

ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ, ТОПЛИВНО-ТРАНСПОРТНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЕ НА ТЭС

11.1. Техническое водоснабжение

Тепловые электростанции являются крупными потребителями воды.

При этом различают: воду и пар, используемые как рабочее тело в цикле (пар, конденсат, питательная вода); добавочную воду (для восполнения потерь рабочего тела в цикле электростанции); сетевую и подпиточную воду теплосети и техническую воду. Последняя используется для отвода теплоты от отработавшего пара в конденсаторах турбин, в системе гидрозолошлакоудаления, для охлаждения масла и газа турбин и электрогенераторов, охлаждения подшипников вспомогательных механизмов (мельниц, дымососов, вентиляторов, питательных насосов и др.). Небольшая часть технической воды, поступающей на электростанцию, является исходной для подготовки добавочной воды основного цикла и подпиточной воды теплосетей.

В результате использования технической воды на электростанции образуются: золошлаковая пульпа (на ТЭС, сжигающих твердое топливо), замасленные и замасленные (на ТЭС, сжигающих мазут) воды, стоки химических цехов (засоленные воды) и подогретая (в сравнении с источником) сбросная вода конденсаторов турбин. В окружающие электростанцию водоемы без предварительной обработки сбрасывается только поток воды, прошедший через конденсаторы турбин.

Различают три основные системы технического водоснабжения на ТЭС: прямоточную, оборотную и комбинированную. При прямоточной системе техническая вода забирается из природного источника (реки, озера, моря) и после использования на электростанции и соответствующей очистки сбрасывается в тот же источник. При оборотной системе на электростанции организовано замкнутое водоиспользование, а из природных источников техническая вода на ТЭС подается лишь в количествах, необходимых для восполнения естественных ее потерь на электростанции. Оборотные системы технического водоснабжения оборудованы прудами-охладителями или градирнями.

Основное потребление технической воды на ТЭС вызвано необходимостью отвода теплоты от отработавшего пара в конденсаторах турбин. Отвод теплоты в конденсаторе производится при постоянном давлении p_k , а следовательно, и температуре t_k . При этом 1 кг отработавшего в турбине пара, конденсируясь, отдает охлаждающей воде теплоту в количестве

$$q_k = h_k - h'_k, \quad (11.1)$$

где h_k — энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг; h'_k — энтальпия конденсата (воды) на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Наибольшее распространение на ТЭС получили конденсаторы, выполненные конструктивно как теплообменники поверхностного типа. В этом случае конечная температура рабочего тела в конденсаторе t_k всегда будет выше температуры охлаждающей воды на выходе из него $t_{в2}$.

Количество технической воды $G_{о.в.}$, необходимое для охлаждения пара в конденсаторах турбин, определяется из уравнения теплового баланса

$$G_{о.в.}(h_{в2} - h_{в1}) = D_k(h_k - h'_k) + \sum D_{др}(h_{др} - h'_k), \quad (11.2)$$

где D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/с; $\sum D_{др}$ — количество дренажной воды, поступающей в конденсатор, кг/с; $h_{др}$ — энтальпия дренажной воды, кДж/кг; $h_{в1}$ и $h_{в2}$ — энтальпии охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, кДж/кг.

Если в конденсатор подводится только отработавший пар и нет подвода теплоты с другими потоками, то уравнение теплового баланса для него будет иметь вид

$$G_{о.в.}(h_{в2} - h_{в1}) = D_k(h_k - h'_k). \quad (11.3)$$

Температура конденсации пара в конденсаторе связана с температурой охлаждающей воды соотношением

$$t_k = t_{в2} + \vartheta = t_{в1} + \Delta t_v + \vartheta, \quad (11.4)$$

где ϑ — недогрев охлаждающей воды до температуры насыщения пара в конденсаторе, °С; Δt_v — подогрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С.

