

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТОПКИ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА ТТ-360, РАБОТАЮЩЕГО НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Михайловский Е.И.<sup>1</sup>, к.э.н., доцент, Жданович В.И.<sup>2</sup>, к.т.н.

<sup>1</sup>Белорусский государственный аграрный технический университет, г.Минск

<sup>2</sup>НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, г.Минск

Использование местных видов топлива является наиболее эффективным методом снижения затрат на энергоносители и позволяет сэкономить ТЭР на базе нефти и газа. В этой связи создание современных топочных устройств с высоким тепловым КПД для сжигания твердых видов местного топлива (дрова, торф) является весьма актуальной задачей.

Экономное расходование ТЭР может быть достигнуто за счет повсеместного применения теплогенераторов, т.е. 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.

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 позволили повысить тепловой КПД до 82%, что на 12–15% выше по сравнению с отечественными и зарубежными аналогами. Это достигается за счет комбинированной многоступенчатой схемы сжигания топлива. 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 СО<sub>2</sub> и с образованием горючих газообразных продуктов (парогазовой смеси). Кроме того, конструкция топочного пространства этой серии теплогенераторов обеспечивает направление потока горючих газов вдоль оси топки, а поток 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 (т.е. 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 теплогенератора тепловой мощностью 360 кВт. Теплогенератор может быть использован для воздушного обогрева и вентиляции животноводческих объектов, птицеводческих ферм, теплиц, ремонтных мастерских, гаражей и других видов промышленных зданий и сооружений. Он может с успехом быть использован для сушки и ак-

тивного вентилирования зерна, заменяя теплогенераторы, работающие на жидком топливе в зерносушилках. Кроме того, его возможно использовать для сушки древесины.

### Обоснование и расчет основных теплотехнических и конструктивных параметров

#### Исходные данные

1. Тепловая мощность (теплопроизводительность), кВт	360
2. Вид топлива	дрова, торф
3. Низшая теплота сгорания [ 6 ], кДж/кг:	
- дрова	14000
- торф	17580
4. Температура нагрева воздуха, °С	62...90
5. Расчетная начальная температура холодного воздуха, °С	5

#### Расчет теплового баланса, определение теплового КПД теплогенератора

По конструктивному устройству разрабатываемая топка для теплогенератора мощностью 360 кВт относится к виду жаровой-фартучной топки [ 1 ]. Применительно к этой топке уравнение теплового баланса имеет вид:

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

где  $B_T$  - расход топлива, кг/ч;

$Q_H^P$  - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$Q_1$  - теплопроизводительность теплогенератора, кВт;

$Q_2$  - 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 в окружающую среду, кВт.

Для оценки эффективности работы топки обычно [ 7, 8, 10 ] уравнение теплового баланса выражают в относительных величинах (процентах):

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

где  $q_1 = \frac{Q_1}{B_T \cdot Q_H^P}$  - тепловой КПД теплогенератора, %;

$Q_1$  - теплопроизводительность теплогенератора;

$B_T$  - расход топлива, кг/ч;

$Q_H^P$  - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

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

где  $Q_2$  - потери тепла; с уходящими газами.

Согласно требованиям ГОСТ 10617-83 и рекомендациям [7,8,9] для разрабатываемой нами топки температуру уходящих дымовых газов принимаем равной  $t_{yx} = 200^\circ\text{C}$ .

По упрощенной методике теплотехнических расчетов [9] величину  $q_2$  потерь тепла с уходящими газами определяем по известной формуле Равича Н.Б., которая более всего подходит для данного типа топки (без подсосов воздуха по длине газового тракта):

$$q_2 = \frac{t_{yx}}{t_{теор}} \cdot 100\%$$

где  $t_{теор} = 1860^\circ\text{C}$  – теоретическая температура горения древесного топлива [ 7 ].

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

По рекомендациям [ 7, 8 ] для топки с ручной колосниковой решеткой потери тепла в связи с химическим и механическим недожогом топлива составляют:

$q_3$  – химический недожог = 0,5%;

$q_4$  – механический недожог = 2,0%.

Потери тепла в окружающую среду по рекомендациям [ 7, 8, 9 ] принимаем равным (для газового тракта без подсоса воздуха по длине):  $q_5 = 4,5\%$ .

В результате получаем следующий тепловой КПД топки теплогенератора:

$$q_1 = \frac{Q_1}{B_T \cdot Q_H^P} = 100\% - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (10,7 + 0,5 + 2,0 + 4,5) = 100 - 17,7 = 82,3\%$$

Определяем расход топлива:

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

$$\text{для древесины} \quad B_T = \frac{360 \cdot 3600}{0,823 \cdot 14000} = 112,4 \quad \text{кг/ч};$$

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

где 3600 - коэффициент перевода в ч.

#### Определение параметров топки

Согласно [8] для топки с ручной колосниковой решеткой расчетная величина теплового напряжения топочного объема составляет:

$$Q_V = 250000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}.$$

Величина теплонагрузки зеркала горения

$$Q_R = 500000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

По [8] объем топочного пространства определяется:

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

Для сжигания расчетного количества дров (как менее калорийного топлива) объем топки составит:

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

где 4,2 - переводной коэффициент для соотношения ккал и кДж.

Аналогично определяем площадь зеркала горения  $S_R$ :

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

Расчетная длина топки  $L_T$  составит:

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

По рекомендациям [ 7, 8 ] длину колосниковой решетки  $L_D$  принимаем в пределах 80–70% от расчетной длины топки:

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

Расчетная ширина топки  $Ш_P$ , соответственно, определится:

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

Расчетная высота  $H_T$  топки составит:

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

### Нагрев воздуха

Систему воздухопроводов – газоходов теплогенератора можно изобразить в виде следующей расчетно-графической схемы нагрева воздуха (рисунок 1).

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

Поверхности нагрева теплогенератора (наружная поверхность стенок топки и камеры дожига) располагаются по периметру топки и камеры дожига (рисунок 2).

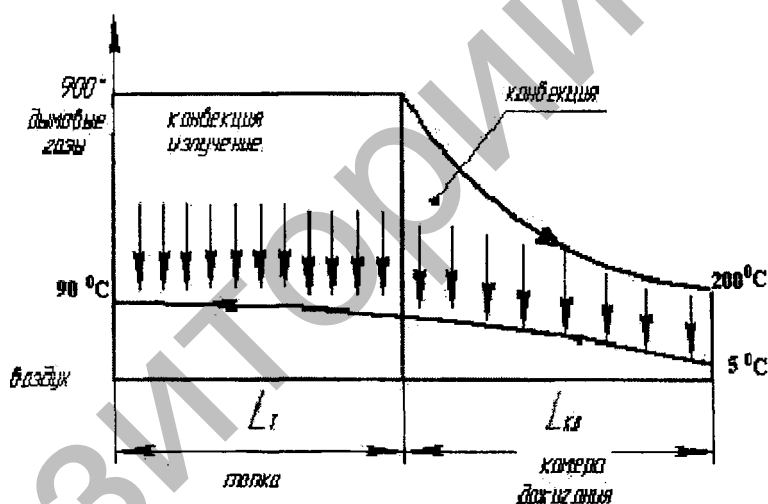


Рисунок 1 – Расчетно-графическая схема нагрева воздуха

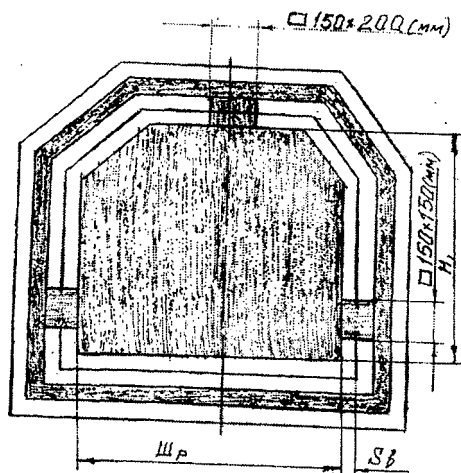


Рисунок 2 – Схема размещения топки, газоходов и воздухопроводов в теплогенераторе

Расчет параметров ( $S_B$  - ширина проходного сечения) воздуховода производим для граничного с топкой сечения. При этом скорость движения воздуха принимаем согласно паспортных данных (по условиям работы и гидравлическому сопротивлению) вентилятора ВЦ-14-46-5, равной 10–15 м/с.

При заданном объеме нагреваемого воздуха  $V_B = 10000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и скорости  $W_{\text{возд.}} = 15 \text{ м/с}$ , площадь проходного сечения воздуховода определится:

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

где 3600 – переводной коэффициент.

Соответственно, ширина воздуховода  $S_B$  равна:

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

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

Конструктивно ширину воздуховода принимаем равной 50 мм.

Объем дымовых газов, образующихся при работе теплогенератора, определяем по известной [ 13 ] формуле:

$$V_{\text{д.г.}} = B_T \cdot V_0 \cdot \alpha_T,$$

где:  $B_T = 112,4 \text{ кг/ч}$  - часовой расход топлива;

$V_0 = 3,5 \text{ нм}^3/\text{кг}$  - теоретический объем воздуха на сжигание 1 кг древесины [ 13 ];

$\alpha_T = 1,4$  - коэффициент избытка воздуха, принятый для данного вида топки [ 2 ].

$$V_{\text{д.г.}} = 112,4 \cdot 3,5 \cdot 1,4 = 550,7 \text{ нм}^3 / \text{ч}$$

Допустимая скорость газов по условиям работы и гидравлическому сопротивлению дымососа составляет [ 2 ]  $W_{\text{газ}} = 5\text{--}6 \text{ м/с}$ .

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

$$F_{\text{газ}} = \frac{V_{\text{д.г.}}}{W_{\text{газ}} \cdot 3600} = \frac{550,7}{5 \cdot 3600} = 0,03 \text{ м}^2$$

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

С учетом технологии изготовления газоходов принимаем их размеры:

200 x 150 (мм) – верхний газоход;

150 x 150 (мм) – два боковых газохода.

Следовательно,  $F_{\text{газ.д.}}$  - действительная суммарная площадь поперечного сечения газоходов составит:

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

Расчетная скорость газов в зоне газоходов  $W_P$  составит:

$$W_P = \frac{V_{\text{д.г.}}}{3600 \cdot F_{\text{газ.д.}}} = \frac{550,7}{3600 \cdot 0,07} = 2,18 \text{ м/с}$$

, что допустимо.

$V_{\text{д.г.}} = 550,7 \text{ нм}^3/\text{ч}$  - часовой объем дымовых газов;

$F_{\text{газ.д.}} = 0,07 \text{ м}^2$  - площадь поперечного сечения газоходов;

3600 – переводной коэффициент.

Камера дожигания теплогенератора должна обеспечить проход дымовых газов без изменения аэродинамического сопротивления теплового тракта. В этой связи расчетное поперечное сечение камеры дожигания должно быть увеличено на 50–100% по сравнению с сечением газоходов.

Необходимый расчетный диаметр в устье дымовой трубы определяется по формуле [ 15 ]:

$$d = \sqrt{\frac{V_{д.г.}}{3600 \cdot 0,785 \cdot W}} \quad \text{м,}$$

где  $V_{д.г.} = 550,7 \text{ м}^3/\text{ч}$  - часовой объем дымовых газов;

3600 - переводной коэффициент;

0,78 - нормативный коэффициент, определяемый по стандартным томограммам [ 15 ];

$W$  - скорость газов на выходе из трубы, м/с.

Согласно [ 15 ] величина скорости  $W$  принимается в пределах 10–20 м/с. Принимаем  $W = 15 \text{ м/с}$ .

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

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

#### **Оценка конструктивных особенностей и технология изготовления теплогенераторов ТТ-360**

Для оценки производства теплогенераторов серии ТТ-360 предприятием-изготовителем – ОАО «Березинский райагросервис» были проверены комплектность конструкторской документации и ее соответствие действующим нормативным документам.

В результате ранее проведенных исследований (см. промежуточный отчет по заданию) выявлено, что основными недостатками теплогенераторов серии ТТ-360 в эксплуатации являются перегрев передней стенки топki, перегрев загрузочной дверки топki и нарушения герметичности топki в месте стыковки поддона топki и боковых стенок. Разработанные РУП «НПЦ Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства» мероприятия по усовершенствованию теплогенераторов серии ТТ-360 учитывают как улучшение конструкции изделия, так и улучшение технологии изготовления на заводе-изготовителе.

Для исключения перегрева передней стенки топki и ее деформации РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства» доработало конструкторскую документацию с целью усиления ее теплоизоляции и охлаждения ее холодным приточным воздухом во время работы теплогенератора.

Для уменьшения нагрева загрузочной 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 (дет. ТТ-360.01.02.001) с поддоном топki (дет. ТТ-360.01.01.014) предусмотрено заменить стыковое сварное соединение на сварное соединение внахлест. Кроме того, на заводе-изготовителе ОАО «Березинский райагросервис» будет заменена ручная дуговая сварка (по ГОСТ 5264-80) на дуговую сварку в защитном газе (по ГОСТ

14771-80). Это должно уменьшить дефекты сварного шва и исключить нарушение герметичности топки.

### ВЫВОДЫ

1. Проведенный отбор и обработка информации об эксплуатационной надежности теплогенераторов серии ТТ-360 у потребителей позволили оценить достоинства и выявить недостатки как конструкции теплогенераторов, так и технологии их изготовления:

– основными недостатками конструкции теплогенератора являются перегрев передней стенки топки и загрузочных дверей;

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

2. Проведенная работа позволила разработать, согласовать с исполнителями и утвердить в установленном порядке мероприятия по усовершенствованию теплогенераторов серии ТТ-360, разработанных РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства» и выпускаемых ОАО «Березинский райагросервис».

3. При доработке конструкторской документации на теплогенератор были учтены последние достижения и опыт создания воздухонагревателей на местных видах твердого топлива.

4. Предприятие-изготовитель теплогенераторов – ОАО «Березинский райагросервис» в соответствии с утвержденными мероприятиями усилило входной контроль за качеством комплектующих изделий и материалов, поступающих по кооперации.

Кроме того, заменена ручная дуговая сварка (по ГОСТ 5264-80) на дуговую сварку в защитном газе (по ГОСТ 14771-80).

5. Разработанная РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства» конструкторская документация передана ОАО «Березинский райагросервис» для серийного производства модернизированных теплогенераторов ТТМ-360.

6. Экономический эффект от эксплуатации одного теплогенератора ТТМ-360 составляет 2660 у.е. в год.

### Литература

1. Щеголев М.М. Топливо, топки и котельные установки. М., Госстройиздат, 1989.
2. Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. М., «Энергия», 1986.
3. Равич М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. М., «Наука», 1989.
4. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. Л., Изд. ЛГУ, 1992.
5. Насенчук А.П., Шмакин Н.П. Тепловые расчеты пламенных печей. Мн., Высшая школа, 1974.
6. Кнорре Г.Ф. Топочные процессы. М., Госэнергоиздат, 1989.
7. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). М.-П., Госэнергоиздат, 1986.
8. Татищев С.В. Топочные устройства промышленных котельных. М.-П., часть 1, Госэнергоиздат, 1986.