

УДК 631.365.22

*И. Н. ШИЛО, Л. А. МАРИНИЧ,
В. И. ЖДАНОВИЧ, Е. И. МИХАЙЛОВСКИЙ*

**РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТОПКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ В-800,
РАБОТАЮЩЕЙ НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА**

Научно-практический центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства

(Поступила в редакцию 26.01.2010)

Одним из наиболее энергоемких технологических процессов в сельском хозяйстве является сушка зерна, на которую расходуется 35–50% топлива, 90–95% электроэнергии от общих затрат на производство зерна. Поэтому необходимо существенно увеличить использование местных видов топлива, к которым, в частности, относятся дрова – наиболее распространенный и доступный в Беларуси энергоресурс.

В настоящее время в республике освоено производство теплотехнического оборудования на местных видах твердого топлива для нагрева воздуха, используемого в качестве теплоносителя при сушке зерна. В конструкциях оборудования предусмотрены сварные топki, изготовленные из листовой стали. Стенки топki 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, как следствие, изменение температур в топке колеблется в пределах $\pm 30\%$. Циклический перегрев и охлаждение стенок топki приводят к появлению внутренних напряжений в сварных швах, как следствие, образуются трещины и нарушается герметичность топki. Этому недостатку в значительной мере удалось избежать при разработке топki воздухонагревателя В-800, опытный образец которого был изготовлен в ОАО «Березинский райагросервис».

Характерной особенностью разработанной схемы сжигания топлива в топке воздухонагревателя В-800 и движения потоков нагреваемого воздуха является возможность уменьшения перепада температуры нагрева стенок топki (в начале горения, в середине и при догорании). Это достигается за счет двухступенчатого сжигания топлива (позволяет более равномерно сжигать твердое топливо и снижать в ней перепад температур) и наличия в конструкции топki вихревой камеры дожигания отходящих топочных газов. Первая ступень предусматривает пламенное сжигание топлива при значении коэффициента избытка воздуха меньше или близком к 1. При этом происходит частичное коксование топлива и его газогенерация с образованием газообразных горючих продуктов (так называемой парогазовой смеси). На второй ступени сжигания топлива в топку подается воздух при значении коэффициента избытка более 1. Конструкция топki обеспечивает энергичное смешивание образовавшейся парогазовой смеси с вторичным воздухом и ее сжигание в зоне входа топочных газов в камеру дожигания, где происходит полное сгорание горючих компонентов топочных газов.

Дозируя вторичный воздух, можно добиться более равномерного сжигания топлива и, следовательно, уменьшить перепад температур в топке. Кроме того, при работе воздухонагревателя стенки топki с наружной стороны обдуваются по всей поверхности холодным воздухом, что приводит к уменьшению степени их нагрева.

В воздухонагревателе В-800 применены пластинчатые теплообменники, позволившие увеличить поверхность теплоотдачи, снизить трудоемкость изготовления и удельную металлоемкость в 1,5–2 раза по сравнению с аналогами.

Цель работы – обоснование основных теплотехнических характеристик топки и теплообменника, конструктивных параметров топки, системы газоходов и камеры дожигания отходящих топочных газов для разработки и освоения производства воздухонагревателя, работающего на местном твердом топливе.

Расчет тепловой мощности топки воздухонагревателя. Использование дров для нужд агропромышленного комплекса наиболее рационально при воздушной сушке зерна и семян на сушилках с производительностью до 16 пл. т/ч.

Расчетную тепловую мощность, необходимую для нагрева воздуха в топке до заданных параметров, определяем по формуле

$$W = V\rho c\Delta t,$$

где V – объем воздуха, подаваемого для нагрева в воздухонагревателе (подача нагретого воздуха, приведенная к стандартным условиям: давление $P_0 = 101325$ Па; температура $T_0 = 273,1$ °К; плотность $\rho = 1,293$ кг/м³), ρ – плотность воздуха, c – удельная теплоемкость воздуха, Δt – температурный градиент.

Если $V = 35000$ м³/ч, $\rho = 1,293$ кг/м³, $c = 1005$ Дж/кг, то $W = 35000 \cdot 1,293 \cdot 1005 \cdot 60^\circ : 3600 = 758$ кВт.

С учетом КПД расчетную тепловую мощность разрабатываемого воздухонагревателя находим по выражению

$$W_B = W + W(1 - \alpha)$$

(α – достигнутый КПД аналогов).

Принимаем $\alpha = 0,88$, тогда $W_B = 758 + 758(1 - 0,88) = 848$ кВт.

С учетом условий эксплуатации воздухонагревателей принимаем номинальную тепловую мощность разрабатываемого воздухонагревателя 800 кВт.

Расчет теплового баланса и определение КПД воздухонагревателя. Топка разрабатываемого воздухонагревателя по конструктивному устройству относится к виду жаровой фартучной топки [1]. Уравнение теплового баланса применительно к данной топке записывается следующим образом:

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

где B_T – расход топлива, кг/ч; Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг; Q_1 – теплопроизводительность воздухонагревателя, равная 800 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 от наружного охлаждения воздухонагревателя принимаем 2% [2].

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

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

где q_1 – тепловой КПД воздухонагревателя, $\frac{Q_1}{B_T Q_H^P}$, %; q_2 – потери тепла с уходящими газами,

$\frac{Q_2}{B_T Q_H^P}$, %.

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 по длине газового тракта):

$$q_2 = \frac{t_y}{t_T} 100\%.$$

где t_y – принимаем равным 160 °С (согласно требованиям ГОСТ 10617–93 и рекомендациям [3, 4, 7]); $t_T = 1860$ °С – теоретическая температура горения древесного топлива [4].

$$\text{Тогда } q_2 = \frac{160}{1860} \cdot 100\% = 9,0\%.$$

По рекомендациям [1, 4] для топки с колосниковой решеткой потери тепла, связанные с химическим и механическим недожогом топлива, составляют $q_3 = 0,5\%$ и $q_4 = 1,8\%$ соответственно, потери тепла от наружного охлаждения – $q_5 = 2,0\%$.

В результате получаем тепловой КПД топки воздухонагревателя:

$$q_1 = \frac{Q_1}{B_T Q_H^P} 100\% = 100\% - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (9,0 + 0,5 + 1,8 + 2,0) = 86,7\%.$$

Определение основных параметров воздухонагревателя.

Расход топлива. Часовой расход топлива определяем по выражению [2]:

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

Для дров часовой расход топлива составит

$$B_T = \frac{800 \cdot 3600}{13440 \cdot 0,867} = 247,2 \text{ кг/ч},$$

а для торфа –

$$B_T = \frac{800 \cdot 3600}{14182 \cdot 0,867} = 234,2 \text{ кг/ч}.$$

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

$$V_T = \frac{B_T Q_H^P}{K_{\Pi}},$$

где V_T – объем топочного пространства, м³; K_{Π} – коэффициент пересчета численного значения теплового напряжения топочного объема (ккал) в кДж, 4,2; Q_v – расчетная величина теплового напряжения топочного объема, 250000 ккал/м³·ч [1].

Топочный объем для сжигания дров, как менее калорийного топлива, определится так:

$$V_T = \frac{247,2 \cdot 13440}{250000 \cdot 4,2} = 3,10 \text{ м}^3,$$

Площадь зеркала горения. Площадь зеркала горения S_2 рассчитывается следующим образом [1]:

$$S_2 = \frac{B_T Q_H^P}{Q_2},$$

где Q_2 – величина (расчетная) теплонагрузки зеркала горения [1], равная 500000 ккал/м²·ч.

Тогда

$$S_2 = \frac{247,2 \cdot 13440}{500000 \cdot 4,2} = 1,58 \text{ м}^2.$$

Конструктивные параметры топки. Расчетная высота топки H_T определяется по формуле

$$H_T = \frac{V_T}{S_2} = \frac{3,1}{1,58} = 1,96 \text{ м.}$$

Расчетная длина L_T составит

$$L_T = \frac{V_T}{S_T} = \frac{3,1}{1,58} = 1,96 \text{ м.}$$

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

$$L_p = 0,7 \cdot 1,96 = 1,37 \text{ м.}$$

Расчетная ширина топки G_T составит

$$G_T = \frac{S_2}{L_T} = \frac{1,58}{1,96} = 0,81 \text{ м.}$$

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

Параметры газоходов. Для определения конструктивных параметров газоходов рассчитаем объем отходящих топочных газов, образующихся при работе воздухонагревателя, по следующей формуле [6]:

$$V_{д.ч} = B_T V_0 a_T,$$

где B_T – часовой расход топлива (дров); V_0 – теоретический объем воздуха, необходимого для сжигания 1 кг дров [6]; a_T – коэффициент избытка воздуха, принятый для данного вида топки [7].

Если $B_T = 247,2$ кг/ч, $V_0 = 3,5$ м³/кг, $a_T = 1,25$, то $V_{д.ч} = 247,2 \cdot 3,5 \cdot 1,25 = 1081,5$ м³/ч.

Допустимая скорость газов по условиям работы и гидродинамическому сопротивлению дымохода (ω_p) составляет до 5–6 м/с согласно [7].

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

$$F_T = \frac{V_{д.ч}}{\omega_p \cdot 3600} = \frac{1081,5}{5 \cdot 3600} = 0,06 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поперечного сечения газоходов должна быть не менее 0,06 м². С учетом технологии изготовления газоходов принимаем их размеры: 200×200 мм – один верхний газоход и 150×200 мм – два боковых газохода.

Действительная суммарная площадь поперечного сечения газоходов составит $F_T = 3(0,15 \cdot 0,2) = 0,09$ м².

Расчетная скорость газов в зоне газоходов:

$$\omega_p = \frac{V_{д.ч}}{F_T \cdot 3600} = \frac{1081,5}{0,09 \cdot 3600} = 3,33 \text{ м/с,}$$

что допустимо, так как $\omega_p = 5-6$ [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 не менее чем на 80–100% по сравнению с сечением газоходов.

Параметры дымовой трубы. Необходимый расчетный диаметр на выходе дымовой трубы рассчитывается по формуле [8]

$$d = \sqrt{\frac{V_{д.ч}}{\omega K_H \cdot 3600}},$$

где $V_{д.ч}$ – часовой объем дымовых газов, м³/ч; ω – скорость газов на выходе из трубы, м/с; K_H – нормативный коэффициент, определяемый по стандартным томограммам [8].

Согласно [1], величина скорости ω принимается в пределах 10–20 м/с. Если $V_{д.ч} = 1081,5$ м³/ч, $\omega = 10$ м/с, а $K_H = 0,785$, тогда

$$d = \sqrt{\frac{1081,5}{10 \cdot 0,785 \cdot 3600}} = \sqrt{0,04} = 0,2 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр трубы на выходе 300 мм.

Дверки окон первичного и вторичного воздуха, загрузки топлива и золоудаления должны быть газоплотными, что позволит отключать дымосос в отдельные периоды работы и регулировать эффективность сжигания топлива при режиме сушки и обогреве.

Дымосос должен быть в моноблоке с воздухонагревателем, что облегчит переустановку в зимнее время с зерноочистительно-сушильного комплекса в помещение, где он будет использоваться в качестве отопителя.

Основные расчетные параметры воздухонагревателя приведены в табл. 1.

В соответствии с полученными значениями параметров топки, рекомендациями [8, 9] и требованиями компоновочных решений, при разработке экспериментального образца воздухонагревателя была предложена следующая схема топочного устройства (рис. 1).

Таблица 1. Расчетные параметры топки воздухонагревателя В-800

Параметры	Значение
КПД (расчетный), %	88,5
Тепловая мощность топки, кВт	800
Низшая теплота сгорания, кДж/кг:	
дров	13440
торфа	14182
Расход топлива, кг/ч:	
дров	247,2
торфа	234,2
Объем топки, м ³	Не менее 3,1
Площадь зеркала горения, м ²	1,58
Величина теплонагрузки зеркала горения, ккал/м ² ·ч	500000
Расчетные параметры топки, м:	
длина	1,96
ширина	0,81
высота	1,96
Коэффициент избытка воздуха	1,25
Расход дымовых газов, м ³ /ч	1081,5
Расчетная скорость газов в зоне газоходов, м/с	3,33
Разрежение в топке, мм рт. ст.	7

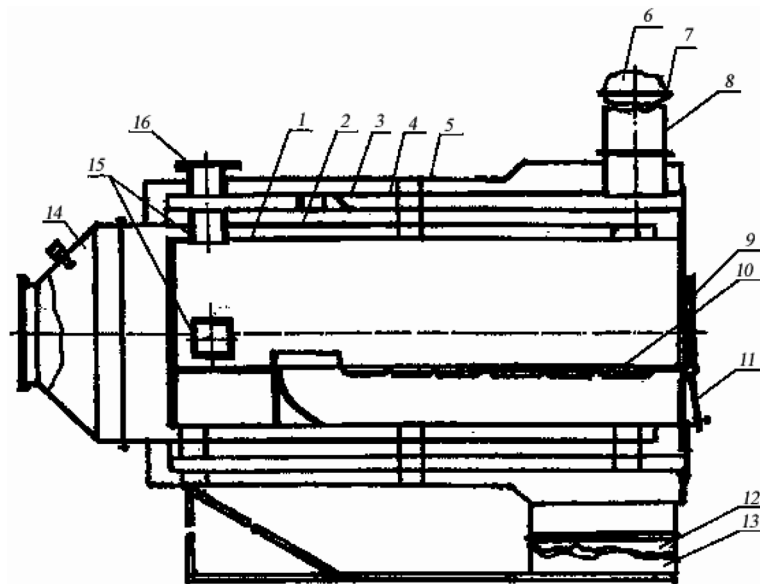


Рис. 1. Конструктивная схема воздухонагревателя В-800: 1 – топка; 2, 3, 4 – воздуховоды № 1, № 2, № 3 соответственно; 5 – кожух; 6 – дымосос (Д-3,5); 7 – фланец; 8 – труба дымохода; 9 – дверь топки; 10 – колосниковая решетка; 11 – дверь воздуховода; 12 – вентилятор (ВЦ-4-75-10-02); 13 – основание; 14 – короб задний; 15 – газоходы дымовых газов; 16 – взрывной клапан

Параметры теплообменника. Систему нагрева воздуха при прохождении его по теплообменнику воздухонагревателя можно изобразить в виде следующей расчетно-графической схемы (рис. 2).

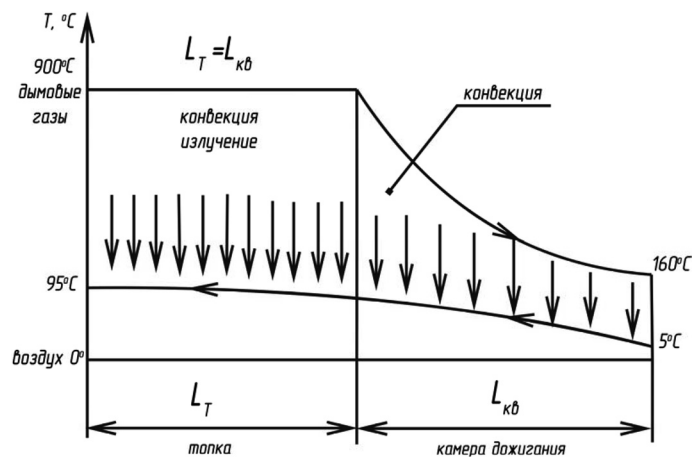


Рис. 2. Расчетно-графическая схема движения воздуха

Поверхности нагрева воздухонагревателя располагаются по всему периметру топки и камеры дожигания (рис. 1). Первоначальный нагрев подаваемого холодного воздуха происходит за счет конвекции разогретых стенок камеры дожигания, а окончательный – на участке воздуховода, который граничит непосредственно с топкой, за счет конвекции и прямого излучения разогретых стенок топки. Особенность и эффективность данной схемы нагрева в теплообменнике воздухонагревателя заключается в том, что нагретые стенки топки одновременно являются и стенками теплообменника.

Расчет параметров воздуховодов теплообменника производим для граничного с топкой сечения (S_B – ширина проходного сечения, L_B – длина по периметру проходного сечения).

Скорость движения воздуха принимаем равной 20 м/с, согласно паспортным данным вентилятора (тип – вентилятор радиальный центробежный ВЦ-4-75-10-02 производства Крюковского вентиляторного завода, Россия).

При заданном объеме нагреваемого воздуха 35000 м³/ч и скорости $\omega = 20$ м/с площадь проходного сечения воздуховода рассчитывается по формуле

$$F = \frac{V_B}{3600 \cdot \omega},$$

где V_B – часовая производительность вентилятора; ω – скорость воздуха.

Если $V_B = 35000$ м³/ч и $\omega = 20$ м/с, то

$$F = \frac{35000}{3600 \cdot 20} = 0,48 \text{ м}^2.$$

Ширину воздуховода S_B определим, исходя из длины параметра топки $L_B = 7,6$ м:

$$S_B = \frac{F}{L_B} = \frac{0,48}{7,6} = 0,06 \text{ м}.$$

Теплотехнические характеристики системы нагрева теплоносителя приведены в табл. 2.

Таблица 2. Расчетные данные систем нагрева теплоносителя

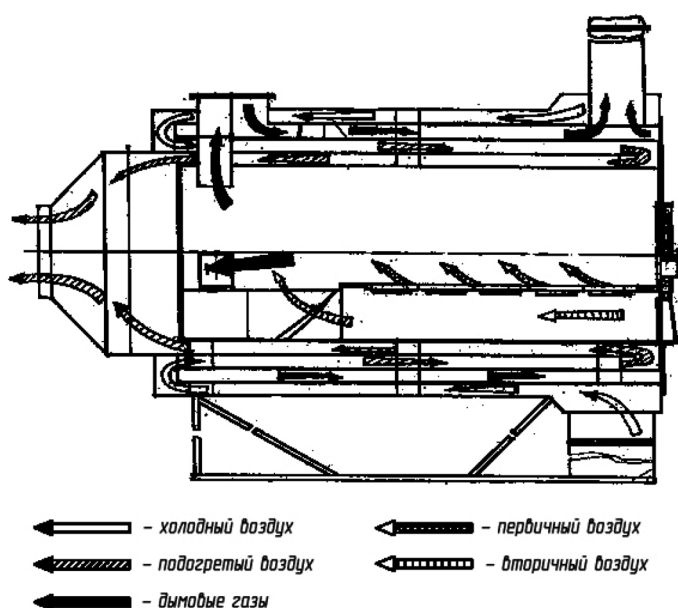
Параметры	Значение
Тепловая мощность воздухонагревателя, кВт	800
Расход воздуха, м ³ /ч	35000
Расчетная температура воздуха, °С	
начальная	5
конечная	120
Скорость воздуха (приведенная к н. у.), м/с	20
Площадь проходного сечения воздуховодов, м ²	0,48
Площадь поверхности теплообмена, м ²	19,5
Длина живого сечения пучка (расстояние между торцевыми поверхностями), м	3
Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² · °С	20
Температурный напор в топке, °С	900

Конструктивные и компоновочные требования были использованы при разработке конструкторской документации.

Требуемое разрежение в топке может быть обеспечено как работой дымососа, так и дымовой трубой, высота которой должна быть не менее 7 м.

Принципиальная схема движения воздуха и дымовых газов в воздухонагревателе В-800 (рис. 3) показывает, что перемещение воздуха по такой схеме позволяет обеспечить наиболее эффективное получение выделившегося при горении тепла.

Рис. 3. Схема движения воздуха и дымовых газов



Выводы

1. Результаты проведенных расчетов топки для двухступенчатого сжигания топлива использованы при разработке конструкции воздухонагревателя В-800 нового поколения, работающего на местных видах твердого топлива. Опытный образец воздухонагревателя изготовлен в ОАО «Березинский райагросервис» и успешно прошел государственные приемочные испытания.

2. Новые технические решения при разработке воздухонагревателя В-800 (камера дожигания топочных газов, топка с регулируемым режимом горения, высокоэффективные воздушные пластинчатые теплообменники) позволяют обеспечить равномерное сжигание топлива, уменьшить перепад температур в топке, что делает его конкурентоспособным на рынке Республики Беларусь и странах ближнего зарубежья.

Литература

1. Щеголев, М. М. Топливо, топки и котельные установки / М. М. Щеголев // Тепловые электрические станции. – М., 2006. – 430 с.
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. – 320 с.
6. Кнорре, Г. Ф. Топочные процессы / Г. Ф. Кнорре. – М.: Госэнергоиздат, 1989. – 180 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод. – М.: Госэнергоиздат, 1986. – 170 с.
8. Татищев, С. В. Топочные устройства промышленных котельных: атлас / С. В. Татищев. – Ч. 1. – М.: Госэнергоиздат, 1986. – 260 с.

I. N. SHILO, L. A. MARINICH, V. I. ZHDANOVICH, E. I. MIKHAYLOVSKY,

CALCULATION AND IDENTIFICATION OF THE MAIN THERMOTECNICAL AND STRUCTURAL PARAMETERS OF FIRE-CHAMBER STOVE V-800 WORKING ON LOCAL KINDS OF FUEL

Summary

The paper deals with the calculation of thermotechnical structural parameters of fire-chamber stove V-800 working on local kinds of fuel.