**Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования**

**«Самарский Государственный Технический Университет»**

**Кафедра «Химическая технология и промышленная экология»**

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

**по дисциплине «Техническая термодинамика и теплотехника»**

**Тема: Расчет установки утилизации теплоты отходящих газов технологической печи**

Выполнил: Студент Рябинина Е.А.

ЗФ курс III группа 19

Проверил: Консультант Чуркина А.Ю.

Самара 2010 г.

**Введение**

На большинстве химических предприятий образуются высоко- и низко-температурные тепловые отходы, которые могут быть использованы в качестве вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). К ним относятся уходящие газы различных котлов и технологических печей, охлаждаемые потоки, охлаждающая вода и отработанный пар.

Тепловые ВЭР в значительной степени покрывают потребности в тепле отдельных производств. Так, в азотной промышленности за счет ВЭР удовлетворяется боле 26 % потребности в тепле, в содовой промышленности – более 11 %.

Количество использованных ВЭР зависит от трех факторов: температуры ВЭР, их тепловой мощности и непрерывности выхода.

В настоящее время наибольшее распространение получила утилизация тепла отходящих производственных газов, которые почти для всех огнетехнических процессов имеют высокий температурный потенциал и в большинстве производств могут использоваться непрерывно. Тепло отходящих газов является основной состовляющей энергетического баланса. Его используют преимущественно для технологических, а в некоторых случаях – и для энергетических целей ( в котлах-утилизаторах).

Однако широкое использование высокотемпературных тепловых ВЭР связано с разработкой методов утилизации, в том числе тепла раскаленных шлаков, продуктов и т. д., новых способов утилизации тепла отходящих газов, а также с совершенствованием конструкций существующего утилизационного оборудования.

**1. Описание технологической схемы**

В трубчатых печах, не имеющих камеры конвекции, или в печах радиантно-конвекционного типа, но имеющих сравнительно высокую начальную температуру нагреваемого продукта, температура отходящих газов может быть сравнительно высокой, что приводит к повышенным потерям тепла, уменьшению КПД печи и большему расходу топлива. Поэтому необходимо использовать тепло отходящих газов. Этого можно достигнуть либо применением воздухоподогревателя, нагревающего воздух, поступающий в печь для горения топлива, либо установкой котлов-утилизаторов, позволяющих получить водяной пар, необходимый для технологических нужд.

Однако для осуществления подогрева воздуха требуются дополнительные затраты на сооружение воздухоподогревателя, воздуходувки, а также дополнительный расход электроэнергии, потребляемый двигателем воздуходувки.

Для обеспечения нормальной эксплуатации воздухоподогревателя важно предотвратить возможность коррозии его поверхности со стороны потока дымовых газов. Такое явление возможно, когда температура поверхности теплообмена ниже температуры точки росы; при этом часть дымовых газов, непосредственно соприкасаясь с поверхностью воздухоподогревателя, значительно охлаждается, содержащийся в них водяной пар частично конденсируется и, поглощая из газов диоксид серы, образует агрессивную слабую кислоту.

Точка росы соответствует температуре, при которой давление насыщенных паров воды оказывается равным парциальному давлению водяных паров, содержащихся в дымовых газах.

Одним из наиболее надежных способов защиты от коррозии является предварительный подогрев воздуха каким-либо способом (например, в водяных или паровых калориферах) до температуры выше точки росы. Такая коррозия может иметь место и на поверхности конвекционных труб, если температура сырья, поступающего в печь, ниже точки росы.

Источником теплоты, для повышения температуры насыщенного пара, является реакция окисления (горения) первичного топлива. Образующиеся при горении дымовые газы отдают свою теплоту в радиационной, а затем конвекционной камерах сырьевому потоку (водяному пару). Перегретый водяной пар поступает к потребителю, а продукты сгорания покидают печь и поступают в котел-утилизатор. На выходе из КУ насыщенный водяной пар поступает обратно на подачу в печь перегрева пара, а дымовые газы, охлаждаясь питательной водой, поступают в воздухоподогреватель. Из воздухопо-догревателя дымовые газы поступают в КТАН, где поступающая по змеевику вода нагревается и идет на прямую к потребителю, а дымовые газы – в атмосферу.

