

7. ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ЗА СЧЁТ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ВЛАЖНЫХ ГАЗОВ

Влажные газы возникают при сжигании водородосодержащих топлив (природный газ, попутный нефтяной газ, мазут) и влажных твердых топлив (уголь, торф, горючие сланцы) в котельных, промышленных печах аппаратах с погружными горелками и других топливоиспользующих установках. Влагосодержание продуктов сгорания может составлять 100 и более граммов на килограмм сухого газа. Тепло таких газов можно полезно использовать. Если при этом происходит конденсация водяных паров, то этот процесс называют глубокой утилизацией тепла влажных газов [6].

Глубокая утилизация теплоты влажных газов дает ряд технических преимуществ;

- при ее осуществлении используется не только физическая теплота газов, но и теплота конденсации содержащихся в них паров;

- процесс передачи тепла становится гораздо интенсивнее и для утилизации можно использовать теплообменные аппараты с существенно меньшей поверхностью нагрева;

- при конденсации влаги из продуктов сгорания в ней растворяется часть окислы азота, что положительно влияет на состояние окружающей среды;

- образовавшийся конденсат можно использовать на технологические нужды.

Для утилизации тепла влажных газов применяются поверхностные и контактные теплообменные аппараты. Если используются аппараты поверхностного типа, то их теплообменная поверхность должна быть защищена от коррозии.

Расчет систем утилизации влажных газов существенно сложнее, чем обычных тепловых ВЭР, поскольку процесс теплообмена сопровождается процессом массообмена. При этом ошибки расчета таких утилизационных установок могут привести к негативным последствиям. На выходе из теплообменников-утилизаторов необходимо поддерживать вполне определенные температуры и концентрации влажных газов, так как нельзя допустить конденсации содержащихся в них паров в дымовых трубах и газоходах. При нагревании холодных газов возникает возможность обмерзания поверхности теплообмена, которая ухудшает работу теплообменного аппарата и может привести к выходу его из строя.

При расчете систем утилизации влажных газов необходимо решить два вида задач. К первому виду относится определение количества влаги в парогазовых смесях, которое определяет количество тепла, выделяющееся при конденсации и интенсивность теплообмена при охлаждении газа. Второй вид задач связан с определением площади поверхности теплообмена конденсационных теплообменников-утилизаторов или определением их тепловой нагрузки и параметров теплоносителей на выходе для аппаратов с заданной конструкцией и площадью теплообменной поверхности.

Вторая группа задач относится к определению площади поверхности теплообменных аппаратов, предназначенных для утилизации теплоты влажного воздуха. Чаще всего такие аппараты представляют собой газожидкостные калориферы с гладкими или оребренными трубками. Если температура холодного теплоносителя ниже температуры точки росы горячего теплоносителя, то в теплообменном аппарате происходит процесс конденсации пара из парогазовой смеси. Полная теплота, передаваемая в таких

теплообменниках, складывается из теплоты охлаждения газов и тепла конденсации водяных паров.

Процесс передачи тепла в теплообменниках с влаговываждением существенно интенсивнее, чем в обычных теплообменниках.

При небольшом изменении температуры теплообменной поверхности и если конденсация имеет место на всей поверхности теплообмена, то определение площади поверхности теплообменного аппарата может быть проведено по методу коэффициента влаговываждения. При выпадении влаги из парогазовой смеси для теплообменного аппарата с гладкими трубами площадь теплообменной поверхности F может быть рассчитана по следующим формулам:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta \bar{t}}, \quad K = \frac{1}{1/(\alpha_1 \cdot \xi) + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}; \quad (37)$$

где Q - тепловая нагрузка теплообменного аппарата; K - коэффициент теплопередачи; $\Delta \bar{t}$ - средняя логарифмическая разность температур в теплообменном аппарате; α_1, α_2 - коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителя при сухом теплообмене; δ/λ - термическое сопротивление стенки; ξ - коэффициент влаговываждения, представляющий собой отношение количества полного тепла, передаваемого в теплообменном аппарате к количеству явного тепла.

Для расчета коэффициента влаговываждения используют выражение:

$$\xi = \frac{\delta H}{c_p \cdot \delta \cdot t} = \frac{H'_1 - H''_1}{c_p (t'_1 - t''_1)}, \quad (38)$$

где δH - разность энтальпий, $\delta \cdot t$ - разность температур на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него.

