

The results of the computer modeling of the air flood in the circular corner of two-pass radiation recuperator are presented. Production tests proved the adequacy of calculations.

Л. Е. РОВИН, А. В. ТКАЧЕНКО, В. А. ЖАРАНОВ, ГГТУ им. П. О. Сухого

УДК 621.745

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОВ В РАДИАЦИОННОМ РЕКУПЕРАТОРЕ

Подогрев дутья является наиболее эффективным способом повышения температуры чугуна из всех методов интенсификации ваграночного процесса. Высокая температура чугуна позволяет получить более мелкозернистую структуру чугуна, увеличить его жидкотекучесть, тем самым достигается повышение механических свойств отливок. Особенно благоприятно подогрев сказывается на уменьшении содержания серы в металле.

На кафедре МиТЛП ГГТУ им. П.О.Сухого разработан радиационный щелевой рекуператор, встроенный в трубу вагранки. Для повышения к.п.д. рекуператора использована двухходовая схема противоток–противоток. Такой рекуператор обладает рядом преимуществ по сравнению с одноходовым щелевым рекуператором. Наличие промежуточного (среднего) цилиндра увеличивает поверхность нагрева на воздушной стороне. Благодаря противоточному движению воздуха и газов достигается более равномерное распределение температур по высоте цилиндров, интенсифицируется теплообмен, что делает конструкцию компактнее (передача теплоты единицей поверхности увеличивается на 40%, а единицей полезного объема – в 2,5 раза).

Рекуператор состоит из двух концентрически собранных цилиндров, установленных в трубе вагранки над завалочным окном. Ширина кольцевых каналов составляет между корпусом вагранки и средним цилиндром 80 мм, между средним и внутренним теплопринимающим цилиндрами – 100 мм. Нагреваемый воздух поступает в кольцевой канал между корпусом вагранки и промежуточным цилиндром и движется вертикально вверх, затем поступает в кольцевой канал между промежуточным и внутренним корпусом и движется вниз. Схема рекуператора показана на рис. 1.

На рис. 2 приведена верхняя часть рекуператора, в которой происходит поворот потока из первой щели во вторую (выносной элемент А на рис. 1). Для уменьшения вихреобразования в верхней области поворота установлена направляющая 4.

Важным условием нормальной работы рекуператора является оптимальный выбор геометрических размеров кольцевого поворота воздуха из первой щели во вторую (рис. 2), которые определяют гидравлическое сопротивление рекуператора в целом, характер течения и теплообмен ($\alpha_k = f(\text{Re}, \text{Nu})$) воздуха в канале после поворота. Поэтому выбор оптимальной конструкции поворота – важная задача при проектировании рекуператора.

