

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1. КЛАССИФИКАЦИЯ	5
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ.....	6
3. РАСЧЁТ КПД	12
4. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ	15
5. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С КОНДЕНСАЦИОННЫМИ КОТЛАМИ	18
6. ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЛОВ.....	21
Библиографический список.....	25
Приложения.....	26
Тесты	30

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях к практическим занятиям и курсовому проектированию по дисциплине «Теплогенерирующие установки» представлен теоретический материал о конденсационных котлах, их классификация, принцип работы, особенности эксплуатации. Даны рекомендации по выполнению курсовой работы, цель которой — приобретение навыков расчёта теплогенераторов.

Задание выдается преподавателем персонально каждому студенту и загружается в личный кабинет студента. Оно состоит из бланка, на котором прописаны марка топлива, модель котла и район строительства котельной.

На том же бланке в соответствующие графы заносятся фамилия, имя, отчество студента и подпись преподавателя, выдавшего задание.

Полученный студентом бланк-задание является исходным материалом для выполнения курсового проекта.

В состав курсового проекта входит пояснительная записка.

Целью проведения настоящей лабораторной работы студентами является получение первичных теоретических знаний и приобретение практических навыков в области проектирования и эксплуатации систем автономного теплоснабжения с использованием конденсационной техники.

Объектами исследования являются действующие элементы системы теплоснабжения, а также современные котлы малой мощности, широко используемые при проектировании систем коттеджного и дачного теплоснабжения.

В рамках работы студенты смогут определять эффективность работы конденсационных теплогенераторов в квартирах или коттеджах различных городов нашей страны.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ

В 2017 году на территории Российской Федерации было построено около 300 000 частных домов общей площадью более 3,5 млн м², что способствовало широкому внедрению автономных котлов различных типов и формированию на их основе системы децентрализованного теплоснабжения.

Активное развитие автономного теплоснабжения последние 25 лет привело к широкому применению водогрейных котлов малой мощности до 2,5 МВт. Рациональное использование при проектировании автономных источников теплоснабжения конструктивных особенностей водогрейных котлов существенно улучшает их технико-экономические и эксплуатационные показатели.

Бытовые водогрейные теплогенераторы и водогрейные котлы малой мощности конструктивно группируются по трём типам:

- чугунные секционные;
- стальные жаротрубные водогрейные;
- водотрубные проточные.

Основное отличие связано с организацией гидравлического режима котла. Так, в первых двух типах котлов движение теплоносителя естественное гравитационное в ограниченном объёме со скоростями не более $w \leq 0,03-0,05$ м/с. Поэтому недопустимо менять местами вход и выход теплоносителя в котле, нарушая внутрикотловую гидравлику, а также уменьшать расход воды через котёл, ограничивая или отказываясь от рециркуляции теплоносителя. В проточных конструкциях водотрубных котлов принудительное побуждение движения с организованными потоками теплоносителя, имеющими, как правило, скорости движения $w \leq 3-6$ м/с и более, ограниченные по верхнему пределу гидравлическими сопротивлениями котла. Этот фактор позволяет создать металлоёмкую компактную конструкцию проточного котла с максимальной форсировкой тепловых процессов и малым объёмом теплоносителя, что обуславливает исключительно высокие теплодинамические характеристики котла.

Стальные водогрейные жаротрубные котлы имеют наибольший водяной объём, хотя и позволяют создать более компактную конструкцию (менее металлоёмкую), чем чугунные секционные котлы.

Использование низкоуглеродистых сталей в котлах обеспечивает их устойчивость к тепловым нагрузкам, повышает малоцикловую надёжность, но эти стали менее, чем чугун, устойчивы к кислотной электрохимической коррозии.

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на *децентрализованные* и *централизованные*.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприёмники потребителей размещены раздельно, часто на значительном расстоянии, поэтому теплота от источника до потребителей передаётся по тепловым сетям.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприёмники потребителей либо совмещены в одном агрегате, либо размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприёмников может осуществляться практически без промежуточного звена — тепловой сети.

Экономия возможна при увеличении доли децентрализованного теплоснабжения, то есть максимального приближения источника теплоты к потребителю. Это поможет создать потребителю более комфортные условия использования и оплаты тепловой энергии, а также обеспечить экономию топлива.

В настоящее время газовые котлы являются одними из самых распространённых отопительных теплогенераторов в мире.

Наиболее энергоэффективными из них, обеспечивающими самые высокие технико-экономические показатели, являются конденсационные котлы. В то же время практически во всех случаях применения конденсационной теплогенерирующей техники обеспечивается энергоэффективность технического решения за счёт топливной составляющей в эксплуатационных расходах, несмотря на рост капитальных вложений в установки. Поддержка многими странами на государственном уровне энергосберегающих технологий и забота об охране окружающей среды способствуют активному внедрению инновационной техники, отвечающей всем стандартам. Приоритетная задача — повышение эффективности и улучшение экологических показателей систем теплоснабжения. Благодаря этому в Европе газовые конденсационные котлы, обладающие высокими востребованными характеристиками, занимают лидирующие позиции среди оборудования для отопления и горячего водоснабжения. С третьего квартала 2015 г. странами ЕС было принято решение о переходе на объектах нового строительства в жилом секторе только на системы автономного теплоснабжения на базе конденсационных теплогенераторов, в некоторых странах установка любых других газовых котлов, кроме конденсационных, запрещена.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ

В Советском Союзе также были наработки и исследования в данном направлении, однако по различным причинам они так и не стали массовыми. К примеру, была практика установки эмалированных и стеклянных подогревателей, работающих в режиме конденсации. Они подогревали воздух, подаваемый в топку, тем самым очень серьёзно повышали КПД теплогенератора. Однако эмалированные подогреватели имели не слишком долгий срок службы, а стеклянные трубки, в силу их хрупкости, часто повреждались при монтаже и эксплуатации, поэтому эти системы не получили дальнейшего развития.

Только использование в производстве коррозионностойких сплавов алюминия, меди и нержавеющей стали сделало реальным применение данной технологии. Дело в том, что образующийся при охлаждении продуктов сгорания водный конденсат благодаря относительно высокой кислотности и растворению в нём продуктов сгорания (углекислого газа (CO_2) и избыточного кислорода (O_2)) вызывает коррозию стали и чугуна. Именно поэтому производители котлов в прошлом исключали саму возможность конденсации водяных паров в тепло-

обменных поверхностях котлов и, естественно, не учитывали в своих расчётах теплоту конденсации. Наоборот, всячески пытались поддерживать температуру уходящих газов, превышающую на 50–60 °С температуру их точки росы, что определялось также необходимостью обеспечить естественную тягу и не допустить конденсацию в котле и дымоходах.

К преимуществам газовых конденсационных котлов можно отнести значительную экономию топлива, компактность, надёжность, бесшумность работы. Все теплотехнические преимущества данных котлов основываются на высоком коэффициенте полезного действия. В ряде публикаций отмечается, что КПД конденсационных котлов превышает 100 %, что некорректно и не соответствует понятию КПД. Это связано с особенностями методики расчёта КПД.

Расчёт эффективности отопительного котла определяется отношением полезной теплоты, утилизированной в процессе отопления и горячего водоснабжения, к располагаемой теплоте сгорания (количеству теплоты, образуемому при полном сгорании топлива и последующем охлаждении продуктов сгорания до нормальных условий: температура — 0 °С, давление — 760 мм рт. ст.). Однако необходимо различать низшую и высшую теплоту сгорания (рис. 1).

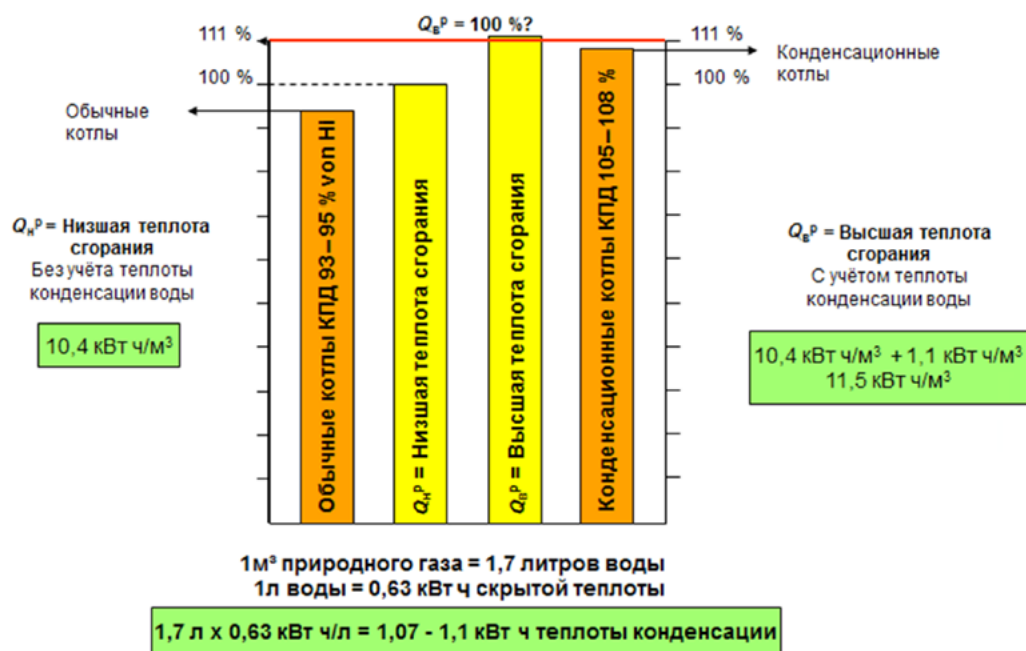


Рис. 1. Низшая и высшая теплота сгорания природного газа

Конденсационные котлы (рис. 2) могут быть одноконтурными и двухконтурными, то есть применяемыми как для отопления, так и для системы горячего водоснабжения. По способу установки подразделяются на:

- настенные — мощностью 20–100 кВт, широко применяются для бытовых целей, отопления и горячего водоснабжения загородных домов;
- напольные — часто более мощные модели, применяемые как для бытовых целей, так и для офисов и объектов сельскохозяйственного и промышленного назначения.