При тепловом конструктивном расчете теплообменного аппарата задают общее количество передаваемого в нем тепла, а следовательно, и разность энтальпий на входе и на выходе. Неизвестным является значение температуры на выходе. Определить это значение при малом изменении температуры холодного теплоносителя (и поверхности теплообмена) можно следующим образом. В $H-d$ – диаграмме процесс обработки воздуха при малом изменении температуры представляет собой прямую линию, соединяющую точки, соответствующие состоянию влажного газа на входе в теплообменник и состоянию насыщенных водяных паров при средней температуре поверхности теплообмена (их положение соответствует кривой насыщения и температуре поверхности). Конечная температура влажного газа лежит на пересечении линии обработки воздуха и линии постоянной энтальпии, соответствующей параметрам влажного газа на выходе (рис.2). Определенная таким образом температура позволяет найти коэффициент влаговыведения и рассчитать площадь поверхности теплообмена по приведенным выше формулам.

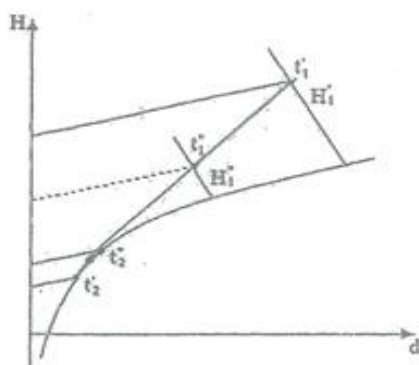


Рис.2 Процессы в $H-d$ – диаграмме

В большинстве случаев в теплообменниках для утилизации тепла влажных газов используются оребренные поверхности теплообмена. Тогда для расчета коэффициента теплопередачи со стороны оребренной поверхности справедливы формулы:

$$K = \frac{1}{1/(\alpha_1 \cdot \eta \cdot \psi \cdot \xi) + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}; \quad \eta = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} (1 - \eta_p), \quad (39)$$

где $\psi = F_{op}/F_o$ - коэффициент развития поверхности в оребренном теплообменнике; η - КПД оребренной поверхности; η_p - КПД ребра, вычисляемый по известным формулам, либо номограммам. Необходимо помнить, что в случае движения влажных газов КПД ребра изменяется. Его можно приближенно вычислить по тем же формулам, что для сухих ребер, но коэффициент теплоотдачи, входящий в эти формулы вычисляется в этом случае с учетом коэффициента влаговыпадения:

$$\alpha_{\text{влажн}} = \alpha_1 \cdot \xi. \quad (40)$$

Часто возникает задача поверочного расчета теплообменного аппарата, в котором неизвестной величиной является количество передаваемого тепла, а площадь поверхности и начальные параметры теплоносителей считаются заданными. В этом случае необходимо предварительно задаться конечной температурой холодного теплоносителя. Далее определяется тепловая нагрузка, коэффициент влаговыпадения, коэффициент теплопередачи и вычислить новое значение тепловой нагрузки по заданной площади поверхности аппарата. Дальнейший расчёт проводится методом подбора задаваемой конечной температуры холодного теплоносителя, поскольку метод последовательных приближений при решении этой задачи обычно не сходится.

Пример

Определить экономию тепловой энергии при установке теплообменника для утилизации тепла влажных продуктов сгорания. Теплообменник представляет собой калорифер с оребренными трубками с площадью оребренной поверхности 114 м^2 .

Температура поступающих в теплообменник газов составляет 135°C , их влагосодержание – $0,12 \text{ кг/кг}$. Продукты сгорания служат для предварительного подогрева воды, поступающей в теплообменник с температурой $+9^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи при сухом теплообмене со стороны воздуха составляет $22,1 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$, со стороны воды – $11000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$. Расход газов через теплообменник составляет $1,48 \text{ кг/с}$, расход жидкости $7,0 \text{ кг/с}$.

Ребра изготовлены из алюминия, их толщина – $0,5 \text{ мм}$, высота – 10 мм , коэффициент развития поверхности при оребрении – 10 .

Решение

Зададим конечную температуру воды на выходе из теплообменника – 25°C . Тепловая нагрузка теплообменника при этом составит

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} (t_2'' - t_1') = 7,0 \cdot 4200 \cdot (25 - 9) = 470,4 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Энтальпия газов на входе в аппарат может быть определена по H-d- диаграмме или вычислена по формуле:

$$H_1'' = t_1' \cdot c_{p1} + x_1'(r + t_1'(c_p)_{\text{пара}});$$

$$H_1'' = 135 \cdot 1,005 + 0,12 \cdot (2480 + 135 \cdot 1,98) = 466,0 \text{ кДж/кг};$$

Энтальпию газов на выходе из аппаратов найдем из выражения:

$$H_1'' = H_1' - \frac{Q}{G_1};$$

$$H'' = 466,0 - \frac{470,4}{1,48} = 148,2 \text{ кДж/кг.}$$

Температура газов на выходе из аппарата находится по H-d-диаграмме на линии, соединяющей точки, соответствующие начальным параметрам газа и средним параметрам воды (см. приложение), и составляет $t_1'' = 35,6^\circ \text{C}$

Температура точки росы на выходе газов из теплообменника составляет 32°C . Таким образом, она выше, чем температура холодного теплоносителя, и конденсация пара из влажного газа имеет место на всей поверхности теплообмена.

