

Сравнительный анализ эксплуатационной эффективности отопительных водогрейных газовых котлов малой мощности с постоянно и периодически функционирующими горелками

Воеводин А. Г., канд. техн. наук, Горинова Н. А., инж.

Нижегородский государственный технический университет

Предложен сравнительный технико-экономический анализ эффективности эксплуатации котельных с водогрейными котлами малой мощности с постоянно и периодически функционирующими горелками для систем отопления с чугунными и алюминиевыми радиаторами. Рассмотрены преимущества (работа в одном номинальном мощностном режиме с максимальным КПД, снижение потребления электроэнергии вентиляторным и дымососным оборудованием, отсутствие частотно-регулируемого привода электродвигателей, упрощение режимно-наладочных работ, возможность эксплуатации мощного котла в условиях малой тепловой нагрузки) и недостатки (возможность остывания дымовой трубы ниже температуры точки росы, снижение срока службы и надежности работы электрического оборудования, а также труб и коллекторов котлов, возрастание вероятности аварий вследствие избыточного наличия топлива в топке в момент зажигания пламени). Расчет температур и времени остывания-нагрева воды и металлических конструкций выполнен на основе уравнений нестационарной теплопроводности и чисел подобия Био и Фурье.

Ключевые слова: теплоснабжение, водогрейные котлы малой и большой теплопроизводительности, газовые горелки, функционирующие постоянно и периодически, дымовые трубы, температура точки росы, чугунные и алюминиевые радиаторы отопления, сравнительный технико-экономический анализ, расчет температуры и времени остывания воды и металлических конструкций.

В последние годы все больше отопительных котлов бытового назначения (мощностью до 50 кВт) и котельных малой мощности (с котлами до 500 кВт) оборудуют периодически функционирующими горелками. Иногда их называют импульсными, но это некорректно, так как под импульсом следует понимать кратковременный физический процесс, а в котлах с импульсным горением (по довольно скудной имеющейся информации) происходят высокочастотные микровзрывы газовоздушной смеси в камере сгорания [1].

Периодически функционирующие горелки автоматически выключаются при увеличении температуры воды на выходе из котла выше заданного значения (обычно на 5 °С больше требуемого по температурному графику) и включаются при уменьшении температуры ниже заданного значения (обычно на 5 °С меньше требуемого по температурному графику). Продолжительность работы такой горелки соответствует длительности ее нахождения в выключенном состоянии при равенстве значений теплопроизводительности горелки (номинальное значение с максимальным КПД) и установленной максимальной тепловой мощности радиаторов системы отопления (данное соответствие обычно закладывается при проектировании) с учетом потерь в сетях. При номинальной мощности

горелки, превышающей номинальную мощность радиаторов (обратное недопустимо по санитарным нормам), продолжительность ее работы меньше длительности нахождения в выключенном состоянии (пропорционально соотношению мощностей). В данной статье рассматривается вариант с одинаковыми продолжительностью работы и длительностью выключенного состояния горелки.

При поддержании требуемого по температурному графику (обычно 95/70 °С) среднего значения температуры теплоносителя (прямой воды) на выходе из котла температура воды системы отопления периодически изменяется в заданном диапазоне (обычно 10 °С) в радиаторах потребителей (увеличение указанного диапазона температур нагрева-остывания отопительных приборов негативно скажется на потребителях, уменьшение — на ресурсе оборудования, но в отдельных случаях, особенно для зданий с малой тепловой инерцией, он может быть несколько снижен).

Система рециркуляции воды в котлах (добавление прямой воды в обратную, возвращаемую от потребителей, с целью недопущения уменьшения ее температуры ниже температуры точки росы продуктов сгорания топлива) и перепуска воды в сеть (добавление обратной воды в прямую для регулирования температуры последней и поддержания

постоянства расхода воды в сети и через котел при рециркуляции) в данной статье не рассматривается, так как она практически одинакова у котлов с постоянно и периодически функционирующими горелками.