Основными конечными продуктами сгорания являются углекислый газ (CO_2) в смеси с азотом (N_2) и воздухом и вода (H_2O). Вода, получаемая в процессе реакции, при высоких температурах в зоне горения немедленно превращается в пар. Для испарения воды затрачивается теплота, которая отбирает часть теплоты, полученной при горении. Эта теплота сгорания называется низшей теплотой сгорания ($Q_{н}^p$). Теплоту, затрачиваемую на испарение воды, можно получить при обратном переходе из газообразной фазы в жидкую, то есть при конденсации. Эта теплота, называемая скрытой теплотой конденсации ($Q_{\text{H}_2\text{O}}$), является для природного газа известного состава постоянной величиной при определённых значениях температуры и давления.

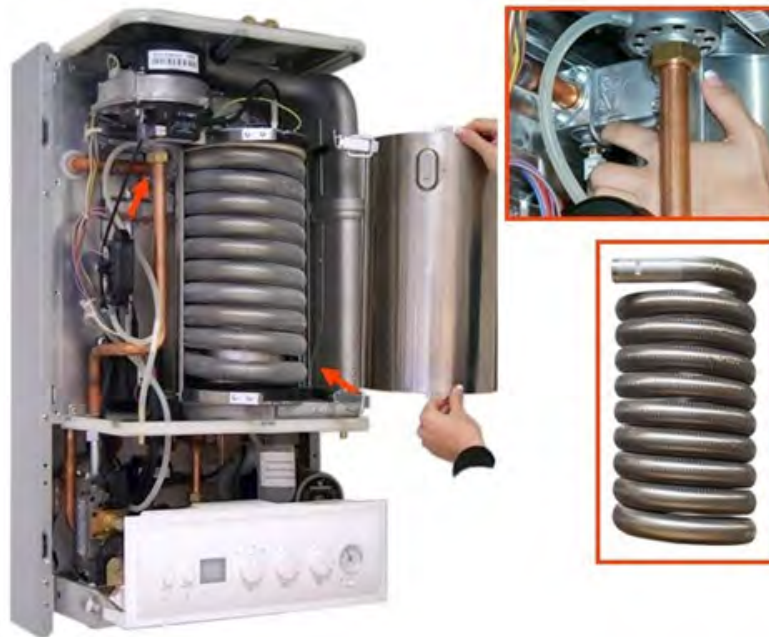


Рис. 2. Устройство конденсационного котла

Рассчитать возможное количество доступной для использования теплоты конденсации водяных паров из объёма продуктов сгорания можно по формуле:

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = 24,62 (9,84H^p + W^p),$$

где H^p — содержание водорода в топливе, %; W^p — содержание водяных паров в топливе, %.

Полная теплота, получаемая по конденсационной технологии, равна сумме низшей теплоты сгорания и скрытой теплоты конденсации и называется высшей теплотой сгорания ($Q_{\text{в}}^p$):

$$Q_{\text{в}}^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{H}_2\text{O}}.$$

В действительности КПД конденсационного теплогенератора естественно меньше 100 %, но до последнего времени отсутствовали нормативные методики расчёта КПД и составляющих теплового баланса по высшей теплоте сгорания, определение КПД отопительных котлов производилось только по низшей теплоте сгорания. Поэтому для сравнения эффективности работы традиционных и конденсационных теплогенераторов часто используется маркетинговый ход производителей котельного оборудования, когда максимально возможный КПД конденсационных котлов при полной конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа принимают ≈ 111 % (как для метана).

В традиционном (не конденсационном) газовом котле продукты сгорания, которые представляются как смесь «сухих» дымовых газов (CO_2 ; N_2 , избыточный воздух) и водяных паров (от сгорания водорода, из влаги топлива и воздуха, подаваемого на горение), поступая из зоны горения, проходят через теплообменные поверхности в топке и конвективной части котла, где отдают основную часть тепловой энергии теплоносителю, обеспечивая его нагрев. Пройдя газовый тракт котла, дымовые газы через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу. При этом некоторое количество теплоты с уходящими газами теряется, поскольку они имеют более высокую, чем окружающая среда, температуру и содержат водяной пар, образовавшийся при сгорании водорода и испарении влаги, находящейся в составе топлива. В конденсационном котле при охлаждении продуктов сгорания до температуры точки росы дымовых газов и ниже содержащийся в продуктах сгорания водяной пар начинает конденсироваться на стенках низкотемпературного теплообменника, отдаёт скрытую энергию теплоносителю, посту-

пающему в котёл для нагрева. Вследствие этого процесса продукты сгорания, выходящие из котла, имеют низкую температуру и пониженное содержание водяных паров и вместе с тем находятся практически в состоянии, близком к состоянию насыщения.