Отношение расхода охлаждающей воды к расходу поступающего в конденсатор пара называют кратностью охлаждения m , которая без учета теплоты дренажей определяется по выражению

$$m = G_{о.в.}/D_k = q_k/(h_{в2} - h_{в1}) = q_k/(c_p \Delta t_v), \quad (11.5)$$

где c_p — теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

При ориентировочных расчетах можно принимать $q_k = 2200$ кДж/кг; тогда

$$m = 520/\Delta t_v.$$

Расчетные значения подогрева охлаждающей воды в конденсаторах Δt_v обычно находятся в диапазоне 6—12 °С, а следовательно, $m = 50 \div 100$, кг/кг.

Влияние температуры охлаждающей воды и кратности охлаждения на давление в конденсаторе показано на рис. 11.1. При оптимальном вакууме $p_k = 0,003 \div 0,0035$ МПа расчетный подогрев охлаждающей воды в конденсаторе составляет 8—12 °С, недогрев воды $\vartheta = 3 \div 5$ °С, а кратность охлаждения $m = 50 \div 70$ кг/кг для многоходовых конденсаторов и $m = 80 \div 100$ кг/кг для одноходовых. Меньшие значения m характерны для зимнего периода работы.

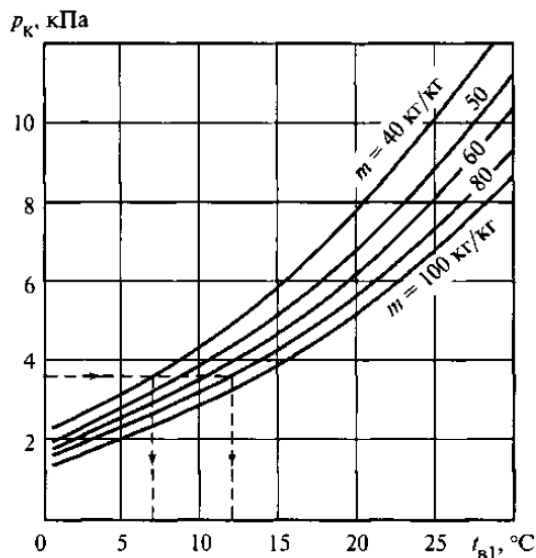


Рис. 11.1. Зависимость давления в конденсаторе от температуры воды и кратности охлаждения

Удельный расход пара в конденсатор для современных конденсационных турбоустановок $d_k \approx 2$ кг/(кВт·ч). Тогда при кратности охлаждения $m = 50$ кг/кг для блока мощностью 500 МВт необходимый расход охлаждающей воды через конденсатор составит

$$G_{o,v} = md_k N_3 / 3600 = 50 \cdot 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / 3600 \approx 14 \cdot 10^3 \text{ кг/с.}$$

Кроме использования в целях охлаждения пара в конденсаторах турбин техническая вода потребляется на ТЭС и на другие нужды.

Наиболее крупные потребители технической воды на ТЭС (расходы потребителей представлены в процентах от расхода охлаждающей воды на конденсацию отработавшего в турбине пара) приведены ниже:

Назначение	$G_{o,v}$, %
Конденсация пара	100
Охлаждение турбогенераторов и крупных электродвигателей	2,5—4,0
Охлаждение масла в системе турбоагрегатов и питательных насосов	1,2—2,5
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,3—0,8
Гидротранспорт золы и шлака	0,1—0,5
Восполнение внутренних утечек в основном цикле электростанции	0,04—0,1

Расходы технической воды, кг/с, на маслоохладители $G_{o,v}^{MO}$ и газоохладители генераторов $G_{o,v}^{GO}$ зависят от мощности турбины N_3 , кВт, и определяются по выражениям:

$$G_{o,v}^{MO} = N_3 (1 - \eta_M) / \Delta h_B^{MO}; \quad (11.6)$$

$$G_{o,v}^{GO} = N_3 (1 - \eta_G) / \Delta h_B^{GO}, \quad (11.7)$$

где η_G и η_M — КПД генератора и механический КПД турбины; Δh_B^{MO} и Δh_B^{GO} — повышение энтальпии охлаждающей воды в масло- и газоохладителях, кДж/кг.

