

Необходимую тепловую мощность установки определим по формуле (8)

$$Q = 50000 \cdot 0,986 \cdot 0,241 \cdot (150 - 20) = 1544569 \text{ ккал/ч} \approx 1800 \text{ кВт,}$$

а часовой расход топлива

$$M = \frac{Q}{Q_s} = \frac{1544569}{10100} \approx 153 \text{ кг/ч.}$$

### Выводы

На основании обоснованного ряда значений производительности теплогенераторов и требуемых температур теплоносителя по данной методике может производиться расчет основных параметров заданного теплогенератора. На основании выбранного диаметра камеры сгорания и длины теплообменной поверхности определяются остальные параметры теплогенератора: скорость теплоносителя; коэффициенты теплоотдачи; конструктивные размеры; расход топлива; мощность на продувку теплоносителей. Для жидкотопливного теплоагрегата АТ-0,7 основные параметры будут равны: диаметр камеры сгорания  $d_1 = 0,6$  м; длина теплообменной поверхности  $l = 2,3$  м.

### Библиография

1. Шаров К.И. Термодинамика и основы теплопередачи. - М.: Ураджай, 1964.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961.

### Substantiation and calculation of liquid-fuel unit AT-0.7 parameters

Dashkov V.N., Karlovichevich S.M., Timoshek A.S., Kukxa S.A., Chebotarev V.P.

### Summary

Modern furnace units which have built-in heat exchangers provide non-polluting work. They have comprehensible heating parameters and fuel profitability.

In the article the substantiation of unit AT-0,7 parameters which have cylindrical form and works on liquid and gaseous fuel is given.

\*\*\*

УДК 631.243.5:628.8

В.Н. Дашков, С.М. Карловичевич,  
А.С. Тимошек, С.А. Кукса,  
В.П. Чеботарев,  
(УП «БелНИИМСХ»)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-  
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ  
ИССЛЕДОВАНИЯ  
АВТОНОМНЫХ ГАЗОВЫХ  
ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Проблема интенсификации современного сельскохозяйственного производства в условиях сокращения энергетических ресурсов требует применения современных энергосберегающих технологий, позволяющих уменьшить затраты на производство сельскохозяйственной продукции. В современных условиях системы централизованного отопления теплиц, птичников, складских

помещений, хранилищ и других сооружений агропромышленного комплекса являются не рентабельными и требуют больших капитальных вложений и энергоресурсов. Одним из выходов с создавшейся ситуации является применение локальных воздухоподогревателей, позволяющих экономить до 30 % топливных ресурсов. Широкомасштабное их внедрение сдерживается из-за отсутствия отечественных воздухоподогревателей. В настоящее время выпуском таких агрегатов занимается ряд зарубежных фирм. Наиболее известные фирмы: "MASTER", "Big Dutchman", "БИ КАР", "ABBI-SUN". В зависимости от условий применения и объема обогреваемого помещения воздухоподогреватели классифицируются по способу нагрева воздуха, используемого топлива (дизельное, керосин, газ) и тепловой мощности. В частности, голландская фирма "MASTER" выпускает газовые воздухоподогреватели прямого нагрева воздуха тепловой мощностью 14 кВт, 29 кВт, 46,5 кВт, 69 кВт, 102 кВт, российская фирма "БИ КАР" – 10 кВт, 15 кВт, 34 кВт, 50 кВт, 60 кВт, 70 кВт, 82 кВт, 93 кВт.

Исходя из анализа типоразмерного ряда газовых воздухоподогревателей прямого действия известных зарубежных фирм произведен выбор базовой модели разрабатываемого газового воздухоподогревателя [1]. Технологические параметры базовой модели:

- тепловая мощность – 70 кВт,
- теплообменник прямого нагрева,
- температура наружного воздуха – 20°C,
- температура на выходе из воздухоподогревателя – 180°C,
- топливо – газ.

Требуется определить основные конструктивные параметры разрабатываемого воздухоподогревателя: диаметр  $d_1$  и длину камеры сгорания  $l_1$ , диаметр  $d_2$  и длину  $l_2$  корпуса аппарата (рис.50).

Конструкцией предусмотрено, что воздух подается от осевого вентилятора приблизительно с одинаковой скоростью как в камеру сгорания, так и в теплообменник, и на выходе воздух и газы движутся в виде общей струи

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1, \quad (1)$$

где  $\omega_1$  – скорость воздуха, м/ч;  $\omega_2$  – скорость дымовых газов, м/ч.

Массовый выход дымовых газов при сжигании природного газа в камере сгорания составит

$$G_1 = \frac{Q}{Cp_1(t_1 - t_1^n)}, \text{ кг/ч}, \quad (2)$$

а подача нагреваемого воздуха

$$G_2 = \frac{Q}{Cp_2(t_2 - t_1)}, \text{ кг/ч}, \quad (3)$$

где  $G_1$  – массовый расход дымовых газов, кг/ч;  $G_2$  – массовый расход воздуха, кг/ч;  $Q$  – тепловой поток, ккал/с;  $Cp_1$  – теплоемкость дымовых газов, ккал/кг·°C;  $Cp_2$  – теплоемкость воздуха, ккал/кг·°C;  $t_1'$  – температура сжигания газа (1720°C);  $t_1''$  – температура дымовых газов на выходе из аппарата (180°C);  $t_2'$  – температура воздуха на входе в аппарат (20°C);  $t_2''$  – температура воздуха на выходе из аппарата (180°C).

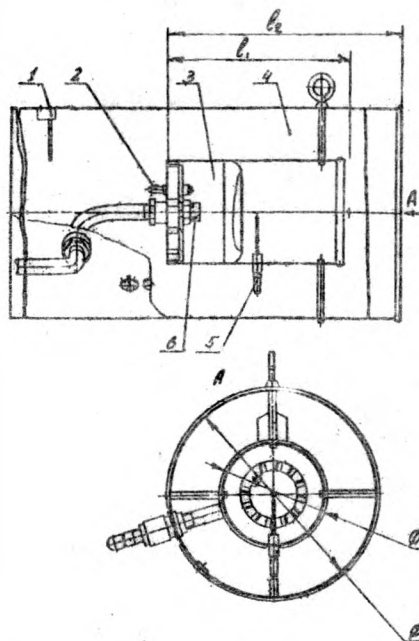


Рис.50. Воздухоподогреватель:

- 1 – датчик воздуха;
- 2 – электрод зажигания;
- 3 – камера горения;
- 4 – корпус;
- 5 – контрольный электрод;
- 6 – горелка

Уравнение теплового баланса для воздухоподогревателя запишем в виде

$$Q = G_1 \cdot Cp_1 \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot Cp_2 \cdot (t_2' - t_2''), \text{ ккал/ч.} \quad (4)$$

Массовый расход газа можно представить

$$G_1 = V_1 \gamma_1 = \omega_1 f_1 \gamma_1, \text{ кг/ч,} \quad (5)$$

где  $f_1$  – поперечное сечение, камеры сгорания, по которому протекают дымовые газы, м<sup>2</sup>;  $\gamma_1$  – плотность дымовых газов, кг/м<sup>3</sup> (0,275 кг/м<sup>3</sup>);  $V_1$  – объемный расход дымовых газов, м<sup>3</sup>/ч;  $\omega$  – скорость дымовых газов, м/ч.

Вводя значения массового расхода для дымовых газов  $G_1$  и для воздуха  $G_2$ , получим уравнение теплового баланса

$$Q = \omega_1 \gamma_1 f_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') = \omega_2 \gamma_2 f_2 C_{p2} (t_2' - t_2''), \text{ ккал/ч} \quad (6)$$

откуда

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''} = \frac{\omega_2 \gamma_2 f_2 C_{p2}}{\omega_1 \gamma_1 f_1 C_{p1}}$$

Исходя из условия, что воздух и газы на выходе движутся в виде общей струи (1), определим соотношения диаметров камеры сгорания  $d_1$  и корпуса  $d_2$

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad f_2 = \frac{\pi (d_2^2 - d_1^2)}{4} \quad (7)$$

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''} = \frac{(d_2^2 - d_1^2)}{d_1^2} \cdot \frac{\gamma_2 C_{p2}}{\gamma_1 C_{p1}}$$

Подставляя значение выраженных констант получим

$$\frac{1720 - 180}{180 - 20} = \frac{1,021 \cdot 0,254}{0,275 \cdot 0,312} \cdot \frac{(d_2^2 - d_1^2)}{d_1^2},$$

откуда

$$\frac{d_2}{d_1} = 2,05,$$

т.е. диаметр корпуса должен быть вдвое больше диаметра камеры сгорания.

Далее определим теплоотдающую поверхность воздухоподогревателя  $F_T$  (включая камеру сгорания и поверхность горячей струи)

$$F_T = \frac{Q}{k \Delta t_A}, \quad (8)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda_s}}; \quad (9)$$

$\Delta t_A$  — среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_A = \frac{(t_1' - t_1'') - (t_2' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''}} = 609^\circ\text{C}; \quad (10)$$

$\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи дымовых газов;  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи воздуха;  $\delta$  — толщина стенки, разделяющей потоки, м;  $\lambda_s$  — коэффициент теплопроводности стенки, ккал/м·ч·°C.

В конструкции аппарата заложены металлические стенки  $\delta = 0,002$  м и  $\lambda_s = 40$  ккал/м·ч·°C, т.е.  $\delta/\lambda_s = 5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>·ч·°C/ккал весьма мало и в расчетах величиной теплового сопротивления стенок можно пренебречь.

Процесс теплоотдачи при турбулентном движении потоков можно описать следующим выражением

$$N_u = 0,021 R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,43}, \quad (11)$$

где  $N_u$  – критерий Нуссельта

$$N_u = \frac{\alpha l_0}{\lambda}; \quad (12)$$

$R_e$  – критерий Рейнольдса

$$R_e = \frac{\omega_0 l_0}{\vartheta_0}; \quad (13)$$

$P_r$  – критерий Прандтля

$$P_r = \frac{\vartheta}{\alpha}. \quad (14)$$

Критерий Рейнольдса для теплоносителей в камере сгорания

$$R_{e1} = \frac{\omega_1 d_1}{\vartheta_1} = \frac{843,37}{d_1},$$

а нагреваемого воздуха между камерой сгорания и корпусом

$$R_{e2} = \frac{\omega_2 (d_2 - d_1)}{\vartheta_2} = \frac{6860}{d_1}.$$

Тогда для греющего теплоносителя

$$N_{u1} = \frac{3,64}{d_1^{0,8}}, \quad (15)$$

нагреваемого

$$N_{u2} = \frac{21,1}{d_1^{0,8}}.$$

Отсюда коэффициент теплоотдачи греющих дымовых газов

$$\alpha_1 = N_{u1} \frac{\lambda}{d_1} = \frac{0,34}{d_1^{1,8}}, \quad (16)$$

нагреваемого воздуха

$$\alpha_2 = N_{u2} \frac{\lambda_2}{d_2 - d_1} = \frac{0,5426}{d_1^{1,8}}. \quad (17)$$

Подставляя значения коэффициентов теплоотдачи в формулу, получим коэффициент теплопередачи

$$k = (4,77 d_1^{1,8})^{-1},$$

и тогда теплоотдающая поверхность аппарата будет  $F_1 = 429 d_1^{1,8}$ .

С другой стороны, теплоотдающая поверхность может быть определена как

$$F_0 = \pi d_1 L = \pi d_1 \frac{4V_r}{2d_1^2} = \frac{4V_r}{d_1}, \quad (18)$$

где  $L$  – длина условной теплоотдающей поверхности, м;  $V_r$  – объемный расход газов, м<sup>3</sup>/с.

$$\text{Поскольку } F_u = F_r = \frac{4V_r}{2d_1} = 429d_1^{1,8}$$

и, следовательно, диаметры камеры сгорания  $d_1$  и корпуса  $d_2$  получаются

$$d_1 = 0,145 \text{ м, } d_2 = 0,3 \text{ м.}$$

Конструктивную длину  $l_1$  камеры сгорания найдем из формулы (12), где определяющей температурой, при которой получено значение коэффициента теплопроводности [1], является

$$t_{01} = 0,5(t_1' + t_1'').$$

И тогда, при известных  $N_u$  (12),  $\alpha_1$  (16) и  $d_1 = 0,145$  м, получим  $l_1 = 0,14$  м.

Длину корпуса  $l_2$  определим исходя из следующего предположения, что корпус и струя отдают тепло при свободном движении окружающего их воздуха. В этом случае необходимо пользоваться критериальным уравнением вида

$$N_u = C(G_r \cdot P_r)^n, \quad (19)$$

где  $G_r$  – критерий Грасгофа;  $C$  и  $n$  – эмпирические постоянные, которые зависят от режима свободного движения и являются функциями комплекса  $k_0 = (G_r \cdot P_r)$ .

В развернутом виде критерий Грасгофа имеет вид

$$G_r = \frac{g\beta_r \Delta t \cdot l^3}{\vartheta_r^2}, \quad (20)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $\beta_r$  – коэффициент объемного расширения воздуха,  $(^\circ\text{C})^{-1}$ ;  $\Delta t$  – температурный напор,  $^\circ\text{C}$ ;  $l$  – определяющий размер, м;  $\vartheta_r$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Из таблицы [3] находим постоянные  $C$  и  $n$ . Рассматривая далее горизонтальный цилиндрический корпус как некую плиту, свободно омываемую воздухом, определим при выбранных константах

$$N_{u1} = 237,1 I_2.$$

С другой стороны, критерий Нуссельта для теплоотдающей поверхности корпуса с учетом формулы (17)

$$N_{u2} = \frac{\alpha_1 l_2}{\lambda_1} = \frac{0,5426}{d_1^{1,8}} \cdot \frac{l_2}{0,027} = 635,5 I_2.$$

Тогда отношение

$$\frac{N_{u2}}{N_{u1}} = \frac{635,5 I_2}{237,1 I_2} = 2,68$$

и длина корпуса может быть определена по формуле

$$l_2 = \frac{\lambda_1 \cdot 2,68 N_{u1}}{\alpha_1}. \quad (21)$$

Окончательно длина корпуса будет равна

$$l_2 = 0,796 \approx 0,8 \text{ м.}$$

Давление, которое должен развивать вентилятор

$$P_n = \xi \cdot \frac{\gamma_2 \omega_2^2}{2}, \quad (22)$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений и сопротивления по длине потока.

Подставляя значение плотности, коэффициентов сопротивления и скорости потока, получим

$$P_n = 161,4 \text{ Па,}$$

а мощность электродвигателя при  $Y_g = 0,21$

$$N = 0,37 \text{ кВт.}$$

На основании теоретических расчетов и конструктивных параметров воздухоподогревателя, был изготовлен опытный образец ВГ-0,07 (рис.50) и проведены его испытания в условиях приближенных к фактическим при эксплуатации.

Испытания проводились на испытательном стенде завода "Брестсельмаш" и в Республиканском центре топочно-горелочных устройств и защиты атмосферы. В результате испытаний получены следующие основные теплотехнические показатели:

Проверяемый параметр	Фактическое значение параметра
1. Номинальная тепловая мощность, кВт	70
2. Удельный расход условного топлива, кг/кВт·ч	0,101
3. Производительность вентилятора, м <sup>3</sup> /ч	3639,7
4. Динамическое давление на выходе, Па	64,8
5. Средняя температура горения газа, °С	1728,3
6. Средняя температура теплоносителя на выходе из корпуса нагревателя, °С	183
7. Потери тепла от химического недожога, %	0,0302
8. Содержание в продуктах сгорания, %:	
- окиси углерода	0,011
- оксидов азота	174,2

### Результаты

Как видно из результатов испытаний теоретически определенные теплотехнические и конструктивные параметры воздухоподогревателя соответствуют полученным экспериментальным путем.

Экспериментально определенные параметры температуры горения и температуры теплоносителя на выходе из корпуса нагревателя подтверждают правильность величин заложенных в расчет ( $t_1' = 1720^\circ\text{C}$ ,  $t_1'' = 180^\circ\text{C}$ ). Потери тепла от химического недожога являются единственной составляющей теплового баланса воздухоподогревателя, которую можно отнести к произвольно используемым. Отсюда технический КПД аппарат получился весьма высоким. 99,97 %.

Важнейшими факторами экономичности горения, безопасности и загрязнения окружающей среды являются содержание окиси углерода и оксидов азота в продуктах сгорания. Полученные результаты показывают, что содержание окиси углерода существенно меньше допускаемого  $\xi < 0,05\%$  по объему, а оксидов азота  $< 250 \text{ мг/м}^3$ .

#### Библиография

1. Михеева М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. М.-л. Госэнергоиздат. 1961.
2. Равич М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. М.: Наука, 1964.
3. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. М.-л.: Госэнергоиздат, 1963.

#### Experimental - theoretical researches of independent gas air-heaters

Dashkov V.N., Kartashevich S.M., Timoshek A.S., Kuksa S.A., Chebotarev V.P.

#### Summary

Present centralized heating systems of hothouses, hen houses, warehouse, storhouses and other constructions of agriculture are not profitable and demand the large capital investments and power resources. In this situation independent air-heaters application allowing to save up to 30% fuel resources is expedient.

\* \* \*

УДК 631.145:681.26

*В.С.Приходько,  
В.П.Чеботарев,  
В.А.Горбатовский  
(УП «БелНИИМСХ»)*

#### СОСТОЯНИЕ И ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМ ВЕСОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ РЕСПУБЛИКИ

Весомизмерительное оборудование является неотъемлемой частью современного сельскохозяйственного производства. Весы применяются во всех отраслях на большинстве стадий технологического процесса, начиная от получения исходного сырья и заканчивая отгрузкой конечной продукции потребителю.

Условно разобьем все весовое оборудование, применяемое в сельском хозяйстве, на 5 основных групп и рассмотрим области их применения.

К первой группе отнесем наиболее распространенные платформенные весы. В каждом крупном сельскохозяйственном предприятии таких весов насчитывается от 5 до 12 штук. Это в первую очередь автомобильные весы грузоподъемностью от 10 до 60т. Автомобильные весы используются для учета практически всего входящего и исходящего потока грузов на предприятии а также для внутрихозяйственного учета грузов при перемещении их между производственными подразделениями. Кроме автомобильных широко распространены весы для взвешивания скота, платформенные весы для мешков, поддонов и пр. грузоподъемностью от 15кг до 1т.