

УДК 621.311

## Оценка влияния параметров пара в воздушном конденсаторе на эффективность турбогенератора \*

О.В. БОРУШ<sup>1</sup>, Д.С. СИНЕЛЬНИКОВ<sup>2</sup>, О.К. ГРИГОРЬЕВА<sup>3</sup>,  
А.Е. РЫЛЬСКИЙ<sup>4</sup>

<sup>1</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, кандидат технических наук, доцент. E-mail: borush@corp.nstu.ru

<sup>2</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, студент. E-mail: sinelnikovden@hotmail.com

<sup>3</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, кандидат технических наук, доцент. E-mail: o.gri-goreva@corp.nstu.ru

<sup>4</sup> 630049, РФ, г. Новосибирск, ул. Кропоткина, 96/1, ЗАО «КОТЭС», инженер I-й категории, тепломеханический сектор. E-mail: aleksey\_rylskiy@mail.ru

Одним из основных способов достижения высокого термического коэффициента полезного действия паротурбинной установки является понижение параметров пара за турбиной. С понижением давления и температуры отработавшего в турбине пара уменьшается количество теплоты, передаваемой холодному источнику, что, как известно из термодинамики, при неизменных параметрах свежего пара повышает мощность турбины и экономичность цикла в целом. Понижение давления пара за турбиной осуществляется до давления ниже барометрического. Этой цели и служит конденсационная установка, которая также обеспечивает получение чистого конденсата для питания парового котла. В настоящее время условия проектирования и строительства новых энергетических установок усложняются из-за дефицита охлаждающей воды и ужесточения экологических требований [1]. При этом объем водных запасов Земли составляет 1,35...1,45 млрд км<sup>3</sup>, но пресной воды всего 2,5 % от общего количества, причем около 60...70 % ее находится в твердом состоянии. Оставшееся незначительное количество пресной воды неуклонно уменьшается вследствие возрастающего использования ее на цели охлаждения и очистки [2]. Использование большого количества воды электростанциями заметно обострило экологическую обстановку не только в странах с ограниченными источниками водоснабжения, но и в странах со значительными запасами пресной воды. Поэтому на сегодняшний день многие научные исследования обращают внимание на экологический аспект при проектировании и строительстве и отдают ему приоритет перед экономическим аспектом.

**Ключевые слова:** воздушный конденсатор, конденсаторная секция, конденсация пара, воздушное охлаждение, давление в конденсаторе, эффективность, термический КПД

DOI: 10.17212/1814-1196-2017-3-49-61

---

\* Статья получена 30 мая 2017 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Тепловое загрязнение рек и естественных водоемов европейской части СНГ столь существенно, что дальнейший рост мощностей на электростанциях следует ориентировать либо на оборотные системы водоснабжения с градирнями и брызгальными бассейнами, либо на воздушно-конденсационные установки. Однако в брызгальных бассейнах и градирнях имеет место унос воды в виде капельной влаги и выпара в весьма значительных размерах [3], следствием чего является необходимость подпитки контура охлаждения и связанное с этим накопление в нем солей и различных видов загрязнения, вносимых с подпиточной водой. В результате водный режим оборотных циркуляционных систем, с одной стороны, оказывается весьма неблагоприятным для оборудования из-за плохого качества воды, а с другой стороны, он является источником загрязнения выбросами водяных паров окружающих территорий.

Другим ограничительным фактором для использования традиционных систем водоснабжения являются суровые климатические условия, присущие большей части территории России, в частности районам Крайнего Севера, где в зимний период существует проблема обледенения оборудования (градирни, трубопроводы, водозаборные сооружения) и, как следствие, снижается надежность работы всей станции [4].

Кардинальным решением проблемы сокращения водопотребления в теплоэнергетике является замена воды как рабочего охлаждающего агента, более доступный агент в любой географической точке планеты – воздух [5].

Поскольку системы с воздушным охлаждением не имеют потерь от испарения и водопотребление на установках такого типа минимальное, воздушное охлаждение способно сократить потребление воды приблизительно на 1–2 порядка величины, используемой оборотным циклом, и на 3–4 порядка величины по сравнению с прямоточным охлаждением. Применение воздушного охлаждения сберегает около  $2 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>/год воды на 1 МВт мощности станции [6]. Все это является важнейшим фактором, стимулирующим развитие системы воздушного охлаждения.