По полученным значениям температуры и энтальпии вычислим коэффициент влаговываждения. теплоемкость дымовых газов берем из таблицы [7] равной $c_p = 1,10 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

$$\xi = \frac{H_1' - H_1''}{c_p(t_1' - t_1'')}; \quad \xi = \frac{466,0 - 148,2}{1,10 \cdot (135 - 35,6)} = 3,20$$

Вычисляем среднюю логарифмическую разность температур в теплообменнике, приводя перекрестноточную схему движения теплоносителей к противоточной:

$$\Delta \bar{t}_L = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1' - t_2')}{(t_1'' - t_2'')}}; \quad \Delta \bar{t}_L = \frac{(135 - 25) - (35,6 - 9)}{\ln \frac{(135 - 25)}{(35,6 - 9)}} = 58,7^\circ \text{C}.$$

Для вычисления коэффициента теплопередачи необходимо найти КПД влажного ребра. Определяем параметр m :

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \cdot \lambda}} \cdot \xi; \quad m = \sqrt{\frac{2 \cdot 22,1}{0,0005 \cdot 204}} \cdot 3,20 = 35,5.$$

Эффективность круглого ребра может быть определена по номограмме или вычислена по формуле:

$$\eta_0 = \frac{th(mh\sqrt[3]{d/d_0})}{mh\sqrt[3]{d/d_0}}; \quad \eta_0 = \frac{th(35,5 \cdot 0,010 \cdot \sqrt[3]{0,039/0,018})}{(35,5 \cdot 0,010 \cdot \sqrt[3]{0,039/0,018})} = 0,935.$$

КПД оребренной поверхности:

$$\eta = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} \cdot (1 - \eta_0) = 1 - \frac{10 - 1}{10} \cdot (1 - 0,935) = 0,942.$$

Коэффициент теплопередачи со стороны оребренной поверхности (термическим сопротивлением стенки трубы пренебрегаем):

$$K = \frac{1}{1/(\alpha_1 \eta \xi) + \varphi/\alpha_2} = \frac{1}{1/(21,1 \cdot 0,942 \cdot 10 \cdot 3,62) + 10/11000} = 62,7.$$

Новое значение тепловой нагрузки теплообменника:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{л}}; \quad Q = 62,7 \cdot 114 \cdot 58,7 = 420,3 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Новое значение температуры воды на выходе из аппарата:

$$t_2'' = t_1' + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}} = 9 + \frac{404,4}{7,0 \cdot 4,2} = 23,3^\circ \text{C.}$$

Принимаем новое значение температуры воды на выходе средним между первым приближением и вновь полученным значением $t_2 = 24,2^\circ \text{C}$.

Повторяем расчеты, пока тепловая нагрузка теплообменника не будет меняться более чем на 1%.

В результате получаем окончательное значение тепловой нагрузки, температуры воды на выходе из теплообменника, а также температуры влагосодержания (по H-d-диаграмме) парогазовой смеси на выходе из теплообменника.

$$t_2'' = 24,4^{\circ} \text{C}; \quad Q = 451,5 \cdot 10^3 \text{ Вт}; \quad t_1' = 40,6^{\circ} \text{C}; \quad x_1' = 0,047 \text{ кг/кг}.$$

Исходные данные

Таблица 9

№ варианта	F, м ²	$t_1', ^{\circ}\text{C}$	$x_1', \text{кг/кг}$	$t_2'', ^{\circ}\text{C}$	$t_1'', ^{\circ}\text{C}$	G ₁ , кг/с	G ₂ , кг/с
1,16	50	165	0,08	6	35	1,0	3,0
2,17	60	160	0,085	7	34	1,1	3,5
3,18	70	155	0,09	8	32	1,2	4,0
4,19	80	150	0,095	9	30	1,3	4,5
5,20	90	145	0,10	10	29	1,42	5,0
6,21	100	140	0,11	9	27	1,44	5,5
7,22	110	135	0,12	8	25	1,46	6,0
8,23	120	130	0,13	7	23	1,52	6,5
9,24	130	135	0,12	6	25	1,6	7,0
10,25	140	140	0,11	5	27	1,7	7,5
11,26	150	145	0,10	6	29	1,8	8,0
12,27	160	150	0,95	7	31	1,9	8,5
13,28	170	155	0,9	8	33	2,0	9,0
14,29	180	160	0,85	9	35	2,2	9,5
15,30	190	160	0,8	10	36	2,4	10,0

Данные, которые не указаны в таблице, берутся из примера решения.8.