**2. Расчет печи**

**2.1 Расчет процесса горения**

Определим низшую теплоту сгорания топлива *Qрн*. Если топливо представляет собой индивидуальный углеводород, то теплота сгорания его *Qрн* равна стандартной теплоте сгорания за вычетом теплоты испарения воды, находящейся в продуктах сгорания. Также она может быть рассчитана по стандартным тепловым эффектам образования исходных и конечных продуктов исходя из закона Гесса.

Для топлива, состоящего из смеси углеводородов, теплота сгорания определяется, но правилу аддитивности:



где *Qpiн* - теплота сгорания *i*-гo компонента топлива;

*yi* - концентрация *i*-гo компонента топлива в долях от единицы, тогда:

*Qрнсм =* 35,84 ∙ 0,987 + 63,80 ∙ 0,0033+ 91,32 ∙ 0,0012+ 118,73 ∙ 0,0004 + 146,10 ∙ 0,0001 = 35,75 МДж/м3.

Молярную масса топлива:

*Mm = Σ Mi ∙ yi,*

где *Mi* – молярная масса *i*-гo компонента топлива, отсюда:

*Mm =*16,042 ∙ 0,987 + 30,07 ∙ 0,0033 + 44,094 ∙ 0,0012 + 58,120 ∙ 0,0004 + 72,15 ∙ 0,0001 + 44,010∙0,001+ 28,01 ∙ 0,007 = 16,25 кг/моль.



кг/м3,



тогда *Qрнсм*, выраженная в МДж/кг, равна:

МДж/кг.



Результаты расчета сводим в табл. 1:

**Состав топлива** *Таблица 1*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Компонент | Молярная масса *Mi*,  кг/кмоль | Молярная доля *yi*,  кмоль/кмоль | *Mi ∙ yi,*  кг/кмоль |
| CH4 | 16,042 | 0,9870 | 15,83 |
| C2H6 | 30,070 | 0,0033 | 0,10 |
| C3H8 | 44,094 | 0,0012 | 0,05 |
| н-C4H10 | 58,120 | 0,0004 | 0,02 |
| C5H12 | 72,150 | 0,0001 | 0,01 |
| CO2 | 44,010 | 0,0010 | 0,04 |
| N2 | 28,010 | 0,0070 | 0,20 |
| ИТОГО: |  | 1,0000 | 16,25 |

Определим элементарный состав топлива, % (масс.):

содержание углерода



содержание водорода



содержание кислорода



содержание азота



,



где *niC* , *niH*, *niN* , *niO* - число атомов углерода, водорода, азота и кислорода в молекулах отдельных компонентов, входящих в состав топлива;

- содержание каждого компонента топлива, масс. %;



*xi* - содержание каждого компонента топлива, мол. %;

*Mi*- молярная масса отдельных компонентов топлива;

*Мm* - молярная масса топлива.

Проверка состава:

C + H + O + N = 74,0 + 24,6 + 0,2 + 1,2 = 100 % (масс.).

Определим теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, оно определяется из стехиометрического уравнения реакции горения и содержания кислорода в атмосферном воздухе. Если известен элементарный состав топлива, теоретическое количество воздуха *L0*, кг/кг, вычисляется по формуле:



кг/кг.



На практике для обеспечения полноты сгорания топлива в топку вводят избыточное количество воздуха, найдем действительный расход воздуха при α = 1,25:

*L=αL0*,

где *L* - действительный расход воздуха;

α - коэффициент избытка воздуха,

*L=*1,25∙17,0 = 21,25 кг/кг.

Удельный объем воздуха (н. у.) для горения 1 кг топлива:



где *ρв* = 1,293 – плотность воздуха при нормальных условиях,

м3/кг.