Среди специалистов-теплоэнергетиков сейчас нет однозначного мнения об экономическом преимуществе постоянно или периодически работающих горелок, поэтому в статье сделана попытка упрощенного сравнительного анализа эксплуатационной эффективности (первоначальную стоимость можно считать приблизительно одинаковой) котлов с указанными горелками.

Котлы с периодически действующими горелками имеют существенные эксплуатационные преимущества:

обеспечивается работа в одном номинальном мощностном режиме с максимальным КПД, что, по статистическим данным, приводит к снижению расхода топлива на 1,5 % при одинаковой теплопроизводительности;

тягодутьевое оборудование (вентиляторы и дымососы) эксплуатируется меньшее время с максимальным КПД, что обуславливает снижение потребления электроэнергии данным оборудованием на 50 % при одинаковой теплопроизводительности; кроме того, не требуется установка частотно-регулируемого привода электродвигателей;

упрощаются режимно-наладочные работы (лишь в одном номинальном мощностном режиме);

возможна номинальная эксплуатация относительно мощного котла в условиях небольшой требуемой теплопроизводительности (а у постоянно включенных горелок нижний предел обычно составляет 15 – 20 %, далее горение становится неустойчивым).

Вместе с тем указанные горелки имеют недостатки:

при продолжительной эксплуатации в выключенном режиме дымовая труба (особенно стальная) может остывать до температуры ниже точки росы, что приведет к образованию конденсата, усиленной коррозии и уменьшению срока эксплуатации (далее показано, что этого не происходит вследствие увеличенной по сравнению с радиаторами отопления продолжительности остывания дымовой трубы, особенно при наличии наружной теплоизоляции);

при частых включениях/выключениях регулирующей арматуры и тягодутьевого оборудования коммутирующие контакты реле быстрее выходят из строя (частично эта

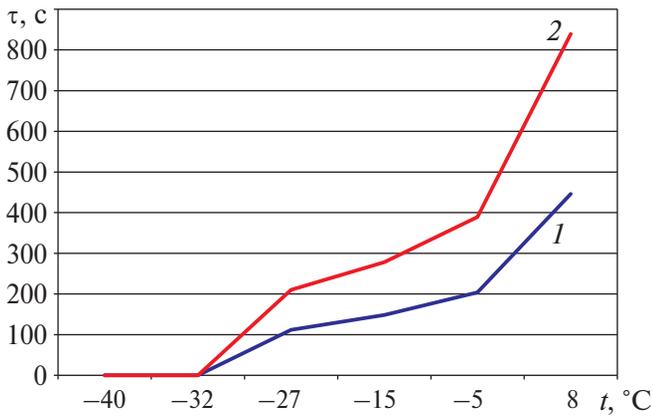
проблема решается заменой реле на тиристорные ключи), а также наблюдаются повышенные пусковые токи, что приводит к снижению ресурса электродвигателей (частично данный недостаток устраняется при использовании системы плавного пуска);

при частых зажиганиях-погасаниях пламени горелок наблюдаются повышенные температурные напряжения труб и коллекторов топочно-го пространства, что вызывает снижение срока их эксплуатации (далее показано, что скорости нагрева-остывания значительно ниже допустимых);

при частых включениях-выключениях подачи топлива возрастает вероятность аварий вследствие возможности его избыточного (более 5 % газа) количества в топке в момент зажигания пламени (по требованиям техники безопасности перед зажиганием необходима вентиляционная продувка). Такой проблемы нет при постоянно горящем запальном устройстве.

При расчете температур и времени нагрева-остывания воды и металлических конструкций используются уравнения нестационарной теплопроводности [2]. При этом вследствие относительно небольшого диапазона изменения температур в котлах с периодически действующими горелками (время нагрева-остывания воды), а также наличия нормируемой толщины теплоизоляции сетевых трубопроводов и котлов потери от наружного охлаждения последних принимаются одинаковыми для систем отопления с горелками указанных двух типов.

