

## Библиография

1. Семендяев И.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1982.
2. Гершой А.П., Сидорчиков В.Ф. Зерносушение. – М.: Госзаотгиздат, 1949.
3. Запад. для МИС. Протокол № 7-81-80 государственных испытаний зерновой шахтной сушилки М-819, Привольный, 19.0.

Perfection of work unloading devices of shaft drier СЗШР-8  
Timoshek A.S., Kartashevich S.M., Kuksa S.A., Chebotarev V.P.,  
Prichodko V.A., Gorbatovsci V.A., Safronov I.A.

### Summary

Regulation of moving speed of grain in the shaft of drier is realized by the unloading devices - the hatch rotary mechanism. With the purpose of unloading mechanism work perfection of a dryer the device of rotation frequency automatic control of the electric motor of drive mechanism where the frequency converter is used has been developed. The frequency convert. makes regulation of grain release by change of the electric motor rotation frequency.

\*\*\*

УДК 631.563.2

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

### ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ТОПКИ К ЗЕРНОСУШИЛКЕ НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Воздухоподогреватель на местных (твердых) видах топлива должен использоваться как автономный или дополнительный источник тепла различных объектов, а также для проектируемых и находящихся в эксплуатации зерносушилок различного типа и производительности. Воздухоподогреватель должен содержать топку, теплообменник, вентилятор нагретого воздуха и дымник с дымовой трубой.

Обоснование параметров и необходимые аналитические расчеты проводим в соответствии с принятой конструктивно-технологической схемой (рис.35) в следующей последовательности и с учетом обобщения известных методик и экспериментального материала при исследовании подобных тепловых агрегатов.

Топка. Тепловым расчетом любой зерносушилки (или другого объекта) определяется, что для ее нормального функционирования необходим топочный агрегат с какой-то конкретной тепловой производительностью (мощностью)  $Q$ , ккал/ч.

Наиболее распространенным видом местного топлива в сельском хозяйстве республики являются смешанные дрова, нижняя теплотворная способность которых составляет  $Q_H = 2950$  ккал/кг [1].

Следовательно, часовая потребность в топливе будет

$$V = Q : Q_H = Q / 2950, \text{ кг/ч.} \quad (1)$$

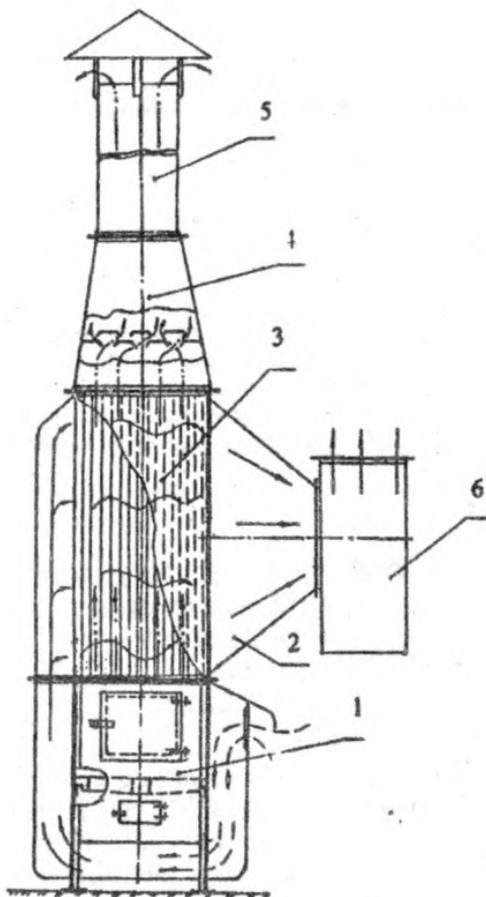


Рис.35. Принципиальная технологическая схема твердотопливного топочного агрегата:

1 – топка, 2 – конфузор, 3 – теплообменник, 4 – дымник, 5 – дымовая труба, 6 – вентилятор

--- ➔ холодный воздух  
 ——— ➔ нагретый воздух  
 - - - ➔ дымовые газы

Для нормального горения дров коэффициент избытка воздуха рекомендуется выбирать  $\alpha = 1,0 \dots 2,0$ . Чтобы получить наибольшую температуру горения, принимаем  $\alpha = 1$  [2]. Тогда объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг дров составит [1]  $V_0 = 5,75 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Помимо этого, важно знать, какие температуры развиваются в топочном пространстве при сжигании смешанных дров. Воспользуемся для этого методикой, изложенной там же.

Теоретическая температура, а при сжигании 1 кг дров определяется по формуле

$$t_{\text{теор}} = \frac{Q_H - Q_{\text{дисс}}}{V_0 \cdot C}, \quad (2)$$

где  $Q_H = 2950$  – низшая теплотворная способность дров, ккал/кг;  $C = 0,405$  – теплоемкость продуктов сгорания, ккал/м<sup>3</sup>·°С.

Согласно той же методике, теплота диссоциации (разложения) паров воды, образующихся при горении, определяется формулой

$$Q_{\text{дисс}} = V_0 \cdot a \cdot Q_{Ro2}, \quad (3)$$

где  $a$  и  $Q_{Ro2}$  – константы, приводимые таблично.

Путем интерполирования табличных данных находим

$$Q_{\text{дисс}} = 5,35 \cdot \left( \frac{0,12 + 0,036}{2} \right) \cdot \left( \frac{3030 + 2580}{2} \right) = 1170 \text{ ккал/кг.}$$

И, следовательно, теоретическая температура горения будет

$$t_{\text{теор}} = \frac{2950 - 1170}{5,35 \cdot 0,405} = 823^{\circ} \text{C.}$$

В действительности самая высокая температура в топке, как показывает практика, на 20...25% ниже теоретической [2], т.е.

$$t_M = 823 \cdot (1 - 0,225) = 637,8^{\circ} \text{C,}$$

а средняя температура газов, покидающих топочное пространство, ниже теоретической на 40...45%, т.е.

$$t_r = 823 \cdot (1 - 0,425) = 473^{\circ} \text{C.}$$

Следовательно, объем газов, покидающих топочное пространство, при сжигании  $B$  кг дров в час составит

$$V_r = V_0 \cdot B \cdot \frac{273 + t_r}{273} = 5,35 \cdot B \cdot \frac{273 + 473}{273} = 14,6 \cdot B \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (4)$$

Очевидно, что столько же газов должно проходить и через другие газоды топочного агрегата.

Важнейшим узлом топки является топочное пространство. Его размеры примем из следующих соображений. Исходим из часового расхода дров и стандартных поленьев (длина  $l_n = 1$  м), придерживаясь максимальной экономии. Топочное пространство для дров должно быть, как минимум, в 2...2,5 раза больше часового расхода дров, т.е.

$$V_m = 2,2B = 2,2L \cdot Ш \cdot H, \text{ м}^3, \quad (5)$$

где  $L$ ,  $Ш$  и  $H$  — длина, ширина и высота штабеля часового расхода дров, м.

Если принять длину топки  $1,2L$  м, ширину  $0,5L$  м и высоту  $H = L$  м (из конструктивных соображений), получим объем топки  $V_m = 1,32L^3$ . В практике конструирования допускается любое рациональное соотношение этих размеров, кроме стандартной длины  $1,2L$ . Тогда при заданной тепловой производительности тепловое напряжение топочного пространства составит

$$q_m = Q : V_m, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч.} \quad (6)$$

Если величина  $q_m$  больше, чем требуют нормы [2] для топок сушилок, нужна компенсация. Её можно достичь, если стенки топки охлаждать наружным воздухом. В этом случае целесообразно воздух, подаваемый для охлаждения топки, использовать для приготовления теплоносителя, т.е. направить его дальше в теплообменник.

Теплообменник. Считается [3], что лучшим из известных теплообменных аппаратов является трубчатый из нескольких (не более 6) рядов вертикальных труб, располагаемых в шахматном порядке с шагом в ряду  $x_1 = 1,8d$

и шагом рядов  $x_2 = 2,3d$ , где  $d$  – внешний диаметр единичной трубы пучка. Внутри труб протекают горячие дымовые газы, а наружные стенки омываются подогреваемым воздухом. Такое устройство теплообменника полезно еще и тем, что трубы (называют их дымогарными) являются как бы продолжением топочного пространства, что способствует лучшему догоранию легких компонентов топлива (водорода, окиси углерода), выделяющихся при сжигании дров.

Размеры такого теплообменника определяются размерами, количеством и размещением пучка труб, который способен передать требуемое количество тепла. Основная задача расчета – определение длины, выбор диаметра и количества труб.

Принимаем размеры трубной решетки (основания теплообменника) равными размерам потолка топки (1,2 L на 0,5 L м. Тогда в соответствии с рекомендациями  $x_1 = 1,8d$  и  $x_2 = 2,3d$  при выбранном внешнем диаметре трубы  $d$  число труб в одном ряду (поперек потока воздуха) будет  $m = 1,2L / 2,3d$ , а число рядов (вдоль потока воздуха) составит  $n = III / 1,8d$ .

Длину трубы определим из следующего теплового расчета. Имеем. Температура наружного воздуха  $t_{a_1}$ , °C. Количество подогреваемого воздуха  $V_b$ , м<sup>3</sup>/ч следует нагреть до температуры  $t_{a_2}$ , °C. Среднюю температуру стенок труб примем равной средней температуре газов, покидающих топку, т.е.  $t_r$ , °C. Количество передаваемого тепла примем  $Q$  ккал/ч, а скорость воздуха в узком сечении пучка –  $\omega$  м/с. (Количество передаваемого тепла и температуры воздуха принимаем без учета их изменений при охлаждении стенок топки, т.е. обеспечиваем определенный запас тепловой прочности конструкции).

Определим среднюю температуру воздуха

$$\bar{t}_b = 0,5(t_{a_1} + t_{a_2}).$$

При  $\bar{t}_b$  параметры воздуха [3] будут:

кинематическая вязкость  $\nu_b$ , м<sup>2</sup>/с;

теплопроводность  $\lambda_b$ , ккал/м·ч·град,

а режим течения воздуха через теплообменник будет характеризоваться критерием Рейнольдса

$$R_{e_b} = \frac{\omega \cdot d}{\nu_b}. \quad (7)$$

Для чисел  $200 < R_{e_b} < 2 \cdot 10^5$  (что чаще всего и бывает при прокачивании воздуха вентиляторами) и шахматного пучка труб расчет критерия Нуссельта проведем по формуле, характерной для турбулентных течений,

$$N_{U_b} = 0,37 \cdot R_{e_b}^{0,6}. \quad (8)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи (наибольшей по третьему ряду труб) составит

$$\alpha_3 = N_{U_3} \cdot \frac{\lambda_b}{d}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (9)$$

а средний коэффициент теплоотдачи в целом теплообменника, содержащего пучок труб с числом рядов  $n > 3$  определим по формуле [ 3 ]

$$\alpha = \alpha_3 \cdot \left[ \frac{0,6 + 0,7 + (n-2)}{n} \right], \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (10)$$

где 0,6 – оценка теплоотдачи 1-го ряда труб, 0,7 – то же 2-го ряда,  $1 \cdot (n-2)$  – оценка теплоотдачи последующих рядов.

Значит, плотность теплового потока

$$q = \alpha (t_r - t_b), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (11)$$

Тогда требуемая поверхность теплоотдачи составит

$$F = Q : q, \text{ м}^2.$$

Отсюда необходимая длина труб теплообменника

$$l = \frac{F}{\pi d m \cdot n}, \text{ м}, \quad (12)$$

а площадь контура входа воздуха в теплообменник

$$F_K = 1,2L \cdot l, \text{ м}^2. \quad (13)$$

Заменим воздушный канал теплообменника прямоугольной формы с размерами  $L_1$  х  $l$  на круглую трубу с эквивалентным диаметром  $D$

$$D = \frac{4 \cdot L_1 \cdot l}{2(L_1 + l)}, \quad (14)$$

где  $L_1 = 1,2L$ .

Первый ряд из  $m$  труб диаметром  $d$  и высотой  $l$  займет площадь (тенью в контуре)

$$f = m \cdot d \cdot l, \text{ м}^2. \quad (15)$$

Следовательно, площадь живого сечения на входе в теплообменник составит

$$F_{\text{ж}} = (L \times l) - f, \text{ м}^2, \quad (16)$$

а оценка живого сечения  $\beta = F_{\text{ж}} : (L \times l)$ .

Площадь поперечного сечения эквивалентной трубы

$$F_{\text{эк}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (17)$$

а ее живого сечения

$$F_{\text{ЭК}} = F_{\text{ЭК}} \cdot \beta, \text{ м}^2. \quad (18)$$

Следовательно, средняя скорость воздуха в теплообменнике (для контроля) составит

$$\omega_T = \frac{V_s}{3600 \cdot F_{\text{ЭК}}}, \text{ м/с}. \quad (19)$$

Вентиляторы. По данным теплового расчета какой-либо конкретной зерносушилки (или другого объекта), потребуется через теплообменник прокачивать  $V_s \text{ м}^3/\text{ч}$  подогреваемого воздуха при давлении  $P$  Па. По этим данным подбираем тип вентилятора с частотой вращения  $n$  мин<sup>-1</sup> и определяем необходимую мощность электродвигателя по формуле

$$N = \frac{V_s \cdot P \cdot h_p}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_s \cdot \eta_d}, \text{ кВт}, \quad (20)$$

где  $\eta_s$  – к.п.д. вентилятора,  $\eta_d$  – к.п.д. двигателя,  $h_p$  – коэффициент, учитывающий изменение параметров воздуха при изменении его температуры,

$$h_p = \frac{t_{s2} + 273}{t_{s1} + 273}$$

При заданных  $Q = 675000 \text{ ккал/ч}$ ;  $Q_n = 2950 \text{ ккал/кг}$ ;  $t_T = 473^\circ\text{C}$ ;  $d = 0,045 \text{ м}$ ;  $t_{s1} = 20^\circ\text{C}$ ;  $t_{s2} = 110^\circ\text{C}$ ;  $\omega = 14 \text{ м/с}$ ;  $v_s = 19,495 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_s = 2,52 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $p = 1050 \text{ Па}$ ;  $V_s = 27000 \text{ м}^3/\text{ч}$  определены самые важные параметры теплообменника топочного агрегата для зерносушилки СЗШР-8:

- число дымогарных труб  $m \times n = 15 \times 6 = 90$ ,
- длина единичной трубы  $l = 1,4 \text{ м}$ ,
- мощность электродвигателя для прокачки агента сушки  $N = 12,8 \text{ кВт}$ .

По результатам вышеизложенного разработана документация и изготовлен экспериментальный образец воздухонагревателя ТМТ-0,6, исследовательские испытания которого дали положительные результаты и показали достаточно высокую его экономичность ( $\eta_T = 0,64$ ).

#### Библиография

1. Равич М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. – М.: Наука, 1964.
  2. Гершой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение. – М.: Госзаггитиздат, 1949.
  3. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1988.
- Substantiation and calculation of drier furnace parameters working with local kinds of fuel.

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

#### Summary

In article the substantiation of parameters the furnace unit working with firm kinds of fuel which can be used as heat-generator for driers and also as an independent or additional source of heat for various objects is given.

According with results of researches the documentation and the experimental model of air-heater TMT-0.6 is made. Research tests have given positive result and have shown high profitability of air-heater.