

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Охрана труда и окружающей среды»

Утверждено на заседании кафедры
«Охрана труда и окружающей среды»
« 20 » __01__ 2019 г., протокол № __6__
Заведующий кафедрой



____ В.М. Панарин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по проведению практических (семинарских) занятий
по дисциплине (модулю)**

**ГИДРАВЛИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА
основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата**

по направлению подготовки
20.03.01 Техносферная безопасность

с направленностью (профилем)
Инженерная защита окружающей среды

Форма обучения: очная, заочная

Идентификационный номер образовательной программы: 200301-01-19

Тула 2019 год

Разработчик(и) методических указаний

Рылеева Е.М., доцент, к.т.н., доцент
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

Расчет центробежного насоса

Центробежный насос — насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопаток рабочего колеса на жидкость.

Центробежный насос относится к лопастным насосам, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Центробежные насосы являются одной из самых распространенных разновидностей динамических гидравлических машин. Они широко применяются: в системах водоснабжения, водоотведения, в теплоэнергетике, в химической промышленности, в атомной промышленности, в авиационной и ракетной технике и др.

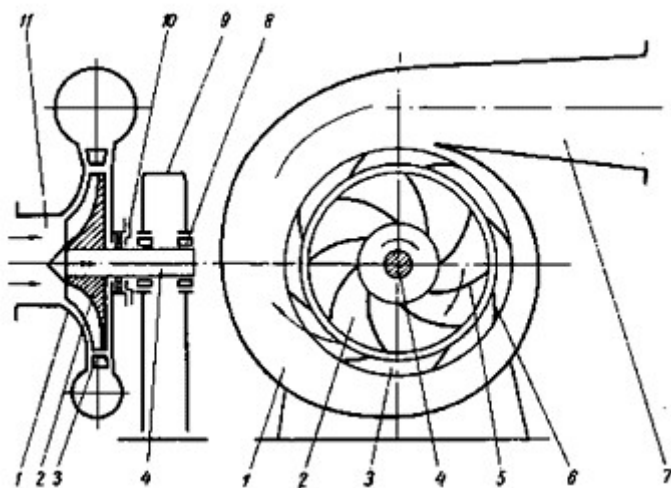


Рис. 1 Принципиальная схема центробежного насоса:

1 - рабочая камера; 2 - рабочее колесо; 3 - направляющий аппарат; 4 - вал; 5 - лопатка рабочего колеса; 6 - лопатка направляющего аппарата; 7 - нагнетательный патрубок; 8 - подшипник; 9 - корпус насоса (опорная стойка); 10 - гидравлическое торцовое уплотнение вала (сальник); 11 - всасывающий патрубок.

На рабочем колесе имеются лопатки (лопасти), которые имеют сложную форму. Жидкость подходит к рабочему колесу вдоль оси его вращения, затем направляется в межлопаточный канал и попадает в отвод. Отвод предназначен для сбора жидкости, выходящей из рабочего колеса, и преобразования кинетической энергии потока жидкости в потенциальную энергию, в частности в энергию давления. Указанное выше преобразование

энергии должно происходить с минимальными гидравлическими потерями, что достигается специальной формой отвода.

Корпус насоса предназначен для соединения всех элементов насоса в энергетическую гидравлическую машину. Лопастный насос осуществляет преобразование энергий за счет динамического взаимодействия между потоком жидкой среды и лопастями вращающегося рабочего колеса, которое является их рабочим органом. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, лопатками отбрасывается к периферии, выходит в отвод и далее в напорный трубопровод.

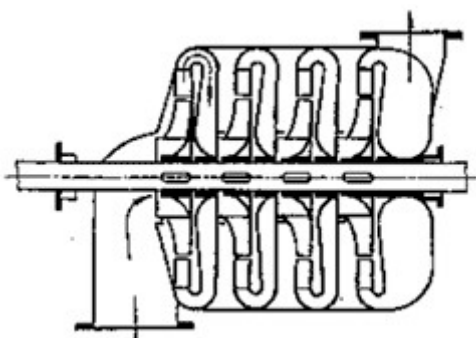


Рис. 2 Схема многоступенчатого центробежного насоса

В центральной части насоса, т. е. на входе жидкости в рабочее колесо насоса, возникает разрежение, и жидкая среда под действием давления в расходной емкости направляется от источников водоснабжения по всасывающему трубопроводу в насос.

Частоту вращения рабочего колеса насоса обозначают через n (об/мин), а угловую скорость - через ω .

Связь между ω и n определяется выражением

$$\omega = \pi n / 30$$

В настоящее время промышленностью выпускается большое количество различных типов центробежных насосов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

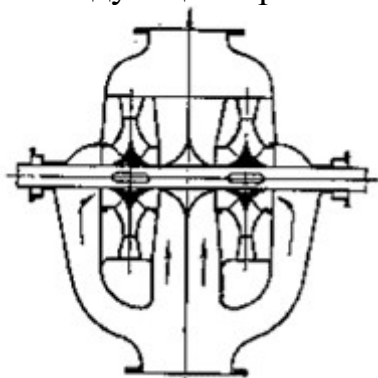


Рис. 3 Схема двухпоточного центробежного насоса

- по числу ступеней (колес): одноступенчатые (рис. 1), двухступенчатые, многоступенчатые (рис. 2);
- по числу потоков: однопоточные, двухпоточные (рис. 3), многопоточные;
- по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: одностороннего входа (рис. 1), двустороннего входа (рис. 4);
- по условиям отвода жидкости из рабочего колеса: со спиральным отводом (рис. 1), с кольцевым отводом, с направляющим аппаратом; по конструкции рабочего колеса: с закрытым рабочим колесом, с открытым рабочим колесом (рис. 5);
- по способу привода: с приводом через соединительную муфту, с приводом через редуктор и др.;
- по расположению вала: горизонтальные, вертикальные;
- с мокрым ротором, с сухим ротором.

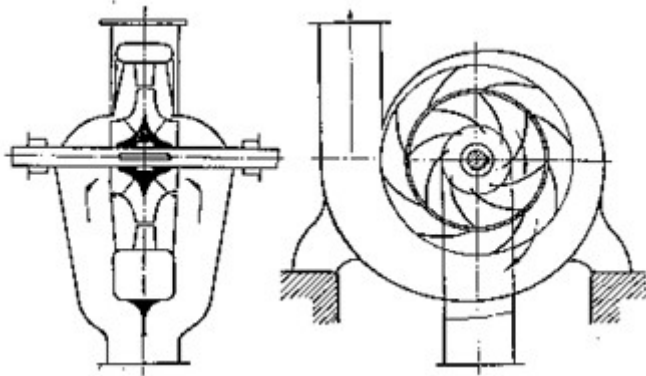


Рис. 4. Схема центробежного насоса с двусторонним входом

Насос с сухим ротором - это насос, в котором ротор электродвигателя не соприкасается с перекачиваемой жидкой средой. Насосы с большой подачей жидкости Q , как правило, изготавливаются с сухим ротором.

Насос с мокрым ротором - это насос, в котором ротор двигателя непосредственно работает в жидкой среде. Статор двигателя (находящийся под напряжением) отделен от ротора гильзой (толщиной 0,1 - 0,3 мм), изготовленной, например, из немагнитизирующей нержавеющей стали. Смазка подшипников ротора осуществляется жидкой средой, которая и выполняет функцию охлаждения ротора. Вал насоса обычно располагается горизонтально.

Преимущества центробежных насосов по сравнению с насосами других типов:

- пологие характеристики $H = f(Q)$ и $\eta = \eta(Q)$, в результате чего высокие значения напоров H и высокие значения КПД сохраняются в широком диапазоне подач Q ;
- большая частота вращения, что позволяет в качестве привода для насосов использовать электродвигатели и турбины;

- плавная форма изменения мощности N , что позволяет выполнить пуск насоса при закрытой выходной задвижке (или при закрытом обратном клапане);
- устойчивость в работе насосов и расширение технических показателей H и Q при последовательном и параллельном соединении насосов при работе на один трубопровод;
- плавное протекание переходных процессов при изменении режима работы гидросистемы;
- расположение насоса выше уровня жидкости в расходной емкости;
- изменение показателей насосов H , Q , η за счет различных факторов: обточки диаметра рабочего колеса, изменения частоты вращения, изменения частоты электроснабжения и др.;
- невысокая стоимость насоса из-за использования в конструкции насоса сравнительно дешевых конструкционных материалов: сталь, чугун, полимерные материалы;
- простота технического обслуживания и эксплуатации;
- высокая надежность в работе;
- большие подачи жидкости Q ;
- равномерный с малыми пульсациями давления поток жидкости;
- возможность успешной работы на "загрязненных" жидкостях.

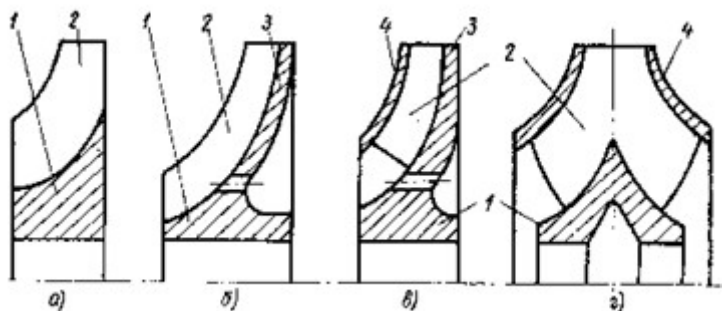


Рис. 5 Схемы различных рабочих колес:

*а - открытого типа; б - полужакрытого типа; в - закрытого типа;
г - рабочее колесо закрытого типа с двусторонним входом;
1 - втулка; 2 - лопатка; 3 - несущий диск; 4 - покрывающий диск*

Но центробежные насосы обладают и рядом недостатков:

- требуют заливки перед пуском;
- имеют склонность к кавитации;
- имеют пониженное значение КПД при перекачивании вязких жидкостей;
- имеют небольшое значение КПД при малой подаче жидкости Q и большое значение напора H и др.

Центробежные насосы целесообразно использовать в области больших подач жидкости Q и низких и средних напоров жидкости H .

Основные зависимости и расчётные формулы

1. Полный напор, развиваемый насосом (рис. 2.1), определяется уравнением

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\Gamma} + h_{\Pi},$$

идентичным уравнению (1.49).

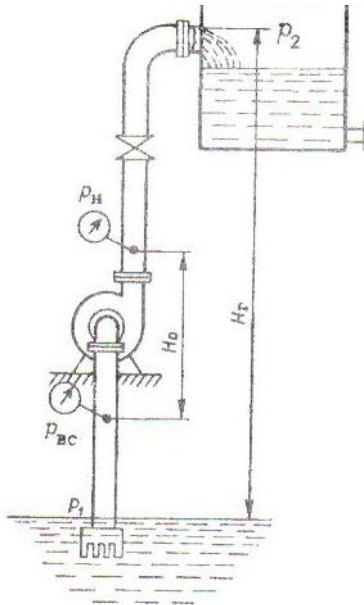


Рис. 2.1. Схема установки центробежного насоса.

Здесь H - полный напор, развиваемый насосом, в метрах столба перекачиваемой жидкости; p_2 и p_1 - давления в пространстве нагнетания и в пространстве всасывания, Па; ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; H_{Γ} - геометрическая высота подъема жидкости, м; h_{Π} - напор, затрачиваемый на создание скорости и на преодоление трения и всех местных сопротивлений во всасывающей и нагнетательной линиях, м; $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения.

Этот же полный напор H может быть рассчитан и по другому уравнению:

$$H = \frac{p_H - p_{BC}}{\rho g} + H_0 + \frac{\omega_u^2 - \omega_{BC}^2}{2}. \quad (2.2)$$

где p_H - давление в нагнетательном трубопроводе на выходе жидкости из насоса, Па;

p_{BC} - давление во всасывающем трубопроводе на входе жидкости в насос, Па;
 H_0 - вертикальное расстояние между точками измерения давлений p_H и p_{BC} , м; ω_u - скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с; ω_{BC} - скорость жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Если скорости ω_u и ω_{BC} близки и расстояние H_0 мало, то уравнение (2.2) упрощается:

$$H \approx \frac{p_H - p_{BC}}{\rho g}. (2.2a)$$

Формулы (2.1) и (2.2) получаются из уравнения Бернулли, составленного для соответствующих сечений потока. Формула (2.2) применяется при испытании действующих насосов, а формула (2.1) - при проектировании насосных установок.

2. Мощность N (в кВт), потребляемая двигателем насоса:

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta}. (2.3)$$

Здесь Q - объемная производительность (подача) насоса*, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ - плотность, перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $g = 9.81 \text{ м}/\text{с}^2$ - ускорение свободного падения; H - полный напор, развиваемый насосом, в метрах столба перекачиваемой жидкости; η - общий к. п. д. насосной установки, представляющий собой произведение к. п. д. насоса η_H , к. п. д. передачи η_{II} и к. п. д. двигателя η_d :

$$\eta = \eta_H \eta_{II} \eta_d. (2.4)$$

С запасом на возможные перегрузки двигатель к насосу устанавливается несколько большей мощности $N_{уст}$, чем потребляемая мощность:

$$N_{уст} = \beta N.$$

Таблица 2.1

N , кВт	β	N , кВт	β
<1	2-1,5	5-50	1,2-1,15
1-5	1,5-1,2	>50	1,1

Таблица 2.2

Температура, °C	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление ненасыщенно	0,0	0,1	0,2	0,4	0,7	1,25	2,02	3,1	4,8	7,14	10,3

го пара h_t : м	9	2	4	3	5	12,2	19,8	7	2	70,0	3
вод. ст. кПа	0,8	1,1	2,3	4,2	7,3	6	2	31,	47,	4	101,
	8	8	6	2	6			1	3		3

Коэффициент запаса мощности β берется в зависимости от величины N (табл. 2.1).

3. Теоретическая высота всасывания поршневого насоса H_{BC} (в м) определяется выражением (рис. 2.2):

$$H_{BC} \leq A - h_t - \sum h, (2.5)$$

где A - атмосферное давление; h_t - давление насыщенного пара всасываемой жидкости при температуре перекачивания t ; $\sum h$ - потери высоты всасывания, включающие затрату энергии на сообщение скорости потоку жидкости и преодоление инерции столба жидкости во всасывающем трубопроводе. А также на преодоление трения и местных сопротивлений во всасывающей линии; с увеличением частоты вращения (числа оборотов) насоса $\sum h$ возрастает.

Все величины: A , h_t , $\sum h$ - выражены в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Атмосферное давление A зависит от высоты места установки насоса над уровнем моря (табл. XIX).

Давление насыщенного пара всасываемой жидкости h_t определяется ее температурой. Для воды зависимость величины h_t от температуры представлена в табл. 2.2.

Практически для определения допускаемой высоты всасывания (в м) при перекачивании воды поршневыми насосами рекомендуется пользоваться данными табл. XX.

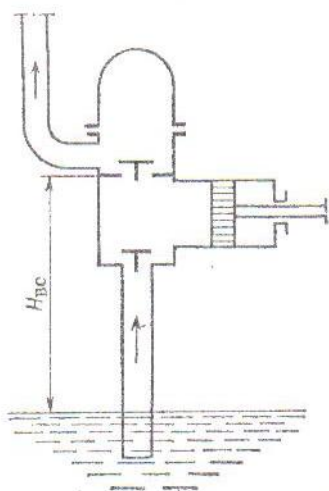


Рис. 2.2, Схема поршневого насоса.

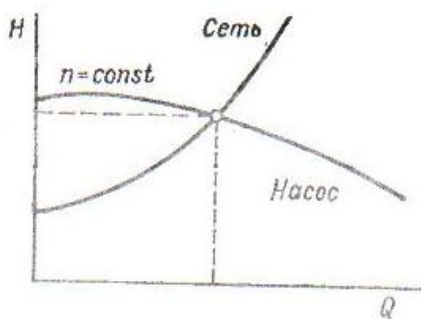


Рис. 2.3. Характеристики центробежного насоса (при $n = \text{const}$) и сети.

4. Производительность поршневого насоса Q (в $\text{м}^3/\text{с}$):

а) простого действия и дифференциального

$$Q = \eta_g \frac{Fsn}{60}; \quad (2.6)$$

б) двойного действия

$$Q = \eta_g \frac{(2F - f)sn}{60}. \quad (2.7)$$

Здесь η_g - коэффициент подачи, величина которого в среднем составляет 0,8-0,9; F - рабочая площадь (площадь поперечного сечения) поршня (плунжера), м^2 ; f - площадь поперечного сечения штока; м^2 ; s - ход поршня, м; n - частота вращения, т. е. число двойных ходов поршня в 1 мин.

5. Напор и производительность центробежного насоса при данной частоте вращения зависят друг от друга. Если на график этой зависимости, называемый характеристикой насоса, нанести кривую характеристики сети (рис. 2.3), то пересечение обеих кривых даст так называемую рабочую точку,

определяющую напор и производительность насоса при работе его на данную сеть.

К. п. д. центробежного насоса меняется при изменении напора и производительности.

При изменении в небольших пределах частоты вращения n центробежного насоса изменения его подачи Q , напора H и потребляемой мощности N определяются следующими соотношениями:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. (2.8)$$

Высота всасывания центробежного насоса H_{BC} (в м) рассчитывается по формуле:

$$H_{BC} \leq A - h_t - h_{П,BC} - h_{КАВ},$$

где A - атмосферное давление; h_t - давление насыщенного пара всасываемой жидкости; $h_{П,BC}$ - гидравлическое сопротивление всасывающей линии, включая затрату энергии на сообщение скорости потоку жидкости; $h_{КАВ}$ - кавитационная поправка (уменьшение высоты всасывания во избежание кавитации), зависящая от производительности насоса Q (в м³/с) и частоты вращения n (в об/мин); $h_{КАВ} = 0,00125 (Qn^2)^{0,67}$.