В качестве примера рассмотрим сначала систему отопления с чугунными радиаторами типа М-140 [3, 4] при средней толщине стенки $\delta = 0,005$ м. Определим значения критериев подобия — чисел Био (Bi) и Фурье (Fo) для варианта с периодически функционирующими горелками при охлаждении радиаторов в помещении с нормированной температурой $t_{п} = 20$ °С (незначительным изменением температуры воздуха пренебрегаем вследствие большой тепловой инерционности здания) от температуры $t_1 = 63$ °С до $t_2 = 53$ °С и среднем значении температуры стенки (воды без учета накипи, грязи и краски) 58 °С (изменение температуры относительно среднего значения составляет ± 5 °С). Среднее значение температуры прямой воды принято из температурного графика 95/70 °С при расчетной температуре – 32 °С (Нижний Новгород [5, 6]) и температуре наружного воздуха – 5 °С (практически среднесезонное значение).



По формуле

$$Bi = \alpha\delta/\lambda \quad (1)$$

рассчитываем число БИО: $Bi = 0,0008$. В формуле (1) использованы обозначения: $\alpha = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ — нормативное значение коэффициента теплоотдачи (твердая поверхность — воздух) для помещения [7] (можно принять данное значение также для теплоотдачи внутри топочного пространства котлов и теплоизолированной дымовой трубы при выключенной горелке вследствие малой скорости самотяги [8]); $\lambda = 55 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ — справочное значение коэффициента теплопроводности чугуна [9].

Число Фурье определяем из выражения

$$Fo = a\tau/\delta^2 = 1,6\tau, \quad (2)$$

где $a = 0,00004 \text{ м}^2/\text{с}$ — справочное значение температуропроводности чугуна; τ — время протекания процесса охлаждения (нагрева-ния), с.

Для $Bi < 0,1$ можно использовать следующее уравнение нестационарной теплопроводности:

$$\Theta = e^{-Bi Fo}, \quad (3)$$

где $\Theta = (t_2 - t_n)/(t_1 - t_n) = 0,77$ — относительная температура.

Преобразуя уравнение (3), определяем продолжительность охлаждения радиатора τ от температуры t_1 до t_2 . Она составляет 204 с. Таким образом, при вышеприведенных условиях котел с периодически действующими горелками будет включаться и выключаться через 204 с.

При температурах наружного воздуха ниже расчетной (-32°C) рассматриваемый котел будет работать постоянно ($\tau = 0$) аналогично котлу с постоянно функционирующими горелками, так как высшее предельное

значение температуры воды (95°C) ограничивается системой его автоматики во избежание вскипания при останове циркуляционных насосов.

При температуре наружного воздуха -27°C температура воды, подаваемой в сеть отопления, для котлов с постоянно действующими горелками составляет 90°C , т. е. для котлов с периодически функционирующими горелками $t_1 = 95^\circ\text{C}$ (максимально возможная), а $t_2 = 85^\circ\text{C}$. При расчете по выражению (2) и уравнению (3) продолжительность остывания радиатора (включенной-выключенной горелки) в этом случае составляет $\tau = 112$ с. Следует отметить, что во избежание слишком частых включений-выключений целесообразно данное время принять минимально возможным при настройке автоматики котла (при $t_2 \geq 85^\circ\text{C}$ $\tau = 0$).

При температуре наружного воздуха -15°C температура воды, подаваемой в сеть отопления, для котлов с постоянно действующими горелками составляет 73°C , т. е. для котлов с периодически функционирующими горелками $t_1 = 78^\circ\text{C}$, а $t_2 = 68^\circ\text{C}$. При расчете по выражению (2) и уравнению (3) продолжительность остывания радиатора (включенной-выключенной горелки) в этом случае составляет $\tau = 148$ с.

