

УДК 62-6

РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

Альитхави Вахаб Кхудхаир

магистрант
Технологический университет, Багдад (Ирак)

author@apriori-journal.ru

Аннотация. Целесообразна и актуальна разработка теплоутилизатора конденсационного типа, который бы устанавливался за существующими котлами поверхностного типа с целью их повышения КПД, т.к. экономия хотя бы нескольких процентов природного газа только лишь в системах теплоснабжения позволяет получить миллиарды рублей экономии.

Ключевые слова: газодинамическое сопротивление; теплопередача; теплоснабжение.

DEVELOPMENT AND TEST OF THE CONDENSATION HEATUTILIZER

Al-Ithawi Wahab Khudhair

undergraduate
University of technology, Baghdad (Iraq)

Abstract. Development of the heatutilizer of condensation type which would be installed behind the existing coppers of superficial type for the purpose of their increase of efficiency since the economy at least of several percent of natural gas only in systems of heat supply allows to receive billions of rubles of economy is expedient and actual.

Key words: gas dynamic resistance; heat transfer; heat supply.

Теплоснабжение в России является одним из крупнейших потребителей органического топлива. Доля потребления топлива в теплоснабжении составляет 46 % от общего потребления топлива, расходуемого в России, что примерно в 2 раза больше, чем потребление в электроэнергетике, и соизмеримо с потреблением топлива всех остальных отраслей народного хозяйства. Потребность в тепловой энергии распределяется в последние годы таким образом:

Таблица 1

Распределение потребности в тепловой энергии в РФ

Топливопотребление РФ	Млн. Гкал	%
Суммарное потребление	2 639	100
Города и ПГТ всего:	2125,5	81
– промышленность, транспорт и строительство	1315,0	50
– жилищно-коммунальный сектор	810,3	31
Село, всего:	513,5	19
– промышленность	142,5	5
– жилищно-коммунальный сектор	365,0	14

Производство тепла в России осуществляется от источников различных типов: ТЭЦ общего пользования (оп) – 241 шт., ТЭЦ промышленных предприятий (пр) – 244 шт., котельных большой мощности (БМ) – 920 шт., котельных средней мощности (СМ) – 5570 шт., котельных малой мощности (ММ) – 182 тыс. шт., автономных котельных около 600 тыс. шт., специализированных ядерных источников тепла – 3 шт. Данные о производстве тепла по типам источников приведены в таблице 2.

До середины восьмидесятых годов в нашей стране преимущественно развивались крупные системы теплофикации и централизованного теплоснабжения. Строительство мощных теплофикационных систем позволило наиболее эффективным способом решить проблему обеспечения электроэнергией и теплом быстро растущие города и промышленные комплексы. При анализе существующих систем рассмотрим

централизованные системы, источником теплоты в которых являются котельные. Централизованные системы теплоснабжения с использованием ТЭЦ и АЭС опускаются, ввиду того, что вырабатываемая на них тепловая энергия является практически побочным продуктом выработки электроэнергии.

Таблица 2

Производство тепла по видам тепловых источников в РФ

Производство тепла по видам тепловых источников	Млн. Гкал.	%
Суммарный отпуск тепла	2639,0	100
ТЭЦ всего:	953,6	46,4
В том числе:		
– ТЭЦ (ОП)	648,1	10,5
– ТЭЦ (ПР)	173,4	13,9
– ГРЭС	132,1	22,0
Автономные теплогенераторы	360	13,6
Теплоутилизационные установки	93,2	3,5
Ядерные источники тепла	6,2	0,2
Электродкотлы	6,0	0,2
Геотермальные и солнечные установки	3,5	0,1

Централизованное теплоснабжение – снабжение теплом жилых, общественных и промышленных зданий, объединённых в жилые и промышленные районы, с целью обеспечения коммунально-бытовых и технологических нужд потребителей. Система централизованного теплоснабжения включает источник тепла, тепловую сеть, бытовых потребителей и теплопотребляющие установки, присоединяемые непосредственно к сети потребителей, либо через тепловые пункты.

Централизованное теплоснабжение характеризуется наличием обширной разветвлённой абонентской теплосети с запитыванием многочисленных теплоприёмников (заводы, предприятия, жилые здания, объекты социально-культурного назначения, объекты здравоохранения).

Источники тепла соединяются с крупными тепловыми потребителями магистральными тепловыми сетями, несущими основную тепловую нагрузку. Далее распределительные или межквартальные сети транспортируют теплоту от тепловых магистральных сетей к объектам теплоснабжения. В России централизация сложилась в 30-е годы, во время индустриализации страны. Строительство мощных котельных, способных обеспечить теплом крупные промышленные районы осуществлялось вблизи территории крупных заводов, так как они являлись основными потребителями тепловой энергии. В связи с переходом на рыночные отношения, отказом от развития крупных промышленных комплексов, освобождались тепловые мощности имеющихся котельных, и производилось дальнейшее присоединение вновь возводимых объектов жилищно-коммунального сектора к существующим крупным источникам теплоснабжения и тепловым сетям.

Рассмотрим существующие недостатки централизованных систем теплоснабжения. Протяженность тепловых сетей в нашей стране составляет, по разным оценкам, от 180 до 280 тыс. км в двухтрубном исполнении. На сегодняшний день для 60 % трубопроводов тепловых сетей превышен срок безаварийной службы, более 30 % тепловых сетей находятся в ветхом состоянии и требуют ремонта, причём с каждым годом состояние ухудшается. Потери в тепловых сетях в России 20-30 % (в Дании, Финляндии – 6-8 %).

