

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ И ВЫБОР СХЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Ерохина Екатерина Андреевна

магистрат Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры РФ, г. Самара

Атанов Николай Андреевич

канд. техн. наук, профессор кафедры водоснабжения и водоотведения Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры, РФ, г. Самара

Аннотация. Представлены результаты исследований общего количество тепла, снимаемое водяными и воздушными холодильниками на Куйбышевском НПЗ, и выявлено, что применение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) дает ряд эксплуатационных преимуществ перед водяными холодильниками. Для компенсации тепла отводимого АВО необходимо строительство водоблока.

Ключевые слова: аппараты воздушного охлаждения, водяные холодильники, коэффициент концентрирования, подпиточный и продувочный расходы,

1.6 Экологические аспекты системы охлаждения оборудования риформинга.

Из анализа расчета: «Двухступенчатой системы охлаждения продуктов переработки» следует, что количество тепла 46839000 ккал/ч отводится аппаратами воздушного охлаждения. Определим потребляемое количество оборотной воды необходимое для компенсации тепла продуктов, охлажденных воздухом.

Расход оборотной воды Q_B определяется из уравнения баланса тепла:

$$Q_T = c \cdot \gamma \cdot Q_B \cdot \Delta t, \quad (1.1.1)$$

где Q_T – количество избыточного тепла технологического процесса, ккал/ч;
 Q_B – количество воды, м³/ч;
 c – теплоемкость воды, $c = 1$ ккал/кг [1, с. 24];
 γ – удельный вес воды, $\gamma = 1000$ кг/м³ [1, с. 24];

Δt - температурный перепад равный 10 °С [1, с. 32].

Уравнение показывает баланс тепла нагрева воды в технологическом процессе и отвода тепла воздухом на градирне, оборотной водой с расходом Q_B .

Преобразуя уравнение определяем расход воды по уравнению:

$$Q_B = \frac{Q_T}{c \cdot \gamma \cdot \Delta t} = \frac{468390000}{1 \cdot 1000 \cdot 10} = 4683,9 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Для компенсации тепла отводимого аппаратами воздушного охлаждения необходимо строительство водоблока производительностью 4683,9 м³/ч. Рассчитываем расходные показатели водоблока:

1. Потери воды на испарение, определяется по СНиП 2.04.02-84* в процентах от расхода горячей воды по формуле:

$$P_1 = k_{\text{исп}} \times \Delta t, \quad \%, \quad (1.1.2)$$

$$P_1 = 0,16 \times 10 = 1,6\%$$

2. Процент потерь воды на градирне в виде капельного уноса P_2 зависит от конструкций каплеуловителя и от допустимых выбросов аэрозоли по ОБУВ ингибитора. При отсутствии ОБУВ ингибитора, принимается значение $P_2 = 0,1 \%$ [1, с. 32].
3. Процент потерь воды на продувку P_3 определяется требуемым коэффициентом концентрирования или солесодержанием оборотной воды

$$P_3 = 1,8 \% \text{ [1, с. 32].}$$

Испарение воды в оборотной системе влечет за собой ее минерализацию. солесодержание оборотной воды $C_{\text{об}}$ стабилизируется при условии равенства количества вводимых солей количеству выводимых по уравнению баланса солей:

$$C_{\text{подп}} \cdot P = C_{\text{об}} \times (P_2 + P_3) = C_{\text{об}} \times (P - P_1), \quad (1.1.3)$$

где $C_{\text{подп}}$ – концентрация солей в подпиточной воде, мг/л.

Преобразуя уравнение, получим:

$$\frac{C_{\text{об}}}{C_{\text{подп}}} = \frac{P}{P_2 + P_3} = \frac{P}{P - P_1}$$

Из условия «упаривания» воды в оборотной системе $C_{\text{об}}$ всегда больше $C_{\text{подп}}$. Обозначим:

$$\frac{C_{\text{об}}}{C_{\text{подп}}} = K_k \quad (1.1.4)$$

где K_k – коэффициент концентрирования растворенных минеральных солей и других примесей при условии исключения выпадения их в осадок.

