

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

В практике конструирования и производства подобного топочного оборудования, работающего на жидком и газообразном топливе, наибольшее распространение получили агрегаты цилиндрической формы. Это обусловлено рядом удобств и, прежде всего, возможностью наиболее рационально использовать металл и поверхности конструкции. Поэтому задача обоснования сводится к определению диаметра и длины цилиндра каждого из элементов конструкции.

Согласно [1] поверхность  $F$  теплопередачи можно определить из соотношения

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

где  $Q$  - количество тепла, которое необходимо передать нагреваемому воздуху при сгорании топлива, ккал/ч;  $k$  - коэффициент теплопередачи, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $\Delta t_A$  - среднелогарифмический температурный напор, °С.

С другой стороны, поверхность  $F$ , на которой совершается теплообмен, в реальной конструкции может быть определена по формуле

$$F = \frac{4V}{d}, \quad (2)$$

где  $V$  - объем пространства, в котором происходит теплообмен, м<sup>3</sup>;  $d$  - характерный линейный размер пространства (в данном случае диаметр), м.

Поскольку для реальной конструкции поверхность  $F$  есть одна и та же величина, то уместно будет записать:

$$\frac{Q}{k \cdot \Delta t_A} = \frac{4V}{d}. \quad (3)$$

Рассмотрим каждый из параметров формулы (3) более подробно.

Для этого сформулируем поставленную задачу следующим образом.

В теплообменнике типа «труба в трубе» (рис.49), выполненном из четырех (включая корпус) концентрических цилиндров, необходимо нагревать воздух с массовым расходом  $m_2$  (кг/ч) от температуры  $t_2'$  до температуры  $t_2''$  (°С). Теплота передается от дымовых газов с начальной температурой  $t_1'$  и конечной  $t_1''$ . Дымовые газы от вентилятора горелки мощностью  $N_1$  (кВт) движутся внутри стальной трубы (в камере сгорания) диаметром  $d_1$ , а затем по кольцевому каналу  $d_3 - d_2$  в противоположном направлении и далее в выходную трубу. Нагреваемый воздух прокачивается вентилятором мощностью  $N_2$  (кВт) по внешним кольцевым каналам, образованным трубами  $d_2 - d_1$

и  $d_4 - d_3$  в одном и том же направлении. Воздух, омывающий камеру сгорания, движется по отношению к дымовым газам «прямотоком», а прокачиваемый вне кольцевого канала —  $d_3 - d_2$  — «противотоком». Индексы 1 и 2 относятся, соответственно, к греющему и нагреваемому теплоносителям. Штрихи обозначают температуры на входе (') и на выходе (") в камерах теплоагрегата.

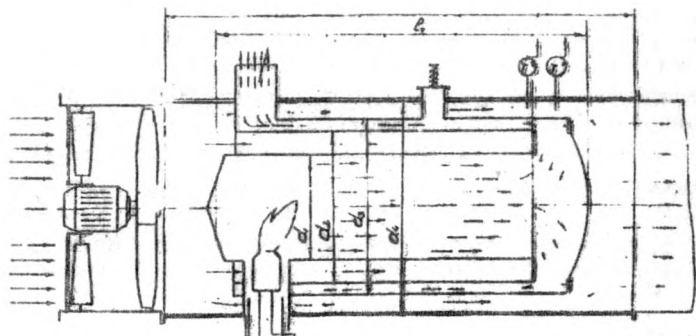


Рис. 49. Конструктивно-технологическая схема теплогенератора

Решение находим в следующей последовательности. Вычисляем среднеарифметические  $\bar{t}_1$  и  $\bar{t}_2$  значения температур ( $^{\circ}\text{C}$ ) теплоносителей и по таблицам [2] устанавливаем соответствующие им значения физических констант дымовых газов и воздуха: плотность  $\gamma$ , кг/м<sup>3</sup>; теплоемкость  $C_p$ , ккал/кг·град; теплопроводность  $\lambda$ , ккал/м·ч·град; кинематическую вязкость  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с; критерий Прандтля  $P_r$ .