Все величины: A , h_t , $h_{КАВ}$, $h_{П,BC}$ - выражены в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Пример расчёта центробежного насоса

Центробежного насос необходимо установить на высоте 5 м над уровнем открытого водоема для перекачки 45 м³/ч воды в реактор, работающий под избыточным давлением 0,1 МПа. Геометрическая высота подъема воды 20 м. Температура воды 20°С. На линии нагнетания ($L_n = 35$ м) расположены 2 отпада под углом 90° и 5 отводов под углом 110°, а также 2 нормальных вентиля и 1 прямооточный. На линии всасывания ($L_{BC} = 15$ м) установлено 2 прямооточных вентиля и 3 отвода под углом 90° (в обоих случаях отношение радиуса изгиба к внутреннему диаметру трубопровода равно 4). Следует выбрать насос (по напору и мощности).

Решение.

1. Выбор диаметра трубопровода проведем, приняв скорость воды по всасывающей и нагнетательной линиях одинаковой и равной 1,5 м/с;

$$d = \sqrt{V / (0,785\omega)} = \sqrt{45 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 1,5)} = 0,103 \text{ м.}$$

Выбираем стальной трубопровод с незначительной коррозией.

2. Расчет потерь на трение и местные сопротивления. Определим режим течения воды:

$$Re = \omega d \rho / \mu = 1,5 \cdot 0,103 \cdot 998 / (1,005 \cdot 10^{-3}) = 153420 .$$

Режим турбулентный.

Среднее значение абсолютной шероховатости стенок труб $e = 0,2$ мм (табл. XII). Относительная шероховатость $d_s / e = 103 / 0,2 = 515$. По графику 1.5 находим значение Коэффициента трения $\lambda = 0,0235$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающей линии:

$$\sum \xi_{BC} = \xi_1 + 2\xi_2 + 3\xi_3 = 0,5 + 2 \cdot 0,5 + 3 \cdot 0,11 = 1,83 ,$$

где $\xi_1 = 0,5$ - вход в трубу (с острыми краями); $\xi_2 = 0,5$ - прямооточный вентиль (для $d = 100$ мм и $Re > 3 \cdot 10^5$); $\xi_3 = AB = 1,0 \cdot 0,11 = 0,11$ - отвод под углом 90° (табл. XIII). Тогда

$$\Delta p_{BC} = \left(\lambda \frac{L_{BC}}{d} + \sum \xi_{BC} \right) \frac{\rho \omega^2}{2} = \left(0,0235 \frac{15}{0,103} + 1,83 \right) 998 \cdot 1,5^2 / 2 = 5894 \text{ Па.}$$

Потери напора на всасывающей линии:

$$H_{п.вс} = \Delta p_{BC} / (\rho g) = 5894 / (998 \cdot 9,81) = 0,60 \text{ м.}$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательной линии:

$$\sum \xi_H = \xi_1 + 2\xi_2 + 5\xi_3 + 2\xi_4 + \xi_5 = 1 + 2 \cdot 0,11 + 5 \cdot 0,12 + 2 \cdot 4,1 + 0,5 = 10,52,$$

где $\xi_1 = 1$ - выход из трубы; $\xi_2 = A_2 B_2 = 1,0 \cdot 0,11 = 0,11$ - отвод под углом 90° ; $\xi_3 = A_3 B_3 = 1,13 \cdot 0,11 = 0,12$ - отвод под углом 110° ; $\xi_4 = 4,1$ - нормальный вентиль (при $d = 100$ мм); $\xi_5 = 0,5$ - прямооточный вентиль (при $Re > 3 \cdot 10^5$). Тогда

$$\Delta p_H = \left(0,0235 \frac{35}{0,103} + 10,52 \right) \frac{998 \cdot 1,5^2}{2} = 20777 \text{ Па.}$$

Потери напора на нагнетательной линии:

$$H_{\Pi} = \Delta p_H / (\rho g) = 20777 / (998 \cdot 9,81) = 2,12 \text{ м.}$$

Общие потери насоса:

$$H_{\Pi} = H_{BC} + H_H = 0,60 + 2,12 = 2,72 \text{ м.}$$

3. Выбор насоса.

По формуле (2.1) рассчитаем полный напор, развиваемый насосом:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_f + H_{\Pi} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{998 \cdot 9,81} + 20 + 2,72 = 32,93 \text{ м.}$$

Полезная мощность насоса:

$$N = V_{\rho g} H = 45 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 32,93 / 3600 = 4030 \text{ Вт} = 4,03 \text{ кВт.}$$

Для центробежного насоса средней производительности примем $\eta = \eta_{\Pi} \eta_d \eta_H = 0,6$. Тогда мощность, потребляемая двигателем насоса:

$$N_{ДВ} = 4,03 / 0,6 = 6,7 \text{ кВт.}$$

По табл. 2.5 устанавливаем, что по заданным производительности к напору следует выбрать центробежный насос марки Х45/54, для которого при оптимальных условиях работы производительность $Q = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H = 42 \text{ м}$, к. п. д. насоса $\eta_H = 0,6$. Насос снабжен двигателем АО2-62-2 номинальной мощностью 17 кВт ($\eta_d = 0,88$, частота вращения вала $n = 48,3 \text{ об/с}$).

4. Предельная высота всасывания.

Для центробежных насосов запас напора, необходимый для исключения кавитации, рассчитывают по формуле:

$$H_{\text{кав}} = 0,3 (Q n^2)^{2/3} = 0,3 (0,0125 \cdot 48,3^2)^{2/3} = 2,84 \text{ м.}$$

По формуле (все слагаемые выражены в метрах перекачиваемой жидкости) $H_{\text{пр.вс}} \leq A - h_t - H_{\text{вс}} - H_{\text{кав}}$, где A - атмосферное давление, H_t - давление насыщенного пара при соответствующей температуре,

$$H_{\text{вс}} \leq 10,25 - 0,24 - 0,60 - 2,84 = 6,57 \text{ м.}$$

Здесь $A = 10,25$ (табл. XIX), $h_t = 0,24 \text{ м}$ при 20°С (табл. 2.2).

Таким образом, расположение насоса на высоте 5 м над уровнем водоёма вполне допустимо.

Практическая работа №1

Определение объемов и энтальпии воздуха и продуктов сгорания

1.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Прежде чем приступить к выполнению данного раздела курсового проекта студент определяет элементарный состав топлива по табл. 1 (для твердого или жидкого топлив) и по табл. 2 в случае использования в качестве проектного топлива природного газа.

А) При сжигании твёрдых и жидких топлив

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$) определяется

$$V^o = 0,0889 (C^p + 0,375 S_{o+k}^p) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (1.1)$$

Теоретические объёмы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются по следующим формулам:

$$V_{N_2}^o = 0,79 V^o + 0,8 \frac{N^p}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (1.2)$$

Объём трёхатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01866 (C^p + 0,375 S_{o+k}^p), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (1.3)$$

Теоретический объём водяных паров

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^o, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.4)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута при расходе пара G в величину $V_{H_2O}^o$ дополнительно включается член $1,24 G$, где $G = 0,05 \dots 0,1$ кг пара/кг мазута.

Б) При сжигании газообразных топлив

Теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$) определяется

$$V^0 = 0,0476 [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 1,5 \text{ H}_2 \text{ S} + \Sigma (m + n /4) \text{ C}_m \text{ H}_n - \text{O}_2], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (1.5)$$

Таблица I

Основные характеристики твердого и жидкого топлив

Цифры шифра	Вид Топлива	Состав, %							Низшая теплота сгорания $Q_{н}^p$, кДж/кг	V^o	V_{RO_2}	$V^{o}_{N_2}$	$V^{o}_{H_2O}$	$V^o_{г}$
		W^p	A^p	$S^p_{о+к}$	C^p	H^p	N^p	O^p						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Марка угля													
00	Донецкий Д	13,0	21,8	3,0	49,3	3,6	1,0	8,3	19610	5,16	0,94	4,08	0,64	5,67
01	Донецкий	14,0	25,8	3,9	44,8	3,4	1,0	7,1	17766	4,78	0,86	3,78	0,63	5,27
02	Донецкий Г	8,0	23,0	3,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22040	5,83	1,05	4,61	0,61	6,28
03	Донецкий Т	5,0	23,8	2,8	62,7	3,1	0,9	1,7	24218	6,43	1,19	5,09	0,51	6,79
04	Кузнецкий Д	12,0	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7	22835	6,02	1,10	4,77	0,71	6,58
05	Кузнецкий Г	8,5	11,0	0,5	66,0	4,7	1,8	7,5	26146	6,88	1,24	5,45	0,74	7,42
06	Грамотейнский Г	14,0	9,5	0,5	59,5	4,0	1,5	11,0	22836	6,0	1,11	4,75	0,71	6,58
07	Кедровский СС	10,0	11,3	0,5	67,7	3,6	1,6	5,3	25894	6,81	1,27	5,39	0,63	7,29
08	Краснобродский Т	10,0	16,2	0,3	65,7	3,0	1,7	3,1	24721	6,54	1,23	5,18	0,56	6,97
09	Томусинский СС	12,0	18,9	0,4	59,1	3,4	1,7	4,5	22584	6,02	1,11	4,77	0,62	6,50
10	Карагандинский К	8,0	27,6	0,8	54,7	3,3	0,8	4,8	21327	5,60	1,03	4,43	0,56	6,02
11	Экибастузский СС	7,0	38,1	0,8	43,4	2,9	0,8	7,0	16760	4,42	0,81	3,50	0,48	4,79
12	Ленгерский БЗ	29,0	11,4	1,7	45,0	2,6	0,4	9,9	16131	4,42	0,85	3,49	0,72	5,06
13	Подмосковный БЗ	32,0	25,2	2,7	28,7	2,2	0,6	8,6	10433	2,94	0,55	2,33	0,69	3,57
14	Воркутинский Ж	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23673	6,15	1,12	4,97	0,59	6,58
15	Интинский Д	11,0	25,4	2,6	47,7	3,2	1,3	8,8	18310	4,88	0,91	3,87	0,57	5,35
16	Львовско-Волынский Г	10,0	19,8	2,6	55,5	3,7	0,9	7,5	21998	5,75	1,05	4,55	0,63	6,23
17	Бабаевский Б1	56,5	7,0	0,5	25,4	2,4	0,2	8,0	8757	2,69	0,48	2,09	1,01	3,58
18	Кизеловский Г	6,0	31,0	6,1	48,5	3,6	0,8	4,0	19700	5,33	0,95	4,22	0,56	5,73
19	Челябинский БЗ	18,0	29,5	1,0	37,3	2,8	0,9	10,5	13953	3,74	0,70	2,96	0,59	4,26
20	Егоршинский ПА	8,0	23,9	0,4	60,3	2,5	0,9	4,0	22416	5,9	1,13	4,67	0,47	6,27
21	Волчанский БЗ	22,0	33,2	0,2	28,7	2,3	0,5	13,1	9972	2,73	0,54	2,16	0,57	3,27
22	Веселовский БЗ	24,0	30,4	0,4	29,9	2,3	0,5	12,5	10391	2,86	0,56	2,27	0,60	3,43
23	Ткибульский Г	13,0	27,0	1,3	45,4	3,5	0,9	8,9	17933	4,71	0,86	3,73	0,63	5,22
24	Ангренский Б2	34,5	13,1	1,3	39,8	2,0	0,2	9,1	13827	3,81	0,75	3,01	0,71	4,47
25	Кокангакский Д	10,5	17,9	1,7	55,8	3,7	0,6	9,8	21540	5,67	1,05	4,49	0,63	6,17
26	Кызылкиянский БЗ	28,0	14,4	0,9	44,4	2,4	0,5	9,4	15796	4,3	0,83	3,40	0,68	4,92
27	Шурабский БЗ	21,5	14,1	1,2	47,3	3,0	0,6	12,3	17263	4,63	0,89	3,66	0,67	5,22
	Марка мазута													
28	Малосернистый	3,0	0,05	0,3	84,65	11,7		0,3	40308	10,62	1,58	8,39	1,51	11,48
29	Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,8	11,2		0,5	39763	10,45	1,57	8,25	1,45	11,28
30	Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,0	10,4		0,7	38800	10,2	1,57	8,06	1,36	10,99

Таблица 2

Основные характеристики газообразных топлив

Цифры шифра	Вид топлива	Состав, %							Низшая теплота сгорания $Q_{н\text{п}}$ кДж/м ³	V^o	V_{RO_2}	$V^o_{\text{N}_2}$	$V^o_{\text{H}_2\text{O}}$	$V^o_{\text{г}}$
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Природный газ													
31	Саратов-Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35830	9,52	1,04	7,60	2,10	10,73
32	Первомайск-Сторожовка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28325	7,51	0,82	6,24	1,64	8,7
33	Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36160	9,57	1,03	7,59	2,13	10,75
34	Ставрополь-Москва (I нитка)	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36119	9,58	1,02	7,60	2,14	10,76
35	Ставрополь-Москва (II нитка)	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36580	9,68	1,04	7,67	2,16	10,86
36	Ставрополь-Москва (III нитка)	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37040	9,81	1,06	7,78	2,18	11,01
37	Серпухов-Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37460	10,0	1,08	7,93	2,21	11,22
38	Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	-	13,7	0,1	31000	8,26	0,37	6,66	1,86	9,39
39	Дашава-Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	-	0,4	0,2	35910	9,52	1,0	7,52	2,15	10,68
40	Рудки-Минск	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35530	9,45	1,0	7,49	2,12	10,62
41	Угерско-Киев	98,5	0,2	0,1	-	-	1,0	0,2	35530	9,43	0,99	7,46	2,13	10,59
42	Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37330	9,91	1,06	7,84	2,20	11,11
43	Шебелинка-Харьков	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	37330	9,96	1,07	7,88	2,21	11,16
44	Шебелинка-Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	-	37900	9,98	1,07	7,90	2,22	11,19
45	Кумертау-Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36830	9,74	1,06	7,79	2,13	10,98
46	Промысловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	-	-	2,4	0,1	35070	9,32	0,98	7,38	2,11	10,47

Теоретические объёмы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются по следующим формулам:

Теоретический объём азота

$$V_{N_2}^o = 0,79 V^o + N_2 / 100, \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (1.6)$$

Объём трёхатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2 S + \sum m C_m H_n), \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (1.7)$$

Теоретический объём водяных паров

$$V_{H_2O}^o = 0,01 (H_2S + H_2 + \sum n / 2 C_m H_n + 0,124 d_{г.тл}) + 0,0161 V, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (1.8)$$

где $d_{г.тл}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесённое к 1 м^3 сухого воздуха, $\text{г} / \text{м}^3$.

В формулах (1.4) и (1.8) влагосодержание воздуха принято равным 10 г на 1 кг сухого воздуха.

Рассчитанные значения V^o , $V_{N_2}^o$, $V_{RO_2}^o$, $V_{H_2O}^o$ - для топлив, приведенных в табл. 1, 2, можно сравнить с соответствующими данными из табл. XIV, XV /I/.

Расчёт объёмов продуктов сгорания для всех видов топлив рекомендуется вести согласно табл. 3, составленной применительно к котлу с четырьмя газоходами (топка, первый и второй котельные пучки, водяной экономайзер). Аналогично составляется данная таблица для котлов с иной структурой газоходов.

1.2. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Энтальпии дымовых газов на 1 кг (1 м^3) топлива подсчитываются по формуле

$$H_r = H_r^o + (\alpha - 1)H_b^o, \text{ кДж/кг}, \quad (1.9)$$

где H_r^o - энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и температуре газов $t, ^\circ\text{C}$; кДж/кг (кДж/м^3);

H_b^o - энтальпия теоретически необходимого воздуха при нормальных условиях, кДж/кг (кДж/м^3).

Рассчитанные значения H_r^o и H_b^o для твердых, жидких и газообразных топлив приведены в табл. 6.