При максимальной среднесуточной температуре наружного воздуха 8°C , когда еще функционирует система отопления, температура воды, подаваемой в сеть отопления, для котлов с постоянно действующими горелками составляет 38°C , т. е. для котлов с периодически функционирующими горелками $t_1 = 43^\circ\text{C}$, а $t_2 = 33^\circ\text{C}$. При расчете по выражению (2) и формуле (3) период остывания радиатора (включенной-выключенной горелки) в этом случае составляет $\tau = 446$ с и является максимальным.

На рисунке приведены зависимости продолжительности τ работы горелки отопительного котла, соответствующей длительности ее нахождения в выключенном состоянии, от температуры t наружного воздуха для чугунных (кривая 1) и алюминиевых (кривая 2) радиаторов системы отопления.

В системах отопления с алюминиевыми радиаторами при $\lambda = 209 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$, $a = 0,000085 \text{ м}^2/\text{с}$ и средней толщине стенки $\delta = 0,005 \text{ м}$ значение числа Био, определенное по формуле (1), составляет $Bi = 0,0002$, а числа Фурье, рассчитанного из выражения (2), — $Fo = 3,4\tau$.

В расчетах по выражению (2) и формуле (3) для условий эксплуатации, аналогичных условиям при использовании чугунных радиаторов, время эксплуатации включенной (выключенной) горелки составляет: при температуре наружного воздуха 8°C — 839 с, при -5°C — 389 с, при -15°C — 278 с, при -27°C — 210 с (для чугунных радиаторов: при температуре наружного воздуха 8°C — 446 с, при -5°C — 204 с, при -15°C — 148 с, при -27°C — 112 с. Таким образом, время эксплуатации включенной (выключенной) горелки системы отопления с алюминиевыми радиаторами приблизительно в 1,9 раза больше, чем с чугунными, и в этом случае использование котлов с периодически действующими горелками наиболее предпочтительно.

Определим время остывания стальной дымовой трубы без теплоизоляции при $\delta = 0,01$ м, $\lambda = 50$ Вт/(м·°C), $a = 0,000015$ м²/с, нормативном для объектов вне здания значении $\alpha = 23$ Вт/(м²·°C), температуре наружного воздуха $t_{\text{в}} = -5^\circ\text{C}$, температуре $t_{\text{т}} = 120^\circ\text{C}$ (среднестатистическая средняя по высоте температура дымовой трубы) до температуры точки росы продуктов сгорания природного газа $t_{\text{р}} = 56^\circ\text{C}$. При этом значение определенного по формуле (1) числа Био составляет $Bi = 0,0046$, а числа Фурье из выражения (2) — $Fo = 0,15\tau$. Относительная температура $\Theta = (t_{\text{р}} - t_{\text{в}})/(t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = (56 + 5)/(120 + 5) = 0,49$. Из уравнения (3) получаем $\tau = 1034$ с.

При температуре наружного воздуха $t_{\text{в}} = -27^\circ\text{C}$ найдем время остывания той же дымовой трубы без теплоизоляции от температуры $t_{\text{т}} = 140^\circ\text{C}$ (среднестатистическая средняя по высоте и отопительному периоду температура дымовой трубы по данным авторов) до $t_{\text{р}} = 56^\circ\text{C}$. Относительная температура $\Theta = (t_{\text{р}} - t_{\text{в}})/(t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = (56 + 27)/(140 + 27) = 0,50$. Из уравнения (3) получаем $\tau = 1005$ с.

При температуре наружного воздуха $t_{\text{в}} = 8^\circ\text{C}$ определим время остывания той же дымовой трубы без теплоизоляции от $t_{\text{т}} = 100^\circ\text{C}$ (среднестатистическая средняя по высоте и отопительному периоду температура дымовой трубы по данным авторов) до $t_{\text{р}} = 56^\circ\text{C}$. Относительная температура $\Theta = (t_{\text{р}} - t_{\text{в}})/(t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = (56 - 8)/(100 - 8) = 0,52$. Из уравнения (3) получаем $\tau = 948$ с.