Средней температуре дымовых газов  $\bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_1)$  соответствуют константы  $\gamma_1; C_{p1}; \lambda_1; \nu_1; P_{r1}$ , а средней температуре нагреваемого воздуха  $\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2)$  — константы  $\gamma_2; C_{p2}; \lambda_2; \nu_2; P_{r2}$ .

Далее определяем тепловой поток, который нужно передать от дымовых газов к воздуху:

$$Q = m_2 C_{p2} (t''_2 - t'_2) \quad (4)$$

и необходимый массовый расход дымовых газов

$$m_1 = \frac{Q}{C_{p1} (t'_1 - t''_1)} = m_2 \frac{C_{p2} (t''_2 - t'_2)}{C_{p1} (t'_1 - t''_1)}, \text{ кг/ч.} \quad (5)$$

Производительность теплогенератора обычно задают количеством  $L$  в м<sup>3</sup> нагретого за один час воздуха, поэтому есть смысл указанные массовые расходы и тепловой поток представить через эту величину.

Тогда:

$$\text{количество воздуха} \quad m_2 = L \cdot \gamma_2 \text{ кг/ч,} \quad (6)$$

$$\text{дымовых газов} \quad m_1 = L\gamma_2 \cdot \frac{C_{p2}}{C_{p1}} \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \text{ кг/ч,} \quad (7)$$

$$\text{тепла} \quad Q = L\gamma_2 \cdot C_{p2}(t_2'' - t_2'), \text{ ккал/ч} \quad (8)$$

Среднегеометрический температурный напор  $\Delta t_A$  при заданных температурах определим по формуле [1]

$$\Delta t_A = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (9)$$

При совпадении направлений (прямоток) наибольший температурный напор равен

$$\Delta t_{\max} = t_1' - t_2', \quad (10)$$

а наименьший

$$\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2''. \quad (11)$$

Если потоки движутся в противоположных направлениях (противоток), то наибольший температурный напор

$$\Delta t_{\max} = t_1' - t_2'', \quad (12)$$

а наименьший

$$\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2'. \quad (13)$$

Поскольку в теплоагрегате движение дымовых газов осуществляется сначала вдоль корпуса, а затем меняется на противоположное, то при постоянном направлении движения нагреваемого воздуха имеют место и «прямоток», и «противоток». В этом случае уместно вести расчет по средним значениям температурных напоров.

Тогда среднегеометрический температурный напор составит

$$\Delta t_A = \frac{t_1' - t_1''}{2,3 \lg \frac{2t_1' - t_2' - t_2''}{t_1'' \cdot t_2' - t_2''}} \quad (14)$$

Коэффициент теплопередачи  $K$  определяем по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_n}{d_s} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (15)$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенке камеры, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от нагретой стенки камеры к подогреваемому воздуху, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $d_s$  - внутренний диаметр камеры, м;  $d_n$  - наружный диаметр камеры, м;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала камеры, ккал/м·ч·град.

Выясним, что представляет из себя второй член знаменателя формулы (15). Имеем

$$\sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_u}{d_s} = \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_s + 2\delta}{d_s} \right) = \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d} \right).$$

Здесь  $\delta$  — толщина стенки камеры, мм. Знак суммы означает, что тепловой поток проходит через несколько подобных стенок.