Найдем количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива:

если известен элементарный состав топлива, то массовый состав дымовых газов в расчете на 1 кг топлива при полном его сгорании может быть определен на основании следующих уравнений:



кг/кг;



кг/кг;



кг/кг;



кг/кг,



где *mCO2*, *mH2O*, *mN2*, *mO2* - масса соответствующих газов, кг.

Суммарное количество продуктов горения:

*mп. с* = *mCO2 + mH2O + mN2 + mO2,*

*mп. с* = 2,71 + 2,21 + 16,33 + 1,00 = 22,25 кг/кг.

Проверяем полученную величину:



где *Wф* - удельный расход форсуночного пара при сжигании жидкого топлива, кг/кг (для газового топлива *Wф* = 0),

кг/кг.



Поскольку топливо – газ, содержанием влаги в воздухе пренебрегаем, и количество водяного пара не учитываем.

Найдем объем продуктов сгорания при нормальных условиях, образовавшихся при сгорании 1 кг топлива:



где *mi* — масса соответствующего газа, образующегося при сгорании 1 кг топлива;

*ρi* - плотность данного газа при нормальных условиях, кг/м3;

*Мi* - молярная масса данного газа, кг/кмоль;

22,4 - молярный объем, м3/кмоль,

м3/кг; м3/кг;



м3/кг; м3/кг.



Суммарный объем продуктов сгорания (н. у.) при фактическом расходе воздуха:

*V = VCO2 + VH2O + VN2 + VO2*,

*V =* 1,38 + 2,75+ 13,06 + 0,70 = 17,89 м3/кг.

Плотность продуктов сгорания (н. у.):



кг/м3.



Найдем теплоемкость и энтальпию продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур от 100 °С (373 К) до 1500 °С (1773 К), используя данные табл. 2.

**Средние удельные теплоемкости газов ср, кДж/(кг∙К)** *Таблица 2*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *t*, °С | O2 | N2 | CO2 | H2O | Воздух |
| 0 | 0,9148 | 1,0392 | 0,8148 | 1,8594 | 1,0036 |
| 100 | 0,9232 | 1,0404 | 0,8658 | 1,8728 | 1,0061 |
| 200 | 0,9353 | 1,0434 | 0,9102 | 1,8937 | 1,0115 |
| 300 | 0,9500 | 1,0488 | 0,9487 | 1,9292 | 1,0191 |
| 400 | 0,9651 | 1,0567 | 0,9877 | 1,9477 | 1,0283 |
| 500 | 0,9793 | 1,0660 | 1,0128 | 1,9778 | 1,0387 |
| 600 | 0,9927 | 1,0760 | 1,0396 | 2,0092 | 1,0496 |
| 700 | 1,0048 | 1,0869 | 1,0639 | 2,0419 | 1,0605 |
| 800 | 1,0157 | 1,0974 | 1,0852 | 2,0754 | 1,0710 |
| 1000 | 1,0305 | 1,1159 | 1,1225 | 2,1436 | 1,0807 |
| 1500 | 1,0990 | 1,1911 | 1,1895 | 2,4422 | 1,0903 |

Энтальпия дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива:



где *сCO2*, *сH2O*, *сN2*, *сО2* - средние удельные теплоемкости при постоянном давлении соответствующих газон при температуре *t*, кДж/(кг · К);

*сt* - средняя теплоемкость дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива при температуре *t*, кДж/(кг К);

при 100 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 200 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 300 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 400 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 500 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 600 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 700 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 800 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 1000 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг;



при 1500 °С: кДж/(кг∙К);



кДж/кг.



Результаты расчетов сводим в табл. 3.

