



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»
(ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева)

Институт механики и энергетики имени В.П. Горячкина

Кафедра теплотехники, гидравлики и энергообеспечения предприятий

Расчетно-графическая работа
на тему: «Тепловой расчет энергетической котельной установки»

Дисциплина: Общая энергетика

Направление: Электроэнергетика и электротехника

Шифр 48

Выполнил
Студент 3 курса
Группы Д-М318
Ермаков М. А.

Проверил:
Д. Т. Н., профессор
Осмонов О. М.

(Оценка)

(Дата защиты)

Москва 2022

Содержание

Задание.....	3
Введение.....	5
1. Определение КПД котельного агрегата-брутто и расчетного расхода топлива, подаваемого в топочную камеру.....	6
2. Определение площади поверхности нагрева пароперегревателя.....	9
3. Определение площади поверхности нагрева экономайзера.....	12
4. Определение площади поверхности нагрева воздухоподогревателя.....	15
Список источников.....	18
	используемых

Задание на расчетно-графическую работу (РГР)

Студент Ермаков М. А.

Тема РГР: Тепловой расчет энергетической котельной установки

Исходные данные к определению КПД, расхода топлива и пароперегревателя:

Марка топлива – Кузнецкий Д;

$Q_H^p = 22860 \text{ кДж/кг}$ – низшая теплота сгорания топлива;

$V_g^0 = 6,01 \text{ м}^3/\text{кг}$ – теоретический объем воздуха, для сгорания 1 кг топлива;

$V_z^0 = 6,58 \text{ м}^3/\text{кг}$ – теоретический объем газа (уходящих дымовых газов);

$k_{ne} = 50 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплопередачи пароперегревателя;

$P = 3\%$ – величина непрерывной продувки.

Исходные данные к определению расхода топлива и пароперегревателя:

$D_{ne} = 59 \text{ кг/с}$ – производительность теплогенератора;

$p_{nn} = 110 \text{ бар}$ – давление перегретого пара;

$t_{nn} = 510 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура перегретого пара;

$t_{ne} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура питательной воды;

$t_{yx} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура уходящих газов;

$\alpha_{yx} = 1,33$ – коэффициент избытка воздуха за последним газоходом;

$t_{x.с} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура воздуха в котельной;

$\vartheta'_{ne} = 990 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура дымовых газов на входе за последним газоходом;

$q_5 = 0,5\%$ – потери теплоты от наружного охлаждения;

$c_2'' = 1,621 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ – теплоемкость дымовых газов за пароперегревателем.

Исходные данные к расчету экономайзера:

$t'_{не} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура питательной воды на входе в экономайзер;

$\Delta \alpha_{эк} = 0,08$ – величина присоса холодного воздуха;

$k_{эк} = 45 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопередачи экономайзера

Исходные данные к расчету воздухонагревателя:

$t''_г = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура горячего воздуха на выходе из воздухонагревателя;

$\Delta \alpha_{пл} = 0,04$ – присос воздуха в пылеприготовительной установке;

$\Delta \alpha_m = 0,07$ – присос воздуха в топке;

$\Delta \alpha_{вн} = 0,03$ – присос воздуха в воздухоподогревателе;

$k_{вн} = 18 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопередачи для воздухонагревателя.

Дата выдачи задания

«1» ноября 2022 г.

Руководитель д.т.н, профессор Осмонов О. М.

Задание принято к исполнению (подпись студента)

Введение

Специалисты в областях инженерно-технической деятельности должны обладать определенным уровнем знания отраслей промышленности, поскольку производства разного рода находятся в более или менее тесном взаимодействии, а продукция одних отраслей промышленности используется другими отраслями. К тому же вся хозяйственная деятельность человека оказывает определенное, часто отрицательное воздействие на окружающую среду, а это в настоящее время является фактором, требующим постоянного эффективного и квалифицированного противодействия.

