

А.И.Анарбаев, Ж.А.Нормуминов, В.Косокина

Ташкентский государственный технический университет, Узбекистан

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ В КОТЛОАГРЕГАТАХ

Аннотация

Рассмотрена система комплексного теплоснабжения от паровых котлов с использованием конденсационных теплоутилизаторов на основе тепловых испытаний котлоагрегата ТГМП-114С Сырдарьинской ТЭС. Установлено, что повышение экономичности системы теплоснабжения для котлов составляет до 8%.

Введение

Перспективным резервом повышения экономичности котельных установок на ТЭС является использование теплоты конденсации паров, содержащихся в уходящих газах. В первую очередь это относится к обслуживанию системы отопления и ГВС на ТЭС. Для создания конденсационного режима работы парового котла (режима конденсации паров из дымовых газов) необходимо, чтобы поверхности теплообмена, с которыми контактируют уходящие газы, имели температуру ниже точки росы. Если в котельной предусмотрен контур ГВС, то обеспечить такой режим работы котла можно, за счет подачи в конденсационный утилизатор (КУ) тепловой энергии воды из системы холодного водоснабжения.

Наиболее эффективным использование холодной воды в КУ будет при обслуживании:

- двухтрубной системы теплоснабжения с открытым водоразбором для ГВС;
- четырехтрубной системы теплоснабжения.

Что касается чаще применяемых открытых систем, в которых нагрев холодной воды в КУ возможен, то в них обычно в качестве теплоисточника используются бойлеры ТЭС (в которых для нагрева теплофикационной воды используется пар из отборов паровых турбин). При нагреве холодной подпиточной воды в КУ уменьшается отбор пара, что снижает эффективность регенеративного цикла ТЭС. Для этого они оснащены мощной аппаратурой водоумягчения и деаэрации.

Применение открытых систем позволяет заметно повысить КПД котлоагрегатов, но это связано с ограничениями по охлаждению воды.

В случае закрытых систем холодная вода последовательно нагревается в КУ до 30-40 °С, а после умягчения в догревателе поступает в подающий трубопровод ГВС. Необходимость в дополнительных трубах объясняется тем, что нагретую в котельной воду ГВС нужно

транспортировать по трубопроводу к местам потребления. Это удорожает систему теплоснабжения и требует обязательного технико-экономического обоснования.

В обоих случаях нагреваемая вода и на входе, и на выходе из теплоутилизатора имеет температуру ниже точки росы уходящих газов t_p , составляющую в среднем $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при сжигании газового топлива), что обеспечивает конденсацию паров на всей поверхности теплообмена теплоутилизатора и его высокую эффективность.

Вопросу использования КУ в котельной технике посвящен ряд публикаций, и во всех этих статьях рассматривается схема, при которой охлаждение уходящих газов производится водой из системы холодного водоснабжения [1, 3]. Большинство существующих в республике Узбекистан систем теплоснабжения – открытые двухтрубные, в которых питание котла производится водой из обратного трубопровода с температурой существенно выше водопроводной.

Особенность закрытых систем состоит в том, что нагрев холодной воды для ГВС производится вблизи мест потребления горячей воды. Полезное свойство холодной воды, заключающееся в возможности максимально эффективного охлаждения уходящих газов котла, в этом случае используется только косвенно – для охлаждения обратной воды, возвращаемой к котлоагрегату. Температура обратной сетевой воды значительно выше холодной. Кроме того, она существенно изменяется в течение отопительного сезона: от $60\text{-}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ при максимальных нагрузках до $30\text{-}35\text{ }^{\circ}\text{C}$ при минимальных. Все же на протяжении значительной продолжительности отопительного сезона она ниже t_p . Переменность температуры обратной воды ставит вопрос о возможности и целесообразности использования КУ в котлоагрегатах, обслуживающих закрытые двухтрубные тепловые сети. Для правильной оценки необходимо выполнить расчеты, основанные на методике тепловлажностного расчета КУ, имеющей существенные отличия от тепловых расчетов в теплообменниках сухого теплообмена.

Расчет характеристик конденсационных теплоутилизаторов

Передача тепловой энергии от дымовых газов нагреваемой воде в теплоутилизаторах традиционного сухого теплообмена происходит за счет разности температур теплоносителей. Количество переданной энергии при этом рассчитывается по известной формуле

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp},$$

где k – коэффициент теплопередачи, F – площадь поверхности теплообмена, а Δt_{cp} – средняя за процесс разность температур, определяемая как среднелогарифмическое значение между начальной и конечной разностью температур, исходя из наличия линейной зависимости между температурой газов и воды.