**Энтальпия продуктов сгорания** *Таблица 3*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Температура | | Теплоемкость  продуктов сгорания *сt*,  кДж/(кг∙К) | Энтальпия  продуктов сгорания *Ht*,  кДж/кг |
| °С | К |
| 100  200  300  400  500  600  700  800  1000  1500 | 373  473  573  673  773  873  973  1073  1273  1773 | 24,398  24,626  24,912  25,202  25,503  25,821  26,151  26,465  27,032  29,171 | 2439,8  4925,3  7473,6  10080,8  12751,7  15492,4  18305,6  21171,8  27032,0  43756,5 |

По данным табл. 3 строим график зависимости *Ht = f(t)* (рис. 1) *см. Приложение*.

**2.2 Расчет теплового баланса печи, КПД печи и расхода топлива**

Тепловой поток, воспринятый водяным паром в печи (полезная тепловая нагрузка):



где *G* - количество перегреваемого водяного пара в единицу времени, кг/с;

*Hвп1* и *Нвп2* - энтальпии водяного пара на входе и выходе из печи соответственно, кДж/кг;

Вт.



Принимаем температуру уходящих дымовых газов равной 320 °С (593 К). Потери тепла излучением в окружающую среду составят 10 %, причем 9 % из них теряется в радиантной камере, а 1 % - в конвекционной. КПД топки ηт = 0,95.

Потерями тепла от химического недожога, а также количеством теплоты поступающего топлива и воздуха пренебрегаем.

Определим КПД печи:



где *Нух* - энтальпия продуктов сгорания при температуре дымовых газов, покидающих печь, *tух*; температура уходящих дымовых газов принимается обычно на 100 - 150 °С выше начальной температуры сырья на входе в печь; *qпот* - потери тепла излучением в окружающую среду, % или доли от *Qпол*;



Расход топлива, кг/с:



кг/с.



**2.3 Расчет радиантной камеры и камеры конвекции**

Задаемся температурой дымовых газов на перевале: *tп* = 750 - 850 °С, принимаем

*tп* = 800 °С (1073 К). Энтальпия продуктов сгорания при температуре на перевале

*Hп* = 21171,8 кДж/кг.

Тепловой поток, воспринятый водяным паром в радиантных трубах:



где *Н*п - энтальпия продуктов сгорания при температуре дымовых газов па перевале, кДж/кг;

ηт - коэффициент полезного действия топки; рекомендуется принимать его равным 0,95 - 0,98;

Вт.



Тепловой поток, воспринятый водяным паром в конвекционных трубах:



Вт.



Энтальпия водяного пара на входе в радиантную секцию составит:



кДж/кг.



Принимаем величину потерь давления в конвекционной камере *∆Pк* = 0,1 МПа, тогда:

*Pк* = *P - Pк,*

*Pк* = 1,2 – 0,1 = 1,1 МПа.

Температура входа водяного пара в радиантную секцию *tк* = 294 °С, тогда средняя температура наружной поверхности радиантных труб составит:



где *Δt* - разность между температурой наружной поверхности радиантных труб и температурой водяного пара (сырья), нагреваемого в трубах; *Δt* = 20 - 60 °С;

К.



Максимальная расчетная температура горения:



где *to* - приведенная температура исходной смеси топлива и воздуха; принимается равной температуре воздуха, подаваемого на горение;

*сп.с.* - удельная теплоемкость продуктов сгорания при температуре *t*п;

°С.



При *tmax =* 1772,8 °С и *t*п = 800 °С теплонапряженность абсолютно черной поверхности *qs* для различных температур наружной поверхности радиантных труб имеет следующие значения:

Θ, °С 200 400 600

*qs*, Вт/м2 1,50 ∙ 105 1,30 ∙ 105 0,70 ∙ 105

Строим вспомогательный график (рис. 2) *см. Приложение*, по которому находим теплонапряженность при Θ = 527 °С: *qs* = 0,95 ∙ 105 Вт/м2.

Рассчитываем полный тепловой поток, внесенный в топку:



Вт.



Предварительное значение площади эквивалентной абсолютно черной поверхности:



м2.



Принимаем степень экранирования кладки Ψ = 0,45 и для α = 1,25 находим, что

*Hs*/*Hл* = 0,73.

Величина эквивалентной плоской поверхности:



м2.