Под энергетикой вообще следует понимать совокупность больших естественных (природных) и искусственных (созданным человеком) систем, предназначенных для получения, преобразования, распределения и использования в народном хозяйстве энергетических ресурсов всех видов».

В более узком смысле будем считать энергетикой искусственную систему (отрасль промышленности), имеющую указанное выше назначение, определенную структуру, технологии, принципы организации деятельности и результаты этой деятельности, производящую и поставляющую энергоресурсы преимущественно в виде электрической и тепловой энергии.

Под производством в энергетике будем понимать работу и организацию работы отрасли в целом, включая и звенья транспортировки, подачи энергии потребителям.

Определение КПД котельного агрегата-брутто и расчетного расхода топлива, подаваемого в топочную камеру

Расчетный расход топлива (B_p , кг/с) определяется с учетом механической неполноты сгорания по формуле:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_3}{110} \right), \text{ кг/с,}$$

где B – натуральный (полный) расход топлива, кг/с; q_3 – потери тепла от механической неполноты сгорания, %.

$$B_p = 6,923 \cdot \left(1 - \frac{3}{110} \right) = 6,72 \text{ кг/с}$$

Натуральный расход топлива (для парового котла):

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_p^p \cdot \eta_k^{бp}} \cdot 110, \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где $Q_{ка}$ – расход (количество) полезно использованной (в котлоагрегате) теплоты, кВт; Q_p^p – располагаемая теплота топлива, кДж/кг; $\eta_k^{бp}$ – КПД котлоагрегата «брутто».

$$B = \frac{158130,08}{22860 \cdot 99,3} \cdot 110 = 6,923 \text{ кг/с}$$

Расход полезно использованной (в котлоагрегате) теплоты:

$$Q_{ка} = D_{пе} \cdot (h_{пт} - h_{пв}) - D_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{пв}), \text{ кДж/кг},$$

где $D_{пе}$ – паропроизводительность котлоагрегата, кг/с; $h_{пт}$, $h_{пв}$, $h_{кв}$ – энтальпии перегретого пара, питательной и котловой воды, кДж/кг; $D_{пр}$ – расход непрерывной продувки, кг/с.

Энтальпия перегретого пара определяется по давлению и температуре перегретого пара (табл. П3). Энтальпия питательной воды определяется при $t_{пв}$ по табл. П5 при $p = 1,2p_{пп}$. Энтальпия котловой (продувочной) воды ($h_{кв}$) определяется по табл. П6 при $p = 1,1 p_{пп}$.

$$h_{пп} = 3325 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{пв} = 768,9 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{кв} = 1350 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q_{ка} = 59 \cdot (3325 - 768,9) - 1,8 \cdot (1350 - 768,9) = 158130,08 \text{ кДж/кг}$$

Расход непрерывной продувки определяется по формуле:

$$D_{пр} = 0,01 \cdot P \cdot D_{не}, \text{ кг/с},$$

где P – величина непрерывной продувки, %.

$$D_{пр} = 0,01 \cdot 3 \cdot 59 = 1,8 \text{ кг/с}$$

Для большинства видов достаточно сухих и малозольных топлив и газового топлива располагаемую теплоту можно принимать:

$$Q_p^p = Q_H^p, \text{ кДж/кг},$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг.

$$Q_p^p = 22860 \text{ кДж/кг}$$

КПД котлоагрегата «брутто» определяется по формуле:

$$\eta_{к}^{\text{бп}} = 110 - (q_2 + q_3 + q_3 + q_5 + q_6), \%,$$

где q_2 – потери теплоты с уходящими газами; q_3 – потери теплоты от химической неполноты сгорания (химический недожог); q_3 – потери теплоты от механической неполноты сгорания (механический недожог); q_5 – потери теплоты в окружающую среду; q_6 – потери теплоты с физической теплотой шлаков.

$$\eta_{к}^{\text{бп}} = 110 - (7,2 + 0 + 3 + 0,5 + 0) = 99,3 \%$$

Потери теплоты с уходящими газами в процентах определяем по формуле:

$$q_2 = \frac{(h_{yx} - \alpha_{yx} \cdot h_{xв}) \cdot (110 - q_3)}{Q_p^p}, \%,$$

