

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Докт. физ.-мат. наук, проф. КУДИНОВ В. А.,  
асп. АБРАМОВА А. Ю., инж. ВОЛКОВ Е. В.

*Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
«Самарский государственный технический университет»*

В настоящее время основным типом набивки (насадки) регенеративных воздухоподогревателей (РВП), применяемых в парогенераторах, являются пластинчатые набивки. Они состоят из стальных листов толщиной 0,5...1,5 мм, находящихся на расстоянии 3...5 мм друг от друга. Основные недостатки такой набивки следующие:

- низкая интенсивность теплопередачи. По данным [1, 2], коэффициент теплоотдачи в горячей части набивки равен 15...16 Вт/(м<sup>2</sup> · К), в холодной – 7...8 Вт/(м<sup>2</sup> · К);

- листовая поверхность нагрева интенсивно загрязняется (особенно при работе котла на мазуте), в низкотемпературных поверхностях нагрева (где наиболее вероятно выпадение росы) происходит существенное коррозионное разрушение материала набивки. Все это приводит к уменьшению проходного сечения и увеличению гидравлических сопротивлений;

- практическая невозможность очистки набивки, что приводит к необходимости ее полной замены по истечении определенного срока работы.

Важнейшими характеристиками набивки являются удельная площадь  $H = F/m$  или  $H = F/V$  и удельная масса  $M = m/V$ , где  $F$ ,  $m$ ,  $V$  – соответственно площадь поверхности, масса и объем набивки.

При заданном количестве передаваемой теплоты  $Q$  величина поверхности нагрева определяется коэффициентом теплопередачи  $k$  и температурным напором  $\Delta t$ , т. е.  $F = \frac{Q}{k\Delta t}$ . Отсюда рабочий объем набивки и ее масса соответственно будут:

$$V = \frac{F}{H} = \frac{Q}{Hk\Delta t}; \quad (1)$$

$$m = MV = \frac{QM}{Hk\Delta t}. \quad (2)$$

Из соотношений (1) и (2) видно, что для снижения объема и массы при неизменном температурном напоре необходимо увеличивать произведение  $Hk$ .

Наиболее простой путь повышения  $Hk$  – увеличение величины  $H$ . Однако штатная листовая набивка имеет уже достаточно высокое значение  $H = 360 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , повысить которое можно только уменьшением толщины листов и зазора между ними. Однако такой путь приведет к увеличению гидравлического сопротивления вследствие увеличения числа пластин,

веса и, следовательно, удорожанию конструкции. К тому же, уменьшение возможностей турбулизации потока в узких щелях между соседними пластинами приведет к снижению коэффициента теплопередачи [1].

Таким образом, в смысле повышения тепловой и гидравлической эффективности РВП листовая набивка оказывается малоперспективной. Следовательно, нужно переходить на какие-то новые поверхности нагрева. В [1, 2] в качестве таких поверхностей предлагаются набивки, состоящие из литых чугунных шаров, соединенных между собой цилиндрическими стержнями, образующими квадратные ячейки.

В настоящей работе проведены тепловые и гидравлические исследования набивки РВП, составленной из чугунных решеток в форме ромбовидных стержней (рис. 1). Располагая решетки в шахматном или коридорном порядке и складывая их по основаниям, были получены конструкции набивки (рис. 2, 3). Исследования таких конструкций выполнялись на специальной экспериментальной установке, изготовленной на Новокуйбышевской ТЭЦ-2. В качестве теплоносителя использовался горячий воздух на выходе из штатного пластинчатого регенеративного подогревателя котла № 8. После прохождения через установку с исследуемой набивкой РВП (назовем ее чугунной набивкой) воздух сбрасывался в короб уходящих газов (газы на выходе из штатного пластинчатого РВП). Такая компоновка экспериментальной установки позволила использовать достаточно большой перепад давлений по воздушной и газовой магистралям и провести тепловые исследования чугунной и штатной пластинчатой набивок в достаточно широком диапазоне скоростей от 3 до 29 м/с.