Принимаем однорядное размещение труб и шаг между ними:

*S* = 2*dн* = 2 ∙ 0,152 = 0,304 м. Для этих значений фактор формы *К* = 0,87.

Величина заэкранированной поверхности кладки:



м2.



Поверхность нагрева радиантных труб:



м2.



Выбираем печь ББ2, ее параметры:



поверхность камеры радиации, м2 180

поверхность камеры конвекции, м2 180

рабочая длина печи, м 9

ширина камеры радиации, м 1,2

исполнение б

способ сжигания топлива беспламенное

горение

диаметр труб камеры радиации, мм 152×6

диаметр труб камеры конвекции, мм 114×6

Число труб в камере радиации:



где *d*н - наружный диаметр труб в камере радиации, м;

*l*пол - полезная длина радиантных труб, омываемая потоком дымовых газов, м,

*l*пол = 9 – 0,42 = 8,2 м,

.



Теплонапряженность поверхности радиантных труб:



Вт/м2.



Определяем число труб камеры конвекции:



Располагаем их в шахматном порядке по 3 в одном горизонтальном ряду. Шаг между трубами S = 1,7*d*н = 0,19 м.

Средняя разность температур определяем по формуле:



°С.



Коэффициент теплопередачи в камере конвекции:



Вт/(м2 ∙ К).



Теплонапряженность поверхности конвекционных труб определяем по формуле:



Вт/м2.



**2.4 Гидравлический расчет змеевика печи**

Гидравлический расчет змеевика печи заключается в определении потерь давления водяного пара в радиантных и конвекционных трубах.

Средняя скорость водяного пара:



где *G* – расход перегреваемого в печи водяного пара, кг/с;

*ρ*кв.п. – плотность водяного пара при средней температуре и давлении в камере кон-векции, кг/м3;

*d*к – внутренний диаметр конвекционных труб, м;

*z*к – число потоков в камере конвекции,

м/с.



Кинематическая вязкость водяного пара при средней температуре и давлении в камере конвекции *ν*к = 3,311 ∙ 10-6 м2/с.

Значение критерия Рейнольдса:



Общая длина труб на прямом участке:



м.



Коэффициент гидравлического трения:



Потери давления на трение:



Па = 14,4 кПа.



Потери давления на преодоление местных сопротивлений:



Па = 20,2 кПа.



где Σ*ζк* = 0,35 – коэффициент сопротивления при повороте на 180 ºС,

- число поворотов.



Общая потеря давления:



кПа



**2.5 Расчет потери давления водяного пара в радиационной камере**

Средняя скорость водяного пара:



где *G* – расход перегреваемого в печи водяного пара, кг/с;

*ρ*рв.п. – плотность водяного пара при средней температуре и давлении в камере кон-векции, кг/м3;

*d*р – внктренний диаметр конвекционных труб, м;

*z*р – число потоков в камере клнвекции,

м/с.



Кинематическая вязкость водяного пара при средней температуре и давлении в камере конвекции *ν*р = 8,59 ∙ 10-6 м2/с.

Значение критерия Рейнольдса:



Общая длина труб на прямом участке:



м.



Коэффициент гидравлического трения:



Потери давления на трение:



Па = 15,1 кПа.



Потери давления на преодоление местных сопротивлений:



Па = 11,3 кПа,



где Σ*ζр* = 0,35 – коэффициент сопротивления при повороте на 180 ºС,

- число поворотов.



Общая потеря давления:



кПа.



Проведенные расчеты показали, что выбранная печь обеспечит процесс перегрева водяного пара в заданном режиме.

**3. Расчет котла-утилизатора**

Найдем среднюю температуру дымовых газов:



где *t*1 – температура дымовых газов на входе,

*t*2 – температура дымовых газов на выходе, °С;

°С (538 К).



Массовый расход дымовых газов:



где В - расход топлива, кг/с;

кг/с.