## 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В качестве объекта исследования был выбран энергоблок ПГУ установленной электрической мощностью 268 МВт в г. Салехард. Структурная схема станции приведена на рис. 1. Предлагается использование воздушного конденсатора в составе с паровой турбиной К-110-6,5 ЛМЗ.

Данная станция включает два комплекса:

1) ГТУ на базе одной газовой турбины мощностью 30 МВт с водогрейным котлом-утилизатором без дожигания;

2) ПГУ по дубли-блочной схеме: две газотурбинные установки; два паровых котла-утилизатора двух давлений П-88; одна паровая турбина К-110-6,5ЛМЗ.

Исходные данные для расчета секций воздушной конденсационной установки (ВКУ) представлены в таблице.

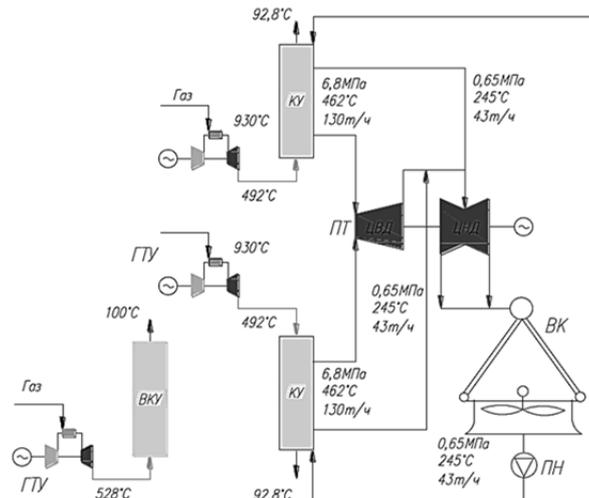


Рис. 1. Структурная схема энергоблоков ПГУ 268 МВт

Наименование	Обозначение	Значение
Рабочее давление конденсатора	$P_{\text{раб}}$ , кПа	15
Массовое паросодержание на входе в конденсатор		0,95
Энтальпия пара на входе в конденсатор	$h_{n1}$ , кДж/(кг · К)	2392
Энтальпия конденсата на выходе из конденсатора	$h_{n2}$ , кДж/(кг · К)	226
Расход пара	$G_{1к2}$ , кг/ч	346183
Число ходов пара по трубам	$z_x$	1
Охлаждающая среда		воздух
Начальная температура воздуха	$t_{в3}$	-5

Расчет поверхности и размеров конденсаторных секций ВКУ проведен при использовании эллиптических труб с эллиптическим оребрением (рис. 2) с соотношением осей 4 : 1. Выбор данной формы трубок обусловлен районом эксплуатации воздушного конденсатора, в нашем случае это район Крайнего Севера [2, 7, 8]. Так, благодаря вытянутой форме сечения такие трубы в случае замерзания в них конденсата деформируются (расширяются в направлении малой оси сечения) без заметного утонения и разрушения стенки, вследствие чего не возникает необходимости в немедленном прекращении эксплуатации конденсатора (или модуля) [9, 10].

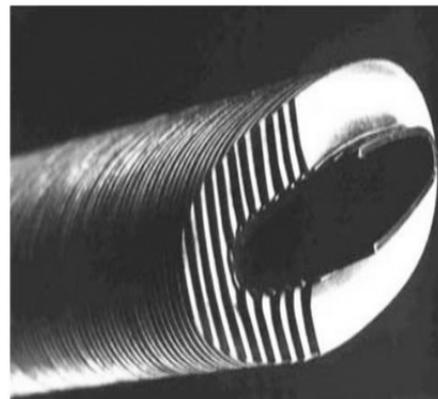


Рис. 2. Эллиптическая труба с эллиптическим оребрением

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД ВЕНТИЛЯТОРОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА И ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРЕ

Для оценки изменения затрат мощности на привод вентиляторов в зависимости от температуры охлаждающего воздуха, а также от давления в конденсаторе необходимо произвести аэродинамический расчет. Вентилятор служит для прокачивания воздуха через межтрубное пространство теплообменных секций. Для отвода теплоты от пара требуется невысокая плотность и значительное количество воздуха при небольшом статическом напоре [11, 12]. Этим требованиям отвечают осевые вентиляторы, что и предопределило их применение в конденсаторах воздушного охлаждения.

По данным предварительной проработки выбран тип вентилятора, который предлагается установить в ВКУ для совместной работы с секцией конденсатора, параметры которого также проработаны и известны.

