

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, А.В. Новиков**

*(УО «БГАТУ»,  
г. Минск, Республика Беларусь)*

## **ОБОСНОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОПКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ В–800, РАБОТАЮЩЕЙ НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА**

### **Введение**

Одним из наиболее энергоемких процессов в сельскохозяйственном производстве является сушка зерна, на которую расходуется 35–50% топлива, 90–95% электроэнергии от общих затрат на производство зерна.

Ситуация, складывающаяся с энергопотреблением, вызывает необходимость существенно увеличить использование возобновляемых местных видов топлива, к которым, в частности, относятся дрова – наиболее распространенный и доступный в Беларуси энергоресурс.

В настоящее время в ряде предприятий Республики Беларусь освоено производство теплотехнического оборудования на местных видах топлива для нагрева воздуха, используемого в качестве теплоносителя при сушке сельскохозяйственной продукции и при обогреве производственных помещений. Все оборудование имеет сварную топку 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.

Этого недостатка в значительной мере удалось избежать при разработке топки воздухонагревателя В–800. Разработанная топка для двухступенчатого сжигания топлива позволяет более равномерно сжигать твердое топливо и снижать в ней перепад температур. Опытный образец воздухонагревателя изготовлен в ОАО «Березинский райагросервис» и успешно прошел государственные приемочные испытания.

Характерной особенностью разработанной схемы сжигания топлива в топке воздухонагревателя В–800 и движения потоков нагреваемого воздуха является возможность уменьшения перепада температуры нагрева стенок топки (в начале горения, в середине и при догорании). Это достигается за счет двухступенчатого сжигания топлива и наличия в конструкции топки вихревой камеры дожигания отходящих топочных газов. Первая ступень предусматри-

вает пламенное сжигание топлива с коэффициентом избытка воздуха меньше или близким 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 с коэффициентом избытка более 1. Конструкция топки обеспечивает энергичное смешивание образовавшейся парогазовой смеси с вторичным воздухом и ее сжигание в зоне входа топочных газов в камеру дожигания. В камере дожигания 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 топки 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 в сравнении с аналогами.

### **Основная часть**

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

#### ***Расчет тепловой мощности топки воздухонагревателя***

Использование древесного топлива для нужд агропромышленного комплекса наиболее рационально при воздушной сушке зерна и семян на сушилках с производительностью до 16 пл. *т/ч*.

Расчетная тепловая мощность, необходимая для нагрева воздуха в топке до заданных параметров, должна быть:

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

где  $V$  – объем воздуха, подаваемого для нагрева в воздухонагревателе (подача нагретого воздуха, приведенная к стандартным условиям: давление

$P_0 = 101325 \text{ Па}$ ; температура  $T_0 = 273,1^\circ\text{K}$ ; плотность  $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$ ),  $\text{м}^3/\text{ч}$ . Принимаем  $V = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;

$\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха;

$c = 1005 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплоемкость воздуха;

$\Delta t$  – температурный градиент.

$$W = 35000 \cdot 1,293 \cdot 1005 \cdot 60^\circ : 3600 = 758 \text{ кВт}.$$

С учетом КПД расчетная тепловая мощность разрабатываемого воздухонагревателя определяется по выражению:

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

где  $\alpha$  – достигнутый КПД аналогов. Принимаем  $\alpha = 0,88$ .

$$W_B = 758 + 758(1 - 0,88) = 848 \text{ кВт}.$$

С учетом условий эксплуатации воздухонагревателей принимаем номинальную тепловую мощность разрабатываемого воздухонагревателя  $800 \text{ кВт}$ .

### **Расчет теплового баланса и определение КПД воздухонагревателя**

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

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

где  $B_m$  – расход топлива, кг/ч;

$Q_H^P$  – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг;

$Q_1 = 800 \text{ кВт}$  – теплопроизводительность воздухонагревателя;

$Q_2$  – 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 [1,3,4] уравнение теплового баланса выражают в относительных величинах (процентах):

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

где  $q_1 = \frac{Q_1}{B \cdot Q_H^P}$  – тепловой КПД воздухонагревателя, %;

$q_2 = \frac{Q_2}{B \cdot Q_H^P}$  – потери тепла с уходящими газами, %;

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

$$q_2 = 100 \cdot t_{yx} / t_m, \%$$

где  $t_{yx}$  – принимаем равным  $160^\circ\text{C}$  (согласно требованиям ГОСТ 10617–93 и рекомендациям [3,4,7]);

$t_m = 1860^\circ\text{C}$  – 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:

$q_3 = 0,5\%$  – химический недожог;

$q_4 = 1,8\%$  – механический недожог.

В результате получаем следующий тепловой КПД топки воздухонагревателя:

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

### **Определение основных параметров воздухонагревателя**

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

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

Для дров часовой расход определится:

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

Для торфа часовой расход определяется:

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

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

$$Q_m = \frac{B_m \cdot Q_H^P}{Q_V},$$

где  $Q_m$  – объем топочного пространства,  $м^3$ ;

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

Топочный объем для сжигания дров как менее калорийного топлива определится:

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

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

*Определение площади зеркала горения.* Площадь зеркала горения  $S_2$  рассчитывается по формуле [1]:

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

где  $Q_2 = 500000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$  – величина (расчетная) теплонагрузки зеркала горения [1].

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

*Определение конструктивных параметров топки.* Расчетная высота топки  $H_m$  определяется:

$$H_m = \frac{V_m}{S_2} = \frac{3,1}{1,58} = 1,96 \text{ м.}$$

Соответственно, расчетная длина  $L_m$  составит:

$$L_m = \frac{V_m}{S_m} = \frac{3,1}{1,58} = 1,96 \text{ м.}$$

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

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

Расчетная ширина топки  $Ш_p$ :

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

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 воздухонагревателя, определяется по формуле [6]:

$$V_{д.ч.} = B_m \cdot V_0 \cdot a_m,$$

где  $B_m$  – часовой расход топлива (дров);

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

$a_m = 1,25$  – коэффициент избытка воздуха, принятый для данного вида топки [7].

$$V_{д.ч.} = 247,2 \cdot 3,5 \cdot 1,25 = 1081,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Допустимая скорость газов по условиям работы и гидродинамическому сопротивлению дымососа составляет [7]:  $\omega_2 =$  до 5–6 м/с.

Необходимая площадь поперечного сечения газоходов из топки в камеру дожигания отходящих газов  $F_{газ}$  определится:

$$F_2 = \frac{V_{д.ч.}}{\omega_2 \cdot 360} = \frac{1081,5}{5 \cdot 3600} = 0,06 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поперечного сечения газоходов должна быть не менее  $0,06 \text{ м}^2$ .

С учетом технологии изготовления газоходов принимаем их размеры:

200x200 (мм) – один верхний газоход;

150x200 (мм) – два боковых газохода.

Действительная суммарная площадь поперечного сечения газоходов составит:

$$F_2 = 3 \cdot (0,15 \cdot 0,2) = 0,09 \text{ м}^2.$$

Расчетная скорость газов в зоне газоходов:

$$\omega_p = \frac{V_{д.ч.}}{F_2 \cdot 360} = \frac{1081,5}{0,09 \cdot 3600} = 3,33 \text{ м/с,}$$

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 сече-

ние камеры дожигания должно быть увеличено не менее чем на 80–100% по сравнению с сечением газоходов.

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

$$d = \sqrt{\frac{V_{д.ч.}}{3600 \cdot 0,785 \cdot \omega}},$$

где  $V_{д.ч.}$  – часовой объем дымовых газов,  $м^3/ч$ ;

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

$\omega$  – скорость газов на выходе из трубы,  $м/с$ .

Согласно [1] величина скорости  $\omega$  принимается в пределах 10–20  $м/с$ . Принимаем  $\omega = 10$   $м/с$ .

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

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.

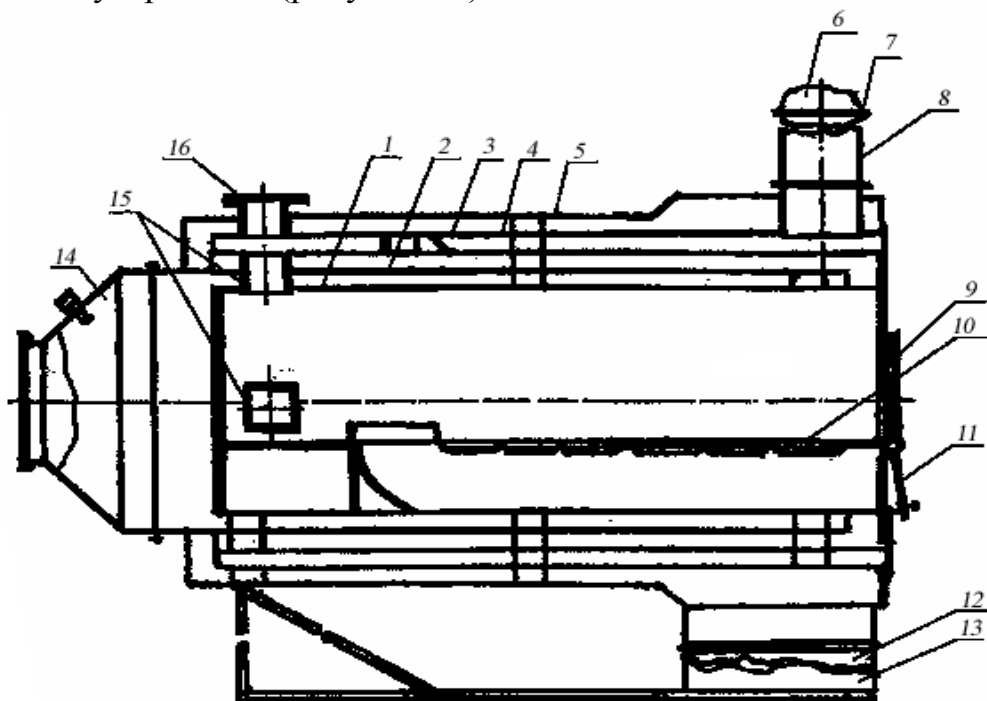
Дымосос должен быть в моноблоке с воздухонагревателем, что облегчит переустановку в зимнее время с зерносушильного пункта в помещение, где он будет использоваться в качестве отопительной системы.

Основные расчетные параметры воздухонагревателя приведены в таблице 22.

Таблица 22 – Расчетные параметры топки воздухонагревателя В–800

Параметры	Ед. измерения	Значения
КПД (расчетный)	%	88,5
Тепловая мощность топки	кВт	800
Низшая теплота сгорания: дров торфа	кДж/кг	13440
	кДж/кг	14182
Расход топлива: дров торфа	кг/ч	247,2
	кг/ч	234,2
Объем топки (не менее)	м <sup>3</sup>	3,1
Площадь зеркала горения	м <sup>2</sup>	1,58
Величина теплонагрузки зеркала горения	ккал/м <sup>2</sup> ч	500000
Расчетная длина топки	м	1,96
Расчетная ширина топки	м	0,81
Расчетная высота топки	м	1,96
Коэффициент избытка воздуха	-	1,25
Расход дымовых газов	м <sup>3</sup> /ч	1081,5
Расчетная скорость газов в зоне газоходов	м/с	3,33
Разрежение в топке	мм рт. ст.	7
Скорость дымовых газов	м/с	20

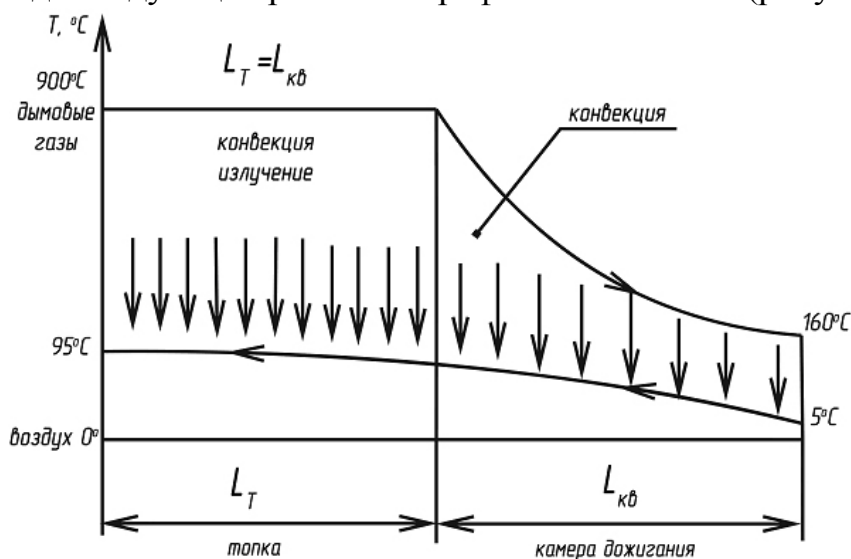
В соответствии с полученными значениями параметров топки, рекомендациями [8,9] и требованиями компоновочных решений при разработке экспериментального образца воздухонагревателя была предложена следующая схема топочного устройства (рисунок 89).



- 1 – топка; 2 – воздуховод № 1; 3 – воздуховод № 2; 4 – воздуховод № 3; 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

**Рисунок 89 – Конструктивная схема воздухонагревателя В-800**

*Определение параметров теплообменника.* Систему нагрева воздуха при прохождении его по теплообменнику воздухонагревателя можно изобразить в виде следующей расчетно-графической схемы (рисунок 90).



**Рисунок 90 – Расчетно-графическая схема движения воздуха**

Поверхности нагрева воздухонагревателя располагаются по всему периметру топки и камеры дожигания (рисунок 89). 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 воздухопроводов 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 м<sup>3</sup>/ч и скорости  $\omega = 20$  м/с площадь проходного сечения воздухопровода рассчитывается по формуле:

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

где  $V_B = 35000$  м<sup>3</sup>/ч – часовая производительность вентилятора;

$\omega = 20$  м/с – скорость воздуха.

Тогда

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

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

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

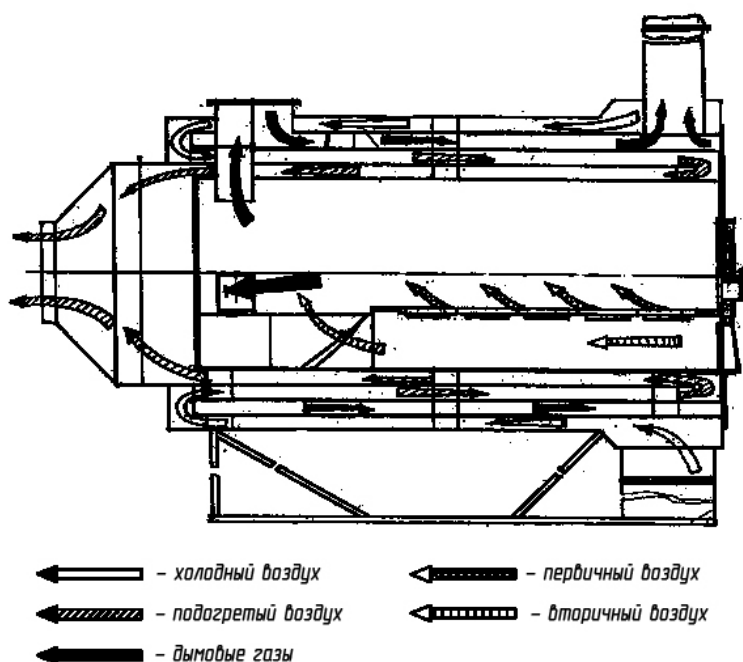
Теплотехнические характеристики системы нагрева теплоносителя приведены в таблице 23.

Таблица 23 – Расчетные данные систем нагрева теплоносителя

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



Конструктивные и компоновочные требования были использованы при разработке конструкторской документации.



**Рисунок 91 – Схема движения воздуха и дымовых газов**

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 показана на рисунке 91.

Перемещение воздуха по такой схеме позволяет обеспечить наиболее эффективное получение выделившегося при горении тепла.

### Заключение

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 и сделать его конкурентоспособным в Республике Беларусь и странах ближнего зарубежья.

### Литература

1. Щеголев, М.М. Топливо, топки 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](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.
7. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод. – М.–П.: Госэнергоиздат, 1986.
8. Татищев, С.В. Топочные устройства промышленных котельных: атлас: ч. 1 / С.В. Татищев. – М.–П.: Госэнергоиздат, 1986.

УДК 631.365

**В.П. Чеботарев**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси  
по механизации сельского хозяйства»,  
г. Минск, Республика Беларусь)*

## **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДАЧИ АГЕНТА СУШКИ В СЛОЙ ЗЕРНА**

### **Введение**

Для создания воздушного потока, который позволит преодолеть имеющиеся аэродинамические сопротивления системы и будет обеспечен требуемой кинетической энергией, используются вентиляторы. Для процессов сушки и активного вентилирования зерна наибольшее применение получили центробежные и осевые вентиляторы, которые по создаваемому напору делятся на низконапорные ( $P \leq 1000 \text{ Па}$ ), средние ( $1000 < P < 3000 \text{ Па}$ ) и высоконапорные ( $P > 3000 \text{ Па}$ ). По принципу действия они разделяются на центробежные, диаметральные и осевые. Осевые вентиляторы применяются для перемещения больших объемов воздуха при низких давлениях. Основными параметрами, характеризующими работу вентилятора, являются: производительность, создаваемое полное давление, число оборотов рабочего колеса, коэффициент полезного действия и потребляемая мощность.

Разработка методики расчета и определения параметров пневмосистемы для сушки неподвижного слоя зерна в значительной мере зависит от физико-механических свойств и состояния зерновой массы. В данной работе изложены основные принципы метода расчета оборудования для подачи агента сушки в слой зерна.

### **Основная часть**

Вентилятор состоит из рабочего колеса, кожуха и привода. Рабочее колесо снабжено лопастями, которые могут быть радиальными, отогнутыми назад или вперед. По форме лопасти могут быть прямолинейными или криволинейными (рисунок 92).

Лопастей, загнутые вперед, имеют  $\beta > \pi/2$ , радиальные имеют  $\beta = \pi/2$ , а загнутые назад –  $\beta < \pi/2$ . Лопастей, загнутые вперед, нашли применение для условий небольших статических давлений. Лопастей с радиальным выходом используют при работе с большими окружными скоростями. Вентиляторы с загнутыми назад лопастями позволяют получать высокое статическое давление при оптимальных значениях гидравлического к.п.д. Развиваемое вентиля-