Для дымовых газов удельных энтальпии определим исходя из данных табл. 3 и рис. 1 по формуле:



**Энтальпии теплоносителей** *Таблица 4*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Теплоноситель | Температура, °С | Удельная энтальпия,кДж/кг |
| Дымовые газы | 320 | 358,3 |
| 210 | 225,4 |
| Питательная вода | 60 | 251,4 |
| 187 | 794,2 |
| Насыщенный водяной пар | 187 | 2783,0 |

Тепловой поток, передаваемый дымовыми газами:



или



где *Н*1 и *H*2 - энтальпия дымовых газов при температуре входа и выхода из КУ соответственно, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кДж/кг;

В - расход топлива, кг/с;

*h*1 и *h*2 - удельные энтальпии дымовых газов, кДж/кг,

Вт.



Тепловой поток, воспринятый водой, Вт:



где *η*ку - коэффициент использования теплоты в КУ; *η*ку= 0,97;

*G*n - паропроизводительность, кг/с;

*h*квп - энтальпия насыщенного водяного пара при температуре выхода, кДж/кг;

*h*нв - энталыгая питательной воды, кДж/кг,

Вт.



Количество водяного пара, получаемого в КУ, определим по формуле:



кг/с.



Тепловой поток, воспринятый водой в зоне нагрева:



где *h*кв - удельная энтальпия воды при температуре испарения, кДж/кг;

Вт.



Тепловой поток, предаваемый дымовыми газами воде в зоне нагрева (полезная теплота):



где *h*x – удельная энтальпия дымовых газов при температуре *t*x, отсюда:



кДж/кг.



Значение энтальпии сгорания 1 кг топлива:



кДж/кг.



По рис. 1 температура дымовых, соответствующая значению *H*x = 5700,45 кДж/кг :

*t*x = 270 °С.

Средняя разность температур в зоне нагрева:

°С.



270 дымовые газы 210 С учетом индекса противоточности:

°С.



187 вода 60

Площадь поверхности теплообмена в зоне нагрева:



где *К*ф – коэффициент теплопередачи;

м2.



Средняя разность температур в зоне испарения:

°С.



320 дымовые газы 270 С учетом индекса противоточности:

°С.



187 водяной пар 187

Площадь поверхности теплообмена в зоне нагрева:



где *К*ф – коэффициент т6плопередачи;

м2.



Суммарная площадь поверхности теплообмена:

*F* = *F*н + *F*u,

*F* = 22,6 + 80 = 102,6 м2.

В соответствии с ГОСТ 14248-79 выбираем стандартный испаритель с паровым пространством со следующими характеристиками:

диаметр кожуха, мм 1600

число трубных пучков 1

число труб в одном пучке 362

поверхность теплообмена, м2 170

площадь сечения одного хода

по трубам, м2 0,055

**4. Тепловой баланс воздухоподогревателя**

Атмосферный воздух с температурой *t°в-х* поступает в аппарат, где нагревается до температуры *tхв-х*за счет теплоты дымовых газов.

Расход воздуха, кг/с определяется исходя их необходимого количества топлива:



где *В* - расход топлива, кг/с;

*L* - действительный расход воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг,

кг/с.



Дымовые газы, отдавая свою теплоту, охлаждаются от *tдгЗ* = *tдг2* до *tдг4*.

Тепловой поток, отданный дымовыми газами, Вт:

=



где *H3* и *H4* - энтальпии дымовых газов при температурах *tдг3* и *tдг4* соответственно, кДж/кг,

Вт.



Тепловой поток, воспринятый воздухом, Вт:



где *св-х*- средняя удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг К);

0,97 - КПД воздухоподогревателя,

Вт.



Конечная температура воздуха (*tхв-х*) определяется из уравнения теплового баланса:



К.



**5. Тепловой баланс КТАНа**

После воздухоподогревателя дымовые газы поступают в контактный аппарат с активной насадкой (КТАН), где их температура снижается от *tдг5* = *tдг4* до температуры *tдг6* = 60 °С.