Современные материалы, в частности жаростойкие нержавеющей стали, нашедшие широкое применение в производстве теплогенераторов, позволяют при сравнительно малых толщинах стенок разрабатывать конструкции с высокой тепловой стойкостью. В частности, у теплогенератора ТГ-Ф-2,5Б толщина стенки топочной камеры составляет всего 2 мм, тогда как диаметр 0,4 метра. Кроме того, коэффициент  $\lambda$  теплопроводности материалов на основе железа колеблется от 40 до 50 ккал/м·ч·град. При таких параметрах отношение  $2\delta/d_s$  и весь второй член в знаменателе формулы (15) получают исчезающе малыми, и ими допустимо пренебречь. Но это будет означать, что нагревающий и нагреваемый потоки будут разделены некоей идеальной оболочкой, и теплопередача от нагретых газов к воздуху будет осуществляться практически без ощутимых потерь тепла на преодоление теплового сопротивления оболочки. И тогда

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}. \quad (16)$$

Для определения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  не существует строгих аналитических зависимостей, поэтому на практике пользуются эмпирическими формулами, полученными на основе методов теории подобия.

Коэффициенты теплоотдачи вычисляем по формуле

$$\alpha = \frac{N_u \cdot \lambda}{d}, \quad (17)$$

где  $N_u$  — критерий Нуссельта для определенного режима течения дымовых газов или воздуха;  $d$  — характерный линейный размер пространства, на поверхности которого происходит теплоотдача, м;  $\lambda$  — теплопроводность дымовых газов или воздуха, ккал/м·ч·град.

Для камеры сгорания в виде цилиндра характерный размер равен диаметру камеры, для кольцевого канала — эквивалентному диаметру, т.е. разности диаметров труб, образующих этот канал.

Значения критерия Нуссельта для газообразных сред определяют по формуле

$$N_u = C(R_e)^n \cdot (P_r)^p, \quad (18)$$

где  $R_e$  — критерий Рейнольдса;  $P_r$  — критерий Прандтля;  $C$ ,  $n$  и  $p$  — эмпирические коэффициенты.

Поскольку и дымовые газы, и нагреваемый воздух прокачиваются вентиляторами, то можно предположить, что режимы их течения турбулентные ( $R_e \cdot 10^4$ ). Поэтому принимают  $C = 0,021$ ,  $n = 0,8$  и  $p = 0,43$  [2].

В то же время критерий Рейнольдса представляет собой отношение

$$R_e = \frac{w \cdot d}{\nu},$$

где  $w$  – скорость течения дымовых газов или воздуха, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость дымовых газов или воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Следовательно, в развернутом виде формула для вычисления коэффициентов теплоотдачи будет

$$\alpha = \frac{0,021 \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot P_r^{0,43} \cdot \lambda}{d} = A \frac{m^{0,8}}{d^{1,8}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.} \quad (19)$$

Здесь для упрощения дальнейших построений все константы приведены к общей постоянной  $A$ , равной

$$A = \frac{0,021 P_r^{0,43} \cdot \lambda}{(900 \gamma \pi \nu)^{0,8}} = 3,64 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{P_r^{0,43}}{(\gamma \nu)^{0,8}}. \quad (20)$$

Поскольку дымовые газы прокачиваются (согласно схеме рис.49) сначала по цилиндру (камере сгорания), а затем по кольцевому каналу (дымнику), то теплоотдача на этих участках газоходов разная, а общая определяется их суммой.

Воздух так же прокачивается по двум кольцевым каналам разных размеров и, следовательно, общая теплоотдача воздуху будет состоять из суммы теплоотдач в каждом канале.

Тогда адаптированный к конструкции коэффициент  $K$  теплопередачи будет определяться формулой

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_{i1} + \alpha_{q1}} + \frac{1}{\alpha_{i2} + \alpha_{q2}} \right)^{-1}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \quad (21)$$