Таблица 3

Объёмы газов, объёмные доли трёхатомных газов, концентрация золы

	Размерность	$V^0 =$	$V_{N_2}^0 =$	$V_{RO_2} =$	$V_{H_2O}^0 =$	$A^p =$
		Газоходы				
		Топка	I котельный пучок	II котельный пучок	Водяной экономайзер	
Коэффициент избытка воздуха за газоходы, α''	–	$\alpha_T'' =$	$\alpha_{I\text{ кп}} =$	$\alpha_{II\text{ кп}} =$	$\alpha_{вэ} = \alpha_{yx} =$	
Средние значения коэффициента в газоходах, α_{cp}	–	α_T''	$\frac{\alpha_T'' + \alpha_{I\text{ кп}}''}{2}$	$\frac{\alpha_{I\text{ кп}}'' + \alpha_{II\text{ кп}}''}{2}$	$\frac{\alpha_{II\text{ кп}}'' + \alpha_{yx}}{2}$	
Объём водяных паров $V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161 (\alpha_{cp} - 1) V^o$	м³/кг, (м³/м³)					
Объём дымовых газов $V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O} + (\alpha_{cp} - 1) V^o$	м³/кг, (м³/м³)					
Объёмная доля сухих трёхатомных газов $r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}$	–					
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}$	–					
Суммарная объёмная доля трёхатомных газов и водяных паров $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	–					
Безразмерная концентрация золы в дымовых газах $\mu_{зл} = \frac{A^p \alpha_{yH}}{100 G_{\Gamma}}$	кг/кг					

Примечания к табл. 3. 1) Значения величины присосов воздуха в газоходах определяются из табл. 4. 2) Для твёрдых топлив значение коэффициента избытка воздуха определяется из табл. 5. 3) При сжигании жидких и газообразных топлив значение α_T'' принимается равным 1,1. 4) Значения α в последующих газоходах определяются следующим образом:

$$\alpha_{I\text{ кп}}'' = \alpha_T'' + \Delta\alpha_{I\text{ кп}}; \quad \alpha_{II\text{ кп}}'' = \alpha_{I\text{ кп}}'' + \Delta\alpha_{II\text{ кп}}; \quad \alpha_{вэ}'' = \alpha_{yx} = \alpha_{II\text{ кп}}'' + \Delta\alpha_{вэ}$$

Масса дымовых газов определяется по формуле $G_{\Gamma} = 1 - A^p/100 + 1,306 \alpha V^o$; кг/кг

Приведенные A'' и W'' определяются по формулам: $A'' = A^p \cdot 10^3 / Q_H^p$; $W'' = W^p \cdot 10^3 / Q_H^p$

Присосы воздуха в газоходах котлов при номинальной нагрузке

Таблица 4

Г а з о х о д ы		Величина присоса
Топочные камеры газомазутных и пылеугольных котлов	Газомазутные и пылеугольные с твёрдым шлакоудалением с металлической обшивкой	0,05
	То же без металлической обшивки	0,08
Топочные камеры слоевых топок	Механические и полумеханические	0,1
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Первый котельный пучок котлов паропроизводительностью D < 50 т/ч	0,05
	Второй котельный пучок котлов паропроизводительностью D < 50 т/ч	0,1
	Первичный пароперегреватель	0,03
	Экономайзер чугунный с обшивкой котлов паропроизводительностью D < 50 т/ч	0,1
	Экономайзер чугунный без обшивки котлов паропроизводительностью D < 50 т/ч	0,2
	Воздухоподогреватель трубчатый котлов паропроизводительностью D < 50 т/ч	0,06

Таблица 5

Расчётные характеристики слоевых механизированных топок

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Топки с цепной решеткой прямого хода Донецкий АС, АМ, А ^п = 2	Топки с ПМЗ и цепной решеткой прямого хода			
				Каменные угли		Бурые угли	
				Типа кузнецких Г и Д А ^п = 1,4	Типа донецких Г и Д А ^п = 3,2	Типа артемовского W ^п = 7,4 А ^п = 4,2	Типа веселовского W ^п = 8,4 А ^п = 6,5
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Видимое теплонапряжение зеркала горения	$\frac{B_p Q_p}{R}$	кВт/м ²	950...1150	1150	1150	1600	1600
2. Видимое теплонапряжение топочного объёма	$\frac{B_p Q_p}{V_T}$	кВт/м ³	300...450	300...450	300...450	300...450	300...450
3. Коэффициент избытка воздуха в топке	$\alpha_T^{//}$	-	1,6	1,4	1,4	1,4	1,4
4. Доля золы топлива в уносе	α_{yn}^*	%	10	20 /9	17 /7,5	19 /8,5	15 /7
5. Потери от химической неполноты сгорания	q ₃	%	0,5	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1
6. Потери от механической неполноты сгорания	q ₄ *	%	13,5...10	5,5...3	6...3,5	5,5...4	7,5...5,5

* При наличии на котле устройств возврата уноса принимается меньшая величина.

Продолжение табл. 5

Топки с ПМЗ и цепной решеткой обратного хода								
Каменные угли				Бурые угли				
Типа кузнецких Г и Д А ^п = 1,4	Типа донецких Г и Д А ^п = 3,2	Типа сучанского Г,СС А ^п = 5,7	Типа кузнецкого Г,СС А ^п = 1,69	Типа иршабординского W ^п = 8,8 А ^п = 6,5	Типа артемовского W ^п = 8,4 А ^п = 6,4	Типа харанорского W ^п = 13,6 А ^п = 2,9	Типа веселовского W ^п = 8,4 А ^п = 6,5	Типа подмосковного W ^п = 12,8 А ^п = 8,9
9	10	11	12	13	14	15	16	17
1400 -1800	1400 -1800	1400 -1600	1400 -1800	1400 -1800	1400 -1800	1400 -1800	1400 -1800	1150 -1400
300...450	300...450	300...450	300...450	300...450	300...450	300...450	300...450	300...450
1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
20,9	17 /7,5	11 /5	20 /8	27 /12	19 /8,5	19 /8,5	15 /7	11 /5
0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1	0,5...1
5,5...3	6...3,5	7,6...5,5	11...5	6...3	5,5...4	7...4	7,5...5,5	7...5,5

Топки с ПМЗ и неподвижной решеткой

Окончание табл. 5.

Каменные угли				Бурые угли				
Донецкий АС и АМ А ^п = 2	Типа кузнецких Г и Д А ^п = 1,4	Типа донецких Г и Д А ^п = 3,2	Типа кузнецких Г, СС А = 1,69	Типа иршабординского W ^п = 8,8 А ^п = 1,6	Типа артемовского W ^п = 7,4 А ^п = 4,2	Типа веселовского W ^п = 8,4 А ^п = 6,5	Типа харанорского W ^п = 13,6 А ^п = 2,9	Типа подмосковного W ^п = 12,8 А ^п = 8,9
18	19	20	21	22	23	24	25	26
950 -1150	950 -1150	950 -1150	950 -1150	950 -1150	950 -1150	950 -1150	950 -1150	800 –1000
250 -350	250 -350	250 -350	250 -350	250 -350	250 -350	250 -350	250 -350	250 –350
1,7	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
10	16 /7	13 /6	16 /7	22 /9,5	15 /7	12,5 /5,5	15 /7	10,5 /5
0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
13,5...10	5,5...3	6,6...4,5	11...5	6...3	5,5...4	8...6,5	7,5...5	9...7,5

Таблица 6

Энтальпия воздуха и продуктов сгорания на 1 кг твёрдых и жидких топлив при $\alpha = 1$, кДж /кг

Вид топлива	Энтальпия	Температура, С									
		100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
00 Донецкий ДР	H_{Γ}^o	790	2439	4175	5998	7837	9895	11907	13973	16070	18195
	H_B^o	685	2083	3541	5070	6632	8257	9904	11596	13285	1500
01 Донецкий Д отсев	H_{Γ}^o	735	2264	3881	5578	7367	9202	11075	12999	14948	16926
	H_B^o	634	1932	3280	4696	6140	7644	9167	10735	12298	13885
02 Донецкий Г	H_{Γ}^o	874	2688	4616	6628	8753	10928	13150	15431	17737	20080
	H_B^o	773	2356	3998	5729	7489	9324	11185	13096	15002	16939
03 Донецкий Т	H_{Γ}^o	941	2902	4985	7161	9454	11802	14196	16653	19139	21659
	H_B^o	853	2600	4414	6321	8266	10294	12348	14452	16561	18694
04 Кузнецкий Д	H_{Γ}^o	916	2822	4843	6959	9190	11479	13814	16208	18635	21097
	H_B^o	798	2432	4133	5918	7736	9635	11558	13528	15502	17501
05 Кузнецкий Г	H_{Γ}^o	1029	3171	5443	7816	10324	12890	15506	18194	20920	23680
	H_B^o	911	2772	4712	6745	8824	10983	13175	15427	17674	19950
06 Грамотеинский Г	H_{Γ}^o	916	2822	4868	6964	9198	11491	13826	16225	18656	21122
	H_B^o	798	2423	4116	5897	7711	9601	11516	13482	15448	17438
07 Кедровский СС	H_{Γ}^o	1012	3125	5363	7703	10177	12709	15288	17934	20618	23335
	H_B^o	903	2751	4675	6695	8757	10903	13075	15309	17539	19799
08 Краснобродский Т	H_{Γ}^o	970	2986	5128	7367	9727	12146	14612	17136	19698	22298
	H_B^o	869	2642	4490	6430	8408	10471	9618	14700	16846	19013
09 Томусинский СС	H_{Γ}^o	903	2785	4780	6863	9064	11025	13621	15977	18371	20794
	H_B^o	798	2432	4129	5914	7736	9631	11550	13520	15494	17493
10 Карагандинский К	H_{Γ}^o	836	2575	4423	6350	8387	10475	12604	14784	16997	19240
	H_B^o	734	2264	3847	5506	7203	8967	10756	12592	14427	16288
11 Экибастузский СС	H_{Γ}^o	668	2054	3528	5069	6695	8106	10059	11802	13570	15359
	H_B^o	588	1785	3032	4343	5683	7073	8484	9933	11382	12848

Продолжение табл. 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
12 Ленгерский БЗ	H_{Γ}^o	710	2184	3751	5393	7123	8900	10718	12583	14473	16393
	H_B^o	588	1785	3032	4339	5674	7060	8476	9925	11369	12835
13 Подмосковный Б2	H_{Γ}^o	500	1546	2650	3814	5040	6300	7594	8921	10265	11634
	H_B^o	391	1189	2016	2885	3776	4700	5641	6602	7564	8539
14 Воркутинский Ж	H_{Γ}^o	916	2814	4830	6938	9164	11441	13763	16149	18564	21013
	H_B^o	815	2486	4221	6048	7909	9845	11810	13822	15838	17879
15 Интинский Д	H_{Γ}^o	743	2293	3940	5657	7472	9332	11231	13180	15158	17157
	H_B^o	647	1974	3352	4796	6275	7812	9370	10970	12571	14188
16 Львовско –Волынский Г	H_{Γ}^o	865	2671	4586	6586	8698	10861	13070	15334	17632	19958
	H_B^o	764	2323	3948	5653	7392	9202	11038	12923	14809	16716
17 Бабаевский Б1	H_{Γ}^o	508	1558	2675	3847	5090	6371	7682	9038	10408	11810
	H_B^o	353	1067	1814	2600	3402	4234	5078	5943	6808	7686
18 Кизеловский Г	H_{Γ}^o	794	2449	4204	6040	7976	9962	11983	14062	16166	18299
	H_B^o	710	2155	3662	5246	6859	8539	10240	11991	13738	15506
19 Челябинский БЗ	H_{Γ}^o	596	1835	3150	4528	5981	7472	8996	10563	12151	13763
	H_B^o	496	1512	2566	3679	4809	5989	7182	8408	9635	10874
20 Егоршинский ПА	H_{Γ}^o	874	2688	4616	6632	8757	10933	13150	15422	17728	20063
	H_B^o	781	2386	4053	5800	7585	9446	11332	13264	15200	17157
21 Волчанский БЗ	H_{Γ}^o	458	1415	2432	3499	4620	5779	6964	8177	9412	10664
	H_B^o	361	1105	1873	2684	3511	4372	5242	6136	7031	7938
22 Веселовский БЗ	H_{Γ}^o	483	1483	2549	3662	4843	6052	7291	8564	9857	11168
	H_B^o	378	1159	1966	2814	3683	4582	5498	6439	7375	8324
23 Ткибульский Г	H_{Γ}^o	727	2234	3839	5515	7283	9097	10949	12852	14780	16733
	H_B^o	629	1903	3234	4628	6052	7539	9043	10584	12130	13692
24 Ангренский Б2	H_{Γ}^o	626	1936	3322	4780	6313	7892	9505	11164	12844	14549
	H_B^o	504	1537	2612	3742	4893	6094	7308	8560	9807	11071
25 Кок-Янганский Д	H_{Γ}^o	861	2646	4544	6527	8623	10769	12957	15204	17480	19790
	H_B^o	752	2293	3893	5573	7287	9076	10886	12743	14603	16485

Пролрожение табл. 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
26 Кызылкиянский БЗ	H_r^o H_b^o	689 571	2121 1739	3646 2953	5237 4225	6922 5527	8648 6880	10412 8253	12226 9664	14062 11071	15926 12499
27 Шурабский БЗ	H_r^o H_b^o	731 613	2251 1869	3868 3179	5557 4553	7342 5951	9177 7409	11046 8887	12965 10403	14914 11920	16888 13457
28 Мазут малосернистый	H_r^o H_b^o	1592 1412	4885 4292	8375 7291	12020 10441	15872 13658	19820 17002	23852 20395	27989 23873	32193 27359	36452 30883
29 Мазут сернистый	H_r^o H_b^o	1562 1386	4796 4221	8224 7169	11806 10269	15590 13427	19467 16720	23428 20055	27493 23478	31618 26901	35805 30366
30 Мазут высокосернистый	H_r^o H_b^o	1520 1352	4679 4124	8018 7001	11512 10030	15200 13117	18980 16330	22840 19589	26800 22932	30820 26275	34898 29660
Энтальпия воздуха и продуктов сгорания на 1 м3 газообразных топлив при $\alpha = 1$, кДж/м3											
Вид топлива	Энтальпия	Температура, С									
		100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
31 Саратов – Горький	H_r^o H_b^o	1483 1264	4544 3847	7770 6535	11147 9359	14717 12239	18389 15238	22138 18278	25994 21395	29917 24515	33902 27674
32 Первомайск – Сторожовка	H_r^o H_b^o	1201 995	3671 3037	6283 5158	9009 7384	11890 9656	14855 12025	17884 14423	21000 16884	24163 19345	27380 21836
33 Саратов – Горький	H_r^o H_b^o	1487 1268	4553 3868	7791 6569	11172 9404	14750 12298	18430 15313	22193 18367	26061 21504	29992 24637	33991 27812
34 Ставрополь – Москва (I нитка)	H_r^o H_b^o	1487 1273	4557 3872	7791 6577	11176 9421	14755 12319	18438 15338	22201 18396	26069 21538	30005 24675	34003 27854
35 Ставрополь – Москва (II нитка)	H_r^o H_b^o	1504 1285	4599 3910	7867 6640	11285 9509	14897 12436	18610 15485	22411 18572	26317 21743	30290 24914	34322 28127
36 Ставрополь – Москва (III нитка)	H_r^o H_b^o	1520 1302	4658 3965	7972 6733	11437 9643	15095 12608	18862 15700	22714 18829	26712 22046	30694 25259	34784 28514

Окончание табл. 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
37 Серпухов – Ленинград	H_r^o	1550	4746	8123	11651	15380	19215	23138	27170	31269	35435
	H_b^o	1327	4040	6867	9832	12856	16006	19199	22478	25754	29072
38 Гоголево – Полтава	H_r^o	1298	3969	6791	9740	12860	16065	19345	22718	26145	29627
	H_b^o	1096	3335	5666	8114	10609	13213	15847	18551	21256	23995
39 Дашава - Киев	H_r^o	1474	4519	7728	11088	14637	18291	22021	25864	29765	33730
	H_b^o	1264	3847	6535	9358	12235	15233	18274	21391	24511	27670
40 Рудки - Минск	H_r^o	1466	4494	7686	11025	14553	18186	21895	25712	29593	33537
	H_b^o	1256	3818	6485	9290	12146	15124	18140	21235	24331	27468
41 Угерско - Киев	H_r^o	1462	4481	7665	10996	14515	18136	21836	25645	29518	33449
	H_b^o	1252	3814	6476	9274	12125	15095	18106	21197	24289	27422
42 Брянск - Москва	H_r^o	1537	4700	8039	11533	15229	19026	22911	26905	30962	35087
	H_b^o	1315	4003	6800	9736	12734	15855	19018	22264	25511	28795
43 Шебелинка – Харьков	H_r^o	1546	4733	8098	11617	15338	19165	23075	27094	31185	35339
	H_b^o	1323	4024	6838	9790	12802	15939	19118	22382	25645	28951
44 Шебелинка – Москва	H_r^o	1546	4733	8098	11617	15338	19165	23075	27094	31185	35339
	H_b^o	1323	4024	6838	9790	12802	15939	19118	22432	25704	29018
45 Кумертау – Магнитогорск	H_r^o	1516	4645	7946	11395	15044	18799	22630	26578	30584	34658
	H_b^o	1294	3935	6686	9576	12524	15590	18703	21895	25087	28321
46 Промысловка – Астрахань	H_r^o	1449	4431	7577	10870	14351	17930	21588	25355	29182	33071
	H_b^o	1235	3763	6397	9156	11974	14910	17884	20937	23990	25515

Примечание: Энтальпии воздуха и продуктов сгорания при температурах, не указанных в таблице, определяются интерполяцией.

К энтальпии дымовых газов следует добавлять энтальпию золы, подсчитываемую по формуле

$$H_{\text{зл}} = (c v)_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} \alpha_{\text{ун}}, \text{ кДж/кг}, \quad (1.10)$$

где $(c v)_{\text{зл}}$ – энтальпия 1кг золы, найденная по табл. 7;

$\alpha_{\text{ун}}$ – доля золы топлива, уносимой газами, принимается по табл.6, %.

При приведенной величине уноса золы из топки

$$\frac{10^3 A^p \alpha_{\text{ун}}}{Q_p 100} \leq 6 \quad (1.11)$$

значением энтальпии золы можно пренебречь.

Значения энтальпий продуктов сгорания сводят в табл.8, форма которой составлена применительно к котлу с четырьмя газоходами (топка, I и II котельный пучки, водяной экономайзер).

При составлении Н-υ таблицы рекомендуется для каждого значения коэффициента избытка воздуха определять величину Н в пределах, немного превышающих реально возможные температуры в газоходах. Около величины Н целесообразно помещать величину ΔН - разность двух соседних по вертикали значений Н при одном значении α .

Для удобства проведения расчетов на миллиметровой бумаге строится Н-υ диаграмма.

Таблица 7

Энтальпия 1 кг золы, кДж/кг

$\nu, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700
$(c\nu)_{\text{зл}}$	80,9	169,3	264	360,3	458,8	560,6	662,9

$\nu, ^\circ\text{C}$	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700
$(c\nu)_{\text{зл}}$	1097,8	1206,7	1361,7	1583,8	1759,8	1877,1	2065,7

Таблица 8.

