

УДК 631.365.22

**В.П. Чеботарев, И.В. Барановский,
В.И. Жданович, Е.И. Михайловский**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

И.Н. Шило
(УО «БГАТУ», г. Минск, Республика Беларусь)

Л.А. Маринич
(Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь, г. Минск, Республика Беларусь)

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОПКИ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА ТТ-360М, РАБОТАЮЩЕЙ НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Введение

Использование местных видов топлива предприятиями агропромышленного комплекса республики является наиболее эффективным методом снижения затрат на энергоносители и позволяет сэкономить топливно-энергетические ресурсы (далее – ТЭР) на базе нефти и газа. В связи с этим создание современных топочных устройств с высоким тепловым КПД для сжигания твердых видов местного топлива (дров, торфа) является весьма актуальной задачей.

Экономное расходование ТЭР может быть достигнуто за счет повсеместного применения теплогенераторов, то есть теплоэнергетических устройств, использующих в качестве теплоносителя нагретый воздух. Теплогенераторы могут устанавливаться непосредственно на объектах. При этом сокращаются затраты на строительство и эксплуатацию теплотрасс, а требования к транспортным системам для доставки тепла к потребителям за счет нагретого воздуха значительно ниже, чем к традиционно применяемым теплотрассам для горячей воды и пара. Преимущество теплогенераторов как вида теплоэнергетического оборудования еще и в том, что они могут работать циклично в любые времена года, в том числе и зимой при отрицательной температуре.

В настоящее время в Республике Беларусь освоено производство тепло-технического оборудования на местных видах твердого топлива для нагрева воздуха, используемого в качестве теплоносителя. В конструкциях оборудования предусмотрены сварные топки, изготовленные из листовой стали. Стенки топки подвергаются циклическому перегреву и охлаждению вследствие резкого перепада уровня достигаемых в топке температур – в начале горения, в середине и при догорании топлива. Компенсировать эту нестабильность забрасыванием новых порций топлива не всегда удается, и изменение температур в топке колеблется в пределах $\pm 30\%$. Циклический перегрев и охлаждение стенок топки приводят к появлению внутренних напряжений в сварных швах, что вызывает образование трещин и нарушение герметичности топки.

Проведенные исследования по разработке теплогенераторов тепловой мощностью до 360 кВт и результаты их эксплуатации показали, что применение топочного устройства для двухступенчатого сжигания твердого топлива и вихревой камеры дожигания отходящих газов позволило повысить тепловой КПД до 82%, что на 12–15% выше по сравнению с отечественными и зарубеж-

ными аналогами. Это достигается благодаря комбинированной многоступенчатой схеме сжигания топлива, которая позволяет более равномерно сжигать твердое топливо за счет дожигания горючих веществ в отходящих газах. Опытный образец воздухонагревателя изготовлен в ОАО «Березинский райагросервис» и прошел успешно государственные приемочные испытания в 2008 г.

Первая ступень горения предусматривает пламенное сжигание при избытке воздуха меньше 1. При этом происходит частичное коксование и газогенерация топлива с восстановительной реакцией образования СО из СО₂ с образованием горючих газообразных продуктов (парогазовой смеси). Кроме того, конструкция топочного пространства этой серии теплогенераторов обеспечивает направление потока горючих газов вдоль оси топки, а потока вторичного воздуха тангенциально потоку горючих газов. При такой схеме сгорания происходит энергичное перемешивание горючих газов и их горение на периферии теплового потока, что обеспечивает высокий КПД топочного устройства.

На второй ступени горения тепловой поток направляется в камеру дожигания отходящих газов, где за счет особой конструкции завихрителей происходит дальнейшее энергичное перемешивание потока отходящих газов и сгорание компонентов на его периферии (то есть возле теплообменных поверхностей), что также способствует повышению теплового КПД теплогенератора. Подобная схема сжигания топлива позволяет регулировать температуру нагрева теплоносителя на выходе из теплогенератора за счет изменения количества вторичного воздуха, подаваемого в топочное пространство, и за счет изменения режима работы дымососа.

Подобная схема сжигания топлива (дров, торфа и их отходов) использована для разработки теплогенераторов серии ТТ-360М тепловой мощностью 360 кВт.