Запишем уравнение в следующем виде:

$$K_{\kappa} = \frac{P}{P_2 + P_3} = \frac{1,6 + 0,1 + 1,8}{0,1 + 1,8} = 1,8$$

Безвозвратные потери водоблока определяются по формуле:

$$P_1 + P_2 = 1,6 + 0,1 = 1,7\%$$

Расход продувочной воды определяется по следующей формуле:

$$Q_3 = \frac{Q_{охл} \times P_3}{100\%} = \frac{4683,9}{100} = 46,839 \text{ м}^3/\text{ч} = 2023,2 \text{ м}^3/\text{сут} = 738468 \text{ м}^3/\text{год}$$

Подпиточный расход речной воды равен:

$$Q_{подп} = \frac{P_{подп} \times Q_{охл}}{100\%} = \frac{3,5 \times 4683,9}{100} = 163,9 \text{ м}^3/\text{ч} = 3933,6 \text{ м}^3/\text{сут} = 1435764 \text{ м}^3/\text{год}$$

Из анализа вышеизложенных расчетов следует, что применение воздушных холодильников только на первой технологической установке исключило забор воды 163,9 м³/ч из реки и продувочный расход соленых стоков в количестве 84,3 м³/ч.

1.7 Температурный режим работы установки ЦК-1

Таблица 1.7.1

Температурные характеристики установки ЦК-1

Дата	Температура пара за турбиной (С°)	Температура охл. воды до конденсатора (С°)	Температура горячей воды (С°)	Максимальная регламентная температура пара турбиной
02.01.2017	45,00	22,00	24	80
09.01.2017	48,00	22,00	24	80
16.01.2017	47,00	21,00	22	80
23.01.2017	46,00	22,00	24	80
30.01.2017	45,00	21,00	23	80
06.02.2017	45,00	22,00	23	80
13.02.2017	44,00	22,00	24	80
20.02.2017	45,00	22,00	23	80
27.02.2017	52,00	20,00	22	80
06.03.2017	54,00	20,00	23	80
13.03.2017	57,00	21,00	23	80
20.03.2017	56,00	21,00	24,5	80
27.03.2017	55,00	21,00	24	80
03.04.2017	46,00	22,00	23,5	80
10.04.2017	45,00	20,00	22	80
17.04.2017	45,00	23,00	24	80
24.04.2017	45,00	18,00	19	80
01.05.2017	45,00	19,00	22	80
08.05.2017	45,00	19,00	24	80
15.05.2017	46,00	18,00	22	80
03.07.2017	41,00	21,00	24,5	80

10.07.2017	41,00	21,00	24,5	80
17.07.2017	41,00	22,00	26	80
24.07.2017	40,00	19,00	21,5	80
31.07.2017	43,00	23,00	25,5	80
07.08.2017	43,00	22,00	24	80
14.08.2017	43,00	18,00	22	80
21.08.2017	43,00	20,00		80
28.08.2017	40,00	19,00		80
04.09.2017	41,00	21,00	23	80
11.09.2017	43,00	19,00	21	80
18.09.2017	44,00	18,00	20	80
25.09.2017	42,00	17,00	23	80
02.10.2017	41,00	20,00	21	80
09.10.2017	40,00	19,00	20	80
11.10.2017	42,00	21,00	22	80
16.10.2017	55,00	18,00	20	80
23.10.2017	45,00	18,00	20	80
30.10.2017	44,00	20,00	22	80
06.11.2017	44,00	19,00	21	80
13.11.2017	44,00	22,00	25	80
15.11.2017	44,00	21,00	24	80
20.11.2017	44,00	20,00	22	80
27.11.2017	44,00	19,00	21	80
04.12.2017	44,00	21,00	23	80
11.12.2017	43,00	21,00	23	80
18.12.2017			23	80
25.12.2017			24	80