Для выбранного вентилятора по каталожным данным или данным заводов-изготовителей находят аэродинамические характеристики:  $H = f(V, \beta)$ ,  $\eta_v = f(V, \beta)$ , где  $\beta$  – угол установки лопастей вентилятора, который приводится для нормальных условий (температура воздуха 20 °С, барометрическое давление 760 мм. рт. ст. = 101 325 Па).

Для нормальных условий, используя соответствующее критериальное уравнение числа Эйлера для параметров оребренных труб секций при принятых значениях скорости воздуха  $w_1, w_2, w_3$ , вычисляют статический перепад давления воздуха  $\Delta p_2$  на пучке секций. При этих же значениях скорости определяют расход воздуха  $V$  через ВКУ, в итоге получается зависимость  $\Delta p_2 = f(V)$  для установленных в ВКУ секций. Характеристику  $\Delta p_2 = f(V)$  совмещают с аэродинамической характеристикой вентилятора  $H = f(V, \beta)$ . В точках пересечения кривых получают рабочие точки вентилятора  $H, V, N$  и  $\eta_v$  при нормальных условиях. Расход воздуха через ВКУ, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_j = 3600 \chi_{фр} f_{фр} w_j, \quad (1)$$

где  $w_j = w_1 = w_2 = w_3$  и соответственно  $V_j = V_1 = V_2 = V_3$ ;  $\chi_{фр}$  – коэффициент загромождения поперечного сечения секции (пучка) для прохода воздуха.

Рабочий расход воздуха через секции ВКУ, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_p = V \frac{\rho_{н.у}}{\rho}, \quad (2)$$

где  $V$  – объемный расход воздуха в совместной точке работы вентилятора и секций, м<sup>3</sup>/ч;  $\rho_{н.у}$  – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность воздуха при средней температуре его в секциях, кг/м<sup>3</sup>.

Объемный расход воздуха через вентилятор, м<sup>3</sup>/ч:

$$V_{ар} = V \frac{\rho_{н.у}}{\rho}, \quad (3)$$

где  $\rho = f(T_{a1})$  – плотность воздуха при его входной температуре  $T_{a1}$  для нижнего расположения вентилятора, кг/м<sup>3</sup>.

Далее по известному  $V_p$  вычисляют скорость воздуха  $w$  в узком сечении пучка секций [13, 14] и по следующей формуле определяют потерю статического давления воздуха  $\Delta p_2$  на пучке:

$$\Delta p_2 = \zeta \frac{\rho w_a^2}{2} = \zeta_0 z \frac{\rho w_a^2}{2}, \quad (4)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления пучка;  $\zeta_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному поперечному ряду труб;  $\rho$  – плотность охлаждающего воздуха при его средней температуре в пучке, кг/м<sup>3</sup>;  $w_a$  – скорость воздуха в проходном сечении, по которому вычисляется значение  $\zeta$  или  $Eu$  в соответствующих расчетных уравнениях, м/с.

Учитывая, что  $Eu = \frac{\Delta p_2}{\rho w_a^2}$ , выражение (4) примет вид:

$$\Delta p_2 = Eu \rho w_a^2 = Eu_0 z \rho w_a^2, \quad (5)$$

где  $Eu_0 = \frac{Eu}{z}$  – число Эйлера, отнесенное к одному поперечному ряду труб пучка.

Значения  $\Delta p_{y2}$  и  $\Delta p'_2$  рассчитывают соответственно по формулам (6) и (7).

Потери давления вследствие ускорения воздуха, Па:

$$\Delta p_{y2} = \frac{2(T_{a2} - T_{a1})}{273,15 + T_a} \frac{\rho w_a^2}{2}. \quad (6)$$

Потери давления от самотяги, Па:

$$\Delta p'_2 = (\rho - \rho_0) g \Delta h_i. \quad (7)$$

Если в аэродинамической характеристике вентилятора  $H = f(V, \beta)$  полный напор включает в себя статическую и динамическую составляющие, то в точке совместной работы вентилятора и секции  $\Delta p_{ap} = \Delta p_{ст} + \Delta p_{д} = H$ , Па.

Числовое значение  $\Delta p_{ap}$  при рабочих температурных условиях составит, Па:

$$\Delta p_{ap} = H \frac{\rho}{\rho_{н.у}}. \quad (8)$$

Потребляемая вентиляторами мощность, кВт:

$$N = \frac{V_p \Delta p_{д}}{3,6 \cdot 10^6 \eta_B}, \quad (9)$$

где  $\Delta p_{д} = 40 \dots 60$  Па [15] – динамический напор воздуха в проходном сечении вентилятора.