Таким образом, прогретая в начальный период дымовая труба за время остывания как алюминиевых, так и чугунных радиаторов (выключения горелки) не успеет ос-

тывать до температуры точки росы ни при каких эксплуатационных условиях, и данным недостатком котлов с периодически функционирующими горелками можно пренебречь.

Вычислим температуру остывания стальных труб внутри топочного пространства водотрубного котла $t_{\text{м}}$ (при $\delta = 0,005$ м, $\lambda = 50$ Вт/(м·°C), $a = 0,000015$ м²/с, $\alpha = 8,7$ Вт/(м²·°C) за максимальное время остывания алюминиевого радиатора $\tau = 839$ с при выключенной горелке и условии поддержания средней температуры воздуха в топке в указанный период, практически равной температуре внутренней поверхности обмуровки котла вследствие большой тепловой инерционности последней, составляющей $t_{\text{вт}} = 250^\circ\text{C}$ (по статистическим опытным данным авторов и расчетам [10]), и начальной (перед выключением) температуре стенки трубы $t_{\text{ст}} = 400^\circ\text{C}$ (близкой к предельной для углеродистой стали). При этом определенное по формуле (1) число Био составляет $Bi = 0,0009$, а число Фурье из выражения (2) — $Fo = 0,6\tau = 503$. Из уравнения (3) находим: $\Theta = e^{-Bi Fo} = 0,638 = (t_{\text{р}} - t_{\text{вт}})/(t_{\text{ст}} - t_{\text{вт}}) = (t_{\text{р}} - 250)/(400 - 250)$, откуда $t_{\text{р}} = 346^\circ\text{C}$.

Таким образом, за максимальное время остывания алюминиевого радиатора при температуре наружного воздуха 8°C стальные трубы в топке водотрубного котла остынут лишь на 54°C ($t_{\text{ст}} - t_{\text{р}}$), скорость охлаждения составит $0,06^\circ\text{C}/\text{с}$ при допуске для данных конструкций значении $10^\circ\text{C}/\text{с}$ [11], т. е. данным недостатком водотрубных котлов с периодически функционирующими горелками можно также пренебречь.

Определим время остывания стальных труб (в том числе и жаровой) внутри топочного пространства жаротрубного котла $\tau_{\text{м}}$ при $\delta = 0,005$ м, $\lambda = 50$ Вт/(м·°C), $a = 0,000015$ м²/с, значении $\alpha = 1200$ Вт/(м²·°C) со стороны воды (снаружи труб — вода со средней температурой $t_{\text{вн}} = 38^\circ\text{C}$), температуре наружного воздуха 8°C и выключенной горелке от начальной (перед выключением) средней температуры стенки трубы $t_{\text{ст}} = 400^\circ\text{C}$ (близкой к предельной для углеродистой стали) до температуры воды $t_{\text{в}} = 43^\circ\text{C}$ (см. выше). При этом определенное по формуле (1) число Био составляет $Bi = 0,11$, а число Фурье из выражения (2) — $Fo = 0,6\tau$.

Поскольку значение числа Био незначительно превышает 0,1, используем для расчетов уравнение (3). Относительная температура $\Theta =$

$$= e^{-Bi Fo} = (t_B - t_{BH}) / (t_{CT} - t_{BH}) = (43 - 38) / (400 - 38) = 0,014. \text{ Тогда } \tau = 65 \text{ с.}$$

Таким образом, при температуре наружного воздуха 8 °С стальные трубы в топке жаротрубного котла остынут на 357 °С ($t_{CT} - t_B$), скорость охлаждения составит 5,5 °С/с при допуске для данных конструкций значении 10 °С/с, и данным недостатком жаротрубных котлов с периодически функционирующими горелками также можно пренебречь.