В процессе эксплуатации электростанций необходимо стремиться к возможно меньшим потерям воды при ее использовании. Эффективность использования воды оценивают по значению потерь, %, или по значению коэффициента использования, который равен единице при полном повторном использовании очищенных сточных вод.

Выбор той или иной системы технического водоснабжения ведется в зависимости от характеристик водоисточника, типа электростанции и ее мощности. Наиболее простой является *прямоточная система* водоснабжения (рис. 11.2). Однако в этой системе допустимое повышение температуры в источнике не должно превышать 5 °С летом и 3 °С зимой. Для соблюдения этого требования запас воды,

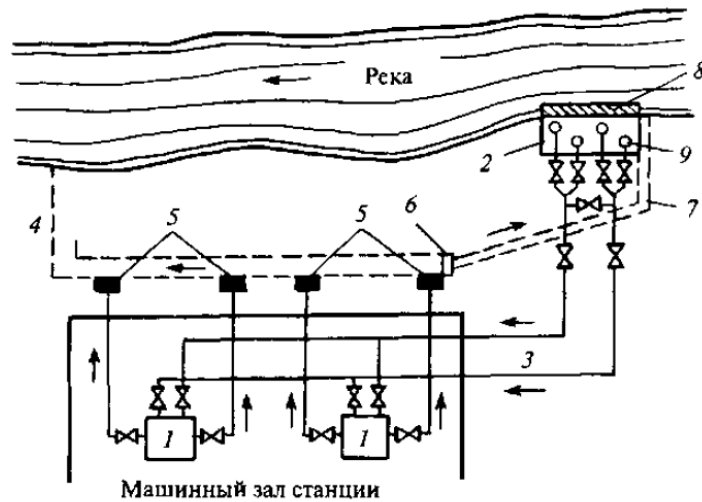


Рис. 11.2. Схема прямооточной системы водоснабжения с береговой насосной:

1 — конденсаторы; 2 — береговая насосная; 3 — напорные магистрали; 4 — отводящий канал; 5 — сифонные колодцы; 6 — переключательный колодец; 7 — перепускной канал; 8 — сетки; 9 — циркуляционные насосы

или дебит источника, должен в 3—4 раза превышать потребность электростанции в охлаждающей воде.

Обычно для забора воды из реки устанавливается береговая насосная с водоприемником. Последний включает в себя устройство для механической очистки от крупных предметов и водорослей. В зимнее время к водоприемнику подводится часть теплой воды из сбросного канала, откуда также берется вода для гидрозолеудаления и подготовки добавочной воды. Для блочных электростанций число циркуляционных насосов для одного блока устанавливается не менее двух с суммарной подачей, равной необходимому расходу охлаждающей воды без резерва.

Давление, развиваемое циркуляционными насосами, определяется в виде $\Delta p = \Delta p_r + \Delta p_c$, где Δp_r — потеря давления на преодоление геодезической высоты подачи воды (разность отметок сечения в месте сброса и уровня в водозаборе); Δp_c — гидравлическое сопротивление системы.

На практике в качестве циркуляционных применяют осевые насосы, которые развивают давление 0,13—0,15 МПа, при этом около 50 % его затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления конденсаторов.

Мощность привода циркуляционных насосов определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = G_{\text{о.в}} \Delta p / \eta_{\text{п}}, \quad (11.8)$$

где $G_{\text{о.в}}$ — расход охлаждающей воды, м³/с; Δp — общее давление, развиваемое циркуляционными насосами, МПа; $\eta_{\text{п}}$ — КПД насоса.

Прямоточная система технического водоснабжения позволяет получать высокие показатели по тепловой экономичности работы электростанции. Однако применение ее ограничивается дебитом источников, экологическими факторами и гидравлическим сопротивлением на перекачивание циркуляционной воды.