Основная часть

Исследования по разработке и освоению производства теплогенераторов, работающих на местных видах твердого топлива, включают определение основных теплотехнических и аэродинамических характеристик топки и теплообменников. В процессе расчетно-экспериментальных исследований были определены конструктивные параметры топки, системы газоходов и камеры дожигания отходящих топочных газов.

Расчет теплового баланса и определение КПД теплогенератора

По конструкции топка разрабатываемого теплогенератора относится к виду жаровой фартучной топки [1]. Уравнение теплового баланса применительно к данной топке записывается следующим образом:

$$B_T \cdot Q_H^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

где B_T – расход топлива, кг/ч;

Q_i^0 – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг;

$Q_1 = 360$ кВт – теплопроизводительность теплогенератора;

Q_2 – потери тепла с уходящими газами, кВт;

Q_3 – потери тепла с химическим недожогом топлива, кВт;

Q_4 – потери тепла с механическим недожогом топлива, $кВт$;

Q_5 – потери тепла от наружного охлаждения теплогенератора.

Для оценки эффективности работы топки обычно [1, 3, 4] уравнение теплового баланса выражают в относительных величинах (процентах):

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5,$$

где q_1 – тепловой КПД воздухонагревателя, %,

$$q_1 = \frac{Q_1}{B_T \cdot Q_H^P};$$

q_2 – потери тепла с уходящими газами, %,

$$q_2 = \frac{Q_2}{B_T \cdot Q_H^P}.$$

По упрощенной методике теплотехнических расчетов [3] потери тепла с уходящими газами q_2 определим по формуле М.Б. Равича, которая более всего подходит для данного типа топки (без подсосов воздуха по длине газового тракта).

$$q_2 = \frac{t_{\infty}}{t_0} \cdot 100, \%,$$

где t_{yx} – принимаем равным 200°C (согласно требованиям ГОСТ 10617–93 и рекомендациям [3, 4, 7]);

$t_m = 1860^\circ\text{C}$ – теоретическая температура горения древесного топлива [4].

Тогда

$$q_2 = \frac{200}{1860} \cdot 100\% = 10,7\%.$$

По рекомендациям, изложенным в [1, 4], для топки с ручной колосниковой решеткой потери тепла, связанные с химическим и механическим недожогом топлива, составляют:

$q_3 = 0,5\%$ – химический недожог;

$q_4 = 2,0\%$ – механический недожог.

Потери тепла в окружающую среду по рекомендациям [3, 4, 7] принимаем равными (для газового тракта без подсоса воздуха по длине): $q_5 = 4,5\%$.

В результате тепловой КПД топки теплогенератора рассчитывается следующим образом:

$$q_1 = \frac{Q_2}{B_T \cdot Q_H^P} = 100\% - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (10,7 + 0,5 + 2,0 + 4,5) = 82,3\%.$$

Определение основных параметров топки

Определение расхода твердого топлива. Часовой расход топлива определяется из выражения [2]:

$$B_T = \frac{Q_1}{Q_H^P \cdot q_1} \cdot 3600,$$

где $q_1 = 0,823$ – тепловой КПД топки.

Для дров [1] $Q_H^P = 14000$ $ккал/кг$. Часовой расход определится:

$$B_{\bar{a}} = \frac{360 \cdot 3600}{0,823 \cdot 14000} = 112,4 \text{ кг/ч.}$$

Для торфа [1] $Q_H^P = 17580 \text{ ккал/кг}$. Часовой расход определится:

$$B_T = \frac{360 \cdot 3600}{0,823 \cdot 17580} = 89,6 \text{ кг/ч.}$$

Определение объема топочного пространства. Объем топочного пространства для топки с ручной колосниковой решеткой, согласно [1], рассчитывается по формуле:

$$V_T = \frac{B_T \cdot Q_H^P}{Q_V},$$

где $Q_V = 250000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ – расчетная величина теплового напряжения топочного объема [1].

Топочный объем для сжигания дров как менее калорийного топлива определится:

$$V_0 = \frac{112,4 \cdot 14000}{250000 \cdot 4,2} = 1,49 \text{ м}^3,$$

где 4,2 – коэффициент пересчета численного значения теплового напряжения топочного объема (ккал) в кДж.