Энтальпия продуктов сгорания (Н-υ таблица)

° С	H_{Γ}^0	H_B^0	$(c\nu)_{\text{зл}}^*$	$H_{\text{зл}}^* = (c\nu)_{\text{зл}} Q_{\text{ун}} \frac{A}{100}$ кДж/кг	$H = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + H_{\text{зл}}^*$			
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$ $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}\right)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$ $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}\right)$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}^0\text{C}},$		Топка $\alpha''_{\Gamma} =$	I котельный пучок $\alpha''_{\text{КП}}$	II котельный пучок $\alpha''_{\text{ПКП}}$	Водяной экономайзер $\alpha''_{\text{ВЭ}} = \alpha_{\text{yx}}$

					Н	Δ Н	Н	Δ Н	Н	Δ Н	Н	Δ Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Примечание: 1. *Для жидких и газообразных топлив отмеченные * графы 4 и 5 отсутствуют.

2. *Для твердых при выполнении условия (1.11)

Практическая работа №2

Тепловой баланс котла

На основании теплового баланса вычисляются КПД котла и необходимый расход топлива.

2.1. Располагаемое тепло на 1 кг твердого, жидкого или на 1 м³ газообразного топлива Q_p^p определяется соответственно по формулам:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{в.вн} + h_{мл} + Q_{\phi} - Q_{\kappa}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1)$$

$$Q_p^p = Q_n^c + Q_{в.вн} + h_{мл}, \text{ кДж/м}^3, \quad (2.2)$$

где Q_n^p и Q_n^c - низшая теплота сгорания рабочей массы твердого, жидкого и, соответственно, сухой массы газообразного топлива, кДж/кг и кДж/м³;

$Q_{в.вн}$ - тепло, внесенное поступающим в котельный агрегат воздухом, при подогреве последнего вне агрегата отборным паром, отработанным теплом и т.п. подсчитывается по формуле:

$$Q_{в.вн} = \beta' [(H_{xв}^o)' - H_{\epsilon}^o], \text{ кДж/кг или кДж/м}^3, \quad (2.3)$$

где β' - отношение количества воздуха на входе в котел (в воздухоподогреватель) к теоретически необходимому; $(H_{xв}^o)'$ и H_{ϵ}^o - энтальпии теоретически необходимого количества воздуха на входе в котельный агрегат и холодного воздуха, которые определяются по Н-у таблице, кДж/кг или кДж/м³.

При отсутствии специальных указаний температура воздуха поступающего в котел, принимается равной 30 °С.

Физическое тепло топлива $h_{мл}$ подсчитывается по формуле:

$$h_{мл} = c_{мл} t_{мл}, \text{ кДж/кг или кДж/м}^3, \quad (2.4)$$

где $c_{мл}$ - теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг °С) или кДж/(м³ °С);

$t_{мл}$ - температура топлива, °С.

Для мазута теплоемкость составляет

$$C_{мл} = 1,74 + 0,0025 t_{мл}, \text{ кДж/(кг °С)}, \quad (2.5)$$

Тепло, вносимое в агрегат паровым дутьем ("форсуночным" паром), Q_{ϕ} определяется по формуле

$$Q_{\phi} = G_{\phi}(h_{\phi} - 2520), \text{ кДж/кг}, \quad (2.6)$$

где G_{ϕ} и h_{ϕ} – расход и энтальпия пара, идущего на распыливание топлива, кг/кг и кДж/кг.

Тепло, затраченное на разложение карбонатов при сжигании сланцев, Q_k подсчитывается по формуле

$$Q_k = 40,7 k(CO_2)_k^p, \text{ кДж/кг}.$$

Учитывается при сжигании сланцев, причем коэффициент разложения карбонатов k принимается по п.4-11 / I /.

Обычно для котлов низкого давления при сжигании твердого топлива принимают

$$Q_p^p = Q_n^p, \text{ кДж/кг};$$

при сжигании мазута

$$Q_p^p = Q_n^p + h_{мл}, \text{ кДж/кг};$$

при сжигании газообразного топлива

$$Q_p^p = Q_n^c, \text{ кДж/м}^3.$$

2.2. Потеря тепла с уходящими газами определяется

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} H_{xв}^o)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \%, \quad (2.7)$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов при соответствующем избытке воздуха α_{yx} и температуре t_{yx} определяется по H - t диаграмме, кДж/кг или кДж/м³;

$H_{xв}^o$ – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/кг или кДж/м³, определяемая по формуле $H_{xв}^o = c_{xв} t_{xв} V^o$, где

$c_{xв}$ – теплоемкость воздуха, кДж/кг·°С;

$t_{xв}$ – температура воздуха, °С;

V^o – теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого и 1 м³ газообразного топлива при $\alpha=1$, определяемые в разделе 1 данного пособия.

Рекомендуемые температуры уходящих газов и горячего воздуха приведены в табл.9.

q_4 – потеря от механической неполноты сгорания, %. При сжигании газообразного и жидкого топлив $q_4 = 0$. Значение q_4 при слоевом сжигании твердых топлив принимается по табл. 5.

2.3. Потеря тепла от химической неполноты сгорания q_3 при слоевом и камерном сжигании твердых топлив определяется по табл.5. При сжигании

жидких и газообразных топлив в котлах низкого давления q_3 принимается равной 0,5 %.

2.4. Потеря тепла от наружного охлаждения q_5 для стационарных теплогенераторов определяется по табл.10 или по рис. 2.1.

При нагрузке, отличной от номинальной, q_5 определяется

$$q_5 = q_5^{ном} \frac{D_{ном}}{D_{ф}}, \%,$$

где $q_5^{ном}$ - потеря тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке (табл. 10 или рис. 2.1);

$D_{ном}$, $D_{ф}$ – номинальная и фактическая нагрузка котла, кг/с(т/ч).

2.5. Потери с физическим теплом шлака $q_{6шл}$ определяется

$$q_{6шл} = \frac{\alpha_{шл}(cv)_{зл} A^p}{100Q_n^p}, \%, \quad (2.8)$$

где $\alpha_{шл} = 1 - \alpha_{ун}$; $\alpha_{ун}$ находится по данным табл.6; $(cv)_{зл}$ - энтальпия золы, кДж/кг, определяется в зависимости от температуры по табл. 7.

Температура золы (шлака) при твердом шлакоудалении принимается равной 600 °С.

Таблица 9

Рекомендуемые температуры уходящих газов и горячего воздуха для котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч

Тип котла и вид топлива	Температура	
	уходящих газов, °С	горячего воздуха, °С
1	2	3
Е-4-14ГМ на природном газе	164	
на мазуте	197	
Е-6,5-14ГМ на природном газе	162	
на мазуте	195	
Е-1О-14ГМ на природном газе	146	
на мазуте	174	
Е-1О-14-225М на природном газе	147	
на мазуте	173	
Е-16-14ГМ на природном газе	147	
на мазуте	173	
Е-16-14-225ГМ на природном газе	159	

	на мазуте	196	
Е-25-14ГМ	на природном газе	142	
	на мазуте	172	
Е-25-14-225ГМ	на природном газе	145	
	на мазуте	173	
Е-10-24ГМ	на природном газе	146	
	на мазуте	174	
Е-10-24-250ГМ	на природном газе	147	
	на мазуте	173	
	1	2	3
Е-16-24-250ГМ	на природном газе	166	
	на мазуте	199	
Е-25-24ГМ	на природном газе	142	
	на мазуте	172	
Е-25-24-225ГМ	на природном газе	145	
	на мазуте	173	
Е-25-24-250 ГМ	на природном газе	145	
	на мазуте	173	
Е-25-24-380ГМ	на природном газе	-	
КЕ-2,5-14С	на угле	163	
КЕ-4-14С	на угле	158	
КЕ-6,5-14С	на угле	159	
КЕ-6,5-14С	на угле	175	
КЕ-6,5-14МТ		147	
КЕ-10-14С	на угле	180	
КЕ-10-14МТ		180	
КЕ-25-14С	на угле	180	
КЕ-25-14-225 С		180	
КЕ-25-24С	на угле	180	
КЕ-25-24-250С	на угле	180	
К-35-40		120...170	325
Б-35-40		146...184	156
Т-35-40		178	156
БГМ-35-М		158/178	117/156
Е-35-40 (унифицированный)		181	207
К-50-40-1		146	262-300
ГМ-50-1	природный газ	139	207
	мазут	178	203
ГМ-50-14	природный газ	140	146
	мазут	155	181
ГМ-50-14/250	природный газ	126	146
	мазут	155	181
К-50-40/14		136...151	335...365
БМ-35РФ		126...188	-
ГМ-50 (унифицированный)		181	208

Таблица 10.

Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты, q_5 , %	
	Собственн о котла	Котел с хвостовыми поверхностями
1	2	3
0,55 (2)	3,4	3,8
1,11 (4)	2,1	2,9
1,67 (6)	1,6	2,4
2,22 (8)	1,2	2,0
2,78 (10)	—	1,7
4,16 (15)	—	1,5
5,55 (20)	—	1,3
8,33 (30)	—	1,2
1	2	3
11,11 (40)	—	1,0
16,66 (30)	—	0,9
22,22 (80)	—	0,8
27,77 (100)	—	0,7
55,55 (200)	—	0,6
83,33 (300)	—	0,5

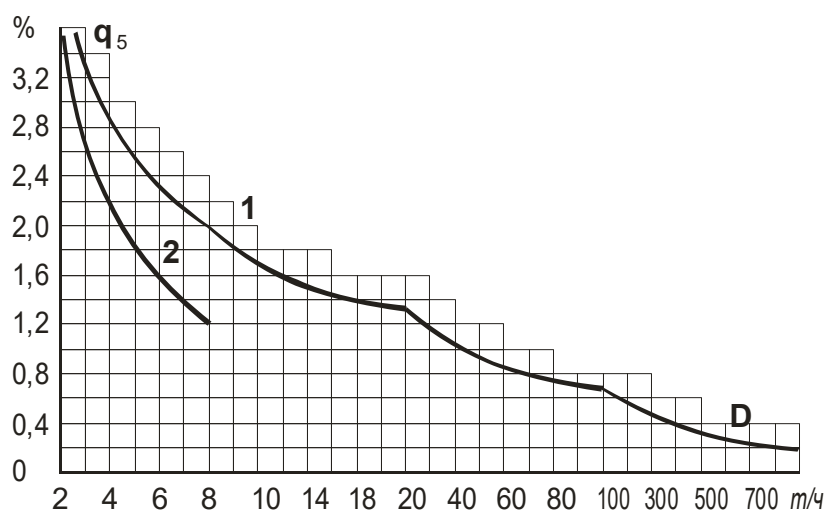


Рис. 2.1. Потери тепла от наружного охлаждения
 1 – котельный агрегат (с хвостовыми поверхностями);
 2 – собственно котла (без хвостовых поверхностей).

Некоторые конструктивные и расчетные характеристики паровых котлов приведены в табл. 11-15.

Таблица 11

Основные характеристики котлов ДКВР

Параметры	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Паропроизводительность, т/ч	D	2,5	4,0	4,0	6,5	6,5	10	10
Рабочее давление, кг/см ²	P	13	13	13	13/23	13/23	13/23	13/23
Температура пара, °C	t _п	Насыщенный	Насыщенный	250	Насыщенный	250 /370	Насыщенный	250 /370
Объём топки с камерой догорания, м ³	V _T	10,4	13,0	13,0	20,4	20,4	39,3	39,3
Поверхность нагрева экранов, м ²	H _л	16,7	21	21	27	27	37	37
Поверхность нагрева конвективного пучка, м ²	H _{кп}	58	99	88	171	151	227	202
Поверхность нагрева пароперегревателя, м ²	H _{пер}	-	-	8,5	-	10,6	-	17,1
Диаметр экранных и кипяtilьных труб, мм	d _э	51x2,5	51x2,5	51x2,5	51x2,5	51x2,5	51x2,5	51x2,5
Диаметр труб пароперегревателя, мм	d _{пер}	-	-	32x3	-	32x3	-	32x3
Шаг труб боковых экранов, мм	S _б	80	80	80	80	80	80	80
Шаг труб фронтных и задних экранов, мм	S _ф	-	-	-	-	-	130	130
Продольный шаг труб кипяtilьного пучка, мм	S ₁	100	100	100	100	100	100	100
Поперечный шаг труб кипяtilьного пучка, мм	S ₂	110	110	110	110	110	110	110
Живое сечение для прохода газов, м ² - в котельном пучке - в пароперегревателе	F _{кп} F _{пер}	0,52 -	0,84 -	0,81 1,13	1,24 -	1,19 1,85	1,28 -	1,25 1,88
Размеры окон в перегородках, м - вход в котельный пучок - ширина средняя высота перегородка в середине газохода ширина - средняя высота - выход из котельного пучка ширина средняя высота	- - - -	<u>0.575</u> 2,5 <u>0.49</u> 2,48 <u>0.54</u> 2,49	<u>0.65</u> 2,48 <u>0.56</u> 2,47 <u>0.54</u> 2,49	<u>0.65</u> 2,48 <u>0.56</u> 2,47 <u>0.54</u> 2,49	<u>0.895</u> 2,48 <u>0.87</u> 2,47 <u>0.565</u> 2,33	<u>0.895</u> 2,48 <u>0.87</u> 2,47 <u>0.565</u> 2,33	<u>0.97</u> 2,5 <u>0.87</u> 2,47 <u>0.8</u> 2,45	<u>0.97</u> 2,5 <u>0.87</u> 2,47 <u>0.8</u> 2,45

Основные характеристики котлов серии Е и ГМ

Таблица 12

Наименование	Е-10-14 ГМ	Е-10-14-225 ГМ	Е-25-14 ГМ	Е-25-14-225 ГМ	Е-25-24-250 ГМ	БГМ-35-М	ГМ-50-40	ГМ-50-14
1	2	3	4	5	6	7	8	
Паропроизводительность, т/ч	10	10	25	25	25	35	50	50
Давление пара на выходе из котла, кгс/см ² (МПа)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	24 (23,5)	40 (39,2)	40 (39,2)	14 (1,37)
Температура, °С								
пара	194	225	194	225	250	440	440	197
питательной воды	100	100	100	100	100	145	145	100
Объем топочной камеры, м ³	17,4	17,4	29,0	29,0	29,0	147	144	133
Площадь поверхности, м ²								
радиационной	39,02	39,02	60,46	60,46	60,46	326	165	158
конвективной	110,0	110,0	209,8	200,6	200,6	42	22	376
пароперегревателя	-	15,02	-	10,8	10,8	184	165 –300	-
водяного экономайзера	236	236	808,2	808,2	808,2	554	521	1062
воздухоподогревателя	-	-	-	-	-	800	1428	496

Основные характеристики котлов серии КЕ

Таблица 13

Параметр	Обозначение	КЕ-2,5-14 С	КЕ-4-14 С	КЕ-6,5-14 С	КЕ-10-14 С
1	2	3	4	5	6
Паропроизводительность, т/ч	D	2,5	4	6,5	10
Абсолютное давление пара, кг /см ² (МПа)	P	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)
Поверхность нагрева, м ²					
- радиационная	H _л	19,0	20,5	24,8	30,3
- конвективная	H _к	62,0	94,0	149,0	214,0
Объем топки, м ³	V _т	10,4	10,4	13,0	20,4
Диаметр экранных и кипяtilьных труб, мм	d _э	51x2,5	51x2,5	51x2,5	51x2,5
Шаг труб, мм					
- боковых экранов	S _б	55	55	55	55
- фронтного и заднего	S _ф	-	-	-	130
- кипяtilьного пучка, продольный	S ₁	90	90	90	90
- кипяtilьного пучка, поперечный	S ₂	110	110	110	110

Таблица 14

Основные характеристики котлов серии ДЕ

Параметр	Обозначение	ДЕ-4-14 ГМ	ДЕ-6,5-14 ГМ	ДЕ-10-14 ГМ
1	2	3	4	5
Паропроизводительность, т /ч	D	4	6,5	10
Абсолютное давление в барабане, кг /см ² , (МПа)	P	14 (13,7)	14 (13,7)	14 (13,7)
Объём топочной камеры, м ³	V _т	8,55	11,8	18,1
Поверхность нагрева, м ²				
- лучевоспринимающая	H _л	22,0	28,0	39,0
- конвективная	H _к	48,0	67,0	116,0
Наружный диаметр и толщина труб, мм				
- экрана	d _э	51x2,5	51x2,5	51x2,5
- конвективного пучка	d _{кп}	51x2,5	51x2,5	51x2,5
Шаг труб, мм				
- экранов	S ₃	50	50	50
- конвективного пучка, продольный	S ₁	90	90	90
- конвективного пучка, поперечный	S ₂	110	110	110

Таблица 15

Технические характеристики водогрейных котлов типа КВ –ТС, КВ –ГМ

Наименование	Марка котла					
	КВ-ТС-10	КВ-ГМ-10	КВ-ТС-20	КВ-ГМ-20	КВ-ТС-30	КВ-ГМ-30
1	2	3	4	5	6	7
1. Теплопроизводительность, МВт (Гкал /ч)	11,63 (10)	11,63(10)	23,3(20)	23,3(20)	34,9(30)	34,9(30)
2. Рабочее давление, МПа (кг·см ⁻²)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)
3. Температура воды, °С						
- на входе	70	70	70	70	70	70
- на выходе	150	150	150	150	150	150
4. Температура уходящих газов, °С	220	185 /230	230	190 /240	235	195 /240
5. Коэффициент полезного действия, %	81,87	91,8 /88,5	81,7	91,5 /88,85	81,8	91,8 /88,6
6. Расход топлива, м ³ /ч / кг /ч	2160	1290 /1200	4320	2580 /2450	6480	3680 /3870
7. Поверхность нагрева, м ²						
- топочной камеры	80,4	82,8	111,7	106,5	134,4	126,9
- лучевоспринимающей поверхности топочной камеры	55,9	57,6	82,8	78,9	98,6	93,1
- конвективной части	221,5	221,5	406,5	406,5	592,6	592,6

Примечание: Показатели для котлов типа КВ –ГМ, приведены через дробь, соответственно: числитель –при работе на газе, знаменатель – при работе на мазуте.