Использование теплоты конденсации водяных паров из продуктов сгорания особенно выгодно для топлива с высоким содержанием водорода на горючую массу и влаги топлива. Так, при сжигании 1 м^3 природного газа образуется 2 м^3 водяных паров (или $\sim 1,6 \text{ кг}$ воды), что при полной конденсации обеспечивает теплопоступление до 11 % дополнительной тепловой энергии (рис. 3). Эффективность конденсационного котла, конечно, в значительной мере зависит от полноты использования этой дополнительной теплоты. Последнее будет осуществляться при работе с температурами поверхностей нагрева котла ниже температуры точки росы дымовых газов на низкотемпературном теплоносителе, например, по температурному графику $60\text{--}40 \text{ }^\circ\text{C}$, что существенно удорожает систему в целом, увеличивая капитальные вложения более чем в 2–2,5 раза с учётом стоимости котла.

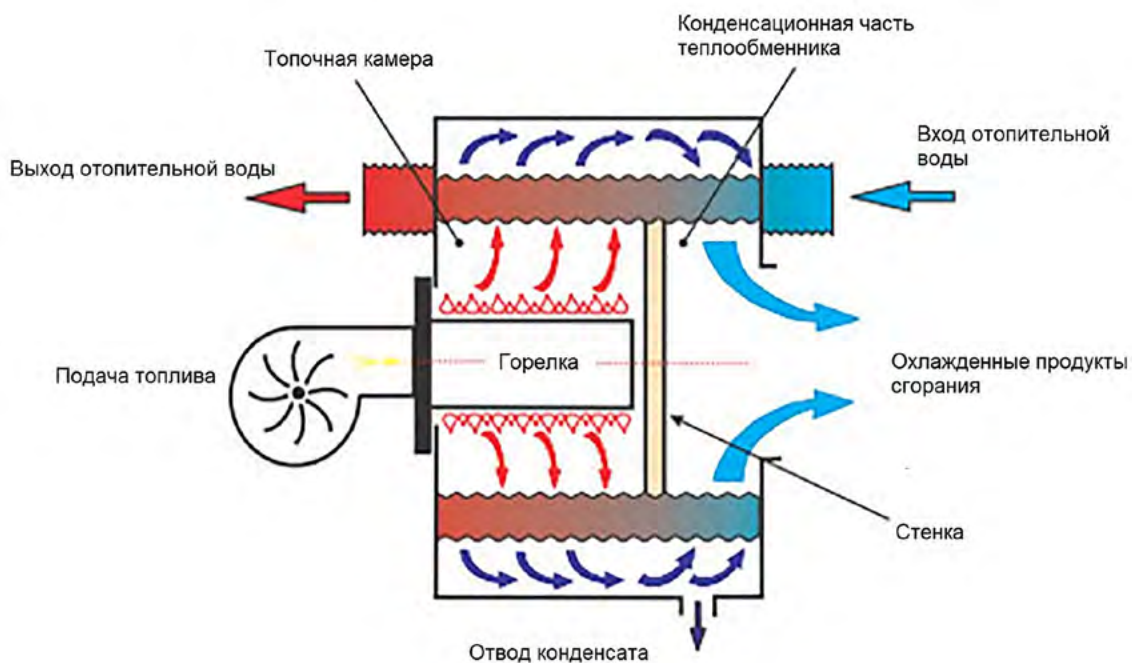


Рис. 3. Принцип работы конденсационного котла

В реальных условиях обеспечить максимально возможную эффективность в течение всего сезона эксплуатации котла не удаётся, поскольку системы отопления работают по графику качественного регулирования $95\text{--}70 \text{ }^\circ\text{C}$ или $80\text{--}60 \text{ }^\circ\text{C}$. Использование графика $60\text{--}40 \text{ }^\circ\text{C}$, применяемого в более тёплой климатической зоне, в условиях России при традиционном теплоснабжении экономически нерационально и неэнергоэффективно. Для целей горячего водоснабжения, при использовании подогрева санитарной (химически не обработанной) воды в косвенных подогревателях (специальном теплообменнике) до $t_{\text{гв}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, требуемой санитарными нормами, конденсационный режим, как показали экспериментальные исследования, также обеспечить не удаётся. При снижении температуры ГВС до $50 \text{ }^\circ\text{C}$ удаётся утилизировать 2–4 %, при $t_{\text{гв}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ — 4–6 % в общем балансе извлекаемой части теплоты конденсации водяных паров из продуктов сгорания.

В то же время, учитывая низкие зимние температуры наружного воздуха, необходимо предусматривать режимы эксплуатации и автоматику защиты котла от «размораживания». Конструкция конденсационного котла требует сравнительно большой конвективной поверхности, а условие конденсации в ней — изготовления её из коррозионностойких материалов: красная медь, алюминий и его сплавы (силумин), коррозионностойкая сталь. Часть конвективной поверхности часто имеет высокую степень оребрения или ошпиковки.