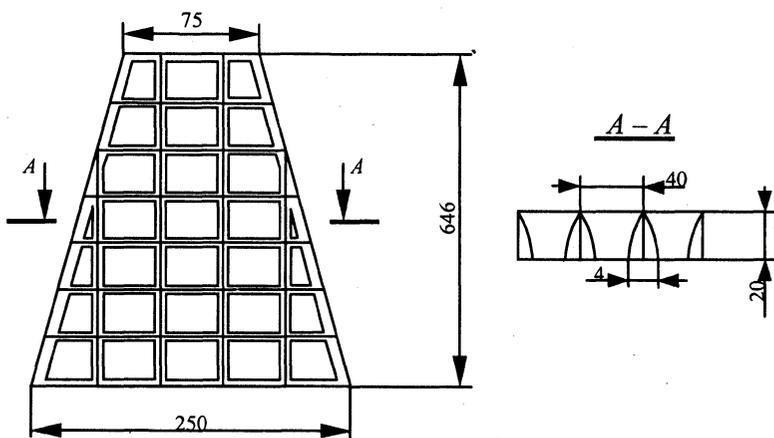


Рис. 1. Общий вид чугунной решетки РВП, мм

Такой широкий диапазон скоростей взят для определения общего вида зависимости  $Nu = f(Re)$ . Это, в свою очередь, позволило провести критериальную обработку экспериментальных данных.

Измеряемыми параметрами на установке были: температура набивки на входе, по центру и на выходе РВП, температура горячего воздуха на входе и выходе, перепад давлений на входе и выходе, скорость на входе РВП. Установка спроектирована и изготовлена таким образом, чтобы можно было проводить эксперименты не только с решетками новой чугунной набивки, но и с одной стандартной секцией штатной пластинчатой набивки РВП.

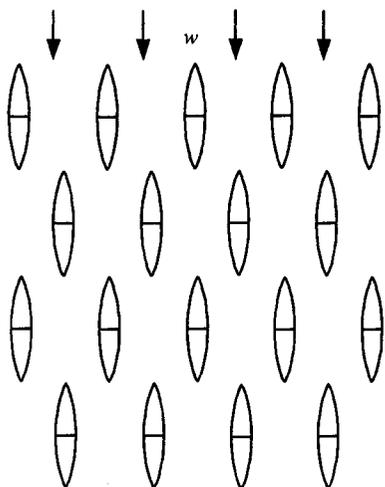


Рис. 2. Шахматное расположение решеток набивки РВП

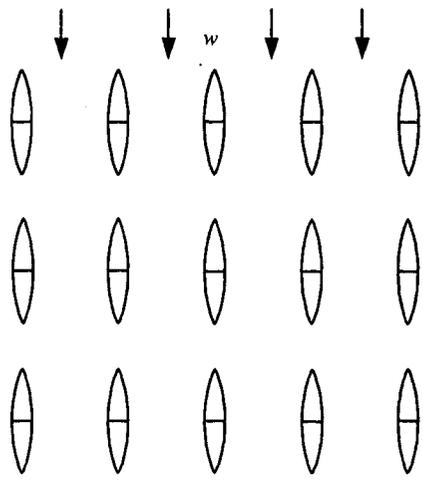


Рис. 3. Коридорное расположение решеток набивки РВП

Результаты исследований температурного состояния набивки на входе в РВП для различных скоростей течения теплоносителя представлены на рис. 4. Полученные данные можно использовать для определения локальных коэффициентов теплоотдачи на поверхности набивки. Для этого выведем уравнение, описывающее изменение температуры в набивке РВП во времени без учета изменения температуры по декартовым координатам (ввиду незначительной толщины элементов набивки и высокого коэффициента теплопроводности ее материала).

