

IV. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенные технические решения по построению ЭПФС позволяют расширить диапазон регулирования ЭПФС в область высоких частот вращения, обеспечивая реализацию переходного режима работы при изменении сигнала задания без размыкания САУ и, соответственно, высокие динамические показатели регулирования.

Рассмотренные схемные реализации электропривода могут эффективно применяться при построении ЭПФС и синхронно-синфазных электроприводов (ССЭ) с улучшенными динамическими показателями в режимах синхронизации и фазирования. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании современных ССЭ для сканирующих и обзорно-поисковых систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трахтенберг Р. М. Импульсные астатические системы электропривода с дискретным управлением. М.: Энергоиздат, 1982. 169 с.
2. Бубнов А. В., Четверик А. Н. Разработка способов управления электроприводом с фазовой синхронизацией с улучшенными динамическими показателями // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2016. № 5 (149). С. 62–67.
3. Ясинский Г. И., Быстров А. М., Трахтенберг Р. М. Анализ и систематизация требований к электроприводам оптико-механических сканирующих систем // Усовершенствование и автоматизация промышленных электроприводов и электроустановок. 1980. С. 73–75.
4. Пат. 187266 Российская Федерация, МПК Н 02 Р 7/28, 7/25, 7/292. Стабилизированный электропривод / Бубнов А. В., Четверик А. Н., Чудинов А.Н. № 2018143345; заявл. 07.12.18; опубл. 27.02.19, Бюл. № 6.
5. Бубнов А. В., Бубнова Т. А. Способ регулирования синхронно-синфазного электропривода при ступенчатом изменении сигнала задания частоты вращения // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. 2010. № 1. С. 44–48.
6. Пат. 2647678 Российская Федерация, МПК Н 03 D 13/00, Н 03 L 7/091. Частотно-фазовый компаратор / Бубнов А. В., Четверик А. Н. № 2017120667; заявл. 13.06.17; опубл. 16.03.18, Бюл. № 8.
7. Пат. 188026 Российская Федерация, МПК Н 02 Р 7/285, 7/292, G 05 В 11/36. Стабилизированный электропривод / Бубнов А. В., Четверик А. Н., Чудинов А.Н., Ганин В. В., Шпинева В. И. № 2018146875; заявл. 27.12.18; опубл. 27.03.19, Бюл. № 9.

УДК 620.9

ЖАРОТРУБНЫЙ КОТЁЛ

А. С. Емельянов, Е. Н. Слободина, А. Г. Михайлов
Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

Аннотация. Котельная техника малой мощности в России представлена в основном жаротрубными котлами. Экономическая целесообразность и простота конструкции жаротрубных котлов привели их к более широкому применению. В статье указаны факторы, влияющие на надёжность, энергетическую эффективность, снижение выбросов токсичных веществ в котлоагрегатах данного типа. Проанализированы конструкции двухходового и трёхходового типа. Рассмотрены зависимости КПД от нагрузки и теплоты, влияние тепловых потерь, определяющие характер изменения КПД.

Ключевые слова: котёл, КПД, факторы.

DOI: 10.25206/2310-4597-2019-1-69-72

I. ВВЕДЕНИЕ

Современная котельная техника малой и средней производительности развивается в следующих направлениях:

- повышение энергетической эффективности путём всемерного снижения тепловых потерь и наиболее полного использования энергетического потенциала топлива;
- уменьшение габаритов котельного агрегата за счёт интенсификации процесса сжигания топлива и теплообмена в топке и поверхностях нагрева;

- снижение вредных токсичных выбросов (CO, NO_x, SO_x);
 - повышение надёжности работы котельного агрегата
- Этим требованиям отвечают жаротрубные котлы.

II. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива при сжигании 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива при 0°С и 760 мм рт. ст.

Низшая теплота сгорания топлива соответствует тому количеству теплоты, которое выделяется при полном сгорании, без учёта теплоты конденсации водяного пара. Теплоту конденсации водяных паров также называют скрытой теплотой сгорания.

Высшей теплотой сгорания топлива называют количество тепла, выделяющееся при полном сгорании топлива и при условии конденсации образующихся в продуктах сгорания водяных паров.

Коэффициентом полезного действия отопительного котла называют отношение полезной теплоты, израсходованной на выработку пара (или горячей воды), к располагаемой теплоте отопительного котла. Не вся полезная теплота, выработанная котельным агрегатом, направляется потребителям, часть теплоты расходуется на собственные нужды. С учетом этого различают КПД отопительного котла по выработанной теплоте (КПД-брутто) и по отпущенной теплоте (КПД-нетто).

По разности выработанной и отпущенной теплоты определяется расход на собственные нужды. На собственные нужды расходуется не только теплота, но и электрическая энергия (например, на привод дымососа, вентилятора, питательных насосов, механизмов топливоподачи), т.е. расход на собственные нужды включает в себя расход всех видов энергии, затраченных на производство пара или горячей воды.