где h_{yx} – энтальпия уходящих (дымовых) газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата, кДж/кг; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом; $h_{xв}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$q_2 = \frac{(1633,79 - 1,33 \cdot 234,21) \cdot (110 - 3)}{22860} = 7,2\%$$

Энтальпия уходящих газов:

$$h_{yx} = V_2 \cdot c_2 \cdot \vartheta_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где V_2 – объем уходящих (дымовых) газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата, м³/кг; c_2 – теплоемкость дымовых газов среднего состава при температуре ϑ_r (табл. П1), кДж/(м³·К); ϑ_2 – температура уходящих газов, °С.

$$h_{yx} = 8,56 \cdot 1,301 \cdot 130 = 1633,79 \text{ кДж/кг}$$

Здесь действительный объем дымовых газов:

$$V_2 = V_2^0 + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_в^0, \text{ м}^3/\text{кг},$$

где V_2^0 – теоретическое количество (объем) уходящих дымовых газов, м³/кг; $V_в^0$ – теоретическое количество воздуха, для сгорания 1 кг топлива, м³/кг.

$$V_2 = 6,58 + (1,33 - 1) \cdot 6,01 = 8,56 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Энтальпию холодного воздуха определяем по формуле:

$$h_{x.в} = V_в^0 \cdot c_в \cdot t_{x.в}, \text{ кДж/кг},$$

где $t_{xв}$ – температура воздуха в котельной, °С; $c_в$ – теплоемкость воздуха при температуре $t_{x.в}$ (берем из табл. П2).

$$h_{x.в} = 6,01 \cdot 1,299 \cdot 30 = 234,21 \text{ кДж/кг}$$

Потери теплоты от химического недожога q_3 и потери теплоты от механического недожога q_3 определяются по табл. П3. Потери тепла от наружного охлаждения $q_5 = 0,5\%$ (см. задание). Потери с физической теплотой шлака можно

принимать $q_6 = 0$.

Теплоемкость дымовых газов среднего состава при температуре уходящих газов t_{yx} определяется по табл. П1. При выполнении задачи можно воспользоваться значением теплоемкости газов среднего состава при данной температуре.

Определение площади поверхности нагрева пароперегревателя

Площадь поверхности нагрева пароперегревателя определяется по формуле:

$$H_{ne} = \frac{Q_{ne} \cdot B_p}{k_{ne} \cdot \Delta t_{ne}}, \text{ м}^2,$$

где Q_{ne} – количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе, кДж/кг;
 k_{ne} – коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, кВт/(м²·К); Δt_{ne} – средний температурный напор в пароперегревателе, °С.

$$H_{ne} = \frac{5987,79 \cdot 6,72}{50 \cdot 298,61} = 2,77 \text{ м}^2$$

Количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе, определяем по формуле:

$$Q_{ne} = \frac{D_{ne} \cdot (h'' - h' + \Delta h_{no})}{B_p}, \text{ кДж/кг},$$

где h'' – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя, кДж/кг (принимается $h'' = h_{пп}$, используем табл. П3 по давлению $p_{пп}$ и температуре $t_{пп}$ перегретого пара); h' – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель ($h' = h_{пп}$, берем из табл. П6 при $p_6 = 1,1p_{пп}$); $\Delta h_{no} = 63$ кДж/кг – тепловосприятие в пароохладителе.

$$h'' = 3325 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h' = 2706 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$Q_{ne} = \frac{59 \cdot (3325 - 2706 + 63)}{6,72} = 5987,79 \text{ кДж/кг}$$