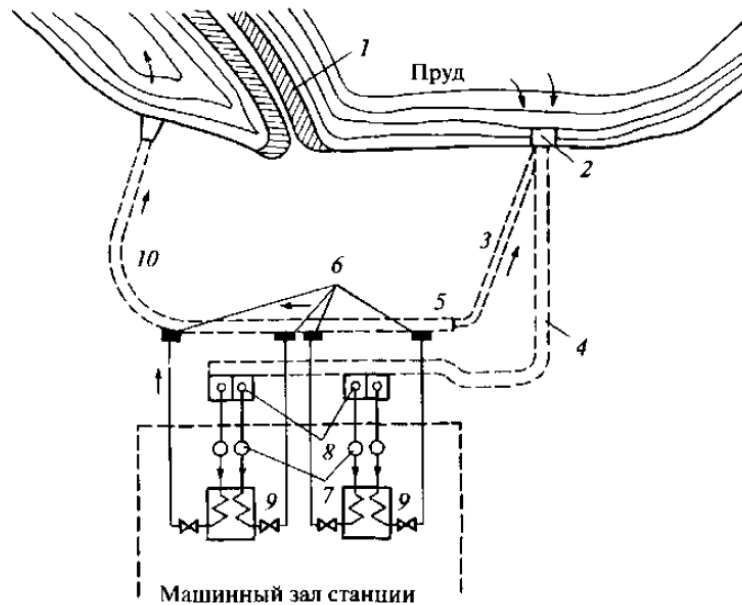


Рис. 11.3. Схема технического водоснабжения с прудом-охладителем:

1 — направляющая дамба; 2 — водоприемник; 3 — перепускной канал; 4 — приемный самотечный канал; 5 — переключательный колодец; 6 — сливные колодцы; 7 — циркуляционные насосы; 8 — приемные колодцы; 9 — конденсаторы; 10 — сливной канал

Оборотная система технического водоснабжения может выполняться с прудами-охладителями или градирнями.

В системе с прудами-охладителями для охлаждения воды используется искусственно созданный водоем (пруд) на базе реки с небольшим дебитом (рис. 11.3). Эксплуатационные преимущества такой системы охлаждения обусловлены достижением достаточно низких и устойчивых температур охлаждающей воды, меньшими потерями, относительно малыми расходами электроэнергии на привод циркуляционных насосов за счет уменьшения напора. Требуемая для охлаждения воды площадь пруда выбирается в зависимости от мощности электростанции, климатических условий, формы и тепловой нагрузки пруда. Рациональной формой пруда является вытянутая, при которой подогретая в конденсаторах турбин вода сбрасывается в водохранилище на значительном расстоянии от места забора (10 км и более). Охлаждение воды происходит за счет испарения части ее с поверхности и за счет конвективного теплообмена с воздухом (в случае, когда температура воздуха ниже температуры воды). В условиях, когда охлаждение происходит только за счет испарения, количество испаряемой воды примерно равно количеству пара, сконденсированного в конденсаторах турбин. Количество испаряемой воды уменьшается при снижении температуры воздуха. Разность температур воды до охлаждения и после него $t_1 - t_2 = \Delta t$ называют зоной охлаждения; численно эта величина равна подогреву воды в конденсаторах турбин $\Delta t_{\text{в}}$. Теоретическим пределом охлаждения воды является температура смоченного термометра τ , °С, которая зависит от влажности воздуха и его температуры. Температура воды после охлаждения t_2 всегда больше теоретического предела на значение относительного предела охлаждения δt (рис. 11.4).