Значения  $\eta_B$  принимаются по кривой  $\eta_B = f(V, \beta)$ . Для рабочей точки для заданного угла установки лопастей вентилятора  $\beta = \text{const}$ . Для ориентировочных расчетов  $\eta_B = 0,6 \dots 0,7$ .

При включении значения  $\Delta p_d$  в  $\Delta p_{ар}$ , а следовательно, и в  $\Delta p_2$  при расчете  $N$  необходимо принимать  $\Delta p_d = 0$ .

Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, кВт:

$$N_{эл} = \frac{N}{\eta_{п} \eta_{эл}}, \quad (10)$$

где  $\eta_{п}$ ,  $\eta_{эл}$  – соответственно КПД привода и электродвигателя.

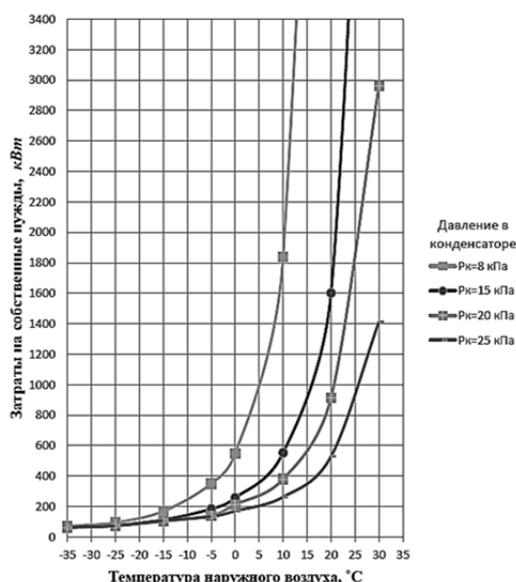


Рис. 3. График зависимости затрат электроэнергии на привод вентиляторов в зависимости от температуры охлаждающего воздуха при постоянном давлении в конденсаторе

Результаты расчетов показаны на рис. 3. При расчете площадь теплообменной поверхности конденсатора во всех вариантах принята постоянной, однако в зависимости от принятого расчетного давления пара в конденсаторе изменяются конструктивные характеристики труб установки.

Из данного графика видно, что повышение температуры охлаждающего воздуха свыше  $+10$  °C приводит к быстрому росту расхода электроэнергии на собственные нужды энергоустановки, и это значение тем выше, чем глубже вакуум в конденсаторе.

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И ВНУТРЕННЕГО АБСОЛЮТНОГО КПД ТУРБИНЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРЕ

Для выбора расчетного давления в конденсаторе воздушного охлаждения была определена выработка электроэнергии турбиной Т-110-6,5 при давлениях в воздушном конденсаторе 5, 8, 15, 20, 25 кПа по формуле [16], МВт:

$$N_m = G_{\text{ЦВД}}(h_0 - h_{\text{ЦНД}})\eta_{0i}\eta_{\text{эм}} + ((G_{\text{ЦВД}} + G_{\text{ЦНД}})(h_{\text{ЦНД}} - h_{\text{к}})\eta_{0i}\eta_{\text{эм}}), \quad (11)$$

где  $G_{\text{ЦВД}}$ ,  $G_{\text{ЦНД}}$  – расход пара на цилиндр высокого давления и цилиндр низкого давления соответственно;  $h_0$ ,  $h_{\text{ЦНД}}$ ,  $h_{\text{к}}$  – энтальпия пара на входе в цилиндр высокого давления, в цилиндр низкого давления и в конденсаторе;  $\eta_{0i}$  – внутренний относительный КПД турбины;  $\eta_{\text{эм}} = 0,98$  – электромеханический КПД турбины.

Результаты расчета представлены на рис. 4.

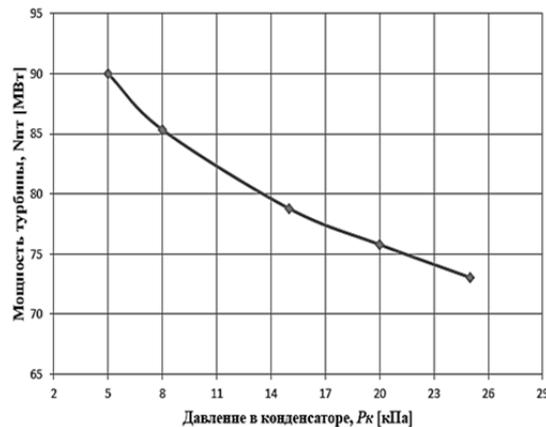


Рис. 4. График зависимости мощности турбины от давления в конденсаторе

Внутренний относительный КПД турбины определяется так [15]:

$$\eta_{0i} = \frac{H_0 - H_i}{(h_0 - h_{\text{к}'})H_0}, \quad (12)$$

где  $H_0$ ,  $H_i$  – располагаемый и действительный теплоперепады, кДж/(кг · К).