Съем теплоты дымовых газов осуществляется двумя раздельными потоками воды. Один поток вступает в непосредственный контакт с дымовыми газами, а другой обмени-вается с ними теплотой через стенку змеевика.

Тепловой поток, отданный дымовыми газами, Вт:



где *H5* и *H6* - энтальпии дымовых газов при температуре *tдг5* и *tдг6* соответственно, кДж/кг,

Вт.



Количество охлаждающей воды (суммарное), кг/с, определяется из уравнения теплового баланса:



где η - КПД КТАНа, η=0,9,

кг/с.



Тепловой поток, воспринятый охлаждающей водой, Вт:



где *Gвода* - расход охлаждающей воды, кг/с:

*свода* - удельная теплоемкость воды, 4,19 кДж/(кг К);

*tнвода* и *tквода*- температура воды на входе и выходе из КТАНа соответственно,

Вт.



**6. Расчет коэффициента полезного действия теплоутилизационной установки**

При определении величины КПД синтезированной системы (*η*ту) используется традиционный подход.

Расчет КПД теплоутилизационной установки осуществляется по формуле:



**7. Эксергетическая оценка системы «печь - котел-утилизатор»**

Эксергетический метод анализа энерготехнологических систем позволяет наиболее объективно и качественно оценить энергетические потери, которые никак не выявляются при обычной оценке с помощью первого закона термодинамики. В качестве критерия оценки в рассматриваемом случае используется эксергетический КПД, который определяется как отношение отведенной эксергии к эксергии подведенной в систему:



где *Еподв* - эксергия топлива, МДж/кг;

*Еотв* - эксергия, воспринятая потоком водяного пара в печи и котле-утилизаторе.

В случае газообразного топлива подведенная эксергия складывается из эксергии топлива (*Еподв1*) и эксергии воздуха (*Еподв2*):



кДж/кг;



где *Нн*и *Но* - энтальпии воздуха при температуре входа в топку печи и температуре окру-жающей среды соответственно, кДж/кг;

*То* - 298 К (25 °С);

*ΔS* - изменение энтропии воздуха, кДж/(кг К).

В большинстве случаев величиной эксергии воздуха можно пренебречь, то есть:

кДж/кг.



Отведенная эксергия для рассматриваемой системы складывается из эксергии, воспринятой водяным паром в печи (*Еотв1*), и эксергии, воспринятой водяным паром в КУ (*Еотв2*).

Для потока водяного пара, нагреваемого в печи:



Дж/кг.



где *G* - расход пара в печи, кг/с;

*Нвп1* и *Нвп2* - энтальпии водяного пара на входе и выходе из печи соответственно, кДж/кг;

*ΔSвп* — изменение энтропии водяного пара, кДж/(кг К).

Для потока водяного пара, получаемого в КУ:



Дж/кг,



где *Gn* - расход пара в КУ, кг/с;

*hквп* - энтальпия насыщенного водяного пара на выходе из КУ, кДж/кг;

*hнв* - энтальпия питательной воды на входе в КУ, кДж/кг.

*Еотв* = *Еотв1 + Еотв2*,

*Еотв* = 1965,8 + 296,3 = 2262,1 Дж/кг.



**Заключение**

Проведя расчет по предложенной установке (утилизации теплоты отходящих газов технологической печи) можно сделать вывод, что при данном составе топлива, производительности печи по водяному пару, другим показателям - величина КПД синтезированной системы высокая, таким образом - установка эффективна; это показала также и эксергетическая оценка системы «печь – котел-утилизатор», однако по энергетическим затратам установка оставляет желать лучшего и требует доработки.

**Список использованной литературы**

1. *Хараз Д*. *И*. Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах / Д. И. Хараз, Б. И. Псахис. – М.: Химия, 1984. – 224 с.

2. *Скобло А*. *И*. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности / А. И. Скобло, И. А. Трегубова, Ю. К., Молоканов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1982. – 584 с.

3. *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. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

**Приложение**



Рис. 1



Рис. 2