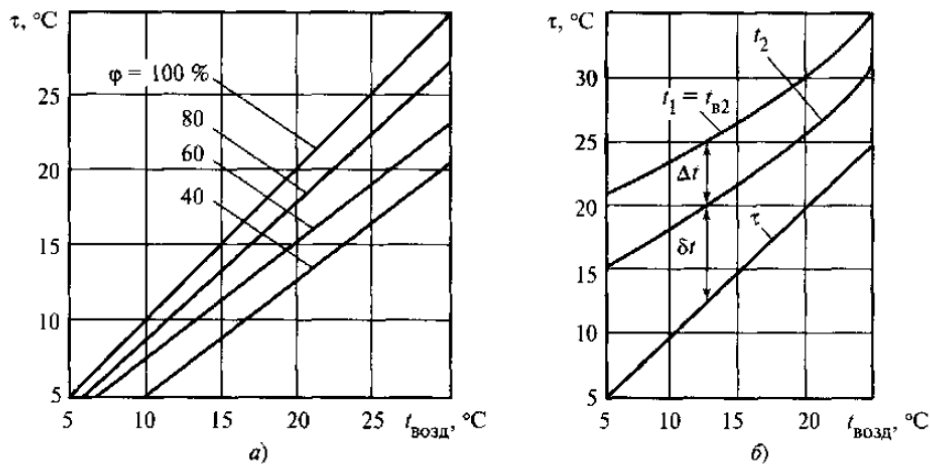


Рис. 11.4. Зависимости теоретического предела охлаждения (а) и температуры воды до охладителя и после него (б) от температуры воздуха

Для характеристики прудов-охладителей используют понятие активной площади, представляющей собой площадь поверхности, занимаемой транзитными (движущимися) потоками: $F_{\text{акт}} = \mu F_{\text{пр}}$, где $F_{\text{пр}}$ — площадь полной поверхности пруда; μ — коэффициент использования поверхности (для вытянутой формы $\mu = 0,8 \div 0,9$; при круглых очертаниях поверхности $\mu = 0,4 \div 0,5$).

Используются также понятия удельной площади $f_{\text{уд}} = F_{\text{пр}}/N_{\text{э}}$, которая для конденсационных электростанций равна $(8 \div 10) \cdot 10^{-3}$ км²/МВт, и удельной площади активной зоны пруда-охладителя f^* , измеряемой в квадратных метрах на 1 м³ охлаждаемой воды в сутки [обычно не более 2 м²/(м³ · сут)].

Расчет прудов-охладителей проводится с использованием номограмм (рис. 11.5), позволяющих определить недоохлаждение воды или ее перегрев δt

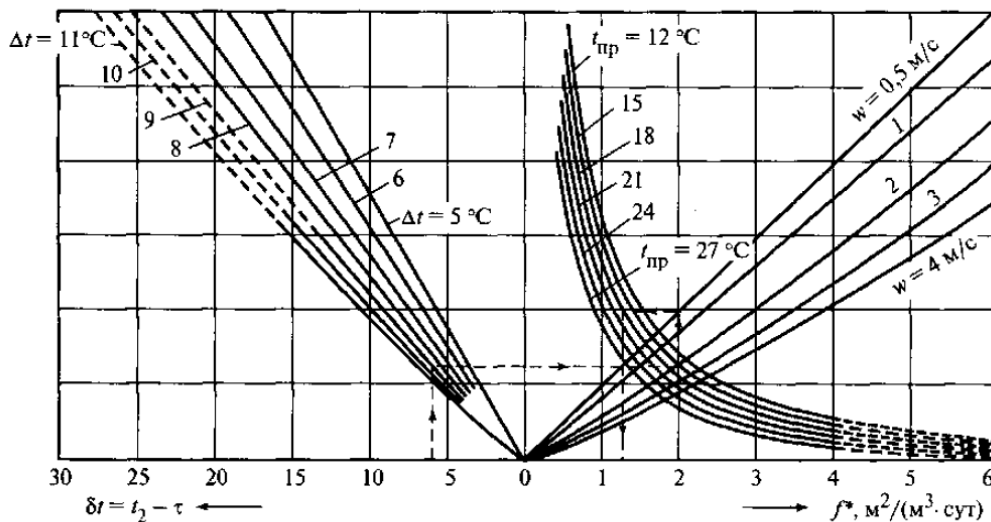


Рис. 11.5. Номограмма для расчета удельной площади активной зоны пруда-охладителя (ключ к номограмме: $\delta t \rightarrow \Delta t \rightarrow w \rightarrow t_{\text{пр}} \rightarrow f^*$)

по значениям f^* , естественной температуре воды в пруде-охладителе $t_{пр}$ и скорости ветра в зоне охлаждения w .