2.6. Коэффициент полезного действия котла (брутто) определяется

$$\eta_{к.а.}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6ул}), \% \quad (2.9)$$

2.7. Коэффициент сохранения тепла находится по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{к.а.}^{бр}}, \quad (2.10)$$

2.8. Тепло, полезно отданное в котле, определяется в общем случае из выражения:

$$Q_{к.а.} = D_{не}(h_{не} - h_{нв}) + D_{нп}(h_{нп} - h_{нв}) + D_{пр}(h_{кин} - h_{нв}), \text{ кВт}, \quad (2.11)$$

где $D_{не}$ - количество выработанного перегретого пара, кг/с;

$h_{не}$ - энтальпия перегретого пара, кДж/кг, определяемая по $P_{не}$ и $t_{не}$

согласно заданию;

$h_{нв}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг, определяемая по $p_{пв}$ и $t_{пв}$;

$D_{нп}$ - количество выработанного насыщенного пара, кг/с, отданного

помимо пароперегревателя с энтальпией $h_{нп}$;

$h_{нп}$ - энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, определяемая по давлению в барабане котла;

$D_{пр}$ - расход воды на продувку котла, кг/с, с энтальпией при ее кипении

$i_{кин}$, кДж/кг, определяемой по давлению в барабане котла $D_{пр} = \frac{\Pi}{100} D$,

где Π - процент продувки, %; D - производительность котла, кг/с; значение Π определяется заданием на проектирование.

Примечания:

а) если по заданию пар перегретый, отсутствует вторая составляющая $Q_{к.а.}$ в формуле (2.11);

б) если по заданию пар насыщенный, отсутствует первая составляющая $Q_{к.а.}$ в формуле (2.11).

2.9. Расход топлива, подаваемого в топку, определяется по формуле

$$B = \frac{Q_{к.а.}}{Q_p^p \eta_{к.а.}} 100, (\text{ м}^3/\text{с}), (\text{ кг/с}), \quad (2.12)$$

в которой $\eta_{к.а.}$ выражается в процентах.

2.10. Для подсчета суммарных объемов продуктов сгорания, воздуха и теплоты, отданной газами в поверхностях нагрева, вводится расчетный расход топлива, вычисляемый с учетом механической неполноты сгорания q_4 по формуле

$$B_p = B(1 - \frac{q_4}{100}), (\text{ м}^3/\text{с}) (\text{ кг/с}) \quad (2.13)$$

При сжигании газообразного и жидкого топлив $q_4 = 0$ и значение $B_p = B$ ($\text{ м}^3/\text{с}$), (кг/с)

Практическая работа №3

Тепловой расчет топки

В курсовом проекте студенты производят поверочный тепловой расчет топки, заключающийся в определении температуры газов на выходе из топки для существующей конструкции топки котла.

Температура газов на выходе из топки определяется по формуле

$$\vartheta_t'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \Psi_{cp} F_{cm} a_m T_a^3}{10^{11} \phi B_p V c_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273, ^\circ\text{C}.$$

(3.1)

Ниже приводятся зависимости и пояснения для определения величин, входящих в формулу (3.1).

Определение адиабатической температуры горения T_a

Предварительно определяется полезное тепловыделение в топке для котлов низкого давления

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_e, \text{ кДж/кг}, \quad (3.2)$$

где Q_e - теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг, рассчитывается по формуле :

$$Q_e = \alpha_T H_{xв}^o, \text{ кДж/кг}. \quad (3.3)$$

По известному значению Q_T по построенной ранее H - ϑ - диаграмме при принятом α_T находят ϑ_a .

В итоге адиабатическая температура горения определится

$$T_a = \vartheta_a + 273, K. \quad (3.4)$$

Определение средней суммарной теплоемкости продуктов сгорания 1 кг топлива $V_{c_{cp}}$ производится по формуле

$$V_{c_{cp}}' = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \text{ кДж} / (\text{кг}^0\text{C}), (\text{кДж/кг}\cdot\text{K}), \quad (3.5)$$

где ϑ_T'' - предварительно принятая температура газов на выходе из топки, °С, с учетом условий возможного шлакования последующих поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив (зола должна быть в твердом, а не в расплавленном состоянии); H_T'' - энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, соответствующая ϑ_T'' , кДж/кг, определяемая по H - ϑ диаграмме при принятом α_T .

Определение ограждающей поверхности стен топочной камеры F_{cm}

Данная работа осуществляется по чертежам котла, которые студенту выдает консультант по курсовому проекту. При наличии камеры догорания ограждающая ее поверхность также включается в F_{cm} .

Определение параметра M .

Параметр M определяется в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки.

При сжигании мазута и газа

$$M = 0,54 - 0,2 X_T, \quad (3.6)$$

где $X_T = X_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{H_T}$ - отношение высоты расположения осей горелок.

h_{Γ} (от пода топки) к общей высоте топки H_T (от пода топки до середины выходного окна из топки) в соответствии со схемой (рис. 3.1)

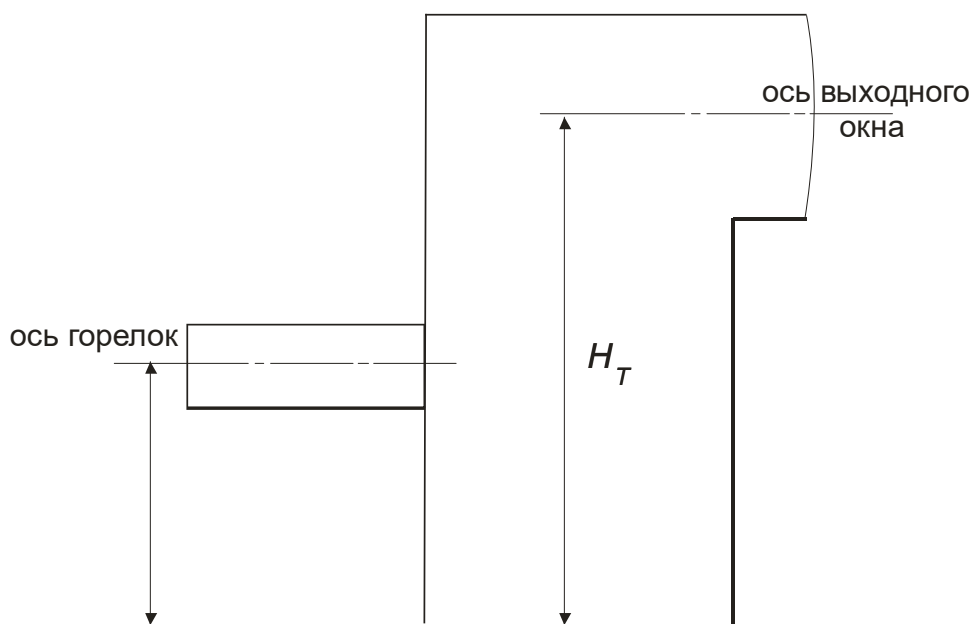


Рис. 3.1. Схема определения X_T

При слоевом сжигании всех видов топлив

$$M = 0,59 - 0,5 X_T \quad (3.7)$$

Примечания:

- для слоевых топок при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями) принимают $X_T=0$;
- при сжигании топлив в толстом слое на подвижном или неподвижном колосниковом полотне $X_T=0,14$.

Определение среднего коэффициента тепловой эффективности экранов Ψ_{cp} .

Расчет ведут по формуле

$$\Psi_{cp} = \frac{\sum \Psi_i F_{cm}^i}{F_{cm}}, \quad (3.8)$$

где $\Psi_i = X_i \zeta_i$, в котором X_i угловой коэффициент, определяемый по рис.3.2.

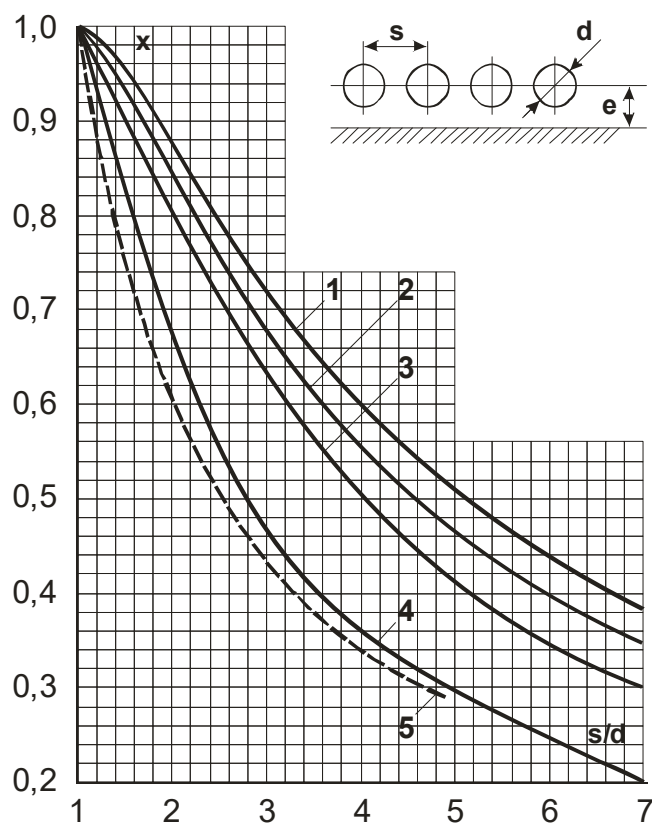


Рис. 3.2. Угловые коэффициенты однорядного гладкотрубного экрана
 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$;
 2 – то же при $e=0,8d$;
 3 – то же при $e=0,5d$;
 4 – то же при $e=0$;

5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$.

Коэффициент ξ_i , учитывающий снижение тепловосприятия вследствие загрязнения или закрытия изоляцией поверхности, принимается по табл.16.

Для неэкранированных участков стен топочной камеры (если имеется и камеры догорания) принимается $\Psi = 0$.

Таблица 16

Значения коэффициента ξ_i

Тип экрана	Топливо	$\xi = \Psi / X$
Открытые гладкотрубные настенные экраны	Газообразное топливо	0,65
Открытые гладкотрубные настенные экраны	Мазут	0,55
Открытые гладкотрубные настенные экраны	Все топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные экраны, покрытые угнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Определение степени черноты топки a_T .

Степень черноты экранированных слоевых топок определяется по формуле

$$a_T = \frac{a_\phi(1 - a_\phi)}{1 - (1 - a_\phi)(1 - \Psi_{cp})(1 - \rho)}, \quad (3.9)$$

где ρ - соотношение между площадью зеркала горения и полной поверхностью стен топки

$$\rho = \frac{R}{F_{cm}}, \quad (3.10)$$

где R - площадь зеркала горения слоя топлива, расположенного на колосниковой решетке, m^2 .

Входящая в формулу (3.9) эффективная степень черноты факела a_ϕ определяется по формуле (3.11)

$$a_\phi = 1 - e^{-k p s}, \quad (3.11)$$

где k - коэффициент ослабления лучей топочной средой рассчитывается по формуле

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} \chi_1 \chi_2, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}). \quad (3.12)$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов определяется по формуле (3.13) или по рис. 3.3.

$$k_{\Gamma} r_{\Pi} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{P_{\Pi} S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) r_{\Pi}, \quad (3.13)$$

в которой T_{Γ}'' – температура газов на выходе из топки, К;

$r_{\Pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов для топок, работающих без наддува.

$P_{\Pi} = P \cdot r_{\Pi} = 0,1 \cdot r_{\Pi}$. ($P = 0,1$ Па). Значения r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ берутся из табл. 3.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами определяется по формуле

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{4300 \rho_{\Gamma} \mu_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{T_{\Gamma}''^2 d_{\text{зл}}^2}}, \quad (3.14)$$

где ρ_{Γ} – плотность дымовых газов, принимаемая равной $1,3 \text{ кг/м}^3$;

$\mu_{\text{зл}}$ – безразмерная концентрация золы в дымовых газах, определяемая из табл.3;

$d_{\text{зл}}$ – средний диаметр золовых частиц, принимаемый для слоевых топок равным 20 мкм, для камерных 13...24 мкм.

$k_{\text{зл}}$ может определяться по рис. 3.4.

Эффективный коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами определяется по выражению

$$k_{\text{кокс}} \cdot \chi_1 \chi_2, \quad (3.15)$$

где $k_{\text{кокс}} = 1$; χ_1 и χ_2 – безразмерные величины, учитывающие влияние концентрации коксовых частиц в факеле, зависят от рода топлива (χ_1) и способа его сжигания (χ_2). Для низкорекреационных топлив (АШ, ПА, Т) $\chi_1 = 1$; для высокорекреационных (КУ, БУ, торф, сланцы) $\chi_1 = 0,5$.

При камерном сжигании топлив $\chi_2 = 0,1$; при слоевом – $\chi_2 = 0,03$.

Эффективная толщина излучающего слоя в топке вычисляется по формуле

$$S = 3,6 \frac{V_{\Gamma}}{F_{\text{СТ}}}, \quad (3.16)$$

где V_{Γ} и $F_{\text{СТ}}$ – объем и поверхность стен топочной камеры (м^3 и м^2).

Степень черноты экранированных камерных топок определяется по формуле

$$a_{\Gamma} = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi_{\text{ср}}}. \quad (3.17)$$

При сжигании газообразного или жидкого топлив эффективная степень черноты факела определяется

$$a_{\phi} = m \cdot a_{св} + (1 - m)a_r, \quad (3.18)$$

где $a_{св}$ и a_r -степень черноты, какой обладал бы факел при заполнении всей топки, соответственно только светящимся пламенем или только несветящимися трехатомными газами; величины $a_{св}$ и a_r определяются по формулам

$$a_{св} = 1 - e^{-(k_r r_n + k_c)PS} \quad (3.19)$$

$$a_r = 1 - e^{-k_r r_n PS} \quad (3.20)$$

m -коэффициент усреднения, зависящий от теплонапряжения топочного объема. Для открытых и полукотловых топков при $q \leq 407 \text{ кВт/м}^3$ $m=0,1$ для газа и $m=0,55$ для жидкого топлива. При $q \geq 1000 \text{ кВт/м}^3$, $m=0,6$ для газа и $m=1$ для мазута. При $400 < q < 1000 \text{ кВт/м}^3$ значение m определяется линейной интерполяцией. Произведение $k_r \cdot r_n$ находят по (3.13).

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами

$$k_c = 0,03(2 - a_r) \left(1,6 \frac{T_r''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^p}{H^p}, \frac{1}{m \cdot \text{МПа}}, \quad (3.21)$$

где C^p/H^p – углеводородное число, являющееся соотношением содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива. Для газообразного топлива

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} c_m H_n, \quad (3.22)$$

где m и n -количество атомов углерода и водорода в соединении. При $\alpha_r > 2$ принимается $k_c=0$.

Величины ϕ и B , входящие в формулу (3.1), принимаются из теплового баланса котла (гл.2).

Если в результате расчетов значение \mathcal{Q}_T'' , определяемому по формуле (3.1), отличается от принятого на $\pm 5\%$, то расчет повторяют, скорректировав принимаемое значение \mathcal{Q}_T'' .

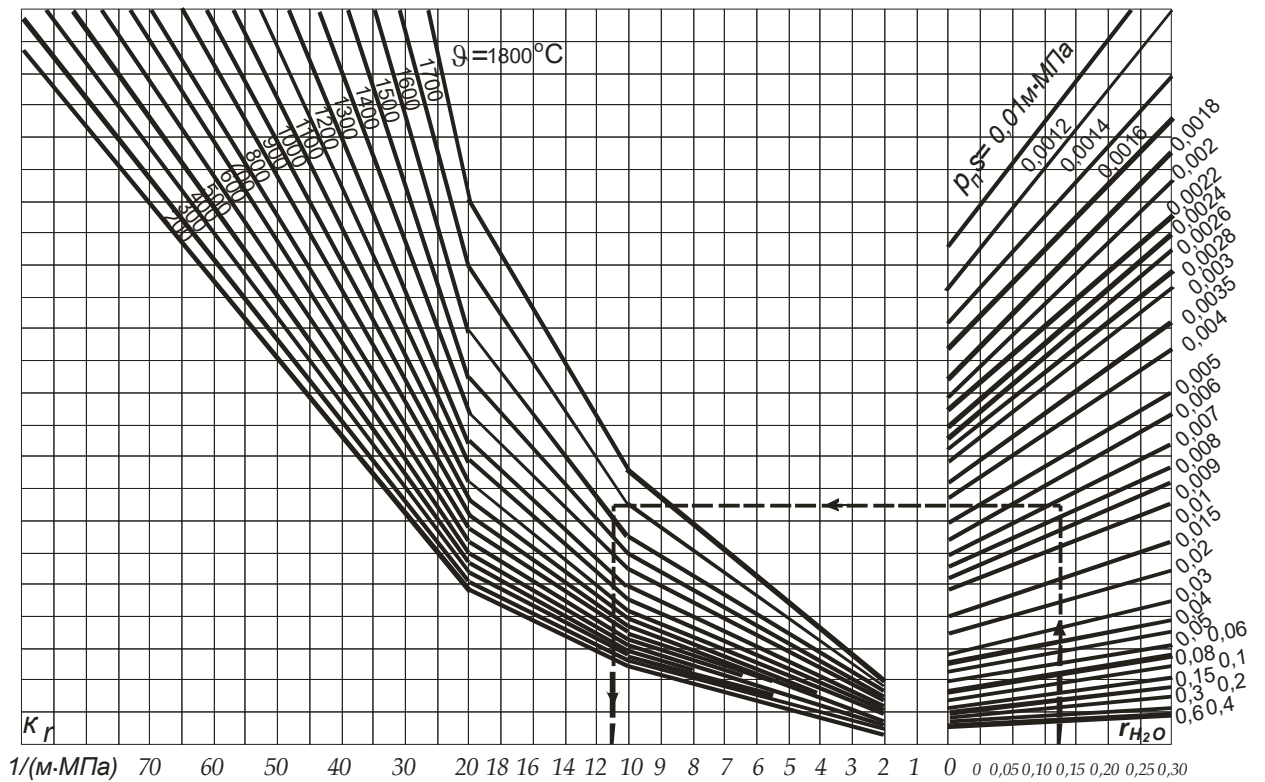


Рис. 3.3. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

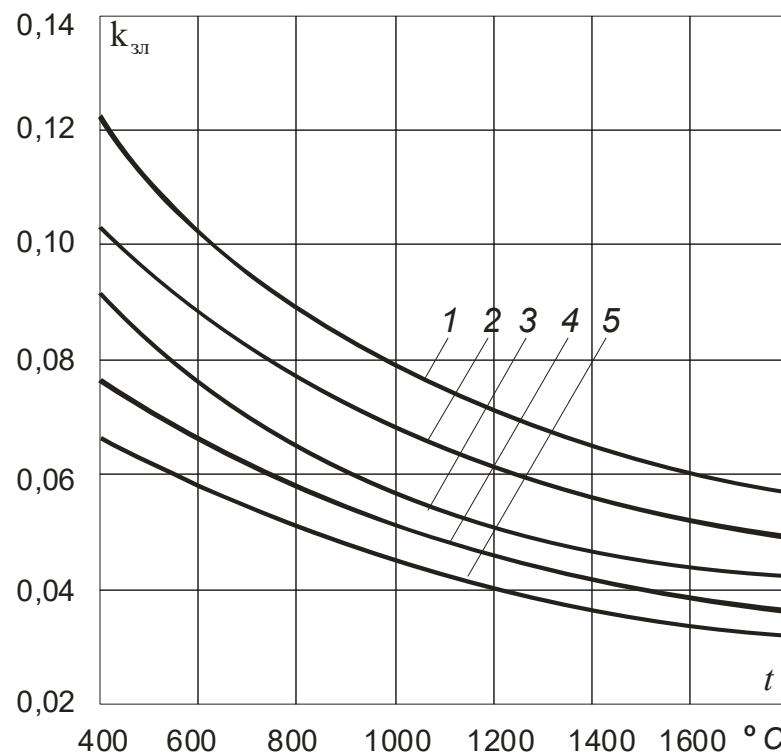


Рис. 3.4. Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами.