Средний температурный напор при определении поверхности нагрева конвективного пароперегревателя как для прямого, так и для противотока определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{ne} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где Δt_m – разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наименьшая, $^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{ne} = \frac{380 - 189,77}{\ln\left(\frac{380}{189,77}\right)} = 298,61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температурный напор на входе газов в пароперегреватель (противоток):

$$\Delta t_{\delta} = \vartheta'_{ne} - t'', \text{ } ^\circ\text{C},$$

где ϑ'_{ne} – температура дымовых газов на входе в пароперегреватель, $^\circ\text{C}$; t'' – температура пара на выходе из пароперегревателя, $^\circ\text{C}$ ($t'' = t_{nm}$).

$$\Delta t_{\delta} = 990 - 510 = 480 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температурный напор на выходе газов из пароперегревателя (противоток):

$$\Delta t_m = \vartheta''_{ne} - t', \text{ } ^\circ\text{C},$$

где ϑ''_{ne} – температура дымовых газов на выходе из пароперегревателя, $^\circ\text{C}$; t' – температура насыщенного пара на входе в пароперегреватель, $^\circ\text{C}$ (принимая $t' = t_n$, по табл. Пб при $p = 1,1 p_{nm}$)

$$t' = t_n = 318,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 604,74 - 318,1 = 286,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура дымовых газов на выходе из пароперегревателя определяется (методом подбора температуры и теплоемкости из табл. П1) по формуле

$$\vartheta''_{ne} = \frac{h''_2}{V''_2 \cdot c''_2}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где h''_2 – энтальпия газов за пароперегревателем, кДж/кг; V''_2 – действительный объем дымовых газов за пароперегревателем, м³/кг; c''_2 – теплоемкость дымовых газов за пароперегревателем, кДж/(м³ · $^\circ\text{C}$).

$$V_2^{i/i} = V_2^0 + i \cdot i$$

$$V_2^{i/i} = 6,58 + (1,23 - 1) \cdot 6,01 = 7,96 \text{ м}^3/\text{кг} \cdot i$$

$$\vartheta_{ne}'' = \frac{7803,06}{7,96 \cdot 1,621} = 604,74 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов за пароперегревателем определяется по формуле:

$$h_2^{i/i} = h_2^i - \frac{Q_{ne}}{\varphi} + \Delta \alpha_{ne} \cdot h_{x,e}, \text{ кДж/кг} \cdot i$$

где h_2^i - энтальпии газов (продуктов сгорания) на входе в пароперегреватель, кДж/кг; φ - коэффициент сохранения теплоты; $\Delta \alpha_{ne}$ - присос воздуха в газоходе пароперегревателя; $h_{x,e}$ - энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$h_2^{i/i} = 13813,16 - \frac{5987,79}{0,995} + 0,04 \cdot 234,21 = 7804,65 \text{ кДж/кг} \cdot i$$

Энтальпия газов на входе в пароперегреватель определяется по формуле:

$$h_{ne}' = V_2' \cdot c_2 \cdot \vartheta_{ne}', \text{ кДж/кг}$$

где V_2' - действительный объем дымовых газов перед пароперегревателем, $\text{м}^3/\text{кг}$; c_2 - теплоемкость дымовых газов при температуре ϑ_{ne}' (табл. П1).

$$h_{ne}' = V_2' \cdot c_2 \cdot \vartheta_{ne}' = 7,78 \cdot 1,691 \cdot 990 = 14665,03 \text{ кДж/кг}$$

Здесь, действительный объем дымовых газов перед пароперегревателем, определяется по формуле:

$$V_2^i = V_2^0 + (\alpha_{ne}' - 1) \cdot V_{e,0}, \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_2^i = 6,58 + (1,2 - 1) \cdot 6,01 = 7,78 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Коэффициент сохранения теплоты определяем по формуле:

$$\varphi = 1 - \left(\frac{q_5}{110} \right)$$

$$\varphi = 1 - \left(\frac{0,5}{110} \right) = 0,995$$

Определение площади поверхности нагрева экономайзера

Площадь поверхности нагрева экономайзера ($H_{\text{эк}}$, м²) определяется по формуле:

$$H_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{эк}} \cdot B_p}{k_3 \cdot \Delta t_3}$$