В контактных теплоутилизаторах энтальпия слоя определяется по аналогичной формуле, в которой используется температура воды и влагосодержание, соответствующее насыщенному состоянию парогазовой смеси при температуре воды и являющееся табличной величиной.

В КУ дополнительно к переданной теплоте за счет снижения температуры газов добавляется теплота конденсации. Количество теплоты, содержащейся в газах равно сумме температурной и влажностной составляющей, которая выражается энтальпией [4]

$$i = c \cdot t + i'' \cdot x,$$

где c, t, i'', x – соответственно теплоемкость, температура, энтальпия насыщенных паров и влагосодержание газов. Поэтому для расчета параметров КУ для расчетов процесса теплопередачи используется разность энтальпий теплоносителей – газов и нагреваемой воды.

Погрешность состоит в том, что газы не имеют прямого контакта с водой, ибо на пути к ней встречается газовый слой, покрывающий поверхность воды и содержащий пары, выделяемые водой. Температура воды определяет концентрацию паров. Таким образом, в этом случае теплообмен газов происходит не собственно с водой, а с обволакивающим ее слоем, насыщенным водяными парами.

В конденсационных рекуперативных теплоутилизаторах газы контактируют с наружной поверхностью трубы, внутри которой находится вода. Температура этой поверхности, хотя и чуть выше (на 1°C) температуры воды, но все же ниже точки росы газов, и в результате на поверхности трубы происходит конденсация водяных паров.

В [3], в частности, описывающей процессы кондиционирования воздуха, принято, что у поверхности труб образуется парогазовый слой с влагосодержанием, соответствующим состоянию насыщения при температуре наружной стенки. Таким образом, процесс теплообмена в конденсационном и контактном теплоутилизаторе аналогичен. Исключением является то, что в конденсационном теплоутилизаторе температура стенки трубы немного выше, чем у воды в контактном.

Для расчета процессов теплопередачи в контактном КУ используется уравнение

$$Q = b \cdot F \cdot \Delta i_{cp},$$

где b – коэффициент массообмена, F – площадь поверхности нагрева, Δi_{cp} – средняя за процесс разность энтальпий.

Вопросу использования КУ в котельной технике посвящено немало публикаций [1÷3], однако ни в одной из них не рассматривается основополагающий вопрос общей методики расчета процесса. Описываются отдельные частные случаи, приводятся эмпирические данные, относящиеся к узкому диапазону исследованных параметров.

Это объясняется следующим.

Во-первых, в невозможности определения средней разности Δi_{cp} по двум крайним значениям разности энтальпий, как это принято при расчете среднелогарифмической разности температур в теплообменниках сухого теплообмена. В КУ нет линейной связи между энтальпиями греющего (уходящие газы) и нагреваемого теплоносителя (вода), которая существует в сухих теплообменниках. Поэтому используют громоздкий ступенчатый метод расчета с использованием I-d диаграммы [3].

Во-вторых, использование вместо коэффициента теплоотдачи a коэффициента массообмена b . Между тем, было установлено [5,6], что при испарении воды в потоке газа имеет место соотношение $a/b = c_{\Gamma}$ для определения теплоемкости газа, что позволяет вместо b использовать зависимости для a . В [4] было установлено, что это соотношение с небольшими отклонениями соблюдается и для процессов с конденсацией паров. Таким образом, остается определить Δi_{cp} . Для решения этой задачи в [5,6] предложено расчетное уравнение:

$$\Delta i_{cp} = i_0 - 4,19 \cdot B \cdot t_k + \left\{ 2,093 \cdot B \cdot (t_k^2 - t_n^2) - 351 \cdot (e^{0,0535t_k} - e^{0,0535t_n}) \right\} / (t_k - t_n)$$

где $B = G_B / G_{CT}$, – расходы воды и сухих газов; t_k, t_n – температуры воды (начальная и конечная); i_0 – начальная энтальпия газов.

На примере схемы четырехтрубной системы теплоснабжения, определим целесообразность использования КУ тепла уходящих газов в паровых котлах при закрытой схеме.

Целью конструктивного расчета КУ является определение количества получаемой теплоты и необходимой площади поверхности теплообменных труб.