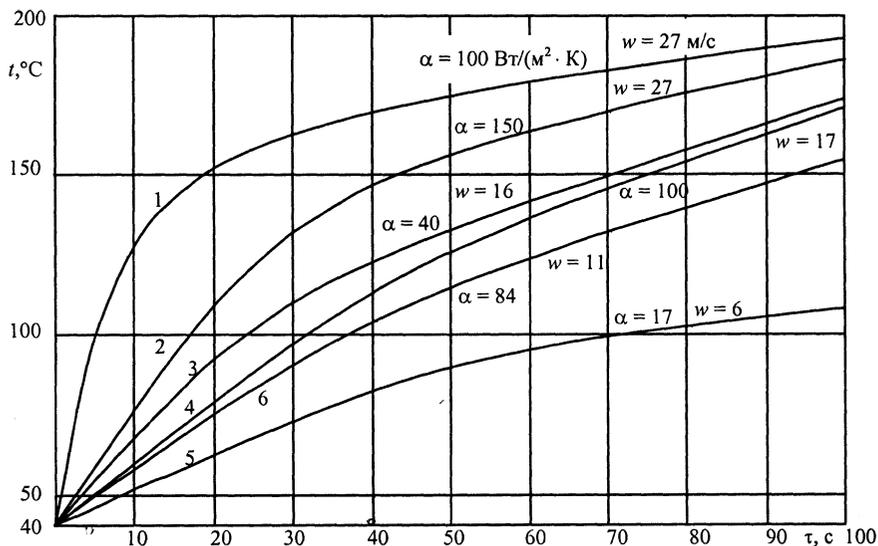


Рис. 4. Графики изменения температуры на входе в набивку РВП: 1, 3, 5 – пластинчатая; 2, 4, 6 – чугунная

Тепловой поток от теплоносителя к набивке определяется по формуле

$$Q = \alpha \theta F d \tau, \quad (3)$$

где  $\theta = t - t_{cp}$  – избыточная температура;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  $F$  – поверхность теплообмена;  $t$  – текущая температура набивки;  $\tau$  – время;  $t_{cp}$  – температура теплоносителя на входе в набивку РВП.

Этот же тепловой поток будет передаваться в массу набивки путем теплопроводности

$$Q = -c\rho V d\theta, \quad (4)$$

где  $c$ ,  $\rho$ ,  $V$  – соответственно теплоемкость, плотность и объем материала набивки.

Из соотношений (3), (4) получим

$$c\rho V d\theta = -\alpha F \theta d\tau,$$

или

$$\frac{d\theta}{\theta} = a d\tau, \quad (5)$$

где

$$a = -\frac{\alpha F}{c\rho V} = -\frac{\alpha F}{cm} = -\alpha \frac{H}{c}, \quad (6)$$

$H = \frac{F}{m}$  – удельная поверхность набивки;  $m$  – масса набивки.

Уравнение (5) описывает распределение температуры в набивке во времени. Начальное условие к этому уравнению будет

$$\theta|_{\tau=0} = t_0 - t_{cp}, \quad (7)$$

где  $t_0$  – начальная температура набивки.

Интегрируя уравнение (5), получим

$$\theta = C_1 \exp(a\tau), \quad (8)$$

где  $C_1$  – постоянная интегрирования.

Используя начальное условие (7), находим

$$C_1 = t_0 - t_{cp}. \quad (9)$$

Подставляя (9) в (8), будем иметь

$$\theta = (t_0 - t_{cp}) \exp(a\tau). \quad (10)$$

Формула (10) описывает изменение температуры набивки во времени. Она в явном виде содержит коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , находящийся под знаком экспоненты. В случае, если, например, из эксперимента будет известно изменение температуры во времени в какой-либо точке набивки, то коэффициент теплоотдачи может быть найден из решения обратной задачи теплопроводности [3, 4].

Предположим, что температура какой-либо точки набивки, полученная из эксперимента, на некотором интервале времени  $0 \leq \tau \leq \tau_1$  описывается следующей функцией:

$$t = A_1 + A_2\tau + A_3\tau^2 + A_4\tau^3, \quad (11)$$

где  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – коэффициенты аппроксимации экспериментальных данных.

Вводя избыточную температуру  $\theta = t - t_{cp}$ , получим

$$\theta = A_1 + A_2\tau + A_3\tau^2 + A_4\tau^3 - t_{cp}. \quad (12)$$

Подставляя (12) в (10) и интегрируя полученное соотношение в пределах рассматриваемого интервала времени, находим

$$\int_0^{\tau_1} (A_1 + A_2\tau + A_3\tau^2 + A_4\tau^3 - t_{cp}) d\tau = (t_0 - t_{cp}) \int_0^{\tau_1} \exp(a\tau) d\tau. \quad (13)$$

Определяя интегралы в (13), будем иметь

$$(A_1 - t_{cp})\tau_1 + 0,5A_2\tau_1^2 + \frac{1}{3}A_3\tau_1^3 + \frac{1}{4}A_4\tau_1^4 = \frac{t_0 - t_{cp}}{a} [\exp(a\tau_1) - 1]. \quad (14)$$

Соотношение (14) относительно неизвестного коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  представляет трансцендентное уравнение, которое легко может быть решено методом итераций или графическим методом.