Определение площади зеркала горения. Площадь зеркала горения S_R рассчитывается по формуле [1]:

$$S_R = \frac{B_T \cdot Q_H^P}{Q_R},$$

где $Q_R = 500000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ – величина (расчетная) теплонагрузки зеркала горения [1].

Тогда

$$S_R = \frac{112,4 \cdot 14000}{500000 \cdot 4,2} = 0,74 \text{ м}^2.$$

Определение конструктивных параметров топки. Расчетная длина топки L_T составит:

$$L_T = \frac{V_T}{S_R} = \frac{1,49}{0,74} = 2,01 \text{ м.}$$

Длину колосниковой решетки L_D по рекомендациям [1, 4] принимаем в пределах 60–70% от расчетной длины топки:

$$L_D = 0,65 \cdot 2,01 = 1,3 \text{ м.}$$

Расчетная ширина топки $Ш_p$ составит:

$$Ш_p = \frac{S_R}{L_D} = \frac{0,74}{1,3} = 0,56 \text{ м.}$$

Расчетная высота H_T топки:

$$H_T = \frac{V_T}{Ш_p \cdot L_T} = \frac{1,49}{0,56 \cdot 2,01} = 1,3 \text{ м.}$$

Расчетные параметры топки из конструктивных соображений могут быть скорректированы в сторону их увеличения.

Определение параметров газоходов. Для определения конструктивных параметров газоходов рассчитаем объем отходящих топочных газов.

Объем дымовых газов, образующихся при работе теплогенератора, определяется по формуле [6]:

$$V_G = B_T \cdot V_0 \cdot \alpha_T,$$

где $V_0 = 3,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ – теоретический объем воздуха, необходимого для сжигания 1 кг дров [6];

$\alpha_T = 1,4$ – коэффициент избытка воздуха, принятый для данного вида топки [7].

$$V_G = 112,4 \cdot 3,5 \cdot 1,4 = 550,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Допустимая скорость газов по условиям работы и гидродинамическому сопротивлению дымососа составляет [7]: $\omega_a = 5\text{--}6 \text{ м/с}$.

Необходимая площадь поперечного сечения газоходов из топки в камеру дожигания отходящих газов F_G определится:

$$F_G = \frac{V_G}{\omega_a \cdot 3600} = \frac{550,7}{5 \cdot 3600} = 0,03 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поперечного сечения газоходов должна быть не менее $0,03 \text{ м}^2$.

С учетом технологии изготовления газоходов принимаем их размеры равными:

– 200×150 (мм) – один верхний газоход;

– 150×200 (мм) – два боковых газохода.

Действительная суммарная площадь поперечного сечения газоходов составит:

$$F_G = 0,15 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,15 = 0,07 \text{ м}^2.$$

Расчетная скорость газов в зоне газоходов:

$$\omega_p = \frac{V_G}{F_G \cdot 3600} = \frac{550,7}{0,07 \cdot 3600} = 2,18 \text{ м/с},$$

что допустимо, так как $\omega_a = 5\text{--}6$ [7]. Камера дожигания воздухонагревателя должна обеспечить проход дымовых газов без изменения аэродинамического сопротивления теплового тракта. В связи с этим расчетное поперечное сечение камеры дожигания должно быть увеличено на 50–100% по сравнению с сечением газоходов.

Определение параметров дымовой трубы. Необходимый расчетный диаметр на выходе дымовой трубы определяется по формуле [8]:

$$d = \sqrt{\frac{V_G}{3600 \cdot 0,785 \cdot \omega}},$$

где $0,785$ – нормативный коэффициент, определяемый по стандартным томограммам [8];

ω – скорость газов на выходе из трубы, м/с.

Согласно [1], величина скорости ω принимается в пределах $10\text{--}20 \text{ м/с}$. Принимаем $\omega = 15 \text{ м/с}$.

Тогда

$$d = \sqrt{\frac{550,7}{3600 \cdot 0,785 \cdot 15}} = 0,113 \text{ м.}$$

Следовательно, минимальный расчетный диаметр трубы на выходе должен быть не менее 113 мм.

Определение параметров теплообменника. Систему нагрева воздуха при прохождении его по теплообменнику воздухоподогревателя можно изобразить в виде следующей расчетно-графической схемы (рисунок 70).

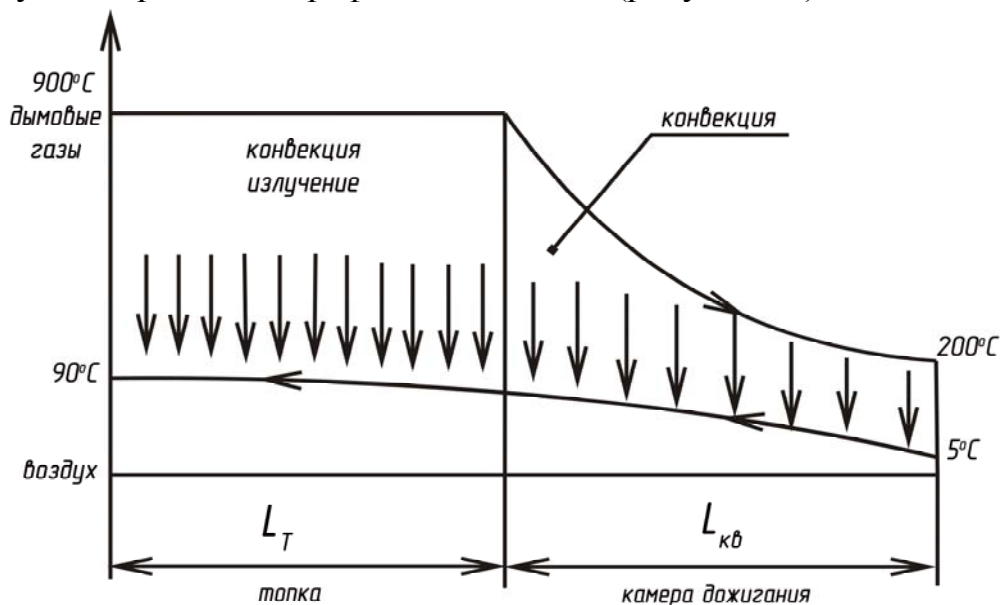


Рисунок 70 – Расчетно-графическая схема нагрева воздуха

Особенность и эффективность данной схемы нагрева заключается в том, что на последнем участке воздуховодов, который граничит непосредственно с топкой, нагрев воздуха производится за счет конвекции и прямого излучения топки.

Поверхности нагрева теплогенератора (наружная поверхность стенок топки и камеры дожигания) располагаются по периметру топки и камеры дожигания (рисунок 71).

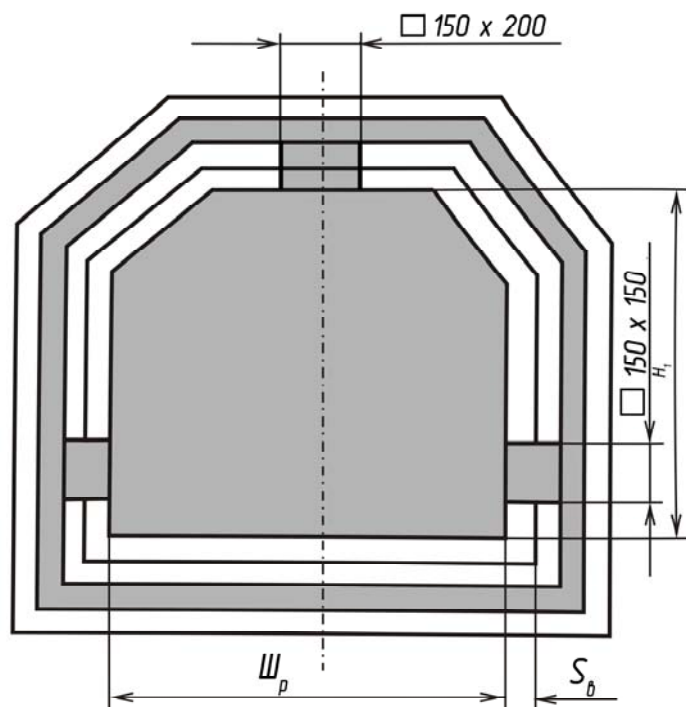


Рисунок 71 – Схема размещения топки, газоходов и воздуховодов в теплогенераторе

Расчет параметров (S_B – ширина проходного сечения) воздуховода производим для граничного с топкой сечения. При этом численное значение скорости движения воздуха принимаем согласно паспортным данным (по условиям работы и гидравлическому сопротивлению) вентилятора ВЦ-14-46-5 равным 10–15 м/с.

При заданных объеме нагреваемого воздуха $V_B=10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости движения воздуха $\omega_6=15 \text{ м/с}$ площадь проходного сечения воздуховода рассчитывается следующим образом:

$$F_B = \frac{V_B}{\omega_6 \cdot 3600} = \frac{10000}{15 \cdot 3600} = 0,18 \text{ м}^2.$$

Тогда ширина воздуховода S_B равна:

$$S_B = \frac{F_B}{P_T} = \frac{0,18}{3,7} = 0,048 \text{ м},$$

где $P_T = 3,7 \text{ м}$ – периметр поперечного сечения топки.

Ширину воздуховода конструктивно принимаем равной 50 мм.

Заключение

1. Проведенные исследования эксплуатационной надежности теплогенераторов серии ТТ-360 у потребителей позволили оценить достоинства и выявить недостатки как конструкции теплогенераторов, так и технологии их изготовления:

– основным недостатком конструкции теплогенератора является перегрев передней стенки топки и загрузочных дверей;

– основным недостатком технологии изготовления теплогенераторов ТТ-360 в ОАО «Березинский райагросервис» является некачественная сварка поддона топki с боковыми стенками топki.

2. Результаты проведенных расчетов топki для двухступенчатого сжигания топлива использованы при разработке конструкции теплогенератора ТТ-360М, работающего на местных видах твердого топлива. Опытный образец теплогенератора изготовлен в ОАО «Березинский райагросервис» и успешно прошел государственные приемочные испытания.

3. Новые технические решения при разработке теплогенератора ТТ-360М (камера дожигания топочных газов, топка с регулируемым режимом горения и пластинчатым теплообменником) позволяют обеспечить равномерное сжигание топлива, уменьшить перепад температур в топке и сделать его конкурентоспособным в Республике Беларусь и странах ближнего зарубежья.

4. Для уменьшения нагрева грузочной дверки топki доработана конструкторская документация с целью усиления теплоизоляции дверки и изменена конструкция защелки дверки. Для исключения разрыва сварного шва в месте стыковки боковой стенки топki с поддоном топki предусмотрено заменить стыковое сварное соединение сварным соединением внахлест. Заводу-изготовителю ОАО «Березинский райагросервис» предложено заменить ручную дуговую сварку на дуговую сварку в среде углекислого газа, что позволит уменьшить вероятность возникновения дефектов сварного шва и исключит нарушение герметичности топki.

5. Расчетный годовой экономический эффект при эксплуатации одного модернизированного теплогенератора ТТ-360М составит 2660 у.е.

19.02.10.

Литература

1. Щеголев, М.М. Топливо, топki и котельные установки / М.М. Щеголев // Тепловые электрические станции [Электронный ресурс]. – 2006. – Режим доступа: <http://03-ts.ru/index.php?nma=downloads&fla=stat&idd=127>. – Дата доступа: 29.04.2009.
2. Хзмалян, Д.М. Теория горения и топочные устройства / Д.М. Хзмалян, Я.А. Каган. – М.: Энергия, 1976. – 487 с.
3. Равич, М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов / М.Б. Равич. – М.: Наука, 1989. – 298 с.
4. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах / Э.Н. Сабуров. – Л.: Изд. ЛГУ, 1992. – 240 с.
5. Насенчук, А.П. Тепловые расчеты пламенных печей / А.П. Насенчук, Н.П. Шмакин. – Минск: Вышэйшая школа, 1974.
6. Кнорре, Г.Ф. Топочные процессы / Г.Ф. Кнорре. – М.: Госэнергоиздат, 1989. – 396 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1986. – 135 с.
8. Татищев, С.В. Топочные устройства промышленных котельных: атлас. Ч.1 / С.В. Татищев. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1986. – 352 с.