удельная нагрузка или напряженность конденсатора?
10. Что такое нижний теоретический предел охлаждения?
11. Показать связь между тепловой работой конденсатора и градирней.
12. Что такое степень совершенства работы градирни?
13. Что такое плотность орошения градирни?
14. Какой величиной определяется качество работы градирни?

## Список литературы к главе 11

1. Теплотехнический справочник, в 2-х томах, Т1, М. Энергия, 1975(под общ. ред.В. Н, Юренева, П. Д. Лебедева).
2. Методика визначення неефективного використання паливно – енергетичних ресурсів. Затв. Наказом Держкоменергозбереження від 26.10.2001 р.за № 113 та від 27.11.2001 р. № 123, 2001 р., 91 с.
3. В.В.Лукницкий. Тепловые электрические станции промышленных предприятий. М. – Л. Энергоиздат, 1953,.472 с.
4. Б. С. Фаворский, В. Б. Фаворский. Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций. Л. Энергия, 1972, 112 с.