Основные проблемы в аэродинамическом тракте возникают при организации удаления продуктов сгорания от конденсационных котлов. Так, использование дымососа или дутьевого вентилятора практически снимает все вопросы по организации воздухоподачи на горение и по внутренней аэродинамике котла. Однако существенное снижение температуры уходящих газов за конденсационным котлом в расчётном режиме практически не позволяет организовать естественную тягу как индивидуальной, так и, тем более, коллективной дымовой трубы. Эта проблема наиболее остро встает в летний период, так как производители изготавливают котлы с пластиковыми дымоходами, рассчитанными на предельную температуру эксплуатации 65 °С, а эксплуатационная температура дымовых газов составляет 40–45 °С. Столь низкие температуры существенно ограничивают возможности организации естественной тяги и вынуждают выходить в режимы избыточного давления в газоходах за котлом, особенно при использовании дымососа, что недопустимо по требованиям служб газового надзора. Наиболее остро эта проблема встает для коллективных дымовых труб, и организовать удаление дымовых газов в соответствии с нормативными требованиями оказывается технически невозможно.

Еще одна задача, требующая технически грамотного решения, — удаление образующегося в котле и дымовой трубе конденсата, имеющего кислую реакцию при $\text{pH} = 4,5\text{--}3,5$. Фактическое количество конденсата составляет до 1,5 литров на 1 м² сожжённого природного газа, основная часть которого выделяется в котле, в котором организуется его сбор и удаление. Так же в котёл поступает конденсат из соединительных дымоходов, выполненных с соответствующим уклоном в сторону котла. Наибольшие проблемы возникают с конденсатом в дымовой трубе, выпадение которого из насыщенных продуктов сгорания происходит практически при любых температурах наружного воздуха. Сбор конденсата в нижней части дымовой трубы нужно организовывать с утеплением или обогревом конденсатного горшка вместе с конденсатоотводящими трубопроводами, что в зимний период совершенно необходимо. Альтернативное решение — монтаж нижней части дымовой трубы в отапливаемом помещении. При использовании коаксиальной компоновки воздухоподачи и удаления продуктов сгорания для конденсационных котлов необходимо учитывать, что низкие зимние температуры наружного воздуха могут приводить к обмерзанию дымоходов. Таким образом, для сформулированных требований дымовые трубы должны быть теплоизолированными, устойчивыми к агрессивному воздействию конденсата и газоплотными, что значительно усложняет и удорожает системы газо-воздушного тракта.

Рассмотренные конструктивные и технические особенности реализации использования конденсационных котлов для теплоснабжения в малом жилищном строительстве требуют в 2–2,5 раза больших затрат на оборудование системы в целом, поэтому обеспечение максимальной энергоэффективности его работы становится приоритетной задачей.

Анализ технических преимуществ и недостатков, наиболее широко используемых в отечественном децентрализованном теплоснабжении типов теплогенераторов, имеет целью определить область их рационального применения, основные требования к условиям эксплуатации и теплотехнические требования при проектировании источников теплоты с использованием тех или иных теплогенераторов. Вопросы разработки тепловой схемы источника теплоты, учёт особенностей конструкции и обеспечения тепловых и гидравлических режимов эксплуатации, обеспечивающих длительную и максимально возможную эффективность работы оборудования, рассмотрены в разделе 6. В настоящей части работы при подведении некоторых итогов рассмотрения различных типов теплогенераторов представляется возможным провести их некоторый сравнительный анализ и сопоставление технических характеристик. Это представляет интерес, так как в настоящее время эксплуатируются сотни тысяч теплогенерирующих установок со всеми типами рассмотренных котлов (и их модификаций), обоснования применения которых или просто нет или оно носит субъективный характер.

Необходимо подчеркнуть, что наряду с некоторыми котлами, отличающимися плохой конструкцией и/или неудовлетворительной сборкой, большинство котлов хорошего качества, а неполадки объясняются в основном неблагоприятными условиями, в которых этих котлы эксплуатируются.

Основные причины, по которым возникают неполадки работы:

- 1) подача подпиточной воды, не прошедшей должной обработки, в контур котла в избыточных количествах;
- 2) резкие колебания температуры воды в котле;
- 3) эксплуатация котла при низких температурах воды (за исключением конденсационных).

Первая проблема обычно вызвана утечками воды из системы или неправильным подбором расширительного бака, что приводит к постоянным сбросам через предохранительный клапан каждый раз, когда температура воды в системе повышается.

В полностью закрытой системе количество образующихся отложений или накипи должно быть не велико, и большинство котлов выдерживают ее накопление в течение многих лет.

Формирование отложений в критических зонах (нижняя часть чугунных секций и верхние образующие топки и жаровых труб котлов) препятствует нормальному теплообмену между стенками секций (труб) и теплоносителем, что приводит к их перегреву и образованию трещин в секциях чугунного теплообменника и прогоранию труб. В жаротрубных котлах отложения образуются преимущественно на дне внешней оболочки, которое не подвержено тепловому воздействию, и это не приводит к возникновению повреждений котла, однако формируется зона интенсивной подшламовой коррозии.

При относительной высокой жёсткости подпиточной воды минералы, образующие накипь, осаждаются в процессе нагрева воды на самых теплонапряженных участках поверхностей. Интенсивность отложения накипи значительно уменьшается в конструкциях и на тех участках теплообменников, в которых обеспечивается высокая скорость движения воды, вплоть до исключения отложений на меди и коррозионностойких сплавах при скоростях движения более 1 м/с и отсутствии вскипания воды.