где $Q_{\text{эк}}$ – количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере, кДж/кг;
 k_3 – коэффициент теплопередачи для экономайзера, кВт/(м²·К); Δt_3 – средний температурный напор в экономайзере, °С.

$$H_{\text{эк}} = \frac{1323,66 \cdot 6,72}{45 \cdot 538,26} = 0,53 \text{ м}^2$$

Количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере, определяется по формуле:

$$Q_{\text{эк}} = \frac{D_{\text{эк}} \cdot (h''_{\text{нв}} - h'_{\text{нв}})}{B_p}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где $D_{\text{эк}}$ – расход воды через экономайзер, кг/с; $h''_{\text{нв}}$, $h'_{\text{нв}}$ – энтальпии воды (или пароводяной смеси) на выходе из экономайзера и на входе в экономайзер, кДж/кг.

$$Q_{\text{эк}} = \frac{59,3 \cdot (918,9 - 768,9)}{6,72} = 1323,66 \text{ кДж/кг}$$

Расход воды через экономайзер определяется по формуле:

$$D_{\text{эк}} = D_{\text{не}} + D_{\text{пр}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

Здесь расход непрерывной продувки $D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot P \cdot D_{\text{не}}$, где P - процент продувки (по заданию).

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 10 = 0,3 \text{ кг/с}$$

$$D_{\text{эк}} = 59 + 0,3 = 59,3 \text{ кг/с}$$

Энтальпия питательной воды на входе во 2-ю ступень водяного экономайзера $h'_{\text{нв}}$, кДж/кг (по табл. П5 при $p_3 = 1,2 p_{\text{не}}$ и температуре воды на входе в экономайзер $t'_{\text{нв}}$).

Энтальпия питательной воды на выходе из 2-й ступени водяного экономайзера:

$$h''_{\text{нв}} = h'_{\text{нв}} + 150, \text{ кДж/кг}$$

$$h'_{\text{нв}} = 768,9 \text{ кДж/кг}$$

$$h''_{ng} = 768,9 + 150 = 918,9 \text{ кДж/кг}$$

Средний температурный напор при определении поверхности нагрева экономайзера определяем (с учетом схемы движения теплоносителей) как среднелогарифмическую разность температур:

$$\Delta t_g = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)} \text{ град}$$

где Δt_{δ} – разность температур между продуктами сгорания и питательной водой на том конце поверхности нагрева, где она наибольшая, °С; Δt_m – разность температур между продуктами сгорания и питательной водой на том конце поверхности нагрева, где она наименьшая, °С.

$$\Delta t_g = \frac{871,91 - 303,01}{\ln\left(\frac{871,91}{303,01}\right)} = 538,26 \text{ град}$$

Температурный напор на входе в экономайзер (противоток):

$$\Delta t_m = \vartheta'_{эк} - t''_{ng}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\vartheta'_{эк}$ – температура газов на входе в экономайзер, °С; t''_{ng} – температура воды на выходе из экономайзера, принимаем учитывая, что энтальпия питательной воды на входе во 2-ю ступень водяного экономайзера h'_{ng} , кДж/кг (табл. П5 при $p_3 = 1,2 p_{ne}$ и t'_{ng}).

$$\Delta t_m = 1071,91 - 768,9 = 303,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температурный напор на выходе из экономайзера (противоток):

$$\Delta t_{\delta} = \vartheta''_{эк} - t'_{ng}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

здесь $\vartheta''_{эк}$ – температура газов на выходе из экономайзера, °С; t'_{ng} – температура воды на входе в экономайзер, °С

$$\Delta t_{\delta} = 1071,91 - 200 = 871,91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура газов на выходе из экономайзера определяется методом подбора температуры и теплоемкости (по табл. П1):

$$\vartheta''_{эк} = \frac{h''_2}{V''_2 \cdot c''_2}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где h_2'' – энтальпия газов на выходе из 2-й ступени экономайзера, кДж/кг;
 V_2'' – действительный объем дымовых газов за экономайзером 2-й ступени, м³
/кг; c_2'' – теплоемкость дымовых газов за экономайзером, кДж/(м³·К).