Подводя итоги сравнения экономической эффективности отопительных котлов с постоянно и периодически действующими горелками, можно сделать вывод, что последние имеют преимущество в среднесезонном расходе топлива на 1,5 % и расходе электроэнергии на 10 % (с учетом одинаковых затрат на привод циркуляционных насосов с большей установленной мощностью относительно тягодутьевого оборудования), но у них есть и недостаток — сниженный ресурс электрооборудования (особенно при наличии релейной коммутационной аппаратуры и отсутствии системы “плавного пуска”). Это справедливо как для водотрубных, так и для жаротрубных водогрейных котлоагрегатов [12, 13], в том числе и двухконтурных [14]. Вследствие большей тепловой инерции жаротрубных котлов при установке периодически функционирующих горелок следует отдавать им предпочтение, причем одноконтурные котлы из-за отсутствия парового пространства более надежны, но менее экономичны.

При относительно небольшой доработке автоматики горелки, особенно при наличии погодного компенсатора, периодически действующие горелки могут быть установлены на отечественных жаротрубных котлах типов “ARCUS” Ижевского и “Дорогобуж” Дорогобужского котельных заводов, причем как малой, так и средней мощности.

Что касается водотрубных котлов средней и большой мощности, характеризующихся высокой тепловой инерцией обмуровки, значительным временем перехода на другую расчетную нагрузку и имеющих обычно несколько горелок с более сложной и мощной системой регулирования, то в настоящее время осуществление автоматического периоди-

ческого горения относительно высокой частоты в них технически затруднено.

Следует отметить, что для более точного сравнительного анализа рассмотренных горелок двух типов пока недостаточно данных об их экономичности и надежности, и авторы будут благодарны всем специалистам, которые могут предоставить имеющуюся информацию по эксплуатации котлов с периодически действующими горелками.

Список литературы

1. **Синицын А. А., Тимошенко П. О., Никифоров О. Ю.** Особенности разработки опытной установки для формирования теории физических процессов, сопровождающихся термоакустическими колебаниями в условиях импульсно-детонационного горения топлива. — *Фундаментальные исследования*, 2012, № 3 (ч. 2).
2. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. Учеб. для вузов. — М.: Энергоиздат, 1981.
3. **Внутренние санитарно-технические устройства.** Справочник проектировщика / Под ред. И. Г. Старовойта. — М.: Стройиздат, 1975.
4. **Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей** / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, И. Б. Хиж и др. — М.: Стройиздат, 1982.
5. **Климат Нижнего Новгорода** / Под ред. И. Г. Швер и С. В. Рязановой. — Л.: Гидрометеоздат, 1991.
6. **СНиП 23-01-99** “Строительная климатология”.
7. **СНиП 23-02-2003** “Тепловая защита зданий”.
8. **Справочник эксплуатационника газифицированных котельных** / Под ред. Е. Р. Столпнера. — Л.: Недра, 1988.
9. **Теплотехнический справочник** / Под ред. В. Н. Юрнева и П. Д. Лебедева. — М.: Энергия, 1976.
10. **Промышленная теплоэнергетика и теплотехника:** Справочник / Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергоатомиздат, 1983.
11. **Судаков А. В., Трофимов А. С.** Пульсации температур и долговечность элементов энергооборудования. — Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1989.
12. **Роддатис К. Ф., Полтарецкий А. Н.** Справочник по котельным установкам малой производительности. — М.: Энергоатомиздат, 1989.
13. **Локтев А. В.** Котельные установки для децентрализованного теплоснабжения. — Нижний Новгород: НГТУ, 2007.
14. **Автоматные системы теплоснабжения с двухконтурными котлами** / К. А. Жидилов, Н. М. Сергеев, А. С. Хряпченков, В. В. Язовцев. — Нижний Новгород: НГТУ, 2011.

voevodin1959@rambler.ru