Очевидно, что не соответствующая требованиям обработка воды с подпиткой водой, имеющей высокую остаточную общую жёсткость, приводит к образованию как отложений на поверхностях нагрева, так и значительному количеству шлакообразующих взвешенных частиц (особенно при магнитной обработке воды и ряде других способов).

Однако, если подпиточная вода характеризуется повышенной мягкостью и/или повышенным содержанием кислорода, имеет высокую электропроводность или щелочность, металлические поверхности теплообменников котлов, трубопроводов и радиаторов системы отопления подвергаются агрессивному коррозионному воздействию. Образующиеся в результате коррозии твёрдые частицы разносятся потоком циркулирующей воды по всей системе. Так как взвешенные твёрдые частицы всегда оседают в местах, где скорость потока минимальна, очевидно, что в теплообменниках котлов с малой скоростью циркуляции и большой ёмкостью воды отложения аккумулируются гораздо быстрее, чем в теплообменниках с организованной циркуляцией и более высокой скоростью движения воды.

В этой связи представляет интерес сопоставление указанных характеристик для котлов различных типов, оценка соотношения которых приведена ниже.

Таблица 1

Сравнительные характеристики котлов

Характеристика	Чугунные секционные	Водотрубные	Стальные жаротрубные	Скоростные проточные (в том числе настенные термоблоки)	Трубопроводы системы теплоснабжения
Скорость теплоносителя усреднённая, м/с	0,02–0,05	1–2	0,02–0,03	1,5–2,5	1,5–2,8 (1–1,3 в коллекторах)
Объём воды в котле, л/МВт	800–2000	150–250	650–1500	30–50	–
Металлоёмкость котла, кг/кВт	4–8	2,5–3,0	2,0–2,5	0,7–1,5	–

В табл. 1 данные включают значительный интервал изменения, что обусловлено их отличием в зависимости от мощности котла. Так, металлоёмкость котлов при увеличении их мощности, как правило, уменьшается.

В то же время в чугунных секционных и стальных жаротрубных котлах скорость теплоносителя значительно ниже, чем в водотрубных, скоростных, проточных и даже в трубопроводах системы теплоснабжения. Ясно, что взвешенные частицы, находящиеся в воде, будут формировать шламовые отложения, преимущественно, в нижних зонах и на верхних образующих труб (и топок) теплообменников этих типов котлов.

Характерным элементом конденсационных котлов является вторичный теплообменник или вторая секция, называемая также конденсационным теплообменником или низкотемпературной частью теплообменника. Продукты сгорания охлаждаются в нём до температур, близких к температуре обратной воды из системы отопления, часто являющейся самой низкой для теплогенератора с возможными значениями температуры ниже точки росы (52–53 °С для продуктов сгорания природного газа), причём во всех случаях, чем ниже температура теплоносителя, тем выше результирующая эффективность котла. Охлаждение продуктов сгорания на поверхности нагрева при достижении температур, равных и ниже точки росы, приводит к конденсации части водяных паров на стенках теплообменника и передаче скрытой теплоты парообразования теплоносителю, поступающему в первичный теплообменник для нагрева. Вследствие глубокого охлаждения продукты сгорания, выходящие из котла, имеют температуру и влажность, близкую к параметрам насыщения.

3. РАСЧЁТ КПД

Коэффициент полезного действия (КПД) конденсационного теплогенератора можно определить по прямому или обратному тепловому балансу. В первом случае эффективность теплогенерирующей установки определяется прямым расчётом по величине полученной полезной тепловой мощности в виде:

$$\eta = \frac{Q_1}{B Q_p^p},$$

где Q_1 — полезная (теплота) мощность, полученная теплоносителем кВт; B — расход топлива, кг/с, м³/с; Q_p^p — располагаемая высшая теплота сгорания топлива, для ТГУ малой мощности равна высшей теплоте сгорания топлива Q_B^p , так как в этих теплогенераторах воздухоподогреватели не применяются, а возможный подогрев жидкого топлива весьма незначителен, кДж/кг, кДж/м³.

Составляющие тепловых потерь по прямому балансу ТГУ очень часто определяются как сумма всех тепловых потерь, без детализации, поскольку на практике в большинстве случаев этого не требуется. Целью лабораторной работы является определение только КПД теплогенератора.

Детально проанализировать теплотехническую эффективность работы и КПД можно, используя методологию обратного теплового баланса, путём расчёта составляющих тепловых потерь и после суммирования их значений и последующего определения полезной (мощности) теплоты:

$$Q_1 = BQ_p^p - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6),$$

где Q_2 — потери теплоты с уходящими газами, кВт; Q_3 — потери теплоты от химической неполноты горения, кВт; Q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кВт; Q_5 — потери теплоты от наружного охлаждения теплогенератора, кВт; Q_6 — потери теплоты с физической теплотой шлаков, кВт.

В частном случае при работе теплогенерирующей установки на газообразном или жидком топливе в составляющих тепловых потерь отсутствуют потери Q_4 с механической неполнотой горения и Q_6 с физической теплотой шлаков, тогда уравнение можно преобразовать к виду:

$$\eta = \frac{B Q_p^p - (Q_2 + Q_3 + Q_5)}{B Q_p^p} = 1 - (q_2 + q_3 + q_5),$$

где q_2, q_3, q_5 — потери теплоты (в долях) соответственно с уходящими газами, от химической неполноты горения, от наружного охлаждения, отнесенные к 1 м^3 сожжённого газообразного или 1 кг жидкого топлива.