Внутренний абсолютный КПД турбины определяется по формуле, %:

$$\eta_i = \frac{H_0 H_i}{(h_0 - h_{\text{к}})H_0} = \eta_t \eta_{0i}, \quad (13)$$

Из графика видно, что при повышении вакуума с 5 до 25 кПа выработка электроэнергии турбиной снижается на 19 %.

Зависимость внутреннего абсолютного КПД турбины К-110-6,5 от давления в конденсаторе представлена на рис. 5.

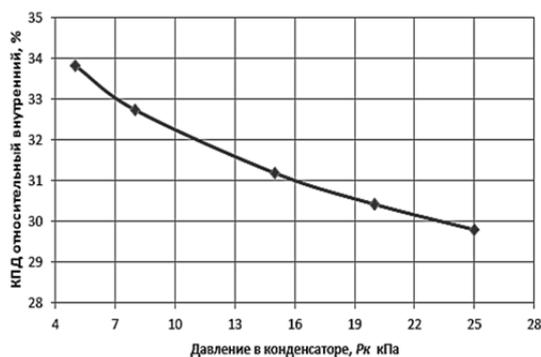


Рис. 5. График зависимости внутреннего абсолютного КПД турбины К-110-6,5 от давления в конденсаторе

Представленная зависимость показывает изменение внутреннего абсолютного КПД турбины при повышении (снижении) давления в конденсаторе. Так, при давлении в конденсаторе 5 кПа КПД турбины составляет 33,8 % и по мере повышения давления до 25 кПа КПД снижается на 4 % и равняется 29,8 %.

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА И ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРЕ

Полезная мощность турбины учитывает недовыработку электроэнергии за счет отбора пара на эжектор и затрат энергии на привод вентиляторов, МВт:

$$N_{\Pi} = N_T - \Delta N_{\text{ЭЖ}} - \Delta N_{\text{ВЕНТ}}. \quad (14)$$

Результаты расчета показали, что давление в конденсаторе 8 кПа при температуре охлаждающего воздуха обеспечить невозможно, так как затраты на привод вентиляторов в данном случае слишком велики.

Для наглядности данные результаты также приведены на рис. 6.

Данный график позволяет судить об изменении мощности турбины в широком температурном диапазоне наружного воздуха. В данном случае более привлекательным давлением в конденсаторе является значение 8 кПа. Однако этот вариант является эффективным только в диапазоне температур наружного воздуха от  $-35$  до  $+10$  °С. При повышении температуры воздуха

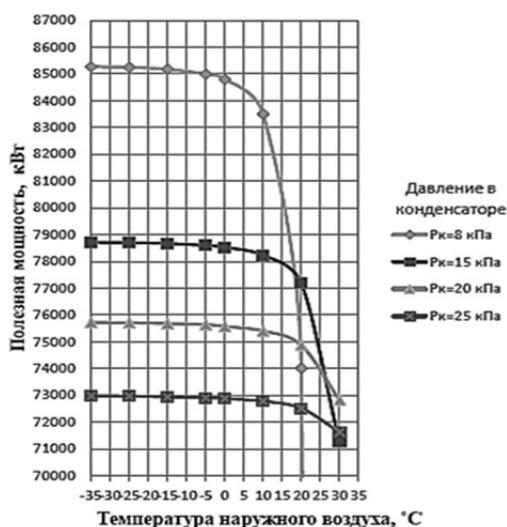


Рис. 6. График зависимости полезной мощности турбины К-110-6,5 в зависимости от температуры охлаждающего воздуха при постоянном давлении в конденсаторе

свыше 10 °С температурный напор снижается и, как следствие, возникает необходимость в увеличении скорости воздушного потока, проходящего через конденсаторные секции, отсюда и вытекают большие затраты на собственные нужды.

## 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРЕ И РАСЧЕТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Для расчета ВКУ необходимо задать ряд технических и конструктивных характеристик как собственно ВКУ, так и всей энергетической установки в целом. Очевидно, что определяющими являются расход конденсирующего пара, давление конденсации и расчетная температура охлаждающего воздуха.