Расчеты проведены для различных температурных графиков теплосети (130, 140 и 150/70 °С) с последовательной схемой присоединения теплообменников ГВС. Результаты расчета основных показателей работы теплоутилизатора приведены в таблице 1.

Из таблицы 1 видно, что область эффективного конденсационного режима использования теплоутилизатора, соответствующая температуре нагрева воды ниже точки росы газов (55 °С), расширяется с повышением расчетной температуры сетевой воды. Соответственно увеличивается производительность теплоутилизатора.

Порядок расчета проводился следующим образом.

Известными являются расход утилизируемых газов G_{ce} , начальная температура t_{yx} , влагосодержание x_{yx} , начальная температура нагреваемой воды t_{el} . Для вычисления величины Δi_{cp} требуется знать расход воды G_e и ее конечную температуру t_{ek} .

Задаются значения конечной энтальпии газов

$$i'_{yx} = i''_e + \Delta,$$

где i''_e – энтальпия насыщенной парогазовой смеси при начальной

Таблица.1 Зависимость показателей работы теплоутилизатора от величины нагрузки котла ТГМП-114С и расчетной температуры сетевой воды

Показатели	Максимальная расчетная температура сетевой воды	Относительная нагрузка отопления						
		1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
1. Тепловая нагрузка котла, Гкал/ч		314	265	239,3	213	188,3	171,8	138
2. Расход уходящих газов, т/ч		121,5	102,5	91,35	80,	70,4	63,6	51,2
3. Расход сетевой воды, м ³ /ч	150 130 110	750 1000 1500						
4. Температура обратной сетевой воды после охлаждения в теплообменнике ГВС первой ступени(t ₂), °С	150 130 110	50 54,5 57,5	45 48 52	42 44,5 49	38 41 46	35,5 38 43	32 35,5 43	29 35,5 43
5. Энтальпия насыщенной смеси при t ₂ , кДж/кг	150 130 110	—* —* —*	202 240 374	178 197 333	145 170 297	129 145 267	107 129 267	92 129 267
6. Тепловая энергия, полученная в теплоутилизаторе, ГДж/ч	150 130 110	9,375 9,375 9,375	19,5 18 12,8	22 20 15	21,9 19,8 16,2	20,4 19,2 16,3	19,6 18,4 16,3	19,6 18,4 16,3
7. Температура воды после теплоутилизатора, °С	150 130 110	53,3 56,8 57	51,2 52 54	49 49,3 51,4	45 45,8 48,6	42 42,6 45,6	38,7 39,9 45,6	38,7 39,9 45,6
8. Прирост КПД отла за счет применения теплоутилизатора, %	150 130 110	3,3 3,3 3,3	7,38 6,5 4,8	9,2 8 6,3	10,1 9 7,5	10,8 9,9 8,65	11,3 10,2 8,6	11,3 10,2 8,6

* Режим работы без конденсации водяных паров: поверхность нагрева КУ – 62,5 м².

температуре воды по таблице водяного пара [3], Δ – превышение энтальпии газов по отношению к теоретически минимальному значению.

Далее определяют производительность КУ

$$Q = G_g \cdot (i_{yx} - i'_{yx}),$$

Выбираются значения t_k и рассчитывается

$$G_g = Q/c \cdot (t_k - t_{xg}).$$

По формуле определяют Δi_{cp} . В конце рассчитывается требуемая поверхность труб.

Расчет применительно к котлоагрегату ТГМП-114С

Теплопроизводительность котла в точке излома:

$$Q = (0,41 \times 0,8 + 0,2) \times 314 \times 10^6 \times 0,239 = 15,3 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Расход горючего газа $B = 15,3 \times 10^6 / 40,1 \times 10 \times 0,95 = 40,3 \text{ т/ч}$

Расход уходящих газов: $G_{c2} = 40,3 \times 13,8 = 556,14 \text{ т/ч}$,

сетевой воды: $G_c = 75 \times 10^6 / 4,19 \times (130 - 70) = 298,5 \text{ т/ч}$

Примем, что энтальпия газов на выходе утилизатора $\Delta i_{yx} = i_{yx} - (i''_g + \Delta i)$, где i''_g – энтальпия насыщенной парогазовой смеси при температуре сетевой воды на входе в утилизатор, являющаяся теоретическим пределом охлаждения газов, Δi превышение энтальпии охлажденных газов по отношению к теоретическому пределу.