Ориентируясь на современные требования к работе горелочных устройств в конденсационных теплогенераторах малой мощности, можно говорить о значениях $q_3 = 0,25 \%$.

Конденсационные котлы большинства производителей конструктивно выполняются с внешними низкотемпературными поверхностями и эффективной теплоизоляцией, поэтому значение q_5 редко превосходит $1,25 \%$.

Анализируя составляющие потерь теплоты конденсационного котла, наиболее затруднительным представляется определение потерь теплоты с уходящими газами, в особенности доли этой теплоты, соответствующей части скрытой теплоты парообразования остатков водяных паров, которые не сконденсировались из уходящих газов в силу их неполного охлаждения.

Потери теплоты с уходящими газами определяются как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата и энтальпии расходуемого холодного воздуха (принималась при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$Q_2 = I_{yx} - \alpha_{yx} I_B^o,$$

где α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания (в рамках лабораторной работы для испытываемого котла принимается равным 1,2); I_B^o — энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/м^3 (при температуре воздуха $20 \text{ }^\circ\text{C}$ принимается равной 394 кДж/м^3).

Тогда относительные потери теплоты с уходящими газами по высшей теплоте сгорания будут равны:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_B^p} = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx} I_B^o}{Q_B^p} 100 \%,$$

где Q_B^p — высшая теплота сгорания топлива, кДж/м^3 .

Энтальпию уходящих газов можно определить с помощью Id-диаграммы продуктов сгорания природного газа (см. приложение 1).

При построении диаграммы в основу положены два параметра: влагосодержание d , которое отложено по оси абсцисс, и энтальпия — по оси ординат. Для удобства расположения линий угол между осями равен 135° . Хотя ось абсцисс на диаграмму обычно не наносится, но линии одинаковой энтальпии идут параллельно ей, поэтому они на диаграмме изображаются наклонными прямыми. Линии $d = \text{const}$ проведены параллельно оси ординат.

Помимо основных параметров, на Id-диаграмме нанесены линии одинаковых температур — изотермы ($t = \text{const}$), одинаковых относительных влажностей ($\varphi = \text{const}$). Изотермы ($t = \text{const}$) представляют собой наклонные прямые, угол наклона которых немного возрастает с увеличением температуры.

Линии ($\varphi = \text{const}$) имеют вид расходящихся кривых, которые претерпевают излом при $t = 99,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (температура кипения воды при давлении 745 мм рт. ст.) и дальше идут почти вертикально. Кривая $\varphi = 100 \%$ делит площадь диаграммы на две части. Выше кривой располагается область продуктов сгорания с ненасыщенным паром, а ниже — область продуктов сгорания с насыщенным и частично сконденсированным паром.

Температуру точки росы продуктов сгорания можно определить, проведя прямую, перпендикулярную оси OX , из точки, характеризующей состояние продуктов сгорания, до линии насыщения ($\varphi = 100 \%$).

При нагревании влагосодержание не изменяется ($d = \text{const}$), а энтальпия возрастает. Следовательно, процесс нагрева на Id-диаграмме изображается вертикальной прямой AB (рис. 4).



Рис. 4. Процесс нагревания на Id-диаграмме

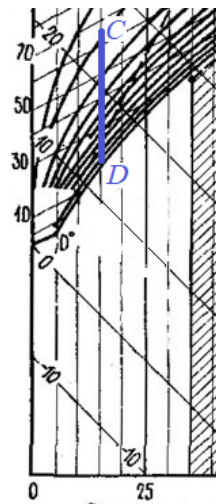


Рис. 5. Процесс охлаждения на Id-диаграмме

Процесс охлаждения воздуха происходит также при постоянном влагосодержании, но энтальпия в этом случае уменьшается (прямая CD), а относительная влажность возрастает вплоть до точки росы, являющейся пересечением прямой охлаждения BC с кривой $\varphi = 100\%$ (рис. 5).

По Id-диаграмме, зная два любых параметра, можно определить все остальные параметры влажного воздуха. При помощи Id-диаграммы можно определить также параметры смеси, образующейся в результате смешения двух потоков влажного воздуха.

Интересно, что реальные температуры уходящих газов выше температуры точки росы для состава продуктов сгорания, т.е. продукты сгорания не насыщенные, хотя имеет место активная конденсация водяных паров в поверхностях нагрева, при их температуре ниже точки росы дымовых газов.

Это возможно объяснить незавершённостью процесса конденсации влаги из продуктов сгорания и смешением за конденсационными поверхностями теплогенератора (на выходе) некоторой части глубоко охлаждённых до параметров насыщения «осушенных» продуктов сгорания и некоторой части «транзитных» дымовых газов. Процесс смешивания продуктов сгорания (1-2-3) можно представить на Id-диаграмме продуктов сгорания с конечным состоянием уходящих газов в т. 3 (рис. 6).