С уменьшением расчетного значения давления в конденсаторе (при заданной температуре охлаждающего воздуха) растут размеры поверхности теплообмена и необходимая мощность вентиляторов.

При этом одновременно имеет место прирост мощности энергоустановки за счет углубления вакуума. Однако при одинаковых отклонениях давления конденсации от номинального прирост мощности при углублении вакуума меньше, чем потери ее при ухудшении вакуума. Данное положение показано на рис. 4 для паротурбинной установки К-110-6,5.

Очевидно, что для данной турбинной установки существует технический предел, когда прирост мощности турбины  $\Delta N_T$  будет полностью израсходован на дополнительную мощность вентиляторов  $\Delta N_{\text{вент}}$ , которые необходимо устанавливать в связи с ростом поверхности теплообмена.

Верхним техническим пределом  $[p_k]_в$  является максимально допустимое значение давления по условиям работы последних ступеней и выхлопно-

го патрубка турбогенератора. Здесь возможна ситуация, когда при высоких температурах охлаждающего воздуха возникает необходимость снижения расхода пара и мощности турбины, чтобы давление конденсации не было выше допустимого эксплуатационного предела.

В интервале между  $[p_k]_H$  и  $[p_k]_B$  лежит технико-экономический оптимум, который определяется с учетом отпускного тарифа на электроэнергию, а также капитальных и эксплуатационных затрат, связанных с ее производством.

Если выбирать в качестве расчетной температуры ВКУ среднегодовое значение, то по определению номинальная или несколько бóльшая мощность будет обеспечена в общей сложности в течение полугода, а в остальное время необходимо принимать меры по увеличению коэффициента теплопередачи, описанные выше.

Очевидно, что рост расчетной температуры целесообразно ограничивать по мере отклонения ее значения от среднегодового времени. Температурный максимум и максимум электропотребления, как правило, не совпадают во времени. Приведенные сведения необходимо учитывать при выборе расчетных параметров для воздушно-конденсационной установки. В рассмотренном случае для турбогенератора К-110-6,5 было принято расчетное давление 15 кПа при расчетной температуре охлаждающего воздуха  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ .

## ВЫВОДЫ

Оценка величины полезной мощности турбины в зависимости от давления в конденсаторе говорит о том, что в рассматриваемом варианте наиболее привлекательным давлением в конденсаторе является значение в 15 кПа. Однако этот вариант является эффективным только в диапазоне температур наружного воздуха от  $-35$  до  $+20\text{ }^\circ\text{C}$ . При этом стоит учитывать, что г. Салехард относится к районам Крайнего Севера и средняя годовая температура равна  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ , что говорит о том, что номинальная или несколько бóльшая мощность энергоустановки будет обеспечена практически круглый год. При повышении температуры воздуха свыше  $+20\text{ }^\circ\text{C}$  температурный напор снижается, что приводит к необходимости либо к уменьшению пропуска пара через конденсатор, через снижение нагрузки турбины, либо увеличение энергозатрат на привод вентиляторов для интенсификации пропуска воздуха через секции конденсатора, что не всегда является выгодным.

Оценка внутреннего абсолютного КПД турбины К-110-6,5 в зависимости от давления в конденсаторе показала, что при давлении в конденсаторе 5 кПа КПД турбины составляет 33,8 % и по мере повышения давления до 25 кПа КПД снижается на 4 % и равняется 29,8 %.

Снижение мощности турбины, обусловленное ослаблением вакуума в конденсаторе, объясняется тем, что для каждой турбины существует технический предел, когда прирост мощности турбины за счет снижения давления в конденсаторе будет полностью израсходован на дополнительную мощность вентиляторов, которые необходимо установить в связи с ростом поверхности теплообмена и уменьшением температурного напора между конденсируемым паром и охлаждаемым воздухом.