Температура сетевой воды на выходе утилизатора из уравнения теплового баланса $298,5 \times 4,19 \times (t_k - 35,5) = 556,14 \times (499 - 198)$, откуда $t_k = 3,45 + 35,5 = 38,95 \text{ }^\circ\text{C}$

Теплопроизводительность: $Q = 298,5 \times 10 \times 3,45 = 10298,7 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$.

Разность энтальпий между теплоносителями: на входе в утилизатор $499 - 153 = 346 \text{ кДж/кг}$, на выходе принята 70 кДж/ч , средняя разность по упрощенной среднелогарифмической формуле $(346 - 70) / \ln(346/70) = 180 \text{ кДж/кг}$ (при расчете по точной формуле $\Delta i_{cp} = 214 \text{ кДж/кг}$).

Поверхность нагрева $F = 10298,7 \times 10^6 / 180 \times 150 = 178 \text{ м}$, плотность теплового потока $q = 10298,7 \times 10^6 / 178 = 57,8 \times 10^3 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Расчет показателей при максимальной нагрузке отопления.

Расход продуктов сгорания $G = 75 \times 10^6 / 40,1 \times 10 \times 0,95 \times 13,8 = 32,6 \text{ т/ч}$

$\delta t = 0,25 \times (130 - 70) \times 15 = 70 - 5 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, что совпадает с точкой росы газов $56 \text{ }^\circ\text{C}$, утилизатор работает в режиме без конденсации паров. Температуру охлажденных газов на выходе утилизатора определим из соотношения: $Q = 3260 \times (180 - t_{yx}) = 150 \times 17,8 \times [(180 - t_k) + (t_{yx} - 40) \times 0,5]$.

Примем $t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, тогда подбором $t_{yx} = 101 \text{ }^\circ\text{C}$.

$Q = 32600 \times (180 - 101) = 2575000 \text{ кДж/ч}$.

Прирост КПД $\Delta \eta = 2575000 \times 100 / 75 \times 10^6 = 3,4\%$

Отношение поверхности нагрева КУ ($62,5 \text{ м}^2$) к поверхности нагрева котла составило порядка 30%; в чугунных экономайзерах ВТИ, устанавливаемых за паровыми котлами, это отношение близко к 100%

Заключение

Представленные выше расчеты относятся к режимам близким к предельному охлаждению уходящих газов котла, при которых их температура снижается до 80-85 °С, а влагосодержание уменьшается в 2-3 раза.

Уменьшение выбросов влаги в атмосферу является положительным фактором, но низкая температура дымовых газов ухудшает условия рассеивания вредных выбросов. Кроме того, глубокое охлаждение газов требует значительные площади поверхности теплообмена.

Оптимальным решением в этой ситуации может стать разработка технических схем, в частности [7] предусматривающие некоторое ограничение степени охлаждения газов с уменьшением производительности теплоутилизатора и, соответственно, снижением экономии тепловой энергии.

Таким образом, использование теплоты уходящих газов газифицированных котлов в КУ может повысить КПД котлов при предельно глубоком охлаждении газов на 8%. Оптимальная температура охлаждения газов и, соответственно, экономия тепловой энергии и прирост КПД выбираются по технико-экономическим соображениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Анализ эффективности применения теплоутилизатора за паровым котлом ДЕ 10-14ГМ // Промышленная энергетика. 1997, № 4.
2. Кудинов А.А. Повышение эффективности котлов // Промышленная энергетика. 1997, № 8.
3. Баскаков А.П., Мунц В.А., Филипповский Н.Ф. Анализ возможностей глубокого охлаждения продуктов сгорания котельных установок // Промышленная энергетика. 2009, № 10.
4. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные контактные водонагреватели. М.: Стройиздат, 1988, 378 с.
5. Бухаркин Е.Н. К методике теплового расчета конденсационных утилизаторов за котлами // Теплоэнергетика. 1997, № 2.
6. Бухаркин Е.Н. Тепловой расчет конденсационных гладкотрубных утилизаторов за котлами // Промышленная энергетика. 1995, № 11.
7. Нормуминов Ж.А., Захидов Р.А., Анарбаев А.И., Косокина В. Схема утилизации теплоэнергии котлоагрегатов ТЭС путем конденсации водяных паров уходящих газов. Узб. журнал. Проблемы энерго- и ресурсосбережения. №3-4, 2016 г. сс.158-162.