С использованием соотношения (14) были найдены значения коэффициентов теплоотдачи в чугунной и пластинчатой набивках при различных интенсивностях теплообмена, описываемого кривыми 1...6 (рис. 4). Эти результаты получены из эксперимента на опытной установке. Из их анализа можно заключить, что в диапазоне рабочих скоростей течения теплоносителя в реальных промышленных РВП ( $w \approx 10$  м/с) коэффициенты теплоотдачи в предлагаемой здесь чугунной набивке ( $\alpha = 80$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) почти в три раза превышают коэффициенты теплоотдачи в пластинчатой набивке  $\alpha \approx 25...30$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Исходные данные для проведения расчетов были следующие:

• чугунная набивка –

$\rho = 7300$  кг/м<sup>3</sup>;  $c = 504$  Дж/(кг · К);  $\lambda = 63$  Вт/(м · К);  $H = 96,5$  м<sup>2</sup>/т;  $m = 2,9$  кг – масса одной решетки;  $\dot{V} = 0,00039726$  м<sup>3</sup> – объем материала одной решетки;  $a = -\alpha F/Cm = -0,000192\alpha$ ;  $F = 0,27985$  м<sup>2</sup> – поверхность теплообмена одной решетки;  $t_0 = 40$  °С;  $t_{cp} = 200$  °С;

• штатная пластинчатая набивка –

$\rho = 7900$  кг/м<sup>3</sup>;  $c = 462$  Дж/(кг · К);  $\lambda = 45$  Вт/(м · К);  $H = 213$  м<sup>2</sup>/т;  $a = -0,000462\alpha$ ;  $t_0 = 40$  °С;  $t_{cp} = 200$  °С.

Проведем критериальную обработку полученных результатов [5].

Все необходимые данные для построения зависимости безразмерного коэффициента теплоотдачи (число Нуссельта) от безразмерной скорости (число Рейнольдса) течения теплоносителя представлены в табл. 1 (для чугунной набивки РВП) и в табл. 2 (для штатной пластинчатой набивки).

Таблица 1

$w, \text{ м/с}$	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Nu$	$\lg Nu$	$Re$	$\lg Re$
11	84	56	1,75	6667	3,82
16	100	66,7	1,82	9696	3,99
27	150	100	2,0	16364	4,21

Таблица 2

$w, \text{ м/с}$	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Nu$	$\lg Nu$	$Re$	$\lg Re$
6	17	2,83	0,45	909	2,96
16	40	6,67	0,82	2424	3,39
27	90	15	1,18	4091	3,61

Используя данные табл. 1, 2, получили следующие критериальные уравнения соответственно для чугунной и пластинчатой набивок:

$$Nu = 0,52 Re^{0,53}; \quad (15)$$

$$Nu = 0,031 Re^{0,66}, \quad (16)$$

где  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_{ж}}$ ;  $Re = \frac{wd}{\nu}$ ;  $\lambda_{ж} = 0,03 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя (горячий воздух);  $\nu = 33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя;  $d$  – определяющий размер. Для чугунной набивки  $d = 0,02 \text{ м}$  – расстояние между ребрами решеток при их шахматном расположении. Для пластинчатой набивки  $d = 0,005 \text{ м}$  – расстояние между пластинами.

Графическая зависимость  $\lg Nu$  от  $\lg Re$  представлена на рис. 5. Здесь же дан график для шаростержневой (линия 2) набивки, полученный в [2].

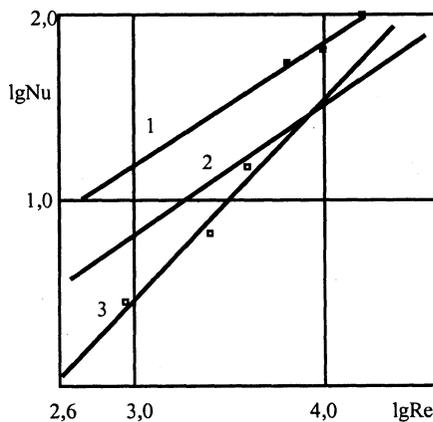


Рис. 5. Теплообмен в набивках РВП различного типа:

1 – чугунная; 2 – шаростержневая [2]; 3 – пластинчатая (данные настоящей работы)

Анализ результатов позволяет говорить о более высокой тепловой эффективности предлагаемой в настоящей работе набивки РВП не только по сравнению со штатной пластинчатой набивкой, но и по сравнению с шаростержневой [2].