В данной работе показано, что с целью предотвращения замерзания конденсата значение коэффициента теплопередачи по мере понижения темпера-

туры охлаждающего воздуха снижается за счет снижения мощности работы вентиляторов. Данное решение позволяет в значительной степени сократить затраты на собственные нужды.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин: учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш и др.; под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
3. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 208 с.
4. Rylskii A.E., Borush O.V. Air condenser as an alternative means to a traditional water service system // Environmental and Engineering Aspects for Sustainable Living: International Symposium, 27–28 November 2014. – Hannover, 2014. – P. 141–142.
5. Голубева Л.Ф., Григорьева О.К., Францева А.А. Применение фреоновых технологий на тепловых электрических станциях // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. – 2016. – № 4 (65). – С. 164–174. – doi: 10.17212/1814-1196-2016-4-164-174.
6. Culp A.W. Principles of energy conversion. – New York: McGraw-Hill, 1979. – 391 p.
7. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации движущегося пара внутри трубы // Теплообмен в элементах энергетических установок. – М.: Наука, 1966. – С. 197–212.
8. Sonntag R.C., Borgnakke C., VanWylen G.J. Fundamentals of thermodynamics. – 6th ed. – New York: Wiley & Sons, 2003. – 794 p.
9. Рыльский А.Е. Применение воздушных конденсаторов в энергетике // Материалы I Международного форума «Интеллектуальные энергосистемы»: в 2 ч. – Томск, 2013. – Ч. 1. – С. 215–218.
10. Рыльский А.Е., Боруш О.В. Воздушный конденсатор как альтернатива традиционным системам технического водоснабжения // Проблемы теплоэнергетики: XII Международная научно-техническая конференция. – Саратов: Изд-во СГТУ, 2014. – Ч. 3. – С. 344–347.
11. Расчет теплоотдачи и гидравлического сопротивления при конденсации пара в трубах / О.П. Крестунов, Н.И. Иващенко, В.К. Арефьев, Е.В. Штукина // Труды ЦКТИ. – 1988. – Вып. 240. – С. 41–52.
12. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
13. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. – М.: ВНИИнефтемаш, 1971. – 102 с.
14. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 324 p.
15. Цанев С.В., Буров В.Д., Зауэр Д. Повышение экономичности энергетических установок электростанций // Электрические станции. – 2001. – № 12. – С. 2–7.
16. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Изд-во МЭИ, 2006. – 579 с.

*Боруш Олеся Владимировна*, кандидат технических наук, доцент Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – теплоэнергетика, новые технологии. Имеет более 50 публикаций. E-mail: borush@corp.nstu.ru

*Синельников Денис Сергеевич*, студент кафедры тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – теплоэнергетика, новые технологии. Имеет 28 публикаций. E-mail: sinelnikovden@hotmail.com

Григорьева Оксана Константиновна, кандидат технических наук, доцент Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – теплоэнергетика, новые технологии. Имеет более 50 публикаций. E-mail: o.grigoreva@corp.nstu.ru

Рыльский Алексей Евгеньевич, инженер 1-й категории тепломеханического сектора ЗАО «КОТЭС». Основное направление научных исследований – теплоэнергетика, новые технологии. Имеет 5 публикаций. E-mail: aleksey\_rylskiy@mail.ru

### ***Evaluation of the effect of steam parameters in the air condenser on the efficiency of the turbogenerator\****

O.V. BORUSH<sup>1</sup>, D.S. SINELNIKOV<sup>2</sup>, O.K. GRIGORIEVA<sup>3</sup>, A.E. RYLSKIY<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, PhD (Eng.), associate professor. E-mail: borush@corp.nstu.ru

<sup>2</sup>Novosibirsk State Technical University, 20 K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, student, e-mail: sinelnikovden@hotmail.com

<sup>3</sup>Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, PhD (Eng.), associate professor. E-mail: o.grigoreva@corp.nstu.ru

<sup>4</sup>COTES JSC, 96/1, Kropotkina Street, Novosibirsk, 630049, Russian Federation, first rank engineer. E-mail: aleksey\_rylskiy@mail.ru

One of the main ways to achieve a high thermal efficiency of a steam turbine plant is to lower the steam parameters after the turbine. Due to lowering the pressure and temperature of the steam exhausted in the turbine, the amount of heat transferred to the cold source decreases, which, as is known from thermodynamics, increases the turbine power and the economy of the cycle as a whole, with fresh steam parameters being constant. The reduction of steam parameters after the turbine is usually carried out to a pressure lower than the barometric one. To do this it is necessary to ensure the condensation of the exhaust steam in the turbine. A condensing unit is used for this purpose. In addition, it also provides a clean condensate for feeding the steam boiler. Currently, the conditions for the design and construction of new power plants are complicated because of the scarcity of cooling water and tightening of environmental requirements. At the same time, the volume of water resources of the Earth amounts to 1.35-1.45 billion km<sup>3</sup>, but fresh water comes to only 2.5 % of the total quantity, with about 60-70 % of it being in a solid state. The remaining insignificant amount of fresh water is steadily decreasing due to its increasing use for cooling and cleaning purposes [1]. The use a lot of fresh water by power stations has markedly aggravated the environmental situation not only in countries with limited sources of water supply, but also in countries with significant fresh water supplies. So, at present, many researchers pay attention to the environmental aspect in the design and construction, and give it a priority over the economic aspect.