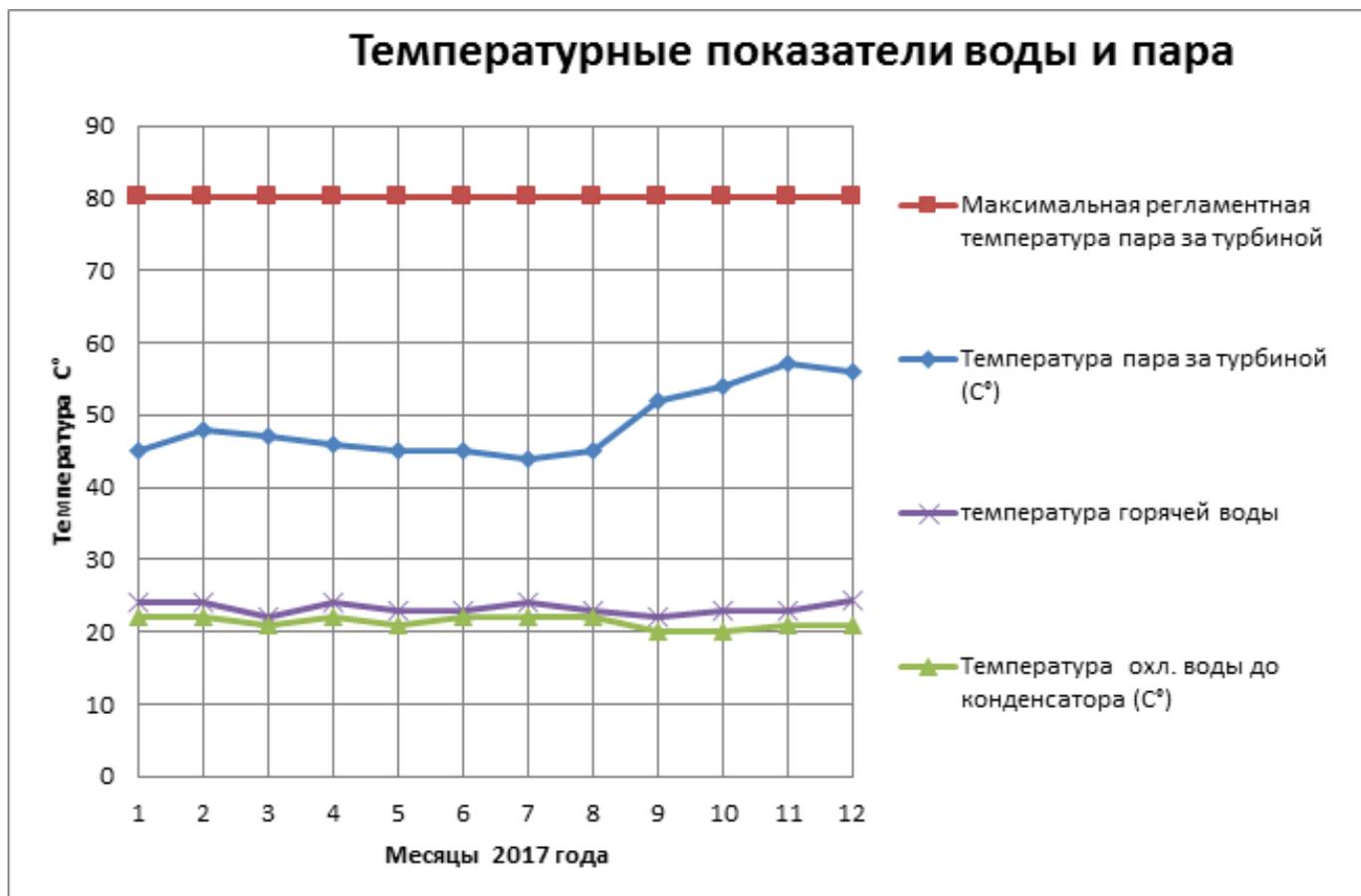


Рисунок 1.7. График изменения температурных показателей пара за турбиной, горячей воды и оборотной воды до конденсатора по месяцам года

Выводы:

При нормативной температуре конденсата после турбины 80°C , фактический находится в пределах $45-55^{\circ}\text{C}$.

