

УДК 621.1.016.4:621.365.52

**ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОГО АППАРАТА ИНДУКЦИОННОГО
ТИПА ДЛЯ НАГРЕВА ВОЗДУШНОГО ПОТОКА**

Ю. М. Васецкий, доктор технических наук

e-mail: dep7ied@ukr.net

И. П. Кондратенко, доктор технических наук

e-mail: dep7ied@ukr.net

Институт электродинамики НАН Украины

А. В. Жильцов, доктор технических наук

e-mail: azhilt@gmail.com

А. О. Березюк, кандидат технических наук

e-mail: aob.87@gmail.com

***Национальный университет биоресурсов и природопользования
Украины***

Аннотация. *В работе рассмотрены аналитические зависимости для основных газодинамических и температурных характеристик теплового аппарата индукционного типа для нагрева потоков воздуха, осуществляемого при обтекании им системы стальных труб.*

Ключевые слова: *индукционный нагрев, цилиндрический индуктор, теплообмен*

Тепловая обработка материалов широко используется для интенсификации технологических процессов, обеспечения требуемых эксплуатационных свойств выпускаемой продукции. На долю тепловой обработки в различных отраслях промышленного производства приходится до 75 % используемых тепло- и энергоресурсов, процесс зачастую занимает большую часть времени технологического цикла и, как следствие, тепловая

обработка определяет значительную часть стоимости конечной продукции. В целом ряде технологических процессов широкое применение находят нагреватели газо-воздушных и жидких сред. Нагретый воздушный поток может использоваться, например, в качестве теплоносителя для выполнения таких процессов как сушка строительных материалов, тепловая обработка сыпучих материалов (песок, зерно, семена масличных и других сельскохозяйственных культур [1]).

Среди многообразия тепловых установок особое значение приобретают электротермические установки, позволяющие интенсифицировать теплообменные процессы, повысить плотность потоков энергии, уменьшить габариты установок и снизить тепловые потери. Одним из эффективных способов повышения интенсивности теплопередачи является применение индукционного ввода тепловой энергии в металлические тела, что особенно важно для нагрева газовых потоков [1,2]. Здесь применяются цилиндрические индукторы переменного магнитного поля с системой вставленных стальных труб, внутри которых движется нагреваемый газовый поток [6]. Исключение процесса теплопередачи теплопроводностью позволяет обеспечить высокую плотность потока тепла, непосредственно подводимого к теплообменным поверхностям электромагнитным полем, при этом плотность потока тепла может в 10^4 раз превышать допустимую при теплопередаче теплопроводностью в устройствах, содержащих электроизоляционные промежутки.

Характеристики тепловых аппаратов, определяемые их назначением, существенным образом зависят от тепловой мощности, величины расходов нагреваемых газов, конструктивных особенностей устройства, обусловленных выполняемыми функциями. Параметры отдельных компонентов имеют ограничения, среди которых допустимая температура диэлектрических элементов, температура стальных труб, которая не должна превышать температуру магнитных превращений. В целом исследования нагревательного аппарата индукционного типа, направленные на выбор его элементов и

определение рабочих и регулировочных характеристик, представляет собой комплексную задачу, которая включает проведение газодинамических, тепловых и электромагнитных расчетов.

Цель исследований состоит в разработке аналитической математической модели и проведение анализа расходов отдельных газовых потоков, их скоростей и эффективности нагрева воздуха при одно- и двухсторонней теплопередаче в системе стальных труб теплового аппарата индукционного типа, предназначенного для тепловой обработки зерна.

Материалы и методика исследований. Рассматривается способ нагрева потока воздуха в тепловом аппарате, схема которого, его основные элементы и обозначения показаны на рис.1. Воздух нагревается при его прохождении вдоль нагретых стальных труб. Сами трубы нагреваются индукционным способом, для чего они помещаются внутрь стеклопластикового цилиндра, на поверхность которого намотана обмотка индуктора. Обмотка подключается к источнику напряжения промышленной частоты.

Возможны два варианта организации движения нагреваемого потока воздуха. При первом воздух обтекает нагретые трубы с двух сторон: при движении внутри труб и в межтрубном пространстве между внешними поверхностями труб и окружающим наружным диэлектрическим цилиндром. При втором варианте воздух пропускается только через трубы. В этом случае при одинаковом расходе скорость потока выше и соответственно выше плотность потока тепла с поверхности труб. Однако при этом в межтрубном пространстве температура воздуха приближается к температуре нагретых труб. В связи с разным характером теплопередачи оба варианта рассмотрены в работе.

Для исследования газодинамических и тепловых характеристик теплового аппарата необходимо выбрать исходные технологические параметры. Так, например, если аппарат предназначен для тепловой обработки зерна при

определенной производительности процесса, такими могут быть следующие параметры:

- расход нагреваемого воздуха $Q = Q_1 + Q_2$, где Q_1 и Q_2 соответственно расход, обусловленный потоком воздуха через стальные трубы и потоком в пространстве между трубами, ограниченном внешним цилиндром.

- значения температуры воздуха на входе труб T_{ai1} и межтрубного пространства T_{ai2} , а также соответственно на выходе T_{af1} и T_{af2} , что дает прирост температуры воздуха, нагреваемого в указанных двух каналах $\Delta T_{a1} = T_{af1} - T_{ai1}$ и $\Delta T_{a2} = T_{af2} - T_{ai2}$;

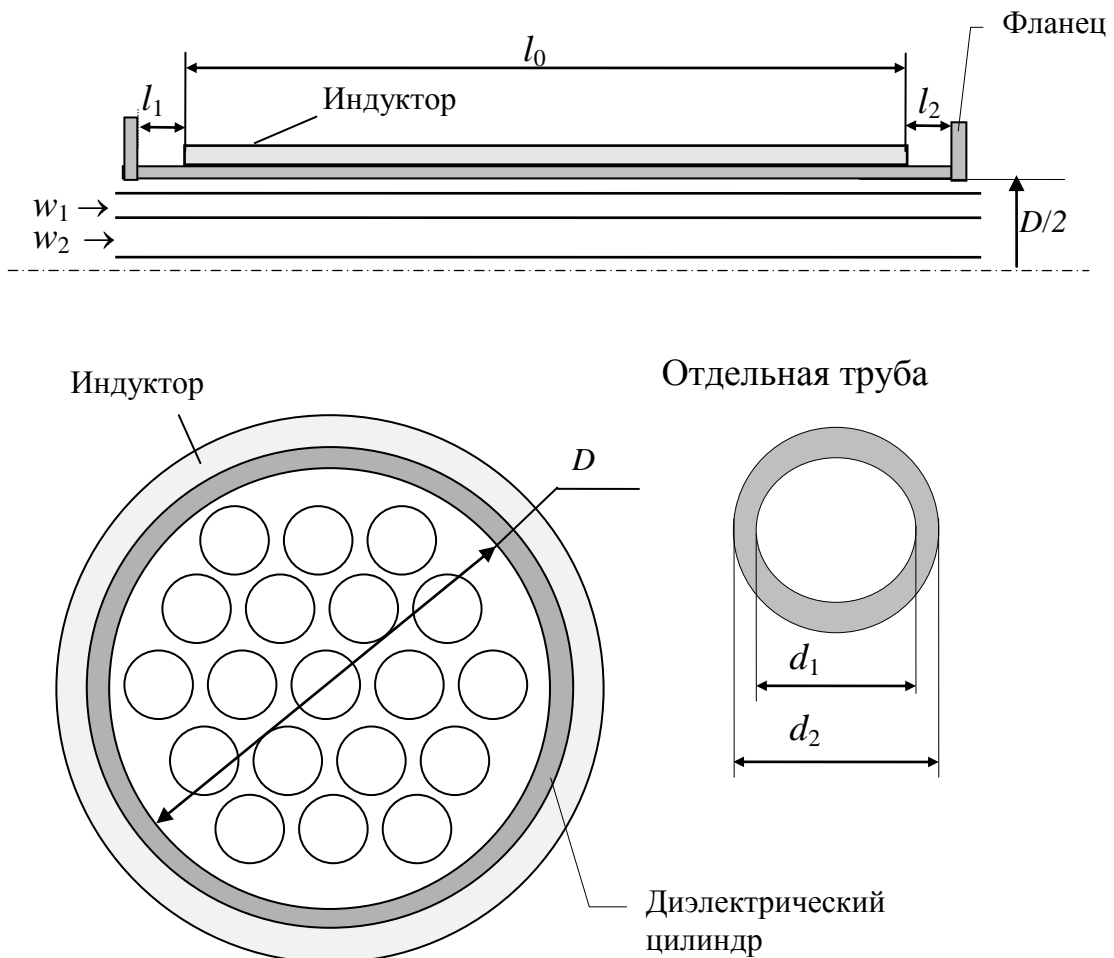


Рис. 1. Теплогенератор индукционного типа

Помимо основных исходных параметров могут быть заданы и дополнительные, например, максимальная температура труб T_{if} , допустимая температура неметаллических элементов, прежде всего диэлектрического цилиндра и фланцев, если они выполнены из материала с ограниченной допустимой температурой.

В используемой математической модели принимается ряд упрощающих допущений. Основополагающим допущением является принятие одномерности происходящих процессов. При этом принимается, что разность температур труб и нагреваемого воздуха и, соответственно, поверхностный коэффициент теплоотдачи α не изменяются вдоль длины теплового аппарата. Считается также, что плотность ρ_a и удельная теплоемкость C_a воздуха имеют постоянные значения, соответствующие средней температуре $T_{a\text{cp}}$. Аналогично принимается, что параметры, связанные с нагретыми трубами имеют значения, соответствующие их средней температуре $T_{t\text{cp}}$. Кроме того, предполагается, что тепловая энергия выделяется только на активном участке в пределах длины индуктора l_0 и на этом участке происходит нагрев потока воздуха. С другой стороны, газодинамические характеристики определяются всей длиной устройства $l = l_0 + l_1 + l_2$. Более детальный учет распределения тепловыделения в рассматриваемой системе, а также зависимость параметров от температуры и соответственно их распределения вдоль длины устройства могут быть выполнены в специальном исследовании, однако, это не повлияет существенным образом на значения определенных в рамках приближенной модели характеристик процесса.

Все необходимые соотношения будем формулировать для случая, когда воздух перемещается двумя потоками: по трубам, количество которых примем n , и по межтрубному пространству. Особенности присущие случаю перемещения воздуха только по трубам будем рассматривать специально.

Мощность, передаваемая нагреваемому воздуху, есть

$$P_a = P_{a1} + P_{a2} = C_a \rho_a (\Delta T_{a1} Q_1 + \Delta T_{a2} Q_2). \quad (1)$$

Скорости потоков воздуха определяется поперечными сечениями всех труб и межтрубного пространства, соответственно

$$w_1 = \frac{4Q_1}{\pi n d_1^2}, \quad w_2 = \frac{4Q_2}{\pi (R^2 - n d_2^2)}. \quad (2)$$

Исходя из условия теплового баланса, в установившемся режиме вся поступающая мощность отбирается потоком воздуха. При этом, так как прирост температуры трубы T_t по отношению к температурам воздушных потоков $\Delta T_{t1} = T_t - T_{a1}$ и $\Delta T_{t2} = T_t - T_{a2}$ постоянен по длине активного участка l_0 , выражение для плотностей потока передаваемого тепла определяется просто как

$$\pi l_0 d_1 n \alpha_1 \Delta T_{t1} = P_{a1}, \quad \pi l_0 d_2 n \alpha_2 \Delta T_{t2} = P_{a2}. \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи α для круглого канала зависит от его диаметра и скорости потока, а также от режима течения – ламинарного или турбулентного [3, 4]. Для турбулентных течений, которые обычно реализуются в рассматриваемых применениях тепловых аппаратов, согласно формуле Михеева для передачи тепла воздуху в круглой трубе коэффициент α будет [5]

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_a}{d_1} \cdot 0,018 \text{Re}_1^{0,8}, \quad (4)$$

где число Рейнольдса есть

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_1}{\nu_a}. \quad (5)$$

Здесь λ_a и ν_a соответственно теплопроводность и кинематическая вязкость воздуха.

Для определения коэффициента теплоотдачи с внешней стороны труб α_2 необходимо ввести эквивалентный диаметр $d_{2\text{экв}}$, который определяется учетверенной площадью поперечного сечения межтрубного пространства,

деленной на полный периметр, независимо от того, какая его часть участвует в теплообмене [5]. В этом случае имеем:

$$d_{2\text{экв}} = \frac{4R^2 - nd_2^2}{2R + nd_2}. \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи для межтрубного пространства определяется выражениями, аналогичными (4) и (5), с выбором эквивалентного диаметра (6) в качестве размерного параметра.

Приведенные соотношения предполагают известными скорости воздуха w_1 и w_2 . Для их определения учтем, что перепады давления, обусловленные гидродинамическим сопротивлением потокам воздуха при движении в трубах Δp_1 и межтрубном пространстве Δp_2 , одинаковые.

Перепад давления Δp при движении газа в трубе диаметром d и длиной l определяется из выражения [5]:

$$\Delta p = \xi \frac{l \rho_a w^2}{d} \quad (7)$$

где ξ – безразмерный коэффициент сопротивления трения, характеризующий соотношение сил трения и инерционных сил потока. Так как в процессе движения одновременно происходят нагрев воздуха, то в общем случае коэффициент ξ будет иметь вид $\xi = \xi_0 \left(\text{Pr}_c / \text{Pr}_v \right)^{1/3}$, где ξ_0 – коэффициент сопротивления при изотермическом течении, Pr_c и Pr_v значения чисел Прандтля при температуре трубы и основного потока соответственно. В свою очередь ξ_0 при числе Рейнольдса $\text{Re} \geq 3 \cdot 10^3$ определяется следующим образом:

$$\xi_0 = \frac{1}{0.82 \lg \text{Re} - 1.64} \quad (8)$$

Как и прежде, будем считать теплофизические параметры постоянными и пренебрегать отличием ξ от ξ_0 . В этом случае из (7) и (8) условие равенства перепада давлений для потоков воздуха в трубах Δp_1 и межтрубном пространстве Δp_2 приводит к следующему соотношению:

$$\frac{w_1^2}{d_1 \left(1,82 \lg \left(\frac{w_1 d_1}{\nu} \right) - 1,64 \right)^2} = \frac{w_2^2}{d_{2 \text{ экв}} \left(1,82 \lg \left(\frac{w_2 d_{2 \text{ экв}}}{\nu} \right) - 1,64 \right)^2}. \quad (9)$$

Уравнение (9) вместе с (2) при заданном общем расходе $Q = Q_1 + Q_2$ позволяет определить скорости потока в трубах w_1 и межтрубном пространстве w_2 , величину расходов в них Q_1 и Q_2 , а также перепад давления Δp .

Результаты исследований. Приведем результаты конкретных расчетов при определенных исходных данных, характерных для сушки зерна потоком нагретого воздуха. Средняя температура выходящего потока при этом не должна превышать $T_{af} = 80^\circ\text{C}$. Если для определенности считать, что температура окружающего воздуха – температура на входе теплового аппарата $T_{ai} = 20^\circ\text{C}$, то средний прирост температуры $\Delta T_a = T_{af} - T_{ai} = 60^\circ\text{C}$ при заданной производительности (расходе) $Q = Q_1 + Q_2$ определит тепловую мощность устройства $P_a = C_a \rho_a Q \Delta T_a$. Будем считать, что задан общий расход нагреваемого воздуха $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{час} = 0,833 \text{ м}^3/\text{с}$, для нагрева которого необходима передаваемая потоку мощность $P_a = 54,8 \cdot 10^3 \text{ Вт}$.

В тепловом аппарате применяются стандартные стальные трубы длиной $l = 1 \text{ м}$ с внутренним и внешним диаметрами $d_1 = 27,1 \text{ мм}$ и $d_2 = 33,5 \text{ мм}$ соответственно. Такой выбор обусловлен опытом разработки и создания тепловых устройств индукционного типа для нагрева воздушных потоков [1, 2]

В расчетах использованы следующие значения физических параметров воздуха [3, 4]: плотность $\rho_a = 1,09 \text{ кг/м}^3$, удельная теплоемкость $C_a = 1005 \text{ Дж/}^\circ\text{К}$, теплопроводность $\lambda_a = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}^\circ\text{К}$, кинематическая вязкость $\nu_a = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Заданный общий поток Q растекается по двум каналам с расходами Q_1 и Q_2 . Распределение потока между двумя каналами зависит от количества

стальных труб n , заполняющих внутреннее пространство, ограниченное круглым цилиндром. На рис. 2 представлены зависимости расходов воздуха, Q_1 в трубах (сплошные линии) и Q_2 в межтрубном пространстве (штриховые линии), от количества труб n для трех значений диаметра цилиндра $D = 245, 280, 310$ м. В каждый из цилиндров помещается ограниченное количество труб, не превышающих $n < n_{\max}$. Соответствующие значения n_{\max} представлены в таблице, а на рис. 2 каждая из кривых ограничена соответствующим значением n_{\max} .

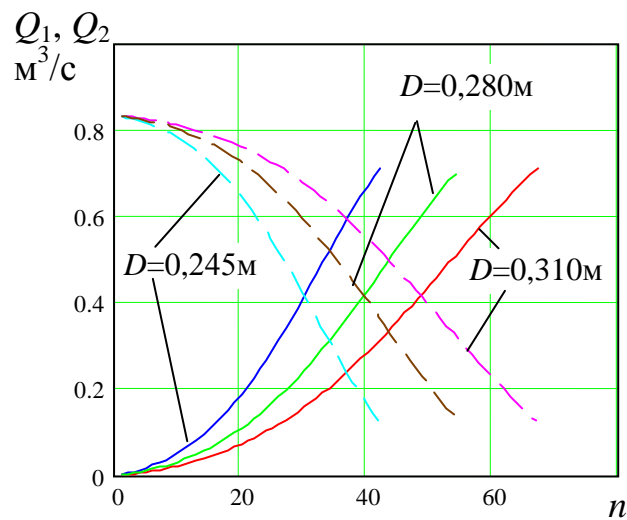


Рис. 2. Зависимости расходов воздуха, Q_1 в трубах и Q_2 в межтрубном пространстве от количества труб n

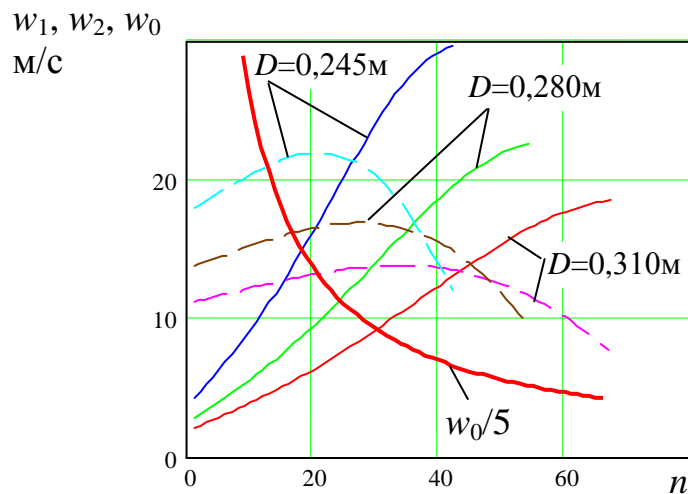


Рис. 3. Зависимости скорости движения воздуха в трубах w от количества труб n .

Значения n_{\max}

$D, м$	0,245	0,280	0,310
n_{\max}	42	54	67
n_S	32	43	52
n_Q	30	40	49
n_w	26	35	44
n_T	26	35	45

Зависимости на рис. 2 имеют монотонный характер, уменьшаясь с ростом n для расхода воздуха, протекающего по межтрубному пространству Q_2 , и, наоборот, увеличиваясь для потока в трубах Q_1 . При определенном количестве труб n_Q величины расходов воздуха в двух каналах оказываются одинаковыми $Q_1 = Q_2$. Для рассмотренных диаметров внешнего цилиндра соответствующие количества труб n_Q также показаны в Таблице 1. Заметим, что одинаковые расходы по двум каналам реализуются при меньшем количестве труб, чем то, при котором сечения обоих каналов одинаковые $S_1 = S_2$. Количество труб n_S , когда выполняется последнее условие, показано в Таблице 1 в соответствующей строке.

Скорости w_1 и w_2 потоков воздуха в трубах и межтрубном пространстве также сильно зависят от количества размещенных труб. При этом характер зависимости для скоростей разный: В трубах скорость монотонно растет с увеличением их количества. В то же время в межтрубном пространстве скорость имеет максимум примерно при половине от максимального количества труб.

Из сравнения данных таблицы видно, что значения n_Q оказываются несколько меньше, чем количество труб n_w , при котором скорости обеих потоков равны $w_1 = w_2$.

Тепловой аппарат может иметь конструктивное исполнение, при котором движение воздуха в межтрубном промежутке отсутствует $Q_2 = 0$. В этом случае скорость в трубах w_0 при заданном расходе $Q = Q_1$, как следует из (2), обратно пропорциональна количеству труб. Для сравнения эта зависимость показана на том же рис. 3 жирной линией. Видно, что для такого варианта скорость течения значительно выше, чем при двухстороннем обтекании труб. Кроме того, существенно изменяется характер зависимости скорости от количества труб.

Гидродинамического сопротивления в трубах нагревателя и равное ему сопротивление потоку воздуха в межтрубном пространстве в случае двухстороннего обтекания легко определить из (7) и (8), используя найденные величины скоростей потоков. На рис.4 для этого варианта представлены рассчитанные зависимости перепада давлений Δp между входом и выходом нагревательной системы от количества труб устройства.

Видно, что гидродинамическое сопротивление при рассматриваемом расходе воздуха является невысоким и оно, вероятно, не окажет существенного влияния на режим работы всей системы.

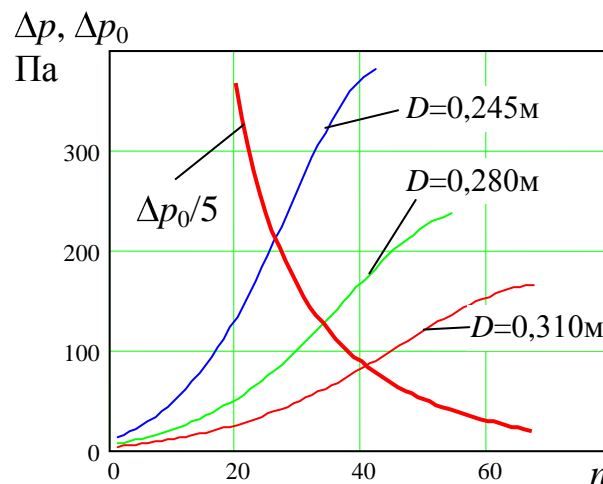


Рис. 4. Зависимости перепада давлений Δp между входом и выходом нагревательной системы от количества труб устройства n

Для варианта одностороннего обтекания труб расчет гидродинамического сопротивления Δp_0 , исходя из (7) и (8), приводит к следующей зависимости Δp_0 от параметров теплового аппарата:

$$\Delta p_0 = \xi(Q, n, d_1) \frac{8\rho_a l Q^2}{\pi^2 n^2 d_1^5}. \quad (10)$$

Как следует из (10), перепад давления при течении воздуха только по трубам сильно, по квадратичному закону, изменяется от расхода и количества труб (пренебрегая относительно слабым изменением функции $\xi(Q, n, d_1)$ от своих параметров). Наиболее существенно на величину гидродинамического сопротивления влияет диаметр труб, с увеличением которого давление падает в пятой степени. Соответствующая зависимость перепада давления от количества используемых труб показана на рис. 4 жирной кривой.

Как и для скоростей потоков воздуха, характер зависимости существенно отличается от аналогичных зависимостей для двухстороннего обтекания. Такое отличие имеет простое объяснение. Так, при незначительном количестве труб и наличии двух каналов для потоков воздуха, сечение межтрубного пространства значительно превышает общее сечение труб, поток преимущественно протекает в межтрубном пространстве, гидродинамическое сопротивление которому невелико. Напротив, при том же незначительном числе труб и наличии потока только через трубы скорость потока там значительно превышает скорости газа при двухстороннем обтекании, и в результате существенно увеличивается гидродинамическое сопротивление. С ростом числа труб при течении только по трубам общее сечение для потока воздуха возрастает, и перепад давления уменьшается. При двухстороннем обтекании с ростом числа труб сечение межтрубного пространства, которое определяет до $n < n_Q$, основную долю расхода, уменьшается, и в еще большей степени из-за развитой поверхности уменьшается эквивалентный диаметр этого канала. Все это приводит к увеличению перепада гидродинамического давления с ростом числа труб при наличии двух каналов для воздушного потока.

При определении температур потоков воздуха по отдельным каналам и соответственно мощности нагрева этих потоков будем предполагать, что по толщине температура труб постоянная. Такое допущение оправдано вследствие малой толщины стенок труб по сравнению с их диаметром, а также достаточно высокой теплопроводности стали. Кроме того, воспользуемся условием постоянства по длине перепада температуры между нагретыми трубами и воздухом отдельно для пространства внутри труб и вне его: $\Delta T_{t1} = T_{tf} - T_{af1}$, $\Delta T_{t2} = T_{tf} - T_{af2}$. В этом случае из условия теплового баланса для мощностей передаваемого тепла от труб потокам воздуха $P_1 = P_{a1}$ и $P_2 = P_{a2}$ имеем уравнения относительно максимальных значений температуры труб T_{tf} и температур потоков воздуха T_{af1} , T_{af2} :

$$\begin{aligned} \pi l_0 d_1 n \alpha_1 (T_{tf} - T_{af1}) &= C_a \rho_a Q_1 (T_{af1} - T_{ai}) \\ \pi l_0 d_2 n \alpha_2 (T_{tf} - T_{af2}) &= C_a \rho_a Q_2 (T_{af2} - T_{ai}) \end{aligned} \quad (11)$$

Еще одно необходимое уравнение можно составить, считая известной полную мощность передаваемого тепла нагреваемому воздуху $P = P_1 + P_2$, которую можно задать, например, через средний прирост температуры ΔT_a всего потока воздуха $P = C_a \rho_a Q \Delta T_a$. Это дает третье уравнение для трех искомых значений температуры:

$$Q_1 (T_{af1} - T_{ai}) + Q_2 (T_{af2} - T_{ai}) = Q \Delta T_a. \quad (12)$$

Система уравнений (10), (11) совместно с уравнениями, с помощью которых были найдены расходы и скорости обеих потоков воздуха, позволяет определить максимальные температуры труб и воздушных потоков на выходе устройства.

Как и прежде пример расчета приведем для случая, когда общий расход нагреваемого воздуха составляет $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{час}$, а заданная мощность нагрева $P = 54,8 \text{ кВт}$ соответствует среднему приросту температуры воздуха $\Delta T_a = 60^\circ \text{С}$.

Ниже на рис. 5, 6 приведены рассчитываемые максимальные температуры, как и прежде, в зависимости от количества установленных труб для двух диаметров внешнего цилиндра. На рисунках в случае наличия двух параллельных потоков воздуха сплошная тонкая линия соответствует температуре труб, пунктирная – температуре воздуха внутри труб и штрих-пунктирная – воздуха в межтрубном пространстве.

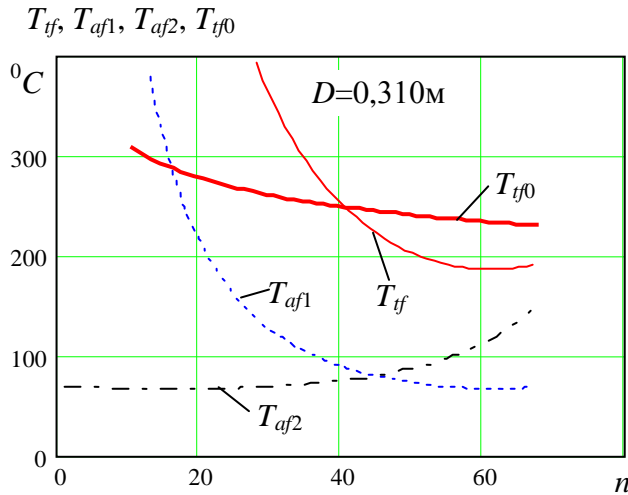


Рис. 5.

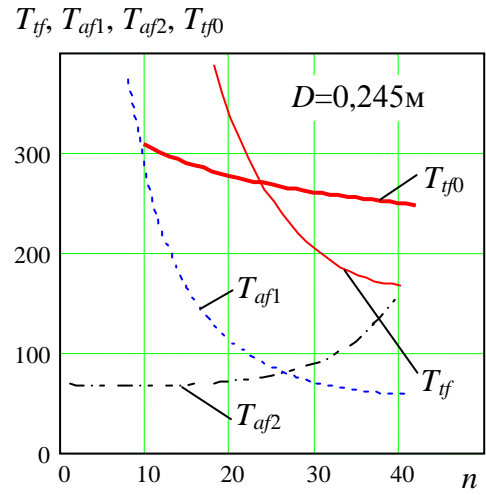


Рис. 6.

Рассчитываемые максимальные температуры, как и прежде, в зависимости от количества установленных труб для двух диаметров внешнего цилиндра.

Как видно из представленных зависимостей, в случае двухстороннего обтекания температуры двух выходящих потоков отличаются друг от друга. Количество труб n_T , которое приведено в таблице 1, соответствует одинаковой температуре потоков воздуха. Заметим, что значение n_T примерно соответствует количеству труб n_w , при котором одинаковыми являются скорости двух потоков воздуха. При $n < n_T$ температура выходящего воздуха в межтрубном пространстве меньше температуры воздуха в трубах и эта температура слабо зависит от числа труб теплового аппарата. В то же время на этом участке вследствие малой скорости потока воздуха и соответственно относительно небольшой величины коэффициента теплоотдачи α

существенной является разность температур трубы и основного потока в межтрубном пространстве. Как результат, температура труб может достигать недопустимой или нежелательной с конструктивной точки зрения величины.

Для варианта, когда воздух движется только внутри труб, выражение для максимальной температуры трубы T_{tf0} легко получить из приведенных соотношений (1) – (5) при $Q_1 = Q$ в виде:

$$T_{tf0} = T_{ai} + \Delta T_a \left(1 + 14,58 \frac{C_a \rho_a v^{0,8}}{l_0 \lambda} \frac{Q^{0,2} d_1^{0,8}}{n^{0,2}} \right). \quad (13)$$

Из представленной формулы видно, что максимальная температура труб слабо зависит от их количества и от расхода воздуха. Поэтому для варианта теплового аппарата с движением нагреваемого воздуха только в трубах выбором указанных параметров нельзя существенным образом влиять на температуру труб. Более существенным является влияние длины активного участка теплового аппарата.

Зависимость максимальной температуры труб от их количества показана на рис. 5 и 6 сплошной жирной кривой совместно с температурными зависимостями теплового аппарата с двухсторонним обтеканием труб. Из представленных зависимостей, в отличие от предыдущего случая, максимальная температура труб, как было указано, довольно слабо зависит от их количества и в данном примере лежит примерно в пределах $250 \div 300$ °С.

В отношении варианта с отсутствием движения воздуха в межтрубном пространстве необходимо отметить, что при этом затруднена теплоотдача с внешней стороны труб и температура на поверхности электрического цилиндра будет приближаться к температуре труб. Последнее обстоятельство накладывает дополнительные требования на допустимую температуру труб и выбор материала цилиндра.

Выводы

1. Приближенная математическая модель движения газа в прямых трубах и теплоотдачи с поверхности нагретой поверхности при ее обтекании одномерным турбулентным потоком, позволила получить аналитические зависимости для основных газодинамических и температурных характеристик теплового аппарата для нагрева потоков воздуха, осуществляемого при обтекании им системы стальных труб, ввод энергии в которые осуществляется индукционным способом.

2. Применение математической модели для двух вариантов организации движения нагреваемого потока воздуха: при односторонней теплопередаче с внутренней поверхности труб и двухсторонней при движении воздуха как внутри труб, так и в межтрубном пространстве, – позволило получить и проанализировать данные о расходах отдельных газовых потоков, их скоростях, падения газодинамического давления в системе и эффективности нагрева воздуха.

3. В случае двух параллельных потоков воздуха расходы отдельных газовых потоков, скоростях их движения, а также максимальные значения температур выходящего воздуха отличаются друг от друга и зависят от количества установленных труб, причем, равенство отмеченных параметров для обоих потоков реализуется при разном количестве труб теплового аппарата. Особенностью данного варианта является незначительное отличие максимальной температуры воздуха в межтрубном пространстве от максимального значения средней температуры выходящего воздуха, что является существенным при выборе материала диэлектрического цилиндра.

4. Показано, что для варианта теплового аппарата с движением нагреваемого воздуха только в трубах максимальная температура труб слабо зависит от их количества и от расхода воздуха и для выбранной длины теплового аппарата лежит в пределах $250 \div 300$ °С. В данном варианте затруднена теплоотдача с внешней стороны труб и температура на поверхности

диелектрического цилиндра будет приближаться к температуре труб, что накладывает дополнительные требования на допустимую температуру труб и выбор материала цилиндра.

Список литературы

1. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. – К: Высш. школа, 1989. – 344 с.
2. Васецкий Ю. М. Высокоэффективная универсальная индукционная установка нагрева газожидкостных теплоносителей / Ю. М. Васецкий, И. П. Кондратенко, В. А. Крутилин, А. П. Ращепкин // Новини енергетики. – 1999. – № 4. – С. 34-37.
3. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. – М.: Энергия, 1975. – 487 с.
4. Кондратенко І. П. Дослідження розподілу температури в завантаженні циліндричного індуктора / І. П. Кондратенко, В. П. Лисенко, Д. С. Комарчук // Науковий вісник НУБІП України. – 2013. – № 184, ч. 1. – Серія «Техніка і енергетика АПК». – С. 74-82.
5. Кондратенко І. П. Енергетичні характеристики і електричні параметри індукторів для нагріву пучка феромагнітних труб / І. П. Кондратенко, А. О. Березюк, А. П. Ращепкін // Вісник Кременчуцького ДПУ. – 2010. – Вип. 3(62), ч. 2. – С. 56 – 60.
6. Михеев М.А. Основы теплопередачи / Михеев М.А., Михеев И.М.. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

ГАЗОДИНАМІЧНІ І ТЕМПЕРАТУРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОГО АПАРАТУ ІНДУКЦІЙНОГО ТИПУ ДЛЯ НАГРІВАННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ

Ю. М. Васецкий, І. П. Кондратенко, А. В. Жильцов, А. О. Березюк

Анотація. У роботі розглянуті аналітичні залежності для основних газодинамічних і температурних характеристик теплового апарату індукційного типу для нагрівання потоків повітря, що здійснюється при обтіканні його по системі сталевих труб.

Ключові слова: *індукційне нагрівання, циліндричний індуктор, теплообмін*

**GASDYNAMIC AND TEMPERATURE CHARACTERISTICS OF
INDUCTION TYPE HEAT APPARATUS FOR HEATING AIR FLOW**

Y. Vasetsky, I. Kondratenko, A. Zhiltsov, A. Bereziuk

Annotation. *In this paper the analytical dependence for the main gas dynamic and thermal characteristics of the thermal apparatus of induction type for heating air flow, carried out at a flow of their system of steel pipes were considered.*

Keywords: *induction heating, cylindrical inductor, heat transfer*