где  $\alpha_{i1}$  – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке камеры сгорания, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $\alpha_{q1}$  – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенкам дымника, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $\alpha_{i2}$  – коэффициент теплоотдачи воздуху в кольцевом канале между стенками камеры сгорания и дымника, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;  $\alpha_{q2}$  – коэффициент теплоотдачи воздуху в кольцевом канале между стенками дымника и корпуса, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Изложенное и формулы (19)–(20) позволяют каждый из коэффициентов теплоотдачи развернуть в выражения

$$\alpha_{i1} = A_1 \cdot \frac{m_1^{0,8}}{d_1^{1,8}}; \quad (22)$$

$$\alpha_{q1} = A_1 \cdot \frac{m_1^{0,8}}{(d_3 - d_2)(d_3 + d_2)^{0,8}}; \quad (23)$$

$$\alpha_{12} = A_2 \cdot \frac{m_2^{0,8}}{(d_2 - d_1)(d_2 + d_1)^{0,8}}; \quad (24)$$

$$c_{12} = A_2 \cdot \frac{m_2^{0,8}}{(d_4 - d_3)(d_4 + d_3)^{0,8}}. \quad (25)$$

Диаметры теплоотдающих элементов конструкции ( $d_1, \dots, d_4$ ) пока неизвестны, но могут быть и заданы. Однако, для повышения определенности поступаем следующим образом. В любой из уже реализованных конструкций эти диаметры определены и заложены в нее по соображениям удобства исполнения, экономичности, расходу металла или иным критериям, т.е. имеется возможность величины искомых диаметров представить в виде зависимостей от одного из них, в частности, диаметра  $d_1$  камеры сгорания. Анализ показал, что у большинства известных конструкций аналогичных теплогенераторов

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= 1,85d_1 \\ d_3 &= 2,1d_1 \\ d_4 &= 2,4d_1 \end{aligned} \right\}. \quad (26)$$

Подобный подход позволяет резко упростить достижение решения, так как сводит задачу к поиску одного задающего параметра — диаметра камеры сгорания.

Тогда окончательно коэффициент теплопередачи  $K$  с учетом формул (6) и (7), и (22)–(26)

$$K = \left\{ \frac{d_1^{0,8}}{(L\gamma_2)^{0,8}} \left[ \frac{0,43}{A_1 \cdot \left( \frac{C_{p2}}{C_{p1}} \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \right)^{0,8}} + \frac{0,66}{A_2} \right] \right\}^{-1} = \frac{(L\gamma_2)^{0,8}}{d_1^{1,8} \cdot B}, \quad (27)$$

где

$$B = \frac{0,43}{A_1 \left( \frac{C_{p2}}{C_{p1}} \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \right)^{0,8}} + \frac{0,66}{A_2}. \quad (28)$$

Теперь рассмотрим правую часть уравнения (3). Поскольку она представляет приведенную конструктивную поверхность теплообменника, можно записать:

приведенный объем пространства  $V$ , в котором происходит теплообмен

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l, \text{ м}^3, \quad (29)$$

а приведенная поверхность  $F_k$  теплообмена

$$F_{\kappa} = \pi d \cdot l, \text{ м}^2. \quad (30)$$

где  $d$  – диаметр приведения, м.

Учитывая, что в реальной конструкции длина  $l$  теплообменника практически равна длине составляющих его цилиндров, т.е. одна и та же, то из (29) и (30)

$$F_{\kappa} = \frac{4V}{d}. \quad (31)$$

Выше отмечалось, что в качестве диаметра приведения целесообразно взять диаметр  $d_1$  камеры сгорания. Тогда уравнение (3) получит вид

$$\frac{Q}{(LY_2)^{0,8} \cdot d_1} = \frac{4V}{d_1} \cdot \Delta t_{\wedge} \cdot B$$

Отсюда

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{4\Delta t_{\wedge} V (LY_2)^{0,8}}{Q \cdot B}}, \text{ м}. \quad (32)$$

В формуле (32) остается неопределенным приведенный объем  $V$  теплообменного пространства. Геометрическое включение его не дает результата, поскольку возникает новая неопределенность в виде длины  $l$  теплообменной поверхности. Поэтому поступаем следующим образом. Предполагаем, что искомый объем  $V$  численно равен секунднему расходу теплоносителей, т.е.

$$V = V_2 + V_{\sigma}, \text{ м}^3 \quad (33)$$

где  $V_2$  – секундный расход дымовых газов,  $\text{м}^3$ ;  $V_{\sigma}$  – секундный расход нагреваемого воздуха,  $\text{м}^3$ .

В представлении через производительность  $L$  по нагретому воздуху это будет

$$V = \frac{L}{3600} \left( \frac{\gamma_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')}{\gamma_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'')} + 1 \right), \text{ м}^3. \quad (34)$$

Тогда окончательно в развернутом виде, подставив формулы (8), (14), (20), (28) и (34) в (32), получим

$$d_1 = \sqrt[4]{1,76 \cdot 10^8 \cdot \frac{(LY_2)^{0,8} \cdot \left( \frac{t_1' - t_1''}{\lg \frac{2t_1'' - t_2' - t_2''}{2t_1' - t_2' - t_2''}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\gamma_1 C_{p1} (t_1' - t_1'')} + \frac{1}{\gamma_2 C_{p2} (t_2'' - t_2')} \right)}{\frac{0,43 \cdot (\gamma_1 V_1)^{0,8}}{P_1^{0,43} \cdot \lambda_1} \cdot \left( \frac{C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'')}{C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} \right)^{0,8} + \frac{0,6 \cdot (\gamma_2 V_2)^{0,8}}{P_2^{0,43} \cdot \lambda_2}}}. \quad (35)$$

Длину  $l$  теплогенератора найдем из следующих соображений. Каждый из цилиндров, составляющих теплогенератор, работает и внутренней, и внешней поверхностью: внутренняя воспринимает тепло от дымовых газов, а внешняя отдает его нагреваемому воздуху. Геометрически поверхность  $F_1'$ , воспринимающая тепло от дымовых газов в камере сгорания, например, составляет

$$F_1' = \pi d_1 \cdot l, \text{ м}^2, \quad (36)$$

а отдающая тепло нагреваемому воздуху  $F_1''$

$$F_1'' = \pi(d_1 + 2\delta) \cdot l, \text{ м}^2. \quad (37)$$

Аналогично вычисляются теплопередающие поверхности и других цилиндров. В целом общая приведенная поверхность теплообмена в теплогенераторе, состоящая из четырех концентрических цилиндров, будет равна сумме

$$F_T = F_K = (F_1' + F_1'') + \dots + (F_4' + F_4'') = [\pi d_1 l + \pi(d_1 + 2\delta) \cdot l] + \dots + [\pi d_4 l + \pi(d_4 + 2\delta) \cdot l], \text{ м}^2.$$

Но так как толщина стенки  $\delta$  пренебрежимо мала и каждый из диаметров  $d_1, \dots, d_4$  приведен к диаметру  $d_1$  камеры сгорания, то

$$F_T = F_K = 2\pi d_1 l \sum_1^4 \beta_i, \text{ м}^2, \quad (38)$$

где  $\beta_i$  — коэффициент приведения  $i$ -го диаметра.

Откуда в геометрическом представлении

$$l = \frac{F_K}{2\pi d_1 \sum_1^4 \beta_i}, \text{ м}. \quad (39)$$

С другой стороны из теплового расчета вытекает, что поверхность  $F_K$  как параметр теплопередачи можно представить равновеликой некоей условной поверхности условного цилиндра объемом  $V$  и с диаметром, например, равным среднему из диаметров теплогенератора.

Тогда окончательно, с учетом формул (31) и (34), предполагаемая длина активной теплообменной зоны теплогенератора будет

$$l = \frac{L \left( \frac{\gamma_2 C_{p2}}{\gamma_1 C_{p1}} \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} + 1 \right)}{450\pi d_1^2 \left( \sum_1^4 \beta_i \right)^2}, \text{ м}. \quad (40)$$

Теперь, при известных  $d_1$  и  $l$ , не составляет большого труда найти любой из интересующих параметров теплогенератора: скорости теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи, конструктивные размеры, расход топлива, мощности на прокачку теплоносителей и т.д., т.е. можно полностью сформировать конструкцию или техническое задание на её разработку. При ряде обоснованных значений производительности и заданном раскладе требуемых температур появится возможность получить обоснованный иппажный ряд по-



добных устройств, что весьма важно для расширения применяемости и конкурентоспособности разработок.