- 1- при сжигании пыли в циклонных топках;
- 2- при сжигании углей, размолотых в шаровых барабанных мельницах;

- 3- то же, размолотых в среднеходных и молотковых мельницах и в мельницах-вентиляторах;
- 4- при сжигании дробленки в циклонных топках и топлива в слоевых топках;
- 5- при сжигании торфа в камерных топках.

Практическая работа № 4

Тепловой расчет конвективных Поверхностей нагрева котла

Основными уравнениями при расчете конвективного теплообмена являются:

уравнение теплопередачи

$$Q_T = kH\Delta t_{cp}, \text{ кВт}; \quad (4.1)$$

уравнение теплового баланса

$$Q_6 = B\phi(H' - H'' + \Delta\alpha \cdot H_{x6}^o), \text{ кВт} \quad (4.2)$$

Расчет считается законченным при выполнении равенства

$$Q_T = Q_6 \text{ или } k \cdot H \cdot \Delta t_{cp} = B\phi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{x6}^o), \quad (4.3)$$

где H – расчетная поверхность нагрева газохода, м^2 . Для водотрубных котлов $H = n \pi \cdot d \cdot l$, м .

Здесь n – число труб наружным диаметром d (м) в газоходе; l – длина труб, соответствующая высоте газохода, м ; H' и H'' – энтальпия газов до и после газохода, определяемая по H - Q – диаграмме при данном α ; $\Delta\alpha$ – величина присоса холодного воздуха в газоход (табл. 4); B и ϕ – принимается из теплового баланса котла (гл. 2); Δt_{cp} – температурный напор, определяемый как

$$\Delta t_{cp} = \vartheta_{cp} - t_H, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.4)$$

где $\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$ – средняя температура газов в газоходе (при условии

охлаждения газов не более чем на $300 \text{ } ^\circ\text{C}$); t_H – температура охлаждающей среды. Для парового котла t_H принимается равной температуре кипения воды при давлении в котле, а для водогрейного – равной полусумме температур воды на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, $^\circ\text{C}$.

k – коэффициент теплопередачи от газов к нагреваемой среде, подсчитывается из выражения

$$k = \psi \alpha_1, \quad (4.5)$$

где α_1 – коэффициент теплопередачи от газов к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. В этом выражении $\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l)$; ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева, вследствие неравномерного омывания ее газами. Для поперечно омываемых пучков $\xi = 1,0$;

ψ – коэффициент тепловой эффективности, определяется по табл. 17, 18.

Таблица 17

Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании различных твердых топлив

Топливо	Значение
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли (кроме подмосковных и канско-ачинских), промпродукты каменных углей	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Бурые угли канско-ачинского месторождения, фрезерный торф и древесное топливо	0,6
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	0,5

Примечание: Для всех топлив, кроме подмосковного угля, требуется очистка конвективных поверхностей нагрева.

Таблица 18

Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа

Поверхность нагрева	Скорость продуктов сгорания, м/с	Значение ψ
При сжигании мазута		
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	12-20 4-12	0,65-0,6 0,7-0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	12-20 4-12	0,6 0,65-0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	4-12	0,55-0,5
При сжигании газа		
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С		0,85
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С		0,85

Примечание: Бóльший коэффициент тепловой эффективности принимается для меньшей скорости.

α_k - коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к стенке, зависящий от скорости и температуры потока, диаметра и расположения труб, характера их омывания, Вт/(м²·°C) (рис. 4.1 – 4.3); α_l - коэффициент теплоотдачи излучением, зависящий от температуры газов, толщины излучающего слоя и парциальных давлений трехатомных сухих газов и водяных паров (рис. 4.4).

Коэффициент теплоотдачи излучением α_l , (Вт/(м²·°C)) определяется:

-для запыленного потока (при сжигании твердого топлива)

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a$$

-для незапыленного потока (при сжигании газа и мазута)

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a \cdot c_r,$$

где α_n - коэффициент теплоотдачи, определяется по номограмме на рис.4.4; a - степень черноты потока, определяемая по формуле (3.17); c_r - коэффициент, определяемый по рис. 4.4.

Для определения α_n и коэффициента c_r вычисляется температура загрязненной стенки t_3 , °C по выражению

$$t_3 = t_H + \Delta t, \quad (4.6)$$

где t_H - средняя температура охлаждающей среды .

Δt при сжигании твердых и жидких топлив принимается равным 60 °C, при сжигании газа – 25 °C.

В табл. 19 приведены значения коэффициента загрязнения ε , зависящего от рода сжигаемого топлива, диаметра труб и их расположения, скорости перемещения газов.

Таблица 19

Значения коэффициента загрязнения

Топливо	Гладкотрубные пучки	Чугунные экономайзеры
Твердое	0,004-0,005	0,008
Мазут	0,004	0,006
Природный газ	0,001	0,0025

Чтобы воспользоваться рис. 4.1- 4.4, необходимо предварительно найти:

1. Среднюю температуру газов по формуле

$$g_{cp} = \frac{g' + g''}{2}, ^\circ\text{C}$$

(4.7)

2. Объемную долю r_{H_2O} из табл. 7 для данного газохода.

3. Число рядов труб вдоль и поперек газового потока, поперечный (S_1) и продольный (S_2) шаги труб с наружным диаметром d (коридорное расположение); диагональный шаг S_2' (шахматное расположение).

4. Площадь живого сечения газохода F (м^2) подсчитывается:

а) для продольного омывания потоком газов труб снаружи

$$F = a \cdot b - \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (4.8)$$

б) для поперечного омывания потоком трубного пучка

$$F = a \cdot b - n \cdot d \cdot l, \text{ м}^2, \quad (4.9)$$

где a и b - поперечные размеры газохода в свету, м; n - число труб в газоход; l - средняя длина труб в газоход, м.

5. Среднюю скорость газов в газоход, определяемую по формуле:

$$W_{cp} = \frac{B_P \cdot V_r (273 + g_{cp})}{273 \cdot F}, \text{ м/с}, \quad (4.10)$$

где V_r - объем дымовых газов в газоход, $\text{м}^3/\text{кг}$ (табл. 7)

6. Эффективную толщину излучающего слоя для гладкотрубных пучков, определяемую по формулам:

$$\text{при } \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7 \quad S = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d, \text{ м}; \quad (4.11)$$

$$\text{при } 13 > \frac{S_1 + S_2}{d} > 7 \quad S = \left(2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6 \right) d, \text{ м}. \quad (4.12)$$

Чтобы быстрее стабилизировать равенство (4.3) задаются двумя произвольными значениями температура газов на выходе из рассчитываемого газохода и по этим значениям находят все необходимые величины, входящие в равенство (4.3). Если равенство стабилизируется при одной из принятых температур, то эта температура и будет искомой. Если баланс равенства (4.3) не будет, то искомую температуру находят графоаналитически. Для этого на оси абсцисс (рис. 4.5) откладывают в известном масштабе температуры газов, покидающих газоход, а на оси ординат – числовые значения Q_T и Q_B , подсчитанные при этих

температурах, и соединяют прямыми. Точка пересечения прямых Q_T и Q_B даст искомую температуру на выходе из газохода.

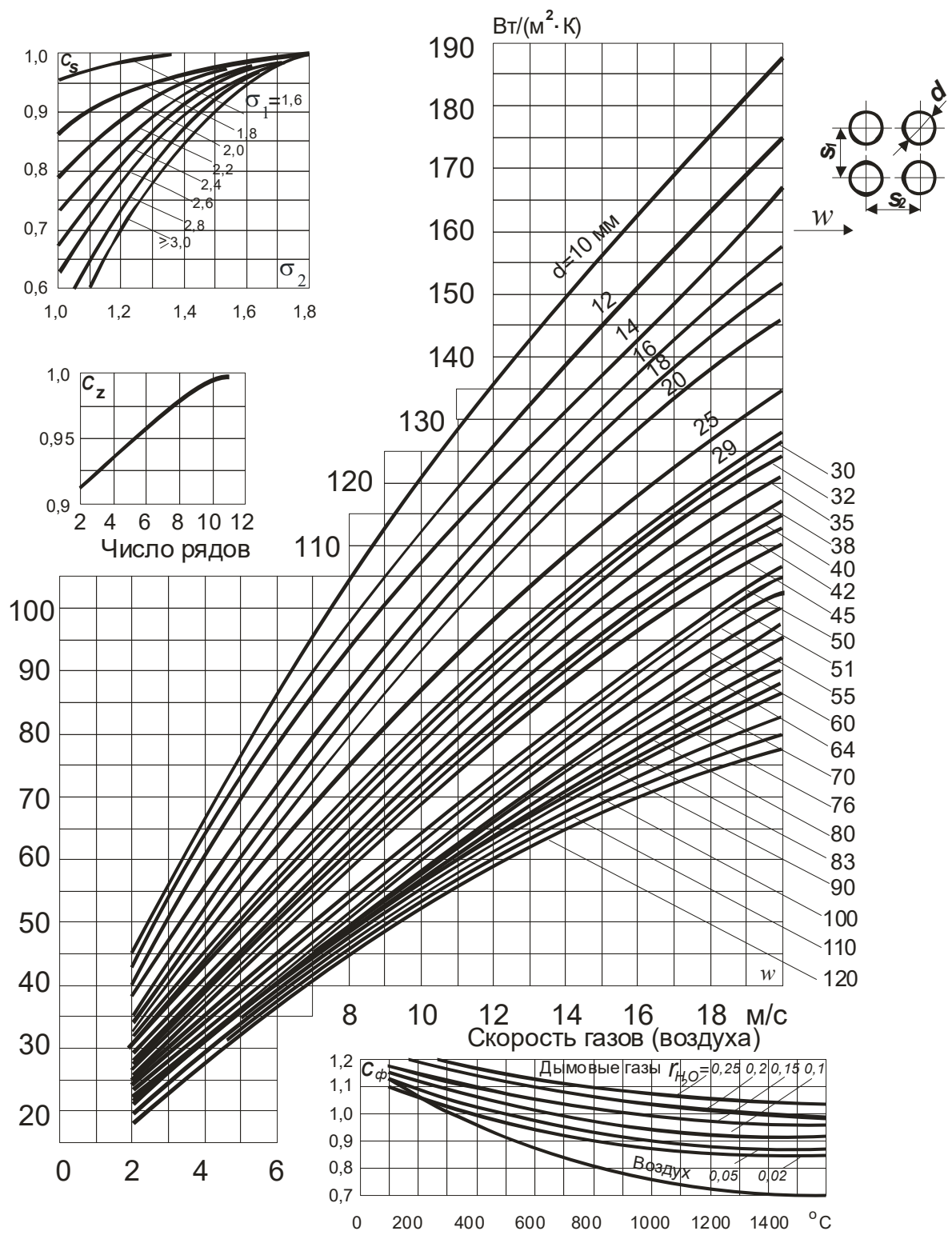


Рис. 4.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

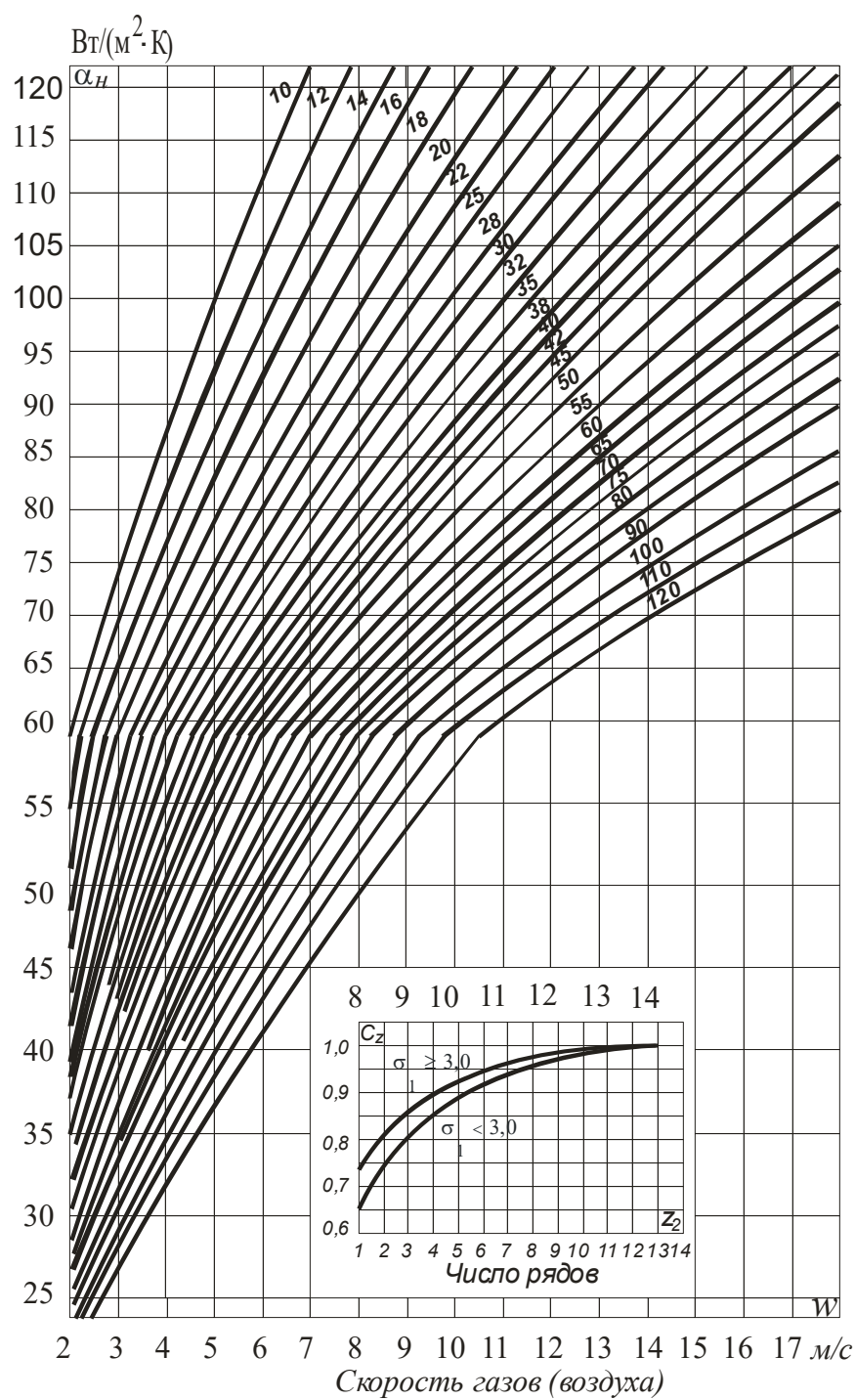
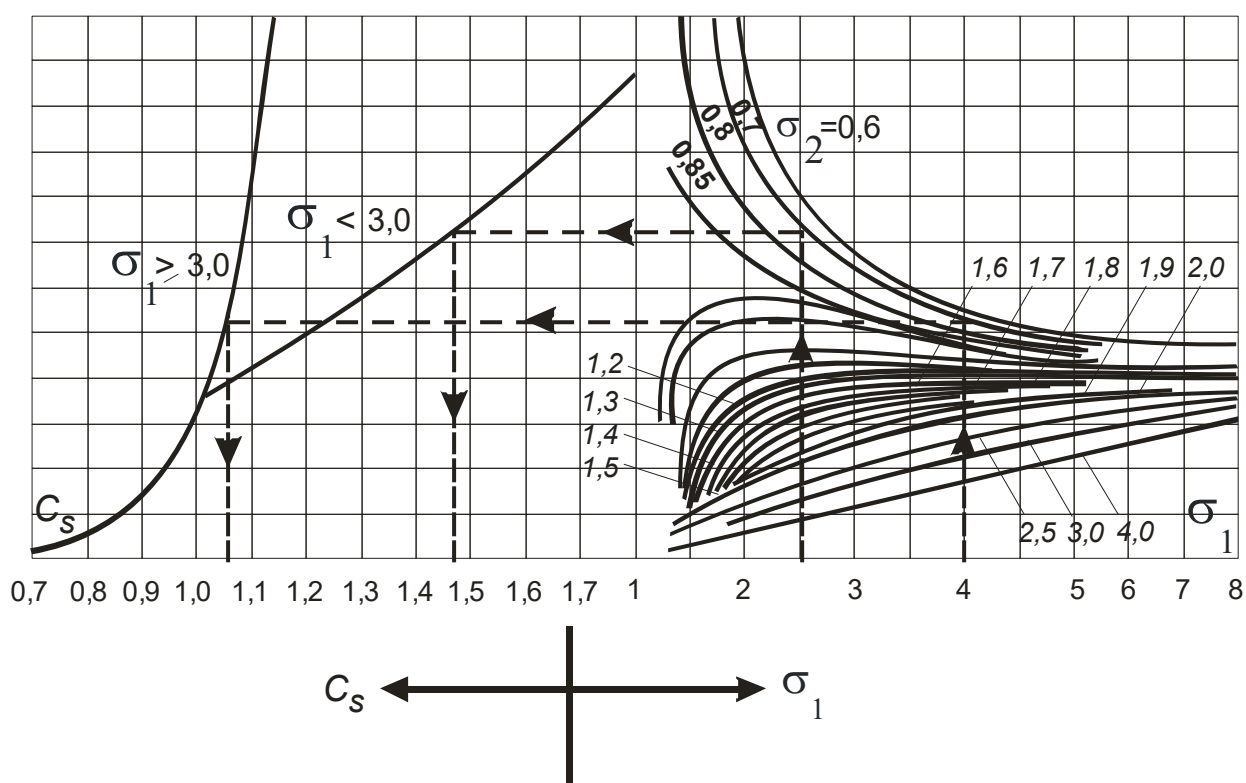
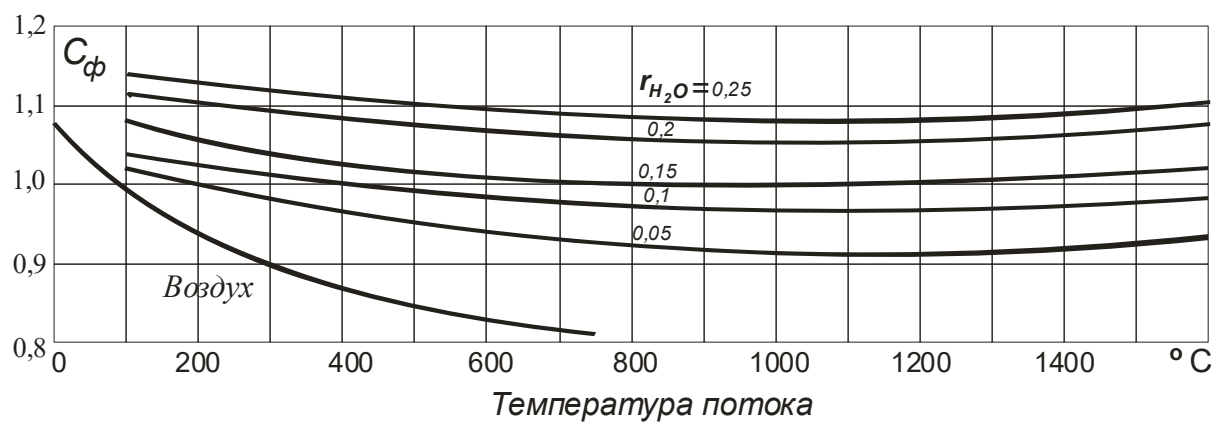
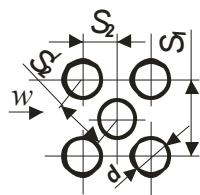