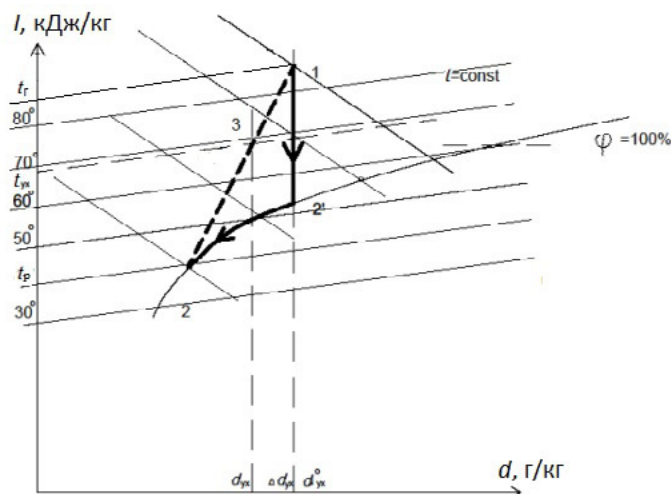


Рис. 6. Процесс смешивания на Id-диаграмме

Также необходимо отметить, что потери теплоты с уходящими газами в современных газовых конденсационных котла являются наиболее значительной составляющей тепловых потерь.

4. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ

Цель работы — определение эффективного годового КПД конденсационного котла для типового дачного коттеджа и выявление зависимости эффективности работы котла от режима его работы и климатических факторов.

Описание установки

В процессе проведения работы будут использованы:

1) настенный газовый конденсационный котёл Baxi Duo-Tec Compact (рис. 7) мощностью 28 кВт, работающий на газообразном топливе (природный газ);



Рис. 7. Настенный газовый конденсационный котёл Baxi Duo-Tec Compact

2) анализатор дымовых газов марки Testo 330 (рис. 8), с помощью которого определяются значения температуры дымовых газов на входе в конденсационную поверхность теплообменника, температура уходящих газов в дымоходе, коэффициент избытка воздуха, процентное содержание в продуктах сгорания углекислого газа CO_2 и кислорода O_2 ;



Рис. 8. Анализатор дымовых газов марки Testo 330

3) газовый счётчик марки СГМН-1 G6 (рис. 9), по которому определялся расход природного газа;



Рис. 9. Газовый счётчик марки СГМН-1 G6

4) секундомер, термометр ТС-75 для определения температуры воды, контрольно-измерительные приборы.

Универсальная схема экспериментального стенда для испытаний котла Вахі Duo-Tec Comrast представлена на рис. 10.

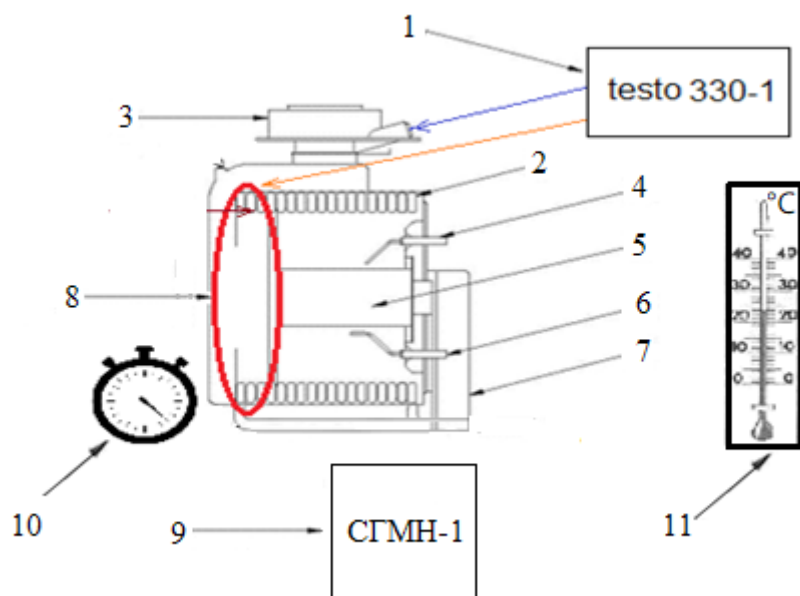


Рис. 10. Схема лабораторной установки:

- 1 — анализатор дымовых газов; 2 — первичный теплообменник; 3 — дымоход;
4 — электрод розжига; 5 — горелка; 6 — электрод контроля пламени; 7 — подача топлива;
8 — конденсационная часть теплообменника; 9 — газовый счётчик; 10 — секундомер; 11 — термометр

Методика проведения работы

1. Включить котёл, открыть подачу топлива.
2. Установить режим работы котла по температуре воды на входе в теплообменник котла. Записать показание температуры обратной воды в журнал лабораторной работы.
3. Установить анализатор дымовых газов в отверстие в нижней части дымохода (рис. 11).
Дождаться наступления стационарного режима работы, т.е. показания газоанализатора по температуре дымовых газов не должны меняться более чем на 1 °С. Записать показание температуры уходящих газов t_{yx} в журнал лабораторной работы.

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru