

рассмотрены лишь типовые и наиболее значимые для практического использования методы упрочняющего финишной (малосиловой) обработки, но которые в итоге способны обеспечить требуемые высокие, качественные характеристики поверхности для нанесения защитных покрытий, которые должны гарантировать надежную функциональную работоспособность ответственных деталей современной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иващенко, С.А Газотермические и вакуумно-плазменные покрытия со специальными физико-механическими свойствами / С.А. Иващенко, И.С. Фролов, Ж.А. Мрочек. – Минск: УП «Техноиздат», 2001. – 286 с.
2. Сулима, А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
3. Ящерицын, П.И. Тенденции и перспективы развития финишных и упрочняющих технологий в Республике Беларусь / П.И. Ящерицын, Л.М. Кожуро // Вести НАН РБ. Сер. Фіз-тэхн. навук, 1998, № 4. – С. 99–104.
4. Одинцов, Л.Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л.Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
5. Применение ультразвука в промышленности (Болгаро-советское издание) / под ред. д-ра техн. наук проф. А.И. Маркова. – М.: Машиностроение, 1975. – 240 с.
6. Хомич, Н.С. Магнитно-абразивная обработка: технология и оборудование / Н.С. Хомич. – Минск: БелНИИИТИ, 1991. – 48 с.
7. Кожуро, Л.М. Обработка деталей машин в магнитном поле / Л.М. Кожуро, Б.П. Чемисов // под ред. Н.И. Подлекарева. – Минск: Наука и техника, 1995. – 232 с.

УДК 621.1

Чеботарев В.П., Барановский И.В., Иванов А.И.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТЕЙНЕРНЫХ СУШИЛОК

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

The method of heat calculation and design data projected the furnace unit is developed. It is certain, that theoretically the furnace unit should have diameter furnace chambers of 0,71 m, diameter heat-exchanger 1,38 m, length of 2,22 m and to provide thermal productivity up to 500...600 thousand in kcal/φ at combustion of diesel fuel of 60...80 kg/φ.

Воздухонагреватели со встроенными теплообменниками, обеспечивающие экологически чистую работу, достигли существенных показателей по теплотехническим параметрам и топливной экономичности (расходу топлива и коэффициенту полезного действия). Эти результаты достигают путем регулирования процесса образования и сгорания топливной газозооной смеси, автоматического поддержания режима горения на заданном уровне, повышенных удельных теплотехнических параметров (тепловой напряженности топочного пространства, удельной тепловой отдачи поверхностей нагрева) и других усовершенствований [1].

Цель статьи – разработка методики расчета параметров топочного пространства воздухонагревателя контейнерной сушки и разработка рекомендаций для конструирования топочного оборудования, работающего на жидком топливе.

При расчете параметров топочного пространства задача сводится к определению диаметра D и длины h цилиндра, образующего это пространство. Поверхность F нагрева теплообменника определяется из соотношения:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\lambda}}, \quad (1)$$

где Q – количество тепла, которое необходимо передать нагреваемому воздуху от продуктов сгорания топлива (топочных газов), Дж; k – коэффициент теплоотдачи, Вт/м² К; Δt_{λ} – среднелогарифмический температурный напор, К.

Поверхность F , на которой совершается теплообмен, в реальной конструкции теплообменника может быть определена по формуле

$$F = \frac{4V_T}{d_{\text{нб}}}, \quad (2)$$

где V_T – объем пространства, в котором происходит теплообмен, м³; $d_{\text{нб}}$ – диаметр этого пространства, м. Следовательно:

$$\frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\lambda}} = \frac{4V_T}{d_{\text{нб}}}. \quad (3)$$

Расчетное количество Q тепла, которое должен обеспечивать проектируемый тепловой агрегат определяется его тепловой мощностью $N_T=0,35$ МВт. Фактически с учетом к.п.д. воздухонагревателя $\eta=0,91$ тепловой поток составит:

$$Q = \frac{N_T \cdot \eta}{1,163} = \frac{350000 \cdot 0,91}{1,163} = 273860 \text{ ккал/ч}. \quad (4)$$

Для этого необходимо сжигать дизельного топлива не менее

$$B = \frac{N_T}{1,163 \cdot Q_H} = \frac{350000}{1,163 \cdot 10197} = 29,5 \text{ кг/ч} \quad (5)$$

при теплотворной способности топлива $Q_H=10197$ ккал/кг.

Среднелогарифмический температурный напор Δt_{Λ} при заданных температурах определим по формуле

$$\Delta t_{\Lambda} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,31g \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (6)$$

При совпадении направлений прокачки нагреваемого воздуха относительно нагревающего (прямоток) наибольший температурный напор равен $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2' = 1500 - 20 = 1480^{\circ}\text{C}$ наименьший $\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2'' = 200 - 150 = 50^{\circ}\text{C}$.

Если потоки воздуха движутся в противоположных направлениях (противоток), то тогда наибольший температурный напор $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2'' = 1500 - 150 = 1350^{\circ}\text{C}$, а наименьший $\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2' = 200 - 20 = 180^{\circ}\text{C}$.

Поскольку в теплоагрегате движение топочных газов осуществляется сначала вдоль корпуса, а затем (для повышения к.п.д.) меняется на противоположное, то при постоянном направлении движения нагреваемого воздуха будут иметь место и противоток, и прямоток. В этом случае уместно будет вести расчет по средним значениям температурных напоров [2]:

$$\overline{\Delta t_{\max}} = \frac{1480 + 1350}{2} = 1415^{\circ}\text{C} \quad \overline{\Delta t_{\min}} = \frac{50 + 180}{2} = 115^{\circ}\text{C}$$

Окончательно среднелогарифмический температурный напор составит

$$\Delta t_{\Lambda} = \frac{\overline{\Delta t_{\max}} - \overline{\Delta t_{\min}}}{2,31g \frac{\overline{\Delta t_{\max}}}{\overline{\Delta t_{\min}}}} = \frac{1415 - 115}{2,31g \frac{1415}{115}} \quad (7)$$

Коэффициент теплообмена K для теплообменников цилиндрической формы

$$K = \frac{1}{\frac{l}{\alpha_1 D_1} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 D_2}} \quad (8)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенке топочной камеры, ккал/м².ч.К; α_2 – коэффициент теплоотдачи от нагретой стенки топочной камеры к подогреваемому воздуху, ккал/м².ч.К; \overline{D}_1 – средний диаметр греющего пространства, м; \overline{D}_2 – средний диаметр нагреваемого пространства, м; d_1 – внутренний диаметр стенки топочной камеры, м; d_2 – наружный диаметр стенки топочной камеры, м; λ – коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлена топочная камера, ккал/м. ч. град.

Распишем второй член знаменателя формулы (8). Имеем

$$\sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_1 - 2\delta}{d_1} \right) = \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2\delta}{d_1} \right), \text{ где } \delta - \text{толщина стенки}$$

топочной камеры.

Жаропрочные нержавеющие стали, применяемые в производстве теплогенераторов, позволяют при сравнительно малых толщинах стенок топочных камер (0,002 м) разрабатывать конструкции с высокой тепловой стойкостью. Коэффициент λ теплопроводности таких материалов составляет 40...50 ккал/м.ч.град. При таких параметрах соотношением $\frac{2\delta}{d_1}$ и вторым членом в формуле (8) можно пренебречь. Т.е., теплопередача от нагретых газов к воздуху осуществляться без потерь тепла на преодоление теплового сопротивления оболочки. Величины коэффициентов α_1 и α_2 определяются свойствами воздуха и топочных газов и скоростью их течения. Для их определения не существует строгих аналитических зависимостей, поэтому на практике используют эмпирические формулы. Для воздуха наилучшие результаты получаются при расчетах по формуле

$$\alpha = 0,018 \frac{w^{0,8} \lambda_b}{d_{\text{пл}}^{0,2} \psi^{0,8}}, \quad (9)$$

где w – характерная (чаще средняя) скорость движения потока, м/с; λ_b – среднелогарифмический коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/м.ч.град, зависящий от его температуры; $d_{\text{сп}}$ – характерный линейный размер камеры (диаметр) м, для которой определяется коэффициент; ψ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с ($\psi = 14,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Температурная зависимость коэффициента теплопроводности воздуха и газов удовлетворительно описывается уравнением

$$\lambda_b = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n = \lambda_0 \left(\frac{273 + \Delta t_{\Lambda}}{273} \right)^{0,82}, \quad (10)$$

где λ_0 – коэффициент теплопроводности воздуха ($\lambda_0 = 21,0 \cdot 10^{-3}$ ккал/м.ч.град); T – текущее значение температуры, в градусах Кельвина; T_0 – нуль °С в градусах Кельвина; n – показатель степени. При $\Delta t_{\Lambda} = 518,5^{\circ}\text{C}$

$$\lambda_b = 0,021 \left(\frac{273 + 518,5}{273} \right)^{0,82} = 0,05$$

$$\lambda_b = 0,018 \frac{w^{0,8} \cdot 0,05}{d_{\text{пл}}^{0,2} (14,9 \cdot 10^{-6})^{0,8}} = 6,54 \frac{w^{0,8}}{d_{\text{пл}}^{0,2}}$$

Тогда $\alpha_1 = 6,54 \frac{w_2^{0,8}}{D_1^2} \quad (11)$

$$\alpha_2 = 6,54 \frac{w_2^{0,8}}{D_2^2}$$

Средние скорости потоков, м/с, газов:

$$w_1 = \frac{4V_A}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 1397}{3,14 \cdot 3600 D_1^2} = \frac{0,63}{D_1^2}, \quad (12)$$

воздуха:

$$w_2 = \frac{4L}{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 24000}{3,14 \cdot 3600 (D_2^2 - D_1^2)} = \frac{8,49}{D_2^2 - D_1^2} \quad (13)$$

где L – заданная производительность топочного агрегата по нагретому воздуху, м³/ч.

Из уравнения теплового баланса теплообменника [2]

$$Q = W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2') \quad (14)$$

где W_1 и W_2 – так называемые «водяные эквиваленты» теплоносителей, численно равные количеству воды, которое по теплоемкости эквивалентно теплоемкости часового расхода рассматриваемого теплоносителя.

В формуле (14) индексы 1 и 2 относятся соответственно к греющему и нагреваемому теплоносителям. Штрихи у температур обозначают соответственно температуры на входе и на выходе в камерах теплоагрегата. Водяной эквивалент определяют по формуле

$$W = w \rho f C_p \quad (15)$$

где w – скорость движения теплоносителя, м/ч; f – сечение его потока, м²; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; C_p – массовая изобарная теплоемкость теплоносителя, ккал/кг. Соответственно $W_1 = w_1 \rho_1 f_1 C_{p1}$, $W_2 = w_2 \rho_2 f_2 C_{p2}$.

Если решить уравнение теплового баланса (14) относительно водяных эквивалентов, то получим следующее соотношение

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{w_2 \rho_2 f_2 C_{p2}}{w_1 \rho_1 f_1 C_{p1}} \quad (16)$$

Полагая с известной небольшой степенью погрешности, что $\rho_2 f_2 C_{p2} = \rho_1 f_1 C_{p1}$ из (16) получим

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{w_2}{w_1} \quad (17)$$

Подставим в (17) значения температур получим

$$\frac{1500 - 200}{150 - 20} = \frac{w_2}{w_1} = 10. \quad (18)$$

По формулам (12) и (13) имеем

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{8,49 \sqrt{D_1^2}}{(D_2^2 - D_1^2) \cdot 0,63} = 10 \quad (19)$$

или

$$10 = \frac{28,1}{\left(\frac{\overline{D}_2^2}{\overline{D}_1^2} - 1\right)} \quad (20)$$

Решив (20) относительно $\frac{\overline{D}_2^2}{\overline{D}_1^2}$, получаем $\frac{\overline{D}_2}{\overline{D}_1} = \sqrt{3,81} = 1,95$ т.е.

$$\overline{D}_2 = 1,95 \overline{D}_1 \quad (21)$$

Подставим соотношение (21) в формулы (11), (12) и (13), а затем после преобразований выведенный результат в формулу (8). Окончательно получим

$$K = \frac{1}{0,0043 \overline{D}_1^{0,8}} = \frac{232,56}{\overline{D}_1^{0,8}} \quad (22)$$

Отсюда следует, что в условиях постоянства температур, расходов, режимов течения воздуха коэффициент теплопередачи K определяется диаметрами теплообменника. Поскольку их характерный размер d_{cp} нам неизвестен, то с учетом (21)

$$d_{no} = \frac{\overline{D}_1 + \overline{D}_2}{2} = \frac{\overline{D}_1 + 1,95 \overline{D}_1}{2} = 1,47 \overline{D}_1 \quad (23)$$

$$\overline{D}_1 = 0,68 d_{no}$$

Из требования минимальности расхода дорогостоящего металла следует, оптимальный диаметр

$$d_{no} = 1,08 \sqrt{V_T} \quad (24)$$

где V_T – вместимость банки (характерный внутренний объем теплового агрегата), м³. Из (24) следует, что

$$V_T = 0,79 d_{no}^3 \quad (25)$$

Подставив теперь величины Q , K , Δt_A , V_T в формулу (3) и проведя соответствующие преобразования, получим $d_{cp} = \sqrt[1,2]{\frac{547721}{522040}} = \sqrt[1,2]{1,049} = 1,04$ м.

Тогда по формуле (23) $\overline{D}_1 = 0,68 \cdot 1,04 = 0,71$ м.

по формуле (21) $\overline{D}_2 = 1,95 \cdot 0,71 = 1,38$ м.

по формуле (22) $K = \frac{232,56}{0,71^{0,8}} = 305,86$ ккал/м²·ч·град,

по формуле (25) $V_T = 0,79 \cdot 1,04^3$ м³,

по формуле (1) $F = \frac{547721}{305,86 \cdot 518,5} = 3,45$ м²

и длина цилиндра теплоагрегата $h = \frac{4V_Q}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 0,88}{3,14 \cdot 0,71^2} = 2,22$ м.

Таким образом, разработан метод и проведен расчет теплотехнических и конструктивных параметров проектируемого топочного агрегата. Определено, что топочный агрегат теоретически должен иметь диаметр топочной камеры 0,71 м, диаметр теплообменника 1,38 м, длину 2,22 м и обеспечивать тепловую производительность до 500...600 тыс. ккал/ч при сгорании 60...80 кг/ч дизельного топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карташевич, С.М. Механико-технологические основы повышение эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян / С.М. Карташевич. – Минск: Выш. школа. – 2001 г.
2. Шакеров, К.И. Термодинамика и основы теплопередачи / К.И. Шакеров. – Минск: Урожай. – 1964.