$$g_{эк}'' = \frac{14665,03}{8,44 \cdot 1,621} = 1071,91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Действительный объем дымовых газов за экономайзером 2-й ступени:

$$V_2'' = V_2^0 + (\alpha_{вз} - 1) \cdot V_2^0, \text{ м}^3/\text{кг},$$

где $\alpha_{вз}$ – коэффициент избытка воздуха дымовых газов за экономайзером

$$V_2'' = 6,58 + (1,31 - 1) \cdot 6,01 = 8,44 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Коэффициент избытка воздуха дымовых газов за экономайзером:

$$\alpha_{вз} = \alpha_{не}'' + \Delta \alpha_{вз}$$

$$\alpha_{вз} = 1,23 + 0,08 = 1,31$$

Энтальпия газов на выходе из 2-й ступени экономайзера:

$$h_2'' = h_2^i + \Delta \alpha_{эк} \cdot h_{не}^i - \frac{Q_{эк}}{\varphi}, \text{ кДж/кг}$$

здесь $\Delta \alpha_{эк}$ – присос воздуха в газоходе экономайзера; h_2^i – энтальпия газов (продуктов сгорания) на входе в экономайзер, кДж/кг (берется из расчета пароперегревателя).

$$h_2'' = 13813,16 + 0,08 \cdot 234,21 - \frac{1323,66}{0,995} = 12501,59 \text{ кДж/кг}$$

Определение площади поверхности нагрева воздухоподогревателя

Площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя ($H_{вп}$, м²) определяется по формуле:

$$H_{вп} = \frac{Q_{вп} \cdot B_p}{k_{вп} \cdot \Delta t_{вп}}, \text{ м}^2$$

где $Q_{вп}$ – количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе, кДж/кг; $k_{вп}$ – коэффициент теплопередачи для воздухоподогревателя, кВт/(м²·К); $\Delta t_{вп}$ – средний температурный напор в воздухоподогревателе, °С.

$$H_{вп} = \frac{1786 \cdot 6,72}{18 \cdot 32,95} = 20,24 \text{ м}^2$$

Количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе, определяется по формуле:

$$Q_{вп} = \dot{V} \cdot \beta^{i/i} \cdot \Delta \alpha_{вп}$$

где $\beta^{i/i}$ – отношение количества воздуха за 1-й ступенью воздухоподогревателя к теоретически необходимому; $\Delta \alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе; $h_g^{i/i}$ – энтальпии теоретически необходимого объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя и входе в него, кДж/кг.

$$Q_{вп} = \left(1,13 + \frac{0,04}{2} \right) \cdot (1595,05 - 234,21) = 1564,97 \text{ кДж/кг}$$

Отношение количества воздуха за 1-й ступенью воздухоподогревателя к теоретически необходимому:

$$\beta^{i/i} = \alpha_m - \Delta \alpha_m - \Delta \alpha_{пл} + \Delta \alpha_{вп}$$

где α_m – коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta \alpha_m$ – присос воздуха в топке; $\Delta \alpha_{пл}$ – присос воздуха в пылеприготовительной установке; $\Delta \alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе.

$$\beta^{i/i} = 1,2 - 0,07 - 0,04 + 0,04 = 1,13$$

Энтальпию воздуха на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя можно принимать $h_g^{i/i} = h_{x.g}$. Энтальпия воздуха на выходе из 1-й ступени воздухоподогревателя:

$$h_g^{i/i} = V_g^0 \cdot c_p'' \cdot \theta_g'' \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ кДж/кг}$$

где c''_g – теплоемкость воздуха при температуре ϑ''_g (табл. П2). Температура газов на выходе из воздухоподогревателя 1-й ступени $\vartheta''_{en} = \vartheta_{yx}$ (см. по заданию).