Градирня — это специальное устройство для охлаждения жидких теплоносителей. В основном на электростанциях применяются башенные градирни (рис. 11.6). Вода в них подводится к оросительному устройству, расположенному на высоте 8—15 м, в котором разделяется на пленки и стекает вниз навстречу движущемуся за счет естественной тяги воздуху. Естественная тяга возникает из-за разности масс столбов наружного воздуха и воздуха (нагретого и увлажненного) внутри градирни.

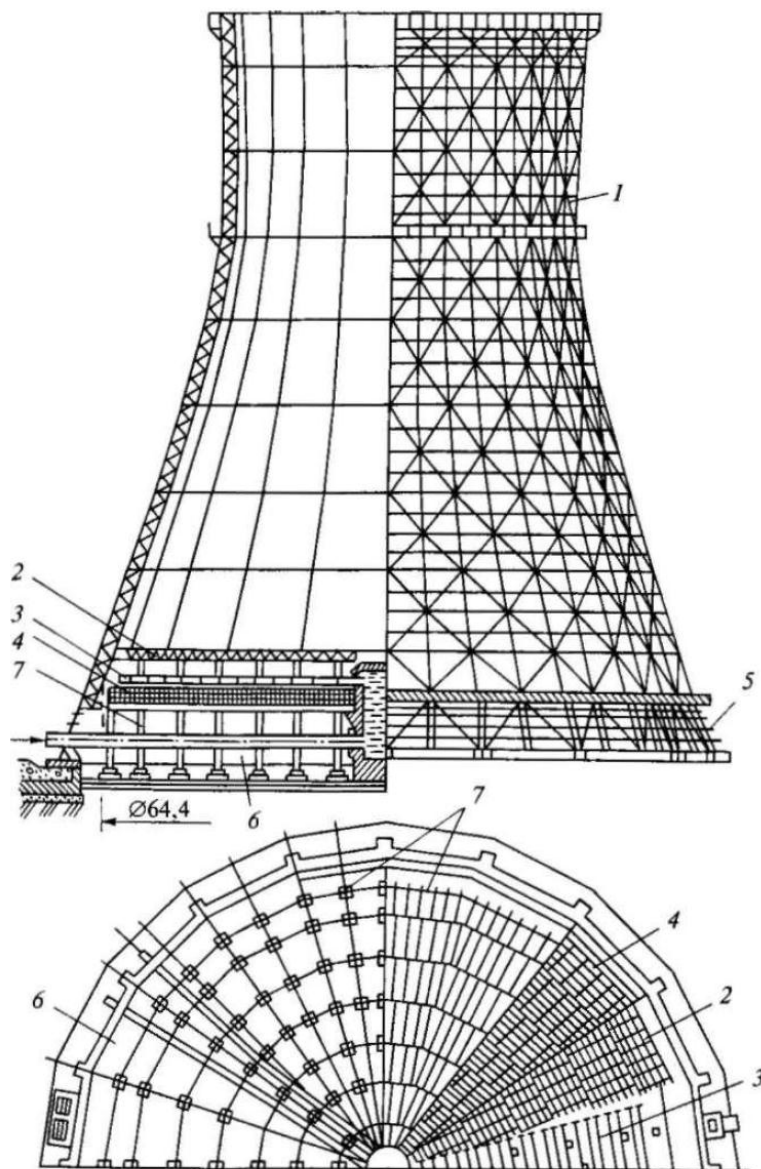


Рис. 11.6. Башенная противоточная градирня:

1 — вытяжная башня; 2 — водоуловитель; 3 — водораспределительная система; 4 — ороситель; 5 — воздухорегулирующее устройство; 6 — водосборный бассейн; 7 — несущий опорный каркас

Охлаждение воды происходит за счет конвективного теплообмена и частичного испарения ее. Высота вытяжной башни составляет до 100 м, а выходной диаметр — 45—60 м.