Конкретизируем задачу на следующем примере. Пусть необходимо нагревать воздух в количестве  $L = 50000 \text{ м}^3/\text{ч}$  от температуры  $t_1' = 20^\circ\text{C}$  до температуры  $t_2'' = 150^\circ\text{C}$ . Дымовые газы имеют начальную температуру  $t_1' = 1500^\circ\text{C}$  и конечную  $t_1'' = 200^\circ\text{C}$ . Топливо – дизельное с низкой теплотворной способностью  $Q_n = 10100 \text{ ккал/кг}$ . Требуется определить основные параметры теплогенератора: диаметры, длину, расход топлива, тепловую мощность.

Решение находим следующим образом. Средней температуре дымовых газов  $\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (1500 + 200) = 850^\circ\text{C}$  соответствуют их параметры [2]:

плотность  $\gamma_1 = 0,316 \text{ кг/м}^3$ ; кинематическая вязкость  $\nu_1 = 142,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  
теплопроводность  $\lambda_1 = 0,0824 \text{ ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$ ;  
теплоемкость  $C_{p1} = 0,0824 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град}$ ; критерий Прандтля  $P_{r1} = 0,595$ .

Аналогично средней температуре нагреваемого воздуха  $\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (20 + 150) = 85^\circ\text{C}$  соответствуют:  $\gamma_2 = 0,986 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_2 = 21,59 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\lambda_2 = 0,0266 \text{ ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$ ;  $C_{p2} = 0,241 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град}$ ;  $P_{r2} = 0,691$ .

Подставив задаваемые и найденные по таблице параметры в формулу (35), вычисляем самый важный размер – диаметр  $d_1$  камер сгорания.

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{1,76 \cdot 10^{-8} \cdot (50000 \cdot 0,986)^{0,8} \cdot \left( \frac{1500 - 200}{\lg \frac{2 \cdot 1500 - 20 - 150}{2 \cdot 200 - 20 - 150}} \right)^{\frac{1}{2}}}{\frac{0,43 \cdot (0,316 \cdot 142,15 \cdot 10^{-6})^{0,8}}{0,595^{0,43}} \cdot 0,0824 \cdot \left( \frac{0,287}{0,241} \cdot \frac{1500 - 200}{150 - 20} \right)^{0,8}} + \frac{1}{\frac{0,316 \cdot 0,278 \cdot (1500 - 200)}{0,66 \cdot (0,986 \cdot 21,59 \cdot 10^{-6})^{0,8}} + \frac{1}{0,986 \cdot 0,241 \cdot (150 - 20)}}}} = \sqrt[4]{(0,23605739)} = 0,59795 \approx 0,6 \text{ м}$$

За ним следует согласно (26): внутренний диаметр дымохода  $d_2 = 1,85 \cdot 0,6 \approx 1,1 \text{ м}$ , внешний диаметр дымохода  $d_3 = 2,1 \cdot 0,6 \approx 1,3 \text{ м}$ , диаметр корпуса  $d_4 = 2,4 \cdot 0,6 \approx 1,45 \text{ м}$ .

Длину теплогенератора найдем по формуле (40)

$$l = \frac{50000 \left( \frac{0,986 \cdot 0,241}{0,316 \cdot 0,278} \cdot \frac{150 - 20}{1500 - 200} + 1 \right)}{450 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2 \cdot (1 + 1,85 + 2,1 + 2,4)} = 2,3 \text{ м}$$

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., Timoshuk A.S., Kuksa 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