$$h_g^{i/i} = 6,01 \cdot 1,327 \cdot 200 = 1595,05 \text{ кДж/кг } i$$

Средний температурный напор при определении поверхности нагрева воздухоподогревателя можно определить как среднеарифметическую разность температур:

$$\Delta t_{en} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где Δt_{max} – разность температур (температурный напор) между продуктами сгорания и воздухом на входе газов, $^\circ\text{C}$; Δt_{min} – разность температур между продуктами сгорания и воздухом на выходе газов, $^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{en} = \frac{110 - 44,1}{2} = 32,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температурный напор на входе газов:

$$\Delta t_{min} = \vartheta_{en}^i - \vartheta_g^{i/i}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где ϑ_{en}^i – температура газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя, $^\circ\text{C}$; $\vartheta_g^{i/i}$ – температура воздуха на выходе из 1-й ступени воздухоподогревателя, $^\circ\text{C}$ (см. по заданию).

$$\Delta t_{min} = 244,1 - 200 = 44,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температурный напор на выходе газов:

$$\Delta t_{max} = \vartheta_{en}^{i/i} - \vartheta_g^i, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где $\vartheta_{en}^{i/i}$ – температура газов на выходе воздухоподогревателя 1-й ступени, $^\circ\text{C}$ (принимается $\vartheta_{en}^{i/i} = \vartheta_{yx}^i$); ϑ_g^i – температура воздуха на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя, $^\circ\text{C}$ (принимается $\vartheta_g^i = t_{xg}$).

$$\Delta t_{max} = 130 - 30 = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя определяется методом подбора температуры и теплоемкости (табл. П1):

$$\vartheta_{en}^i = \frac{h_{en}^i}{V_2 \cdot c_2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где h_{en}^i – энтальпия газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя, кДж/кг; V_2 – действительный объем дымовых газов за воздухоподогревателем, $\text{м}^3/\text{кг}$; c_2 – теплоемкость дымовых газов, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$).

$$\vartheta_{en}^i = \frac{3387,37}{8,56 \cdot 1,621} = 244,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Действительный объем дымовых газов за воздухоподогревателем:

$$V_2 = V_2^0 + (\alpha_{en1} - 1) \cdot V_6^0, \text{ } \text{м}^3/\text{кг}$$

где $\alpha_{en1} = \alpha_{yx}$.

$$V_2 = 6,58 + (1,33 - 1) \cdot 6,01 = 8,56 \text{ } \text{м}^3/\text{кг}$$

Энтальпия газов на входе в 1-ю ступень воздухоподогревателя:

$$h_{en}^i = h_{en}^{i/i} + \frac{Q_{en} - \Delta \alpha_{en} \cdot h_{nrc}}{\varphi}, \text{ } \text{кДж/кг}$$

где $h_{en}^{i/i}$ – энтальпия газов на выходе из воздухоподогревателя 1-й ступени, кДж/кг (принимается $h_{en}^{i/i} = h_{yx}$); h_{nrc} – энтальпия присосов при средней температуре воздуха, кДж/кг (определяется по формуле $h_{nrc} = V_6^0 \cdot c_6 \cdot \vartheta_6$). В свою очередь средняя температура воздуха определяется как $\vartheta_6 = (\vartheta_6' + \vartheta_6'')/2$, $^\circ\text{C}$

$$h_{nrc} = 6,01 \cdot 115 \cdot 1,299 = 897,8 \text{ } \text{кДж/кг}$$

$$\vartheta_6 = \frac{30 + 200}{2} = 115 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{en}^i = 1633,79 + \frac{1564,97}{0,995} - 0,04 \cdot 897,8 = 3387,37 \text{ } \text{кДж/кг}$$

Список используемых источников

1. Осмонов О.М. Лекции по курсу «Общая энергетика». – М.: РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, 2015.
2. Смородин С.Н., Иванов А.Н., Белоусов В.Н., Лакомкин В.Ю. Тепловой и аэродинамический расчеты котельных установок: учебное пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2013.
3. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод)/ НПО ЦКТИ. СПб., 1898.