В итоге КПД-брутто отопительного котла характеризует степень его технического совершенства, а КПД-нетто – коммерческую экономичность. Для котельного агрегата КПД-брутто, %:

по уравнению прямого баланса:

$$\eta_{\text{бр}} = 100 * (Q_{\text{пол}} / Q_{\text{р}}^{\text{п}} * B)$$

где $Q_{\text{пол}}$ – количество полезно используемой теплоты, МДж/кг; $Q_{\text{р}}^{\text{п}}$ – располагаемая теплота, МДж/кг; B – расход топлива, м³/с по уравнению обратного баланса:

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6),$$

где q – потери тепла в %: q_2 – с уходящими газами; q_3 – из-за химического недожога горючих газов; q_4 – с механическим недожогом; q_5 – от наружного охлаждения; q_6 – с физическим теплом шлаков.

Тогда КПД-нетто отопительного котла учитывает КПД котла и расход энергии на вспомогательное оборудование.

Определение КПД по уравнению прямого баланса проводят преимущественно при отчетности за отдельный период (декада, месяц), а по уравнению обратного баланса – при испытании отопительного котла.

III. ТЕОРИЯ

В жаротрубных котлах горячие газы движутся внутри труб, омываемых снаружи водой.

Компоновку котлов такого типа принято классифицировать как двухходовую и трёхходовую. Первым ходом считается развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объёму, которое, в свою очередь, бывает без разворота факела – проточным (рис. 1а) и реверсивным, т.е. с разворотом факела на 180° в тыльной части жаровой трубы – для тупиковых топков (рис. 1б). Далее двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным дымогарным трубам (рис. 1б), а трёхходовые (рис. 1.1а) – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°.

Конструкция трёхходового котла, по сравнению с двухходовым, имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счёт этого позволяет увеличить степень охлаждения дымовых газов. Использование тупиковых жаровых труб с реверсивным факелом имеет ряд преимуществ по отношению к проточной конструкции. Во-первых, при развороте факела обеспечивается интенсификация конвективного теплообмена в топке и достигается более равномерное распределение тепловых потоков через поверхность стен жаровой трубы. Во-вторых, за счет активной рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела горелки снижается выпуск оксидов азота. И, в-третьих, фиксация тупиковой жаровой трубы на трубной доске лишь с одного конца обеспечивает независимую самокомпенсацию тепловых расширений топки.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

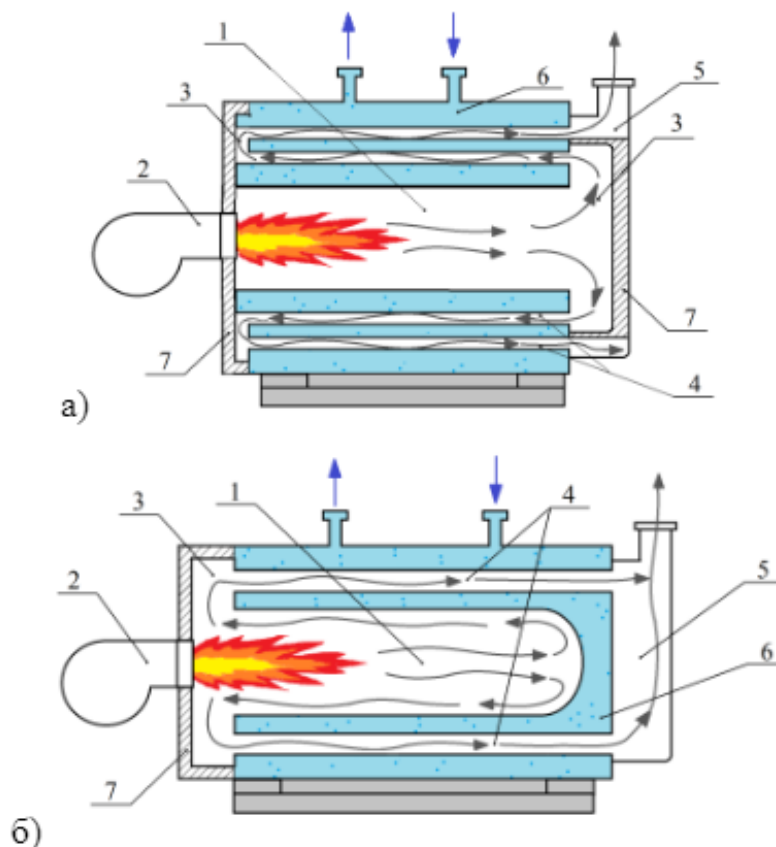


Рис. 1. Конструктивная схема котла с проточной (а) и тупиковой (б) жаровой трубой:
 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб;
 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – изоляция

V. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем большое расчетное живое сечение. Такая гидродинамика приводит к интенсивному выпадению взвешенных частиц шлама, как в нижней части водяного объема, так и на верхней образующей жаровых труб. Отложения, прежде всего, влияют на эффективность теплопередачи от дымовых газов к теплоносителю и, следовательно, приводят к росту температуры на выходе из котла, чем снижают его мощность и КПД. Отложения, прежде всего, влияют на эффективность теплопередачи от дымовых газов к теплоносителю и, следовательно, приводят к росту температуры на выходе из котла, чем снижают его мощность и КПД.