Площадь поверхности орошения крупных градирен достигает 10 000 м². Оросительное устройство выполняется из асбоцементных листов высотой 1,2 м с расстоянием между листами 0,025 м. Для крупных градирен устанавливается двухъярусный ороситель с расстоянием между ярусами 0,5 м. Под градирней сооружается бассейн сбора воды глубиной до 2 м. В районах с жарким климатом применяют градирни с искусственной вентиляцией. В верхней части таких градирен устанавливаются вентиляторы. Это позволяет существенно уменьшить габариты вытяжной башни, но при этом увеличиваются затраты электроэнергии на собственные нужды электростанции на 0,5—0,7 %.

Для характеристики эффективности работы градирен используются показатели плотности орошения $g_r = G_{o.v}/F_{op}$, м³/(м²·ч), и удельной тепловой нагрузки $q_T = Q_k/F_{op} = G_{o.v}\Delta h/F_{op}$, кДж/(м²·ч), где Δh — разность энтальпий воды до охлаждения и после него; F_{op} — площадь поверхности орошения.

В табл. 11.2 приведены основные технические характеристики наиболее распространенных башенных градирен.

Тепловой расчет градирен производится с помощью номограмм (рис. 11.7), которые позволяют определять для каждого типоразмера градирни температуру

Таблица 11.2

Основные технические характеристики башенных градирен

Тип	Площадь поверхности орошения, м ²	Гидравлическая нагрузка, тыс. м ³ /ч	Плотность орошения, м ³ /(м ² ·ч)	Высота градирни, м	Высота подачи воды, м	Диаметр входного сечения башни, м
БГ-1600-70	1600	10—12	6—8	53,7	6,05	30,4
БГ-2100-70	2100	13,5—16	6—8	64,8	8,7	33
БГ-2600-70	2600	16,5—20	6—8	71	5	37,9
БГ-3200-73	3200	20—26	6—8	81	10	40,4
БЖГ-4000-72	4000	28—32	7—8	90	11	43

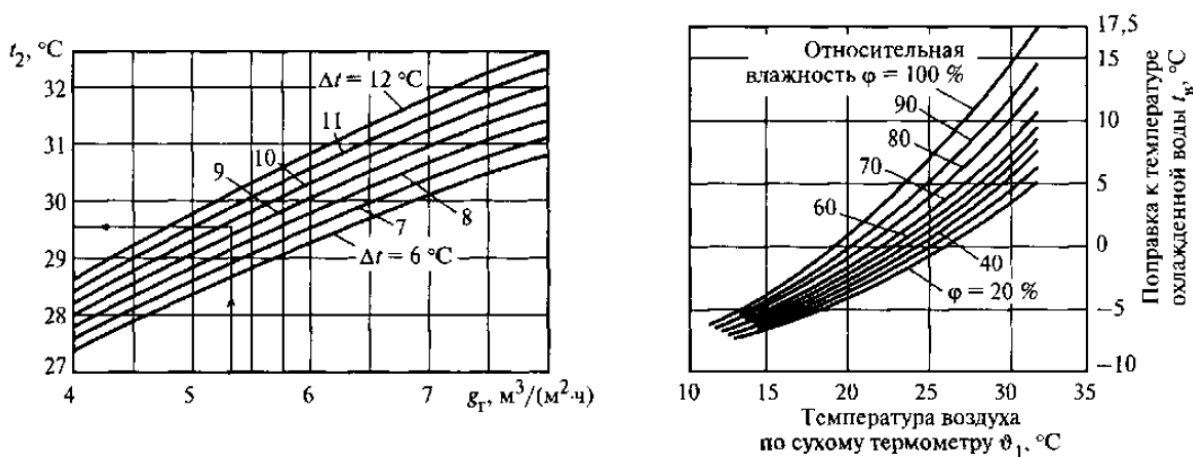


Рис. 11.7. Номограмма для расчета капельно-пленочной градирни

охлажденной воды t_2 в зависимости от температуры наружного воздуха по сухому термометру ϑ_1 , его относительной влажности ϕ_1 , плотности орошения g_r и температурного перепада Δt .