Температурный перепад охлажденной и горячей воды после конденсатора находится в пределах $1-2^{\circ}\text{C}$, что указывает на избыточность расхода, подаваемой воды или уменьшенный расход пара в соответствии с данными расчета конденсатора, в которых указан расход пара 750 т/ч и температурный перепад нагрева 15°C .

Установка ЦК -1 работает эффективно во все периоды года, так как температура пара за турбиной всегда меньше максимальной регламентной температуры.

1.8 Замкнутая система охлаждения насосов

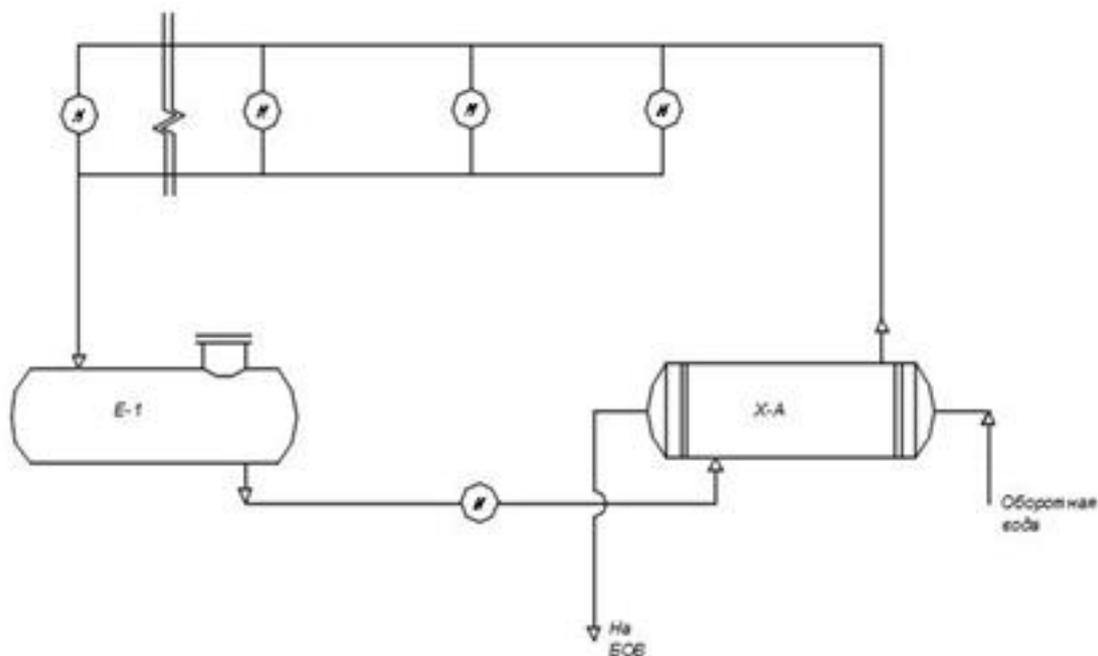


Рисунок 1.8.1-Схема охлаждения насосов

Закрытая система охлаждения сальников технологических насосов исключает образование сточных вод с установки.

Из оборотной системы охлаждения насосов стоки ликвидируются.

Выводы: применение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) дает ряд эксплуатационных преимуществ, главными из которых являются экономия охлаждающей воды и уменьшение количества сточных вод, сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипиобразования и солеотложения, уменьшение расходов на организацию оборотного водоснабжения технологических установок.

Список литературы:

1. Атанов Н.А. Обратное водоснабжение нефтеперерабатывающего завода: Учебное пособие / Самарск. гос. арх.-строит. акад. – Самара, 2002. -364 с

2. СНиП2.04.02-84*.Водоснабжение. Наружные сети и сооружения.-М.:Стройиздат,1984.