Котлы выпускаются теплопроизводительностью от 125 до 3000 кВт. Жаротрубные котлы считаются взрывоопасным оборудованием, имеют большой водяной объем, жесткие требования к качеству воды, значительную инерционность в наборе и снижении нагрузки, высокую металлоёмкость и возможность работы при низких давлениях воды, не более 0,7 МПа.

К числу достоинств относят высокую аккумуляционную способность из-за большого запаса воды внутри котла, что удобно при резких изменениях расхода горячей воды.

VI. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из анализа тепловых потерь следует, что величина ряда из них существенно и по-разному зависит от избытка воздуха. К ним относятся потери q_2, q_3, q_4 . В связи с этим возникает необходимость в установлении оптимального избытка воздуха в топке α_7^{opt} , обеспечивающего минимум суммарных потерь. При этом потерю q_2 относят к значению α_7 , поскольку присосы по газходам известны. При сжигании газа и мазута определяющими экономичность котла являются потери q_2+q_3 , а в случае сжигания твёрдого топлива – q_2+q_4 .

В итоге на современных паровых котлах превалирующей является потеря с уходящими газами q_2 , которая в основном и определяет характер изменения КПД котла от нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Наумейко А. В. Оптимизация конструкции и режимов работы газозвоздушных теплогенераторов и жаротрубно-дымогарных водогрейных котлов: дис. ... к-та техн. наук. Екатеринбург, 2005. 165 с.
2. URL: <http://kotlomaniya.ru/kotly/zharotrubnye-parovye-kotly.html>.
3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/optimizatsiya-rezhimov-energeticheskikh-kotlov-pri-szhiganii-ver>.
4. URL: <http://akz22.ru/kotel-zhar>.
5. Васильев А. В., Антропов Г. В., Баженов А. И. [и др.]. Повышение надежности жаротрубных водогрейных котлов // Промышленная энергетика. 1998. № 7. С. 28–32.

УДК 621.43 + 621.51

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИССЛЕДОВАННЫХ РАНЕЕ ВИДОВ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ В УПРОЩЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА И ПОЛНОЦЕННОЙ МОДЕЛИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

А. М. Калашников, И. Д. Обухов

Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

Аннотация. В данной работе выполнено сравнение эффективности теплообменной изоляции относительно исследованной ранее упрощенной модели проточной части теплообменного аппарата и новой модели полноценного рекуперативного теплообменника на базе существующей мобильной компрессорной установки, с применением ранее разработанной методики численного анализа при помощи Ansys (Fluid Flow - Fluent). Объектом исследования являются две конструкции, одна из которых состоит из двух коаксиальных трубок, между которыми протекает горячий газ (выхлопные газы двигателя внутреннего сгорания), а по осевому каналу течёт вода, а вторая представляет собой трубный пучок, в котором движется вода, соединенного с двух сторон зоной смешения и внешнего кожуха, в котором движутся выхлопные газы двигателя внутреннего сгорания. На внешней поверхности обеих конструкций были размещены твердые теплоизолирующие материалы. В исследовании рассматривались наиболее эффективные виды твердой теплоизоляции: базальтовое супертонкое волокно, вспененный каучук, пенополиуретан. Проведенный с Ansys (Fluid Flow - Fluent) сравнительный анализ эффективности подобранной теплоизоляции применительно к упрощенной модели теплообменного аппарата и полноценной модели рекуперативного теплообменного аппарата показал рост эффективности теплоизоляции применительно к реальной конструкции теплообменного аппарата.

Ключевые слова: *тепловая эффективность, теплообменный аппарат, рекуперация, тепловые потери.*

DOI: 10.25206/2310-4597-2019-1-72-76

I. ВВЕДЕНИЕ

В проведенных ранее исследованиях было продемонстрировано, как значительная часть генерируемой в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) энергии, направляемой на сжатие газа в мобильной компрессорной установке (МКУ), отводится в атмосферу [1]. Используя систему рекуперации этих тепловых потерь, становится возможным обеспечить их частичный возврат в технологическую схему МКУ, при этом существенное влияние на термодинамическую эффективность системы рекуперации на базе цикла Ренкина оказывает конструкция рекуперативного теплообменного аппарата (ТА) [1–4]. Результаты проведенных ранее исследований упрощенной схемы «труба в трубе» позволили установить степень влияния внешней изоляции на величину тепловых потерь в окружающую среду [5]. Однако применительно к другому конструктивному исполнению ТА соотношение площадей полезной теплообменной поверхности и поверхности обечайки могут иметь существенное различия. Помимо этого, рабочее давление горячего газа в проточной части рекуперативного ТА будет зависеть от рабочего перепада давления на расширительной машине, что не может не отразиться на тепловых потерях ТА и его удельных характеристиках. Именно эти факторы и рассмотрены в данной статье.

II. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В данной работе выполнено сравнение эффективности теплообменной изоляции относительно первоначальной упрощенной модели проточной части ТА (рис. 1) и новой модели полноценного рекуперативного ТА