**Keywords:** air condenser; condenser section; steam condensation; air cooling; condenser pressure; efficiency; thermal efficiency

DOI: 10.17212/1814-1196-2017-3-49-61

### **REFERENCES**

1. Brodov Yu.M., Savel'ev R.3. *Kondensatsionnye ustanovki parovykh turbin* [Steam turbine condensing plants]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1994. 288 p.
2. Bessonnyi A.N., Kuntyshev V.B., eds. *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Basics of calculation and design of air cooling coils]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.

---

\* Received 30 May 2017.

3. Mil'man O.O., Fedorov V.A. *Vozdushno-kondensatsionnye ustanovki* [Air-condensing units]. Moscow, MPEI Publ., 2002. 208 p.
4. Ryl'skii A.E., Borush O.V. Air condenser as an alternative means to a traditional water service system. *Environmental and Engineering Aspects for Sustainable Living: International Symposium*, 27–28 November 2014, pp. 141–142.
5. Golubeva L.F., Grigor'eva O.K., Frantseva A.A. Primenenie freonovykh tekhnologii na teplovykh elektricheskikh stantsiyakh [The application of Freon technologies at heat power stations]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science bulletin of the Novosibirsk state technical university*, 2016, no. 4 (65), pp. 164–174. doi: 10.17212/1814-1196-2016-4-164-174.
6. Culp A.W. *Principles of energy conversion*. New York, McGraw-Hill, 1979. 391 p.
7. Boiko L.D. Issledovanie teplotdachi pri kondensatsii dvizhushchegosya para vnutri trubyy [Study of heat transfer during the condensation of a moving vapor inside a pipe]. *Teploobmen v elementakh energeticheskikh ustanovok* [Heat transfer in the elements of power plants]. Moscow, Nauka Publ., 1966, pp. 197–212.
8. Sonntag R.C., Borgnakke C., VanWylen G.J. *Fundamentals of thermodynamics*. 6th ed. New York, Wiley & Sons, 2003. 794 p.
9. Ryl'skii A.E. [Application of air condensers in power engineering]. *Materialy I Mezhdunarodnogo foruma "Intellektual'nye energosistemy"* [Materials of the International forum "Intelligent Power Systems"], Tomsk, 2013, pt. 1, pp. 215–218. (In Russian).
10. Ryl'skii A.E., Borush O.V. [Air condenser as an alternative to traditional technical water supply systems]. *Problemy teploenergetiki: XII Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya* [XII International Scientific and Technical Conference "Problems of Heat Power Engineering"]. Saratov, SSTU Publ., 2014, pt. 3, pp. 344–347. (In Russian).
11. Krekturnov O.P., Ivashchenko N.I., Arefev V.K., Shtukina E.V. Raschet teplotdachi i gidravlicheskogo soprotivleniya pri kondensatsii para v trubakh [Calculation of heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in pipes]. *Trudy TsKTI – Proceedings of CKTI*, 1988, no. 240, pp. 41–52.
12. Kuntyshev V.B., Kuzetsov N.M. *Teplovoi i aerodinamicheskii raschety orebrennykh teploobmennikov vozdushnogo okhlazhdeniya* [Thermal and aerodynamic calculations of finned air-cooled heat exchangers]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992. 280 p.
13. *Metodika teplovogo i aerodinamicheskogo rascheta apparatov vozdushnogo okhlazhdeniya* [The method of thermal and aerodynamic calculation of air cooling units]. Moscow, VNIIneftemash Publ., 1971. 102 p.
14. Kutateladze S.S. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie* [Heat transfer and hydrodynamic resistance]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 324 p.
15. Tsanev S.V., Burov V.D., Zauer D. Povyshenie ekonomichnosti energeticheskikh ustanovok elektro-stantsii [Increasing the economy of power plants power plants]. *Elektricheskie stantsii – Power Plants*, 2001, no. 12, pp. 2–7.
16. Tsanev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elek-trostantsii* [Gas-turbine and combined-cycle and thermal power plants]. Moscow, MPEI Publ., 2006. 579 p.