Обработка данных по гидравлическому сопротивлению также проводилась в виде критериальных уравнений. В данном случае использовались уравнения подобия вида

$$Eu = f(Re),$$

где  $Eu = \frac{\Delta h}{\rho w^2}$  – число Эйлера;  $\rho$  – плотность теплоносителя.

Для штатной пластинчатой набивки были выполнены также сравнения экспериментальных и расчетных данных по гидравлическому сопротивлению в зависимости от скорости течения теплоносителя. Расчет потерь напора  $\Delta h$  выполнялся по формуле [6]

$$\Delta h = 1,2\lambda_{\text{тр}}\rho \frac{w^2}{19,62} \frac{h}{d},$$

где  $\lambda_{\text{тр}} = 0,35Re^{-0,25}$  – коэффициент трения.

Сравнение опытных и расчетных данных представлено на рис. 6. Их совпадение вполне удовлетворительное.

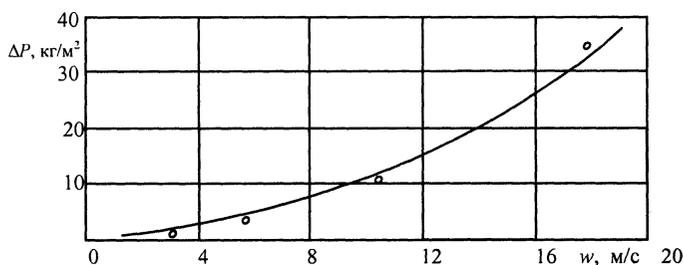


Рис. 6. Сравнение экспериментальных и расчетных данных по гидравлическому сопротивлению штатной набивки РВП: ——— расчет;  $\circ$  – опыт

В результате обработки опытных данных по гидравлическому сопротивлению получены следующие критериальные зависимости:

- пластинчатая набивка

$$Eu = 11,57Re^{0,25};$$

- чугунная набивка (шахматное расположение решеток)

$$Eu = 0,16Re^{0,25};$$

- чугунная набивка (коридорное расположение решеток)

$$Eu = 0,088Re^{0,25}.$$

Графическая зависимость  $\lg Eu$  от  $\lg Re$  представлена на рис. 7. Анализируя полученные результаты, можно заключить, что в диапазоне рабочих скоростей теплоносителя  $\lg Re \approx 3,5$  гидравлическое сопротивление чугунной набивки как для коридорного, так и для шахматного расположения решеток значительно ниже, чем для пластинчатой набивки. Причем с уменьшением скорости интенсивность падения гидравлического сопро-

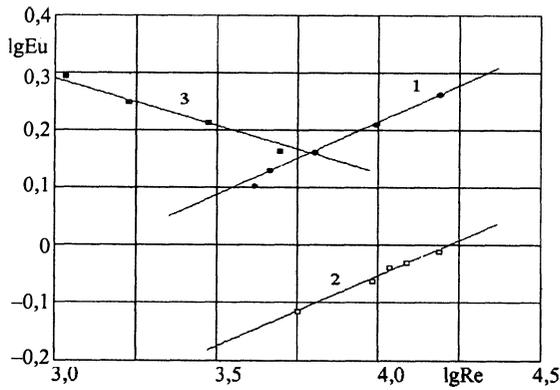


Рис. 7. Обобщенная зависимость  $Eu = f(Re)$  гидравлического сопротивления элементов набивки РВП: 1 – шахматное; 2 – коридорное; 3 – штатная пластинчатая набивка

тивления чугунной набивки значительно выше, чем пластинчатой. Однако с увеличением скорости сопротивление чугунной набивки возрастает более интенсивно, чем штатной пластинчатой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Серебряников А. И., Зарякин А. Е. Применение новых теплопередающих поверхностей для модернизации воздушных регенеративных воздухоподогревателей // Теплоэнергетика. – 1999. – № 12. – С. 40–43.
2. А. с. № 253988. Теплообменная поверхность / И. А. Боткачик. – 1970.
3. Теплоперенос и термоупругость в многослойных конструкциях / В. А. Кудинов, В. В. Калашников, Э. М. Карташов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1997. – 426 с.
4. Расчет коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности барабана после сброса давления в процессе аварийного останова котла / В. А. Кудинов, А. Е. Исаев, С. А. Стефанюк и др. // Изв. РАН. Энергетика. – 2001. – № 1. – С. 128–133.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
6. Боткачик И. А. Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.

Представлена кафедрой  
теоретических основ теплотехники  
и гидромеханики

Поступила 27.06.2001