Рис. 4.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков.



Продолжение рис.4.2.

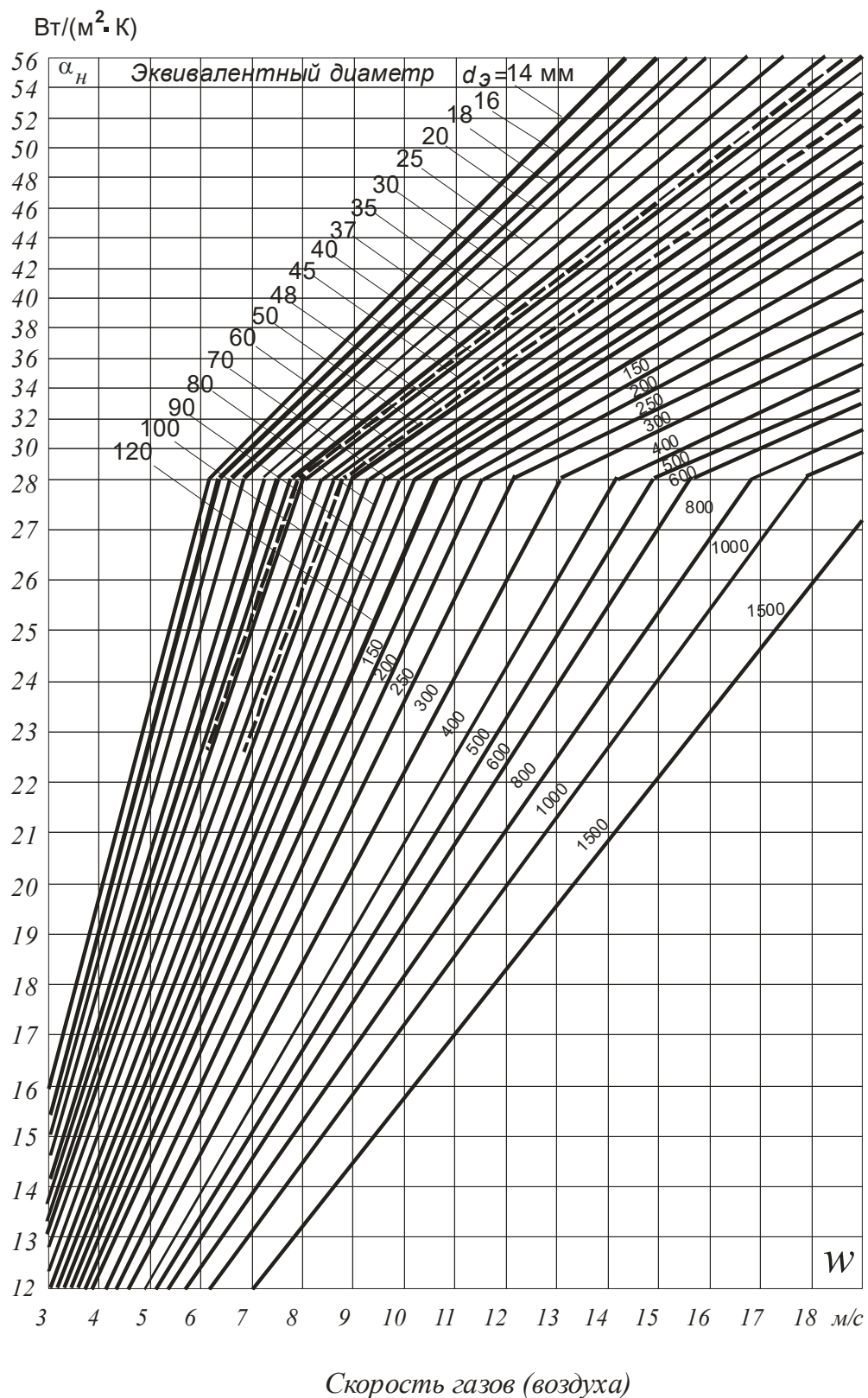


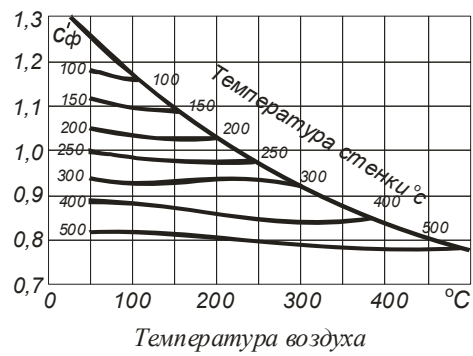
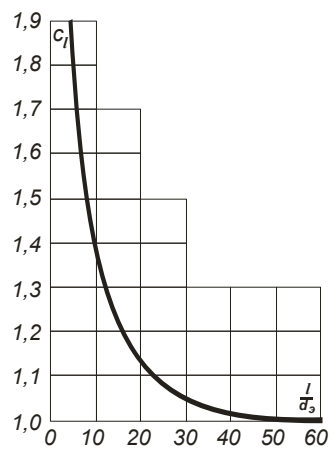
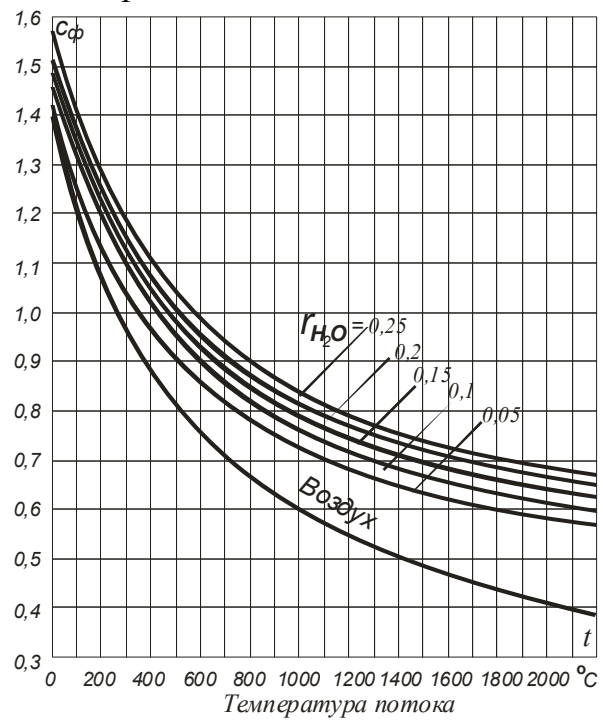
Рис.4.3. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания.

Примечание: при охлаждении продуктов сгорания и воздуха

$$\alpha_K = C'_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_H, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

при нагреве воздуха

$$\alpha_{\kappa} = C'_{\phi} \cdot C_l \cdot \alpha_H, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$



Продолжение рис. 4.3.

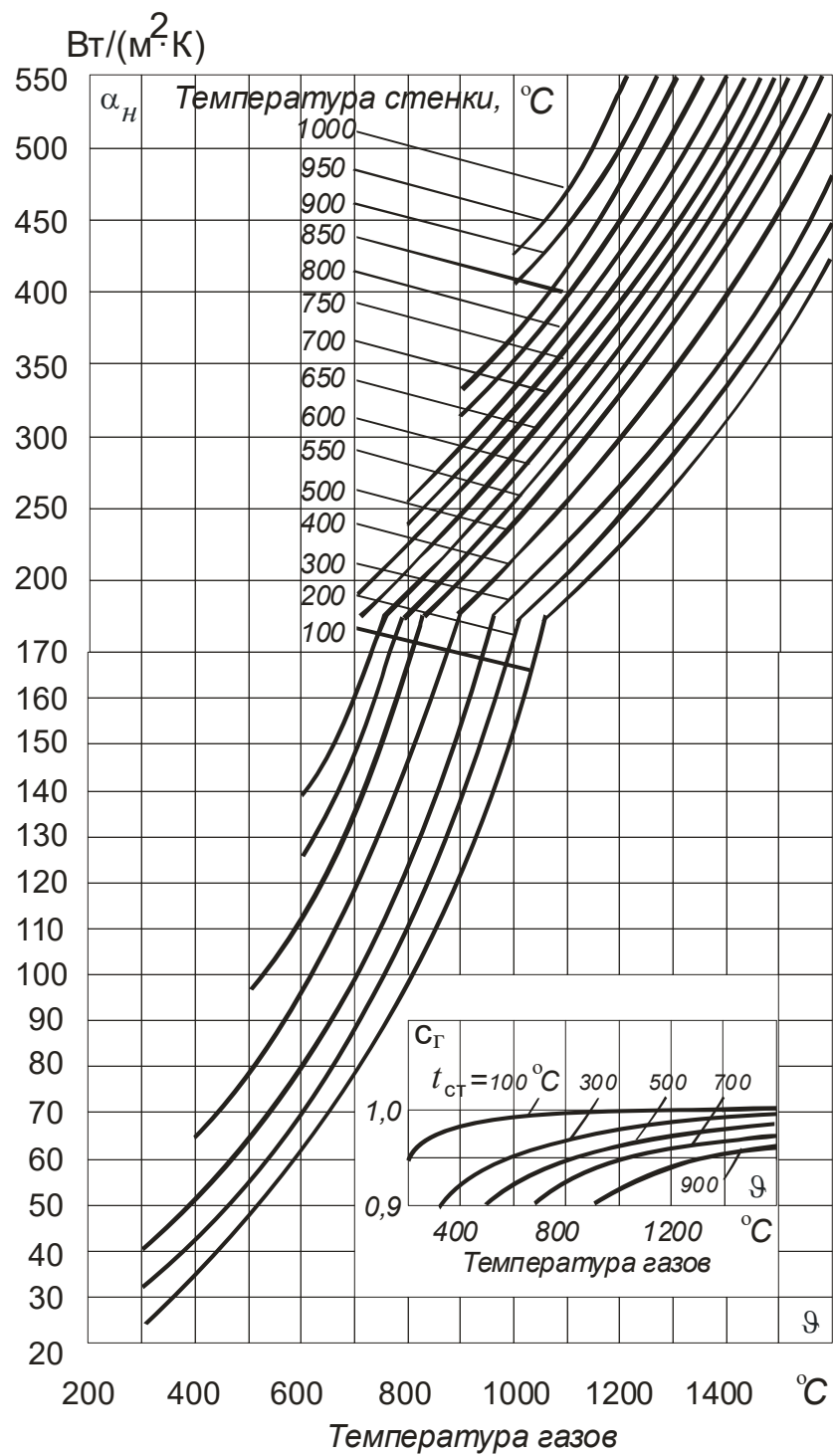


Рис. 4.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

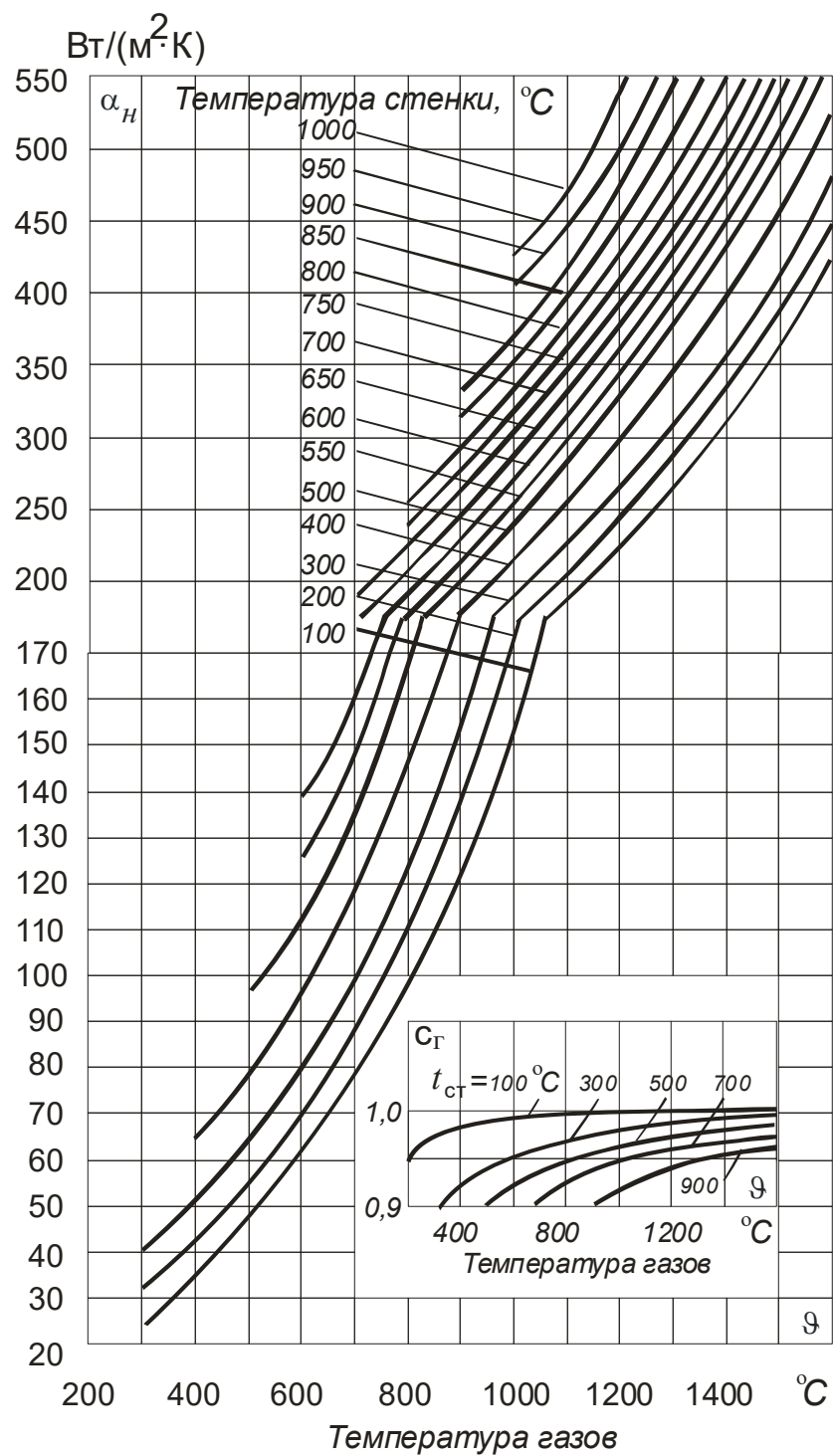


Рис. 4.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

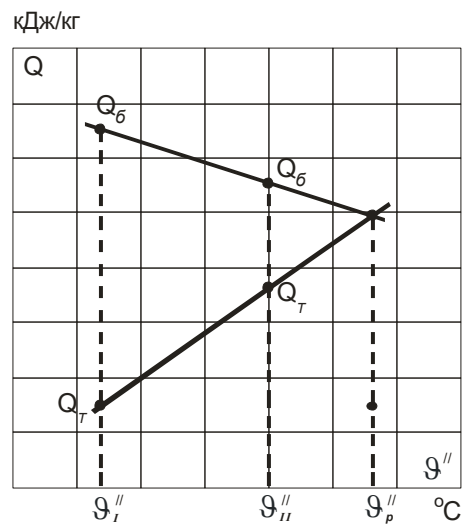
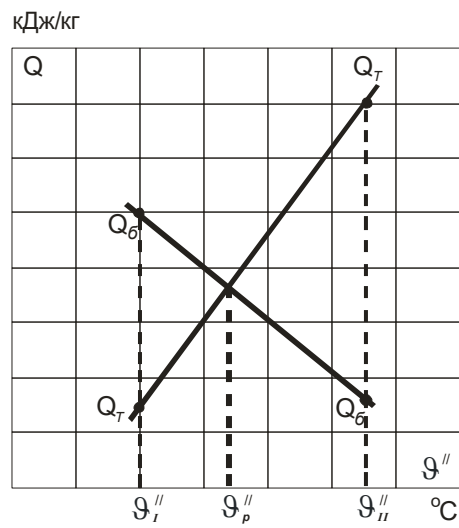


Рис. 4.5. Графическое определение расчетной температуры

Практическая работа №5

Расчет пароперегревателя

Пароперегреватель служит для перегрева насыщенного пара до необходимой температуры. В большинстве случаев в котлах малой и средней мощности значения температуры пара не превышают 225...400°C.