Потери воды при охлаждении ее в градирне определяются суммой потерь от испарения $g_{\text{п}}$, с уносом g_y и продувкой $g_{\text{пр}}$. Количество испаряющейся воды находится из выражения $g_{\text{п}} = \alpha \Delta t$, %, где значения α принимаются в зависимости от ϑ_1 :

$\vartheta_1, ^\circ\text{C}$	-20	-15	-10	0	10	20	30	40
$\alpha, \text{‰}/^\circ\text{C}$	0,035	0,042	0,055	0,087	0,12	0,14	0,15	0,16

Для снижения потерь с уносом капельной влаги уходящим воздухом в градирнях с площадью поверхности орошения более 1000 м² устанавливаются водоуловители. Для таких градирен значение g_y не превышает 0,1 %. При отсутствии водоуловителей $g_y = 0,5$ %.

Потери с продувкой обусловлены необходимостью поддержания заданного соледержания охлаждающей воды и предотвращения накипеобразования в трубках конденсаторов. Значения этих потерь, %, определяются по выражению

$$g_{\text{пр}} = J_{\text{к}} g_{\text{п}} / (J_{\text{к}}^{\text{пр}} - J_{\text{к}}) - g_y, \quad (11.9)$$

где $J_{\text{к}}$ и $J_{\text{к}}^{\text{пр}}$ — текущая и предельно допустимая карбонатные жесткости воды.

Величина $J_{\text{к}}^{\text{пр}}$, при которой начинается выпадение карбонатных солей из раствора, зависит от содержания в воде свободной углекислоты и температуры воды. Значение ее определяется экспериментально. Повышение $J_{\text{к}}^{\text{пр}}$ достигается за счет подкисления или фосфатирования воды. Обычно потери с продувкой не превышают 3 %.

Для районов с ограниченными водными ресурсами находят применение радиаторные (сухие) градирни. Вода в таких градирнях прокачивается через радиаторы, установленные в нижней части башни, и охлаждается потоком воздуха. Движение воздуха может осуществляться за счет как естественной тяги, так и тяги специально устанавливаемого вытяжного вентилятора.

На современных ТЭС давление отработавшего пара находится в интервале 3—6 кПа, что соответствует температуре конденсации водяного пара 24—36 °С. Недогрев охлаждающей воды до температуры конденсации не должен превышать 3—5 °С. С учетом этого оптимальный режим работы турбоустановок в летний период будет осуществляться при температуре охлажденной воды 27—30 °С.

Выбор системы технического водоснабжения для ТЭС производится по результатам технико-экономического сопоставления различных вариантов, приведенных к равным условиям по отпуску электроэнергии и воздействию на окружающую среду. Сопоставление систем технического водоснабжения приведено в табл. 11.3. По снижению воздействия на окружающую среду наиболее эффективным является использование оборотного водоснабжения с градирнями.

В последние годы начали интенсивно применяться схемы с гибридными градирнями и *комбинированные системы* водоснабжения. Гибридные градирни совмещают в себе принцип оросительного пленочного охлаждения с охлаждением

Параметры конденсации пара при различных системах технического водоснабжения

Показатель	Система водоснабжения			
	Прямоточная	Оборотная		
		Пруды-охлаждители	Башенные градирни	Радиаторные градирни
Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	11	16	22	31
Температура конденсации пара, °С	26	31	39	43
Давление в конденсаторе, кПа	3,4	4,5	7,1	8,7

в радиаторах в одной башенной градирне. Комбинированные системы сочетают охлаждение воды, поступающей из конденсаторов, по прямоточной схеме или схеме с прудом-охладителем с охлаждением воды, поступающей от других аппаратов или механизмов, по оборотной схеме с градирнями.