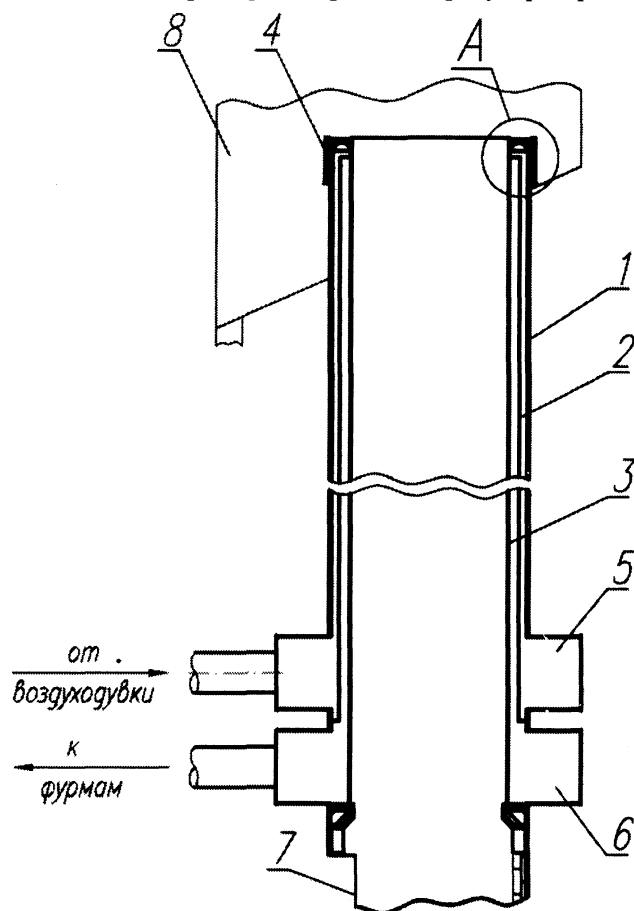


Рис. 1. Схема рекуператора: 1 – корпус вагранки; 2 – средний (промежуточный) цилиндр; 3 – внутренний теплопринимающий корпус; 4 – компенсатор; 5 – коллектор холодного воздуха; 6 – коллектор горячего воздуха; 7 – загрузочное окно; 8 – пылеуловитель

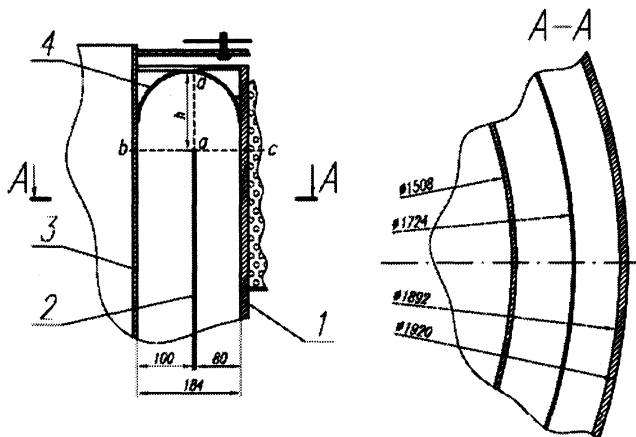


Рис. 2. Верхняя часть рекуператора: 1 – корпус вагранки; 2 – средний (промежуточный) цилиндр; 3 – внутренний теплопринимающий корпус; 4 – направляющая

С этой целью было проведено моделирование течения воздуха в кольцевом повороте с применением программы ANSYS/Flotran. В программе реализован алгоритм решения системы уравнений Навье–Стокса и неразрывности методом конечных элементов.

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial V_x}{\partial \tau} + \rho \left(V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) &= \\ = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{\partial V_y}{\partial \tau} + \rho \left(V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) &= \\ = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{\partial V_z}{\partial \tau} + \rho \left(V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) &= \\ = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} &= 0, \end{aligned}$$

где τ – время; x, y, z – декартовы координаты; V_x, V_y, V_z – проекции скорости на соответствующие координатные оси X, Y, Z ; P – давление; ρ – плотность воздуха; μ – динамическая вязкость воздуха; g – ускорение свободного падения.

Для определения качественной картины движения воздуха и оценки величины h проводили расчет для плоского канала.

Теплофизические свойства воздуха приняты постоянными [1]. Режим течения

воздуха – турбулентный, газ – несжимаемый с учетом сил вязкости.

Таким образом, система уравнений принимает вид

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial V_x}{\partial \tau} + \rho \left(V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) &= \\ = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) \\ \rho \frac{\partial V_y}{\partial \tau} + \rho \left(V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) &= \\ = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} &= 0. \end{aligned}$$

В качестве начальных условий задавали скорость воздуха на входе в канал $V_y=7,32$ м/с, которая соответствует максимальному расходу 12 тыс. м³/ч. В качестве граничных условий принято, что на внешних стенках и стенках среднего цилиндра выполняется условие прилипания ($V_x=V_y=0$).

Исследовали значения h в пределах 75–195 мм с шагом 5 мм. Полученные данные по распределению скоростей и давлений в потоке воздуха приведены на рис. 3. Получить значение сопротивления при расчете невозможно, но изменение давления (перепад давления) на повороте говорит о его сопротивлении. Оптимальный вариант определяли по наименьшему перепаду давления на повороте: при h , равном 115 мм, перепад составлял 58 Па.

На рис. 4 показаны линии тока воздуха для трех вариантов: a – для наименьшего из рассматриваемых значений $h=75$ мм; b – для оптимального $h=115$ мм; v – для максимального $h=195$ мм.

Из рисунка хорошо видны области вихреобразования, уменьшающие живое сечение потоков 1 и 2. Так, на внутренней стороне поворота (средней стенке рекуператора) область 1 образуется во всех расчетных вариантах. Причем ее ширина для