Пароперегреватели обычно состоят из группы параллельно включенных стальных змеевиков, составленных из труб малого диаметра (28...42мм), соединенных коллекторами.

Для поддержания значений коэффициента теплоотдачи α_2 (от стенки к пару) на необходимом уровне 900...3000 Вт/(м²·с) надо принимать скорость пара в перегревателе не ниже 25 м/с.

При определении необходимой величины поверхности нагрева пароперегревателя количество тепла, которое необходимо сообщить пароперегревателю, определяют из уравнения

$$Q_{пер} = D(h_2 - h_1), \text{ кВт}, \quad (5.1)$$

где D -расход перегретого пара, кг/с; h_2 и h_1 -конечная и начальная энтальпии пара, кДж/кг.

По найденному значению $Q_{пер}$ в соответствии с уравнением (5.1) находят энтальпию газов после пароперегревателя согласно уравнения теплового баланса (5.2), а затем по H-θ- диаграмме определяют температуру газов на выходе из пароперегревателя

$$Q_{пер} = B_p \phi (H'_{пер} - H''_{пер} + \Delta H_B), \text{ кВт}, \quad (5.2)$$

где B_p - расчетный расход топлива, кг/с; ϕ - коэффициент сохранения теплоты; $H'_{пер}$, $H''_{пер}$ - энтальпии газов на входе и выходе из пароперегревателя, кДж/кг; ΔH_B -энтальпия присасываемого в пароперегреватель воздуха, кДж/кг.

Значение расчетного коэффициента теплопередачи для пароперегревателя определяют по формуле

$$k_{пер} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}, \quad (5.3)$$

где α_1 и α_2 определяются по тем же выражениям и номограммам, что и для конвективных газоходов котла (см. раздел 4).

ψ -коэффициент тепловой эффективности, при коридорном расположении труб и сжигании твердых топлив определяется по табл.17; при сжигании газа ψ принимается равным 0,85; при сжигании мазута с $\alpha > 1,05$ ψ определяется по табл.18.

Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы пароперегревателя определяют по формуле

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{С)}, \quad (5.4)$$

где ξ - коэффициент использования. Принимается $\xi = 1$, α_k , α_l определяются, соответственно, из рис. 4.1 – 4.4.

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару определяется по рис. 5.1

$$\alpha_2 = \alpha_H \cdot C_d$$

Температура стенки труб пароперегревателя, принимаемая при сжигании твердого и жидкого топлива равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах ($^\circ\text{С}$), определяется

$$t_3 = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p}{H} Q_6, \quad (5.5)$$

где t - среднеарифметическое значение температуры пара в перегревателе, $^\circ\text{С}$;
 ε - коэффициент загрязнения, $\text{м}^2\cdot^\circ\text{С/Вт}$ (при сжигании жидких топлив $\varepsilon = 0,00257$; при сжигании твердых топлив $\varepsilon = 0,0043$);

При сжигании газообразного топлива

$$t_3 = t + 25, \text{ }^\circ\text{С}. \quad (5.6)$$

Температурный напор определяют по среднеарифметической разности температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{g'_{nep} + g''_{nep}}{2} - \frac{t_{nep} + t_H}{2}, \quad (5.7)$$

где g'_{nep} , g''_{nep} - температура газов до и после пароперегревателя $^\circ\text{С}$;

t_H , t_{nep} - температура насыщенного и перегретого пара, $^\circ\text{С}$.

Далее находят расчетную поверхность нагрева пароперегревателя

$$H_{nep} = \frac{Q_{nep}}{k_{nep} \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2 \quad (5.8)$$

Элементы пароперегревателя, составляющие расчетную поверхность нагрева, должны быть скомпонованы так, чтобы была обеспечена ранее принятая скорость движения пара (не ниже 25 м/с).

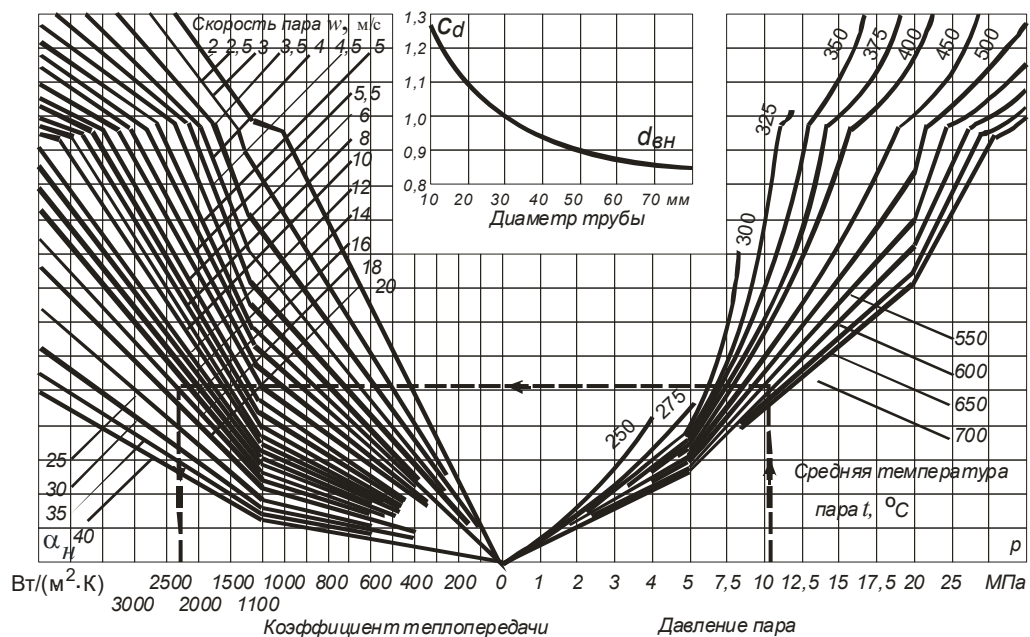


Рис 5.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

Практическая работа № 6

Расчет водяного экономайзера

Водяные экономайзеры устанавливают для снижения температуры уходящих газов, а следовательно, для повышения коэффициента полезного действия котельной установки.

В настоящее время изготавливают только один тип водяных чугунных экономайзеров – водяные экономайзеры системы ВТИ. Их собирают из чугунных ребристых труб различной длины, соединяемых между собой специальными фасонными частями – калачами.

В табл. 17 приведены основные данные ребристых труб экономайзеров системы ВТИ.

Таблица 17.

Длина трубы, мм	Число ребер на трубе	Масса одной трубы, кг	Поверхность нагрева газовой стороны, h_z , м ²	Живое сечение для прохода газов, f_z , м ²
1500	55	52,5	2,18	0,088
2000	75	67,7	2,95	0,12
2500	95	83,6	3,72	0,152
3000	115	99,3	4,49	0,184

Скорость газов в экономайзере принимают в пределах 6...9 м/с, но не менее 3 м/с. Скорость воды в трубах может изменяться в пределах 0,3...1,5 м/с.

Водяные экономайзеры рассчитывают следующим образом. Сначала по известным энтальпиям газов на входе в экономайзер ($H'_{вз}$) и на выходе из него (H_{yx}) определяют тепловосприятие экономайзера по уравнению теплового баланса

$$Q_{вз} = \varphi B_p (H'_{вз} - H_{yx} + \Delta H_{в}), \text{ кВт.} \quad (6.1)$$

Температуру воды на выходе из экономайзера $t''_в$ определяют из выражения

$$t''_в = t'_в + \frac{Q_{вз}}{c_{в} \cdot D_{вз}}, \text{ кВт,} \quad (6.2)$$

где $t'_в$ – температура воды на входе в экономайзер;

$c_{в}$ – теплоемкость воды, кДж/кг·°С;

$D_{вз}$ – количество воды, проходящей через экономайзер, кг/с.

$D_{вэ}=D_{нп}+D_{пр}$, где $D_{нп}$ - расход насыщенного пара кг/с; $D_{пр}$ - расход продувочной воды, кг/с. Для чугунного экономайзера $t'_э$ должна быть не менее чем на двадцать градусов ниже температуры насыщения для избежания кавитации.

Среднюю разность температур с достаточной степенью точности можно определить как среднеарифметическую величину

$$\Delta t_{cp} = \frac{g'_э + g''_э}{2} - \frac{t'_э + t''_э}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

(6.3)

Среднюю скорость газов в экономайзере подсчитывают по выражению

$$W_{cp} = \frac{B_p V_r (g^{cp}_э + 273)}{273 \cdot F_э}, \text{ м/с}$$

(6.4)

При этом живое сечение экономайзера $F_э=f_э \cdot m$ выбирают таким образом (набирая различное количество труб в горизонтальном ряду), чтобы W_{cp} была в пределах 6...9 м/с. Здесь m – число труб в горизонтальном ряду.

$k_э$ - коэффициент теплопередачи определяется по рис. 6.1.

После этого определяют расчетную поверхность нагрева экономайзера

$$H_{э} = \frac{Q_{э} \cdot 10^3}{k_э \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \text{ Здесь } k \text{ выражен в Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

(6.5)

Число горизонтальных рядов определяется как

$$n=H_{э}/h_э \cdot m,$$

(6.6)

где $h_э$ - поверхность нагрева одной трубы, м^2 , определяемая из табл. 17.

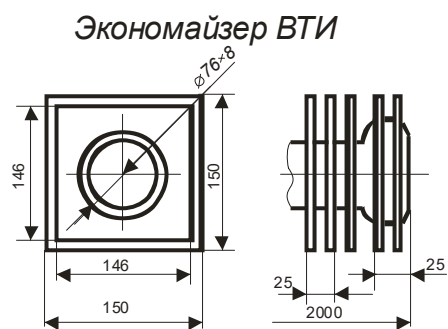
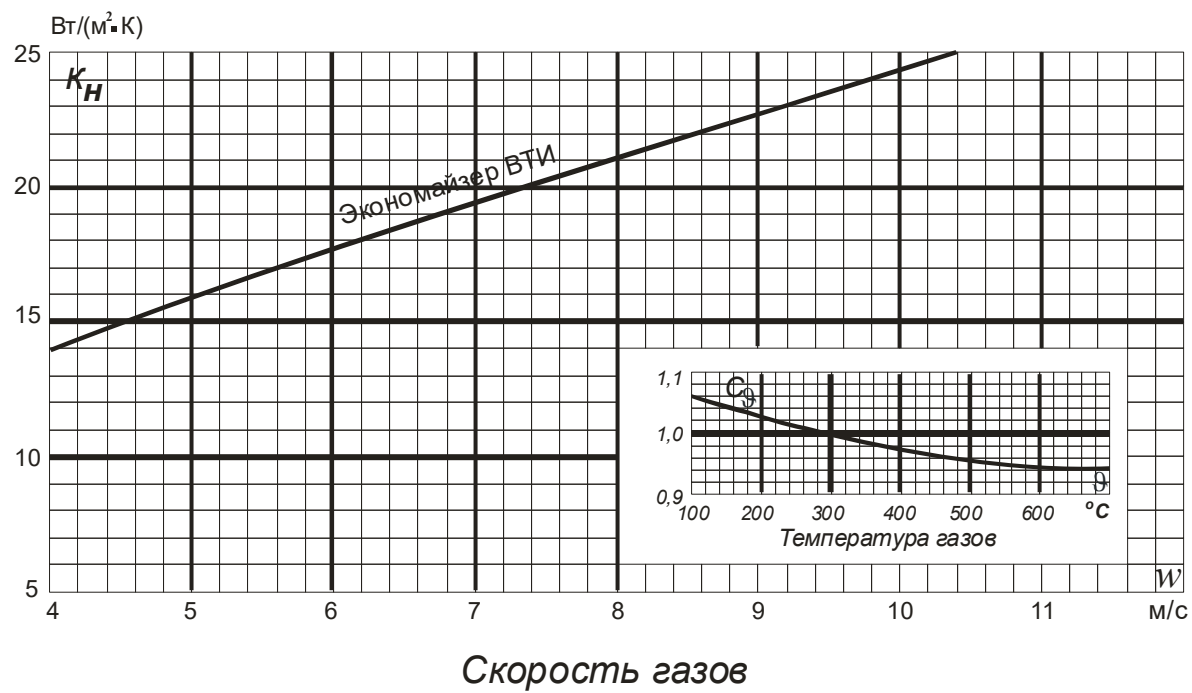


Рис. 6.1. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров

ЛИТЕРАТУРА

1. [Павлов, К.Ф.](#) Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб.пособие для вузов / К.Ф.Павлов,П.Г.Романков,А.А.Носков;под ред.П.Г.Романкова .— 12-е изд.,стер. — М., 2005 .— 576с.
2. Айнштейн В. Г. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник для вузов/ Под общ. ред. В. Г. Айнштейна. – М.: Логос; Высш. школа, 2003. Кн. 1. – 912 с.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под. ред. Н.В.Кузнецова и др. – М. :Энергия , 1973.- 296 с.
4. Гусев Ю.Л. Основы проектирования котельных установок.- М.: Изд-во литературы по строительству , 1973.- 291с.
5. Создание унифицированных котельных агрегатов. – Обзор НИИЭнформэнергомаш/ . М. , 1980.- 40 с.
6. Справочник по котельным установкам малой производительности / Под ред. К.Ф.Роддатиса и А.Н.Полторецкого. – М.: Энергоатомиздат , 1989. – 488с.

Учебно-методическое обеспечение дисциплины (модуля)

9.1 Основная литература

1. Кудинов В.А. Гидравлика: учебник и практикум для академического бакалавриата/ Кудинов В.А. - 4-е изд., пер. и доп. - М.: Издательство Юрайт, 2014. – 386 с. - <http://biblio-online.ru/>
- 2.Гусев А.А. Гидравлика: теория и практика / Гусев А.А. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Издательство Юрайт, 2014. – 285 с. - <http://biblio-online.ru/>
- 3 . Штеренлихт Д.В. Гидравлика: учебник для вузов/Д.В. Штеренлихт. – 3-е изд.,перераб. и доп. – М.: КолосС, 2008. -656 с.
4. Лапшев Н.Н. Гидравлика:учебник для вузов/ Н.Н. Лапшев. – 4-е изд., стер. – М.: Академия, 2012. – 280 с: ил.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы в примерах решения задач: учебное пособие для вузов/ Т.В. Артемьева (и др.); под ред. С.П.Стенина. – 2-е изд., стер. - М.: Академия, 2013. – 204 с: ил.

9.2 Дополнительная литература

Касаткин А.Г.. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А.Г. Касаткин. - 11-е Изд., стер. – М.: Альянс, 2004. – 753 с.

Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб.пособие для вузов / К.Ф.Павлов,П.Г.Романков,А.А.Носков;под ред.П.Г.Романкова .— 12-е изд.,стер. — М., 2005 .— 576с.

Теплотехника: учебник для вузов/В.Н. Луканин и др.; под ред В.Н.Луканина. – 5-е изд.,стер. – М.: Высш.шк., 2006. – 671 с.

Айнштейн В. Г. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник: [в 2 кн]/ [в 1 кн]/ Под общ. ред. В. Г. Айнштейна. – М.: Логос; Высш. школа, 2003. – 912 с.

Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии : Учебник для вузов:В 2 кн. Ч.1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю.И.Дытнерский .— 3-е изд. — М. : Химия, 2007 .— 400с.

Земцов В.М. Гидравлика: учебн.пособие для вузов/В.М. Земцов; под ред. Ю.В.Брянской. – М.:АСВ,2007. – 352 с.