Основные причины катастрофического состояния российских тепловых сетей заключаются в массовом применении подземной канальной прокладки трубопроводов и использовании недолговечных теплоизоляционных материалов. Суммарные потери в тепловых сетях, в том числе из-за износа труб, составляют 30 % произведённой тепловой энергии. Что эквивалентно 65-68 млн. т условного топлива в год. Тепловые сети в России самые дорогие в мире. Реальные тепловые потери составляют от 20 до 50 % выработки тепла зимой и от 30 до 70 %.

Испытательный стенд и основные результаты экспериментальных исследований топливосберегающего газового водонагревателя

Одними из важнейших систем жизнеобеспечения являются системы теплоснабжения, посредством которых осуществляется отопление и горячее водоснабжение объектов различного назначения. Особенно велико значение этих систем для районов с холодным климатом, к которым можно отнести и большую территорию России. В мире в настоящее время для теплоснабжения промышленных, гражданских и жилых зданий используется два основных типа систем теплоснабжения, а именно – системы централизованного и автономного (децентрализованного) теплоснабжения. В Российской Федерации при этом доминирующими являются централизованные системы. Необходимо отметить, что централизованные системы теплоснабжения по виду теплового источника могут быть также разделены на два основных типа: с тепловым источником на теплофикационной электрической станции и с тепловым источником в районной или квартальной котельной соответствующей мощности. Причем, в первых системах тепловая энергия, направляемая на нужды теплоснабжения, является дополнительным продуктом основного производства – генерации электрической энергии. Системы теплоснабжения с тепловым источником районной или квартальной котельной ориентированы непосредственно на выработку тепловой энергии. При этом они характеризуются целым комплексом недостатков. Первым из них является значительная протяженность тепловых сетей, характеризующихся значительными тепловыми потерями (более 20 %) и высокой аварийностью. Кроме того, монтаж, ремонт и демонтаж участков тепловых сетей неизбежно отрицательно влияют на благоустройство городских территорий. Вторым существенным недостатком является сложность регулирования отпуска тепла, обусловленная различными тепловыми режимами, характерными для различных потребителей. При этом может иметь место либо недостаточное обеспечение комфортных условий в отдельных

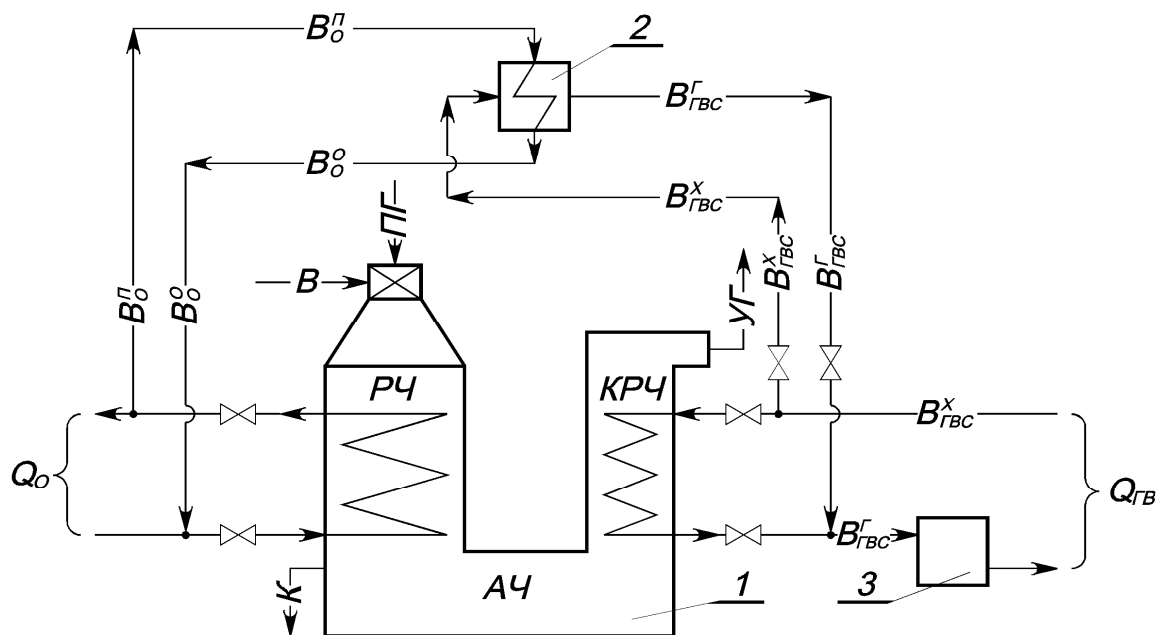
объектах, либо существенный перерасход тепла. Необходимо отметить, что коэффициент полезного действия, определенный по низшей теплотворной способности топлива, теплогенерирующих установок тепловых источников этих систем обычно не превышает 91 %.

Из этого следует, что при определении эффективности этих теплогенераторов по высшей теплоте сгорания топлива, величина КПД составляет порядка 80 %. Кроме того, котлы, эксплуатируемые в районных или квартальных котельных, зачастую характеризуются повышенной концентрацией вредных компонентов (оксидов азота и др.) в составе продуктов сгорания.

Автономные системы теплоснабжения также разделяются на две основные группы: индивидуальные (например, поквартирное теплоснабжение) и системы, тепловыми источниками в которых являются домовые или крышные котельные. При использовании для отопления и горячего водоснабжения объектов систем домового или поквартирного теплоснабжения решается большинство из указанных выше проблем: отсутствуют тепловые сети, значительно облегчается регулирование тепловых нагрузок (что в сумме может позволить сэкономить до 35 % теплоты). Кроме того, в тепловых источниках автономных систем теплоснабжения чаще всего устанавливаются более современные теплогенераторы малой мощности, характеризующиеся несколько большей энергоэффективностью и меньшими выбросами оксидов азота.

Недостатком систем поквартирного теплоснабжения является тот факт, что в обслуживании потенциально опасного оборудования, которым является теплогенератор, задействован не квалифицированный, специально подготовленный персонал, а бытовой потребитель теплоты. Кроме того, величина КПД бытовых котлов и водонагревателей обычно имеет значения, близкие к величине КПД котлов, используемых в централизованных системах.

Вариантом существенного энергосбережения в системе теплоснабжения объектов различного назначения является автономная система теплоснабжения, в которой в качестве теплогенератора используется двухконтурный топливосберегающий водонагреватель (ТГВ) конденсационного типа, разработанный сотрудниками БГТУ им. В.Г. Шухова. Принципиальное устройство водонагревателя показано на рис. 1. Отличительной его особенностью является наличие двух контуров: в первом – высокотемпературном (радиационной части – РЧ) – вырабатывается горячая вода для целей отопления; во втором контуре (контактно-рекуперативной части – КРЧ) вырабатывается горячая вода для целей горячего водоснабжения (ГВС).



- 1 – конденсационный водогрейный котел (КВК);
 2 – водо-водяной подогреватель; 3 – бак аккумулятор;
 РЧ – радиационная часть; КРЧ – контактно-рекуперативная часть;
 АЧ – адиабатная часть; ПГ – природный газ; В – воздух; V_0^o ,
 $V_0^п$ – обратная и прямая отопительная вода;
 $V_{ГВС}^x$, $V_{ГВС}^Г$ – холодная и горячая вода на горячее водоснабжение;
 УГ – уходящие газы; К – конденсат; Q_0 ,
 $Q_{ГВС}$ – теплота на отопление и на горячее водоснабжение.

Рис. 1. Принципиальная схема конденсационного водогрейного котла

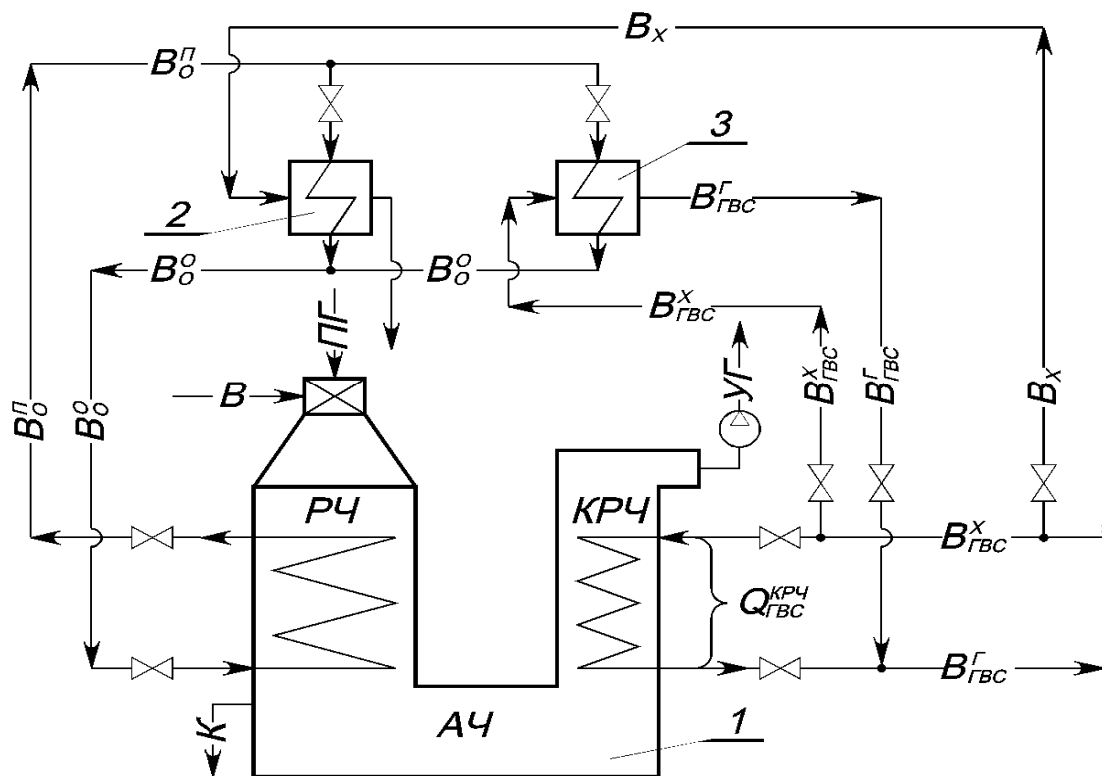
Радиационная часть водонагревателя конструируется по аналогии с современными водогрейными котлами жаротрубно-дымогарного типа. Контактно-рекуперативная часть представляет собой пенно-барботажный скруббер с установленным в его корпусе трубным пучком. Внутри трубного пучка протекает нагреваемый теплоноситель, не загрязняемый компонентами, входящими в состав продуктов горения топлива, а по межтрубному пространству проходит двухфазный восходящий поток конденсат – продукты горения природного газа. Принципиальным отличием КРЧ является то, что в этом аппарате одновременно достигается решение двух задач:

1 – возможен максимальный (практически полный) отбор тепла от уходящих газов;

2 – температура теплоносителя, утилизирующего теплоту газа, может достигнуть теоретического максимума – температуры мокрого термометра газа на его входе в КРЧ.

Организация движения теплоносителей в КРЧ позволяет переохлаждать уходящие газы, полезно используя до 80 % скрытой теплоты конденсации содержащегося в продуктах горения водяных паров. В случае необходимости выработки большего количества горячей воды для нужд ГВС, чем номинально возможно получить в контактнo-рекуперативной части ТГВ (больше, либо равно 25 % от общей тепловой производительности агрегата), недостающая часть горячей воды вырабатывается во вспомогательном поверхностном водо-водяном подогревателе 2 (рис. 1). В тёплое время года, когда отопительная нагрузка отсутствует, вся теплота, вырабатываемая в радиационной части ТГВ, используется для нагрева воды на ГВС в подогревателе 2. Система отопления при этом отключена.

В этом испытательном стенде теплообменник 2, в котором охлаждается отопительная вода, движущаяся в замкнутом контуре, является



- 1 – конденсационный водогрейный котел;
 2 – теплообменник охлаждения отопительной воды;
 3 – водо-водяной подогреватель – бойлер;
 $Q_{ГВС}^{крч}$ – теплота, полезно усвоенная в контактно-рекуперативной части;
 V_x – охлаждающая вода; 1 – конденсационный водогрейный котел (КВК);
 2 – водо-водяной подогреватель; 3 – бак аккумулятора;
 РЧ – радиационная часть; КРЧ – контактно-рекуперативная часть;
 АЧ – адиабатная часть; ПГ – природный газ; В – воздух; V_o^o ,
 $V_o^п$ – обратная и прямая отопительная вода; $V_{ГВС}^x$,
 $V_{ГВС}^r$ – холодная и горячая вода на горячее водоснабжение;
 УГ – уходящие газы; К – конденсат; Q_o ,
 $Q_{ГВС}$ – теплота на отопление и на горячее водоснабжение

Рис. 2. Упрощенная схема испытательного стенда КВК

имитатором системы отопления. Водо-водяной подогреватель 3 используется для регулирования соотношения теплоты, направляемой системой на покрытие отопительной нагрузки и нагрузки на горячее водоснабжение. Межтрубное пространство радиационной части ТГВ, а также теплообменника 2 и подогревателя 3 заполняется умягченной водой. При этом в отопительном контуре имеет место постоянная циркуляция грею-

щего теплоносителя. Через трубное пространство контактно-рекуперативной части ТГВ постоянно протекает водопроводная вода. Охлаждение отопительной воды в теплообменнике 2 и подогревателе 3 осуществляется посредством направления в их трубное пространство холодной воды V_x и $V_{гвс}$. В ходе проведения испытаний вода, нагреваемая в подогревателе 3, затем смешивается с потоком воды, нагреваемой в контактно-рекуперативной части и сбрасывается в канализацию. Вода, нагреваемая в теплообменнике 2, также сбрасывается в канализацию.

В процессе испытаний после организации указанной выше циркуляции теплоносителей в топку ТГВ организуется подвод природного газа и воздуха, осуществляется воспламенение топливозвоздушной смеси и выход на режимные параметры процесса горения. Фиксируются расходы природного газа и воздуха. После перехода работы котла в установившийся режим производятся замеры давлений теплоносителей, температур продуктов сгорания после радиационной части, уходящих газов, а также отопительной воды и воды на нужды горячего водоснабжения на входе в водонагреватель и на выходе из него. Кроме того, измеряется расход конденсата, генерируемого в контактно-рекуперативной части ТГВ. Затем производится изменение нагрузки котла путём увеличения или уменьшения расхода топлива и описанная выше процедура повторяется. Измерение расходов, температур и давлений всех теплоносителей, указанных на рис. 2, производится соответствующими приборами, прошедшими поверку.

Основные расчетные и измеренные параметры, определяющие эффективность ТГВ конденсационного типа, приведены в табл. 3.

Как видно из табл. 3, измеренные в ходе испытаний характеристики ТГВ весьма близки к расчётным значениям, а температуры нагреваемых теплоносителей соответствуют требованиям регламентирующих документов. Необходимо отметить, что при использовании автономных

Основные расчетные и фактические технические параметры ТГВ

№	Наименование параметра	Обозначение	Единицы измерения	Величины параметров	
				расчетные	фактические
1	Расход природного газа	B	нм ³ /ч	23,5	11,0-23,28
2	Коэффициент избытка воздуха	α	–	1,1	1,09-1,14
3	Температура воды для ГВС начальная конечная	$t_{ГВС}^x$	°С	10	10 40-64 ¹
		$t_{ГВС}^r$	°С	55	
4	Температура продуктов горения после РЧ и перед КРЧ	$t_{ГЗ}$	°С	250 ($Q_{\Sigma} = 43\%$) 370 ($Q_{\Sigma} = 100\%$)	177 ($Q_{\Sigma} = 46\%$) 340 ($Q_{\Sigma} = 97\%$)
5	Температура отопительной воды прямой обратной	$t_{\text{вп}}$	°С	95	75-105 50-65
		$t_{\text{воб}}$	°С	60	
6	Температура уходящих газов (после КРЧ)	$t_{Г5}$	°С	35	20-45
7	Доля тепла, полезно усваиваемая в КРЧ ²	$Q_{\text{крч}}$	%	22,6	18,3-19,65
8	Потери тепла с уходящими газами	$q_{\text{ух}}$	%	3,88	1,74-6,4
9	Тепловой КПД по высшей теплоте сгорания топлива ³	$\eta_{\text{в}}$	%	96,12	98,26-93,6
10	Расход генерируемого конденсата при номинальной нагрузке	$G_{\text{к}}$	л/ч	30	30
11	Габариты длина ширина высота		мм	1100	1100
			мм	1000	1000
			мм	2200	2200
12	Масса		кг	460	460

¹ – По действующим нормам и ГОСТ РФ температура воды для ГВС регламентируется 55-60 °С;

² – За 100 % принята полная энтальпия влажного газа при коэффициенте $\alpha = 1,1$ и адиабатной (калориметрической) температуре $t_{\text{ад}} = 1895$ °С, $I = 3220$ кДж/кг_{с.г.};

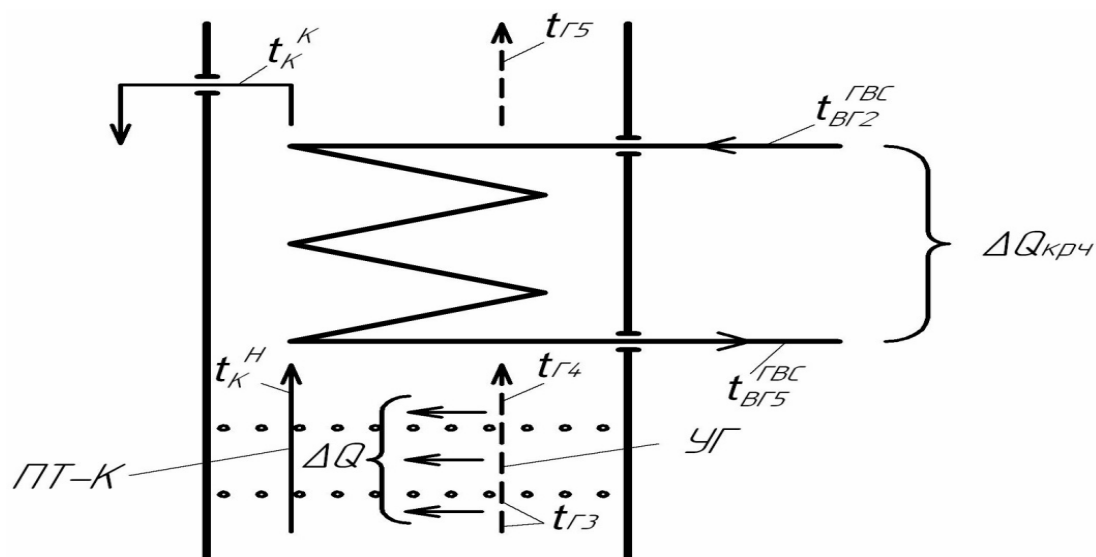
³ – Учитываются только потери тепла с уходящими газами.

систем теплоснабжения с установкой в качестве теплогенератора топливосберегающего газового водонагревателя, разработанного в БГТУ им. В.Г. Шухова, существенно (почти в 2 раза) уменьшается расход природного газа на цел отоплення и горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных объектов, повышается надежность систем теплоснабжения, что весьма важно, поскольку эти системы входят в число наиболее важных систем жизнеобеспечения, снижается в 3,5-4 раза себестоимость потребляемого тепла.

Экспериментальное определение коэффициентов теплопередачи и газодинамического сопротивления контактно-рекуперативной части (КРЧ) КВК БГТУ

В контактно-рекуперативной части (КРЧ) конденсационного водогрейного котла (КВК) БГТУ им.В.Г. Шухова в теплообмене участвуют три теплоносителя: движущийся по межтрубному пространству снизу вверх газовый поток продуктов сгорания, транспортирующий промежуточный теплоноситель (ПТ) – конденсат водяных паров, и чистый теплоноситель – нагреваемая вода, движущаяся по трубам трубного пучка в несколько ходов и противотоком по отношению к двухфазному потоку–газ–ПТ. Теплообмен осуществляется в 2 стадии:

I – от газа – продуктов сгорания топлива, находящегося в состоянии насыщения при температуре $t_{г4}$ к промежуточному теплоносителю – конденсату водяных паров. К такому состоянию газ был приведен в адиабатной части, где газ прошел обработку в факелах диспергированного конденсата, при прохождении через опорно-распределительные решетки, выполняющие роль микротруб Вентури и барботажные слои между решетками и, наконец, между верхней решеткой и нижним рядом труб трубного пучка. Таким образом, уходящие газы в адиабатной части меняют свои параметры от ГЗ – на выходе из РЧ до Г4 – перед КРЧ (рис. 3), отдавая теплоту конденсату ΔQ .



- > – уходящие газы Г3, Г4, Г5;
 —————> – промежуточный теплоноситель-конденсат водяных паров;
 К – конденсат;
 ΔQ – тепло, отданное уходящим газом конденсату;
 $\Delta Q_{крч}$ – теплота отданная уходящим газом чистому теплоносителю ГВС.

Рис. 3. Схема движения теплоносителей в КРЧ KBK

Методика определения коэффициентов теплопередачи К была принята следующей. Коэффициент К определялся по основному уравнению теплопередачи:

$$K = \frac{\Delta Q_{крч}}{F \Delta t_{cp}}, \left[\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{Гр}} \right],$$

где $\Delta Q_{крч}$ – теплота, отданная уходящим газом нагреваемой чистой воде, протекающей по трубам трубного пучка, кДж/час;

F – поверхность трубного пучка, м²;

Δt_{cp} – средний температурный перепад между теплоносителями, °С;

Величина $\Delta Q_{крч}$ определялась следующим образом. По таблице и по температуре $t_{Г3}^{уг}$ и коэффициенту избытка воздуха α методом интерполяции определялась энтальпия влажного газа $I_{Г3}^{уг}$ $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{К}^2 \cdot \text{СТ}} \right]$.

По таблице по температуре t_{25}^{yz} и коэффициенту избытка воздуха определялась энтальпия газа $I_{Г5}^{yr}$.

Далее определялась плотность при нормальных условиях сухих газов $\rho_{c.z.}^o \left[\frac{кг}{Нм^3} \right]$ и плотность при нормальных условиях водяного пара:

$$\rho_{в.п.}^o = \frac{M}{V} = \frac{18}{22,4} = 0,803 \frac{кг}{Нм^3};$$

Удельные массовые расходы сухих продуктов сгорания и водяных паров, приходящего на 1 Нм³ природного газа, определялся:

$$m_{c.z.} = \nu_{c.z.} \cdot \rho_{c.z.}^o, \left[\frac{кг}{Нм^3} \right];$$

$$m_{вп} = \nu_{вп} \cdot \rho_{вп}^o, \left[\frac{кг}{Нм^3} \right].$$

Тепловой поток Q_{Г3} с уходящим газом Г3 будет равен:

$$Q_{Г3} = I_{Г3} \cdot B,$$

где B – измеряемый расход природного газа $\left[\frac{Нм^3}{час} \right]$.

Тепловой поток Q_{Г5}, с уходящими газами Г5 будет равен:

$$Q_{Г5} = I_{Г5} \cdot m_{сг} \cdot B, \left[\frac{кДж}{час} \right].$$

Разность тепловых потоков уходящих газов Г3 и Г5 и будет являться тепловой производительностью контактно-рекуперативной части (потери тепла в окружающую среду можно пренебречь, т.к. температура воздуха в помещениях приближалась к температуре уходящих газов):

$$\Delta Q_{крч} = Q_{Г3} - Q_{Г5}, \left[\frac{кДж}{час} \right];$$

$$\Delta Q_{крч} = \frac{Q_{Г3} - Q_{Г5}}{3600}, [Вт].$$

Определение среднего температурного перепада между теплоносителями определялась при следующем допущении:

В процессе прямого контакта между газовой фазой и конденсатом в восходящем потоке интенсивность процессов теплообмена достаточно высока для того, чтобы не смотря на отдачу тепла конденсатом чистой погрееваемой воде, протекающей по трубам трубного пучка, температура конденсата достаточно близка приближается к температуре насыщения влажного газа на всей высоте трубного пучка. Поэтому при определении разностей температур на нижнем и верхнем концах трубного пучка температура конденсата принимается равной температуре насыщения, соответственно газов Г4 и Г5. В дальнейшем, когда появятся достаточно точные средства измерения разности температур газа и конденсата в восходящем двухразном потоке, т.е. появится возможность измерения «отставания» – Δt температуры конденсата от температуры газа t_{cp} может быть уточнено с получением и другого приведенного значения K .

Далее по I -х диаграмме по энтальпии влажного газа $I_{Г3}^{yГ}$ определялась по изоэнтальпии температура насыщения $t_{Г4}^{yx}$, и далее температурные перепады между теплосетями на нижнем конце трубного пучка и на верхнем его конце:

$$\Delta t_H = t_{Г4}^{yГ} - t_{BГ5}^{ГBC}, [^{\circ}C];$$

$$\Delta t_B = t_{Г5}^{yГ} - t_{BГ2}^{ГBC}, [^{\circ}C].$$

По последним полученным значениям определялся средний температурный между теплоносителями по формуле:

$$t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, [^{\circ}C],$$

где Δt_{δ} и Δt_m – соответственно, большая и меньшая разность температур из двух вышеопределенных разностей Δt_H и Δt_B

Рабочая площадь поверхности теплопередачи трубного пучка, в данном случае, являющаяся постоянной величиной определяется по среднему диаметру труб трубного пучка, т.к. коэффициенты теплоотда-

чи по обе стороны стенки трубы соизмеримы, как, например, у теплообменников вода–вода.

Общее количество труб диаметром 25x2,5 в 19 рядах пучка при количестве труб в ряду 4 и 5 шт. будет равно:

$$N_{\text{тр}} = 5 \cdot 10 + 4 \cdot 9 = 86 \text{ шт. при длине их между трубными решетками } l=0,6 \text{ м.}$$

Тогда рабочая поверхность труб будет равна

$$F_{\text{тр}} = 0,0225 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 86 = 3,645 \text{ м}^2.$$

Тогда коэффициент теплоотдачи K в контактно-рекуперативном теплообмене будет равен:

$$K = \frac{\Delta Q_{\text{крч}} \cdot 1000}{\Delta f_{\text{ср}} \cdot F_{\text{тр}}}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right].$$

Расход нагреваемой в КР4 воды для ГВС будет равен

$$G_{\text{В}}^{\text{ГВС}} = \frac{\Delta Q_{\text{крч}}}{(t_{\text{ВГ5}}^{\text{ГВС}} - t_{\text{ВГ2}}^{\text{ГВС}}) \cdot 4,19}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{ч}} \right];$$
$$G_{\text{В}}^{\text{ГВС}} = \frac{\Delta Q_{\text{крч}} \cdot 3600}{(t_{\text{ВГ5}}^{\text{ГВС}} - t_{\text{ВГ2}}^{\text{ГВС}}) \cdot 4,19 \cdot 1000}, \left[\frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \right].$$

Средняя площадь проходного сечения 1 хода трубного пучка будет равна

$$f_{1\text{x}}^{\text{ж.с.}} = 0,000160 \cdot 4,5 = 0,00072 \text{ м}^2$$

Скорость движения воды по трубкам будет равна

$$v_{\text{В}}^{\text{ГВС}} = \frac{G_{\text{В}}^{\text{ГВС}}}{3600 \cdot f_{1\text{x}}^{\text{ж.с.}}}, \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Время пребывания нагреваемой воды для ГВС в трубном пучке будет равно:

$$t = \frac{G_{\text{В}}^{\text{ГВС}}}{1000 \cdot f_{1\text{x}}^{\text{ж.с.}} \cdot v_{\text{В}}^{\text{ГВС}}}, [\text{с}].$$

Таблица 4

№ эксперимента	Измеряемые параметры									
	Расход природного газа, В, Нм ³ /ч	Коэффициент избытка воздуха, α	Температура уход. газов, °С		Температура воды для ГВС, °С		Энтальпия уходящих газов кДЖ/кг		Удельный объем расхода уходящих газов, Нм ³ /Нм ³	
			После КРЧ $t_{Г5}^{УГ}$	После РЧ $t_{А3}^{ОА}$	Перед КРЧ $t_{ВГ2}^{ГВС}$	После КРЧ $t_{ВГ5}^{ГВС}$	После КРЧ $I_{Г3}$	После РЧ $I_{Г5}$	Сухой части $U_{с.г.}$	Водяного пара $U_{в.п.}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	11,0	1,09	20	177	10	40	586,5	56	9,424	2,364
2	11,8	1,11	21	199	10	42	607,6	59,5	9,605	2,151
3	12,1	1,10	22	215	10	44	632,0	63,0	9,52	2,15
4	13,0	1,12	22	227	10	47	641,6	63,0	9,69	2,152
5	14,2	1,13	31	238	10	52	653,1	105,0	9,775	2,153
6	15,0	1,12	40	252	10	57	669,86	161,0	9,69	2,152
7	15,86	1,14	44	277	10	63	701,25	196,5	9,86	2,154
8	15,9	1,12	40	279	10	59	710,87	141	9,69	2,152
9	16,2	1,21	36	282	10	57	683,47	132	10,47	2,165
10	16,81	1,23	28	286	10	53	681,95	87	10,67	2,1645
11	19,63	1,12	35	302	10	59	741,5	125,5	9,69	2,152
12	21,85	1,10	41	328	10	63	783,52	169,5	9,52	2,15
13	22,31	1,08	45	335	10	66,5	800,4	206,5	9,328	2,146
14	22,02	1,11	42	332	10	64	785,24	178	9,605	2,151
15	21,2	1,07	38	321	10	61	786,14	145	9,232	2,144
16	21,7	1,10	41	323	10	63	776,82	169,5	9,52	2,15
17	23,2	1,07	37	350	10	63	825,0	138,5	9,232	2,144
18	23,4	1,06	35	368	10	62	853,12	125,5	9,136	2,143
19	22,03	1,08	40	329	10	61	792,86	161,0	9,328	2,146
20	21,07	1,09	38	340	10	60	803,6	145	9,424	2,363
21	20,10	1,07	36	353	10	63	829,02	132	9,232	2,144
22	23,28	1,09	40	336	10	64	798,24	161	9,424	2,148
23	23,32	1,08	35	344	10	62	812,96	125,5	9,328	2,146
24	23,40	1,07	34	361	10	60	839,74	119	9,232	2,144
25	23,50	1,10	35	370	10	55	839,8	125,5	9,52	2,15

Продолжение табл. 4.

№ эксперимента	Плотность при нормальном условии кг/Нм ³		Удельный массовый расход уходящих газов, кг/Нм ³		Тепловые потоки с уходящими газами, кДж/час		Тепловая производительность КР4		Температура уходящих газов перед трубным пучком, $t_{Г4}^{VT}$	Температура перепадов между теплоносителями	
	Сухой части $\rho_{ср}^o$	Водяного пара $\rho_{ВП}^o$	Сухой части $m_{ср}$	Водяного пара $m_{эп}$	После РЧ $Q_{Г3}$	После КРЧ $Q_{Г5}$	$\Delta Q_{КРЧ}$ кДж/ч	$N_{КРЧ}$ кВт		На нижнем конце теплообменника, $\Delta t_{н}$	На верхнем конце теплообменника, $\Delta t_{в}$
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1	1,325	0,803	12,487	1,897	80558,6	7691,9	72866,7	20,24	64,5	24,5	10
2	1,3245	0,803	12,723	1,727	91211,2	8931,97	82279,6	22,86	65,3	23,3	11
3	1,325	0,803	12,614	1,7265	96461,8	9615,65	86846,15	24,124	66	22	12
4	1,324	0,803	12,83	1,728	107012,5	10507,8	96504,7	26,8	66	19	12
5	1,3235	0,803	12,937	1,729	119976,16	19289,07	100687,09	27,97	66	14	21
6	1,324	0,803	12,8296	1,728	128910,1	30983,4	97926,7	27,2	66	9	30
7	1,323	0,803	13,045	1,730	145084,2	40654,6	104429,6	29,0	67,5	4,2	34
8	1,324	0,803	12,830	1,720	145010,4	28762,6	116247,8	32,3	68,5	8,5	30
9	1,3196	0,803	13,816	1,7385	152976,05	29544,6	123431,5	34,286	66	9	26
10	1,3188	0,803	14,072	1,738	161315,5	20579,9	140735,6	39,093	66,5	13,5	18
11	1,324	0,803	12,83	1,728	186748,9	31607,5	155141,4	43,09	68	9	25
12	1,325	1,325	12,614	1,726	215950,6	46716,9	169233,7	47,01	69,5	6,5	31
13	1,326	0,803	12,369	1,723	220875,3	56984,17	163888,13	45,52	69,5	3,0	35
14	1,3245	0,803	12,7218	1,727	219972,45	49863,86	170108,6	47,252	69	5,0	32
15	1,3265	0,803	12,246	1,7216	204098,0	37644,97	166453,0	46,24	69,5	8,5	28
16	1,325	0,803	12,614	1,26	212634,1	46396,2	166237,9	46,2	69	6,0	31
17	1,3265	0,803	12,246	1,7216	234388,44	39348,85	195039,6	54,18	70,8	7,8	27
18	1,324	0,803	12,096	1,721	241473,8	35522,32	205951,45	57,21	70,5	8,5	25
19	1,326	0,803	12,369	1,723	216045,7	43870,74	172175,0	47,83	69,0	8,0	30
20	1,325	0,803	12,4868	1,897	211424,65	38149,04	173275,6	48,132	70	10	28
21	1,3265	0,803	12,246	1,722	204062,93	32491,74	171571,20	47,658	70,1	7,1	26
22	1,328	0,803	12,4868	1,7248	232042,5	48801,5	183241,0	50,9	69	5	30
23	1,326	0,803	12,369	1,723	234494,3	36199,86	198294,44	55,08	70	8	25
24	1,3265	0,803	12,246	1,722	240637,74	34100,9	206536,84	57,37	70,8	10,8	23
25	1,325	0,803	12,614	1,7264	248941,1	37201,8	211739,3	58,82	70,5	15,5	25

№ эксперимента	Средний температурный перепад $\Delta t_{\text{ср}}$, °С	Рабочая площадь теплообмена трубного пучка, $F_{\text{ТРО}}$, м ²	Приведенный коэффициент теплопередачи K , Дж/м ² К	Относительная тепловая нагрузка, K_0	Расход нагреваемой воды		Средняя площадь сечения хода f_{1x} , м ²	Скорость нагревания воды в трубном пучке u , м/с	Время пребывания воды в трубном пучке t , сек
					кг/с	м ³ /ч			
24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
1	16,2	3,645	343	0,468	0,161	0,580	0,00072	0,223	51
2	16,4	3,645	382	0,502	0,170	0,612	0,00072	0,236	48,3
3	16,53	3,645	400	0,515	0,169	0,608	0,00072	0,235	48,51
4	16,25	3,645	482	0,553	0,172	0,619	0,00072	0,239	47,7
5	17,3	3,645	444	0,603	0,159	0,572	0,00072	0,221	51,58
6	17,45	3,645	428	0,638	0,138	0,497	0,00072	0,192	59,4
7	14,27	3,645	558	0,675	0,131	0,472	0,00072	0,182	62,6
8	17,07	3,645	519	0,676	0,157	0,565	0,00072	0,218	52,3
9	16,07	3,645	585	0,69	0,174	0,626	0,00072	0,242	47
10	15,7	3,645	683	0,693	0,217	0,781	0,00072	0,301	37,8
11	15,67	3,645	754	0,835	0,210	0,756	0,00072	0,291	39,2
12	14,74	3,645	875	0,93	0,212	0,762	0,00072	0,294	38,8
13	10,39	3,645	1202	0,95	0,192	0,692	0,00072	0,267	42,7
14	14,56	3,645	890	0,937	0,209	0,752	0,00072	0,290	39,3
15	16,38	3,645	775	0,902	0,216	0,779	0,00072	0,30	38,0
16	15,07	3,645	841	0,923	0,208	0,749	0,00072	0,289	39,4
17	15,49	3,645	960	0,987	0,205	0,739	0,00072	0,285	40,0
18	15,33	3,645	1024	0,996	0,263	0,945	0,00072	0,365	31,2
19	16,66	3,645	788	0,937	0,224	0,806	0,00072	0,311	36,6
20	17,51	3,645	754	0,896	0,230	0,827	0,00072	0,319	35,7
21	14,577	3,645	897	0,855	0,214	0,773	0,00072	0,298	38,3
22	13,97	3,645	1000	0,991	0,225	0,810	0,00072	0,312	36,5
23	14,93	3,645	1012	0,992	0,252	0,910	0,00072	0,351	32,5
24	16,16	3,645	974	0,996	0,274	0,986	0,00072	0,380	30,0
25	19,9	3,645	811	1,00	0,312	1,123	0,00072	0,433	26,3

Список использованных источников

1. Кожевников В.П., Кулешов М.И., Губарев А.В. О преимуществах перехода от централизованного к индивидуальному теплоснабжению жилых, общественных и промышленных зданий // Промышленная энергетика. 2009. № 5. С. 7-9.
2. Нурмеев Б.К. Сравнительная оценка загрязнения атмосферы при сжигании органического топлива в тепловых источниках // Промышленная энергетика. 2004. № 7. С. 51-54.
3. Кулешов М.И., Губарев А.В., Березкин С.В. Топливосбережение в теплоснабжении гражданских и промышленных объектов // Энергосбережение и водоподготовка. 2004. № 4. С. 28-29.
4. Пат. 2270405 РФ, МПК⁷ F 24 Н 1/00, F 24 Н 1/10. Водогрейный котёл Кулешова М.И. / Кулешов М.И. и др. заявление 15.07.04; опубл. 20.02.06 Бюл. № 5 (2 ч.).
5. Пат. 2378582 РФ, МПК⁷ F 24 Н 1/00. Водогрейный котёл / Кулешо М.И., Кожевников В.П., Губарев А.В. заявление 29.10.08; опубл. 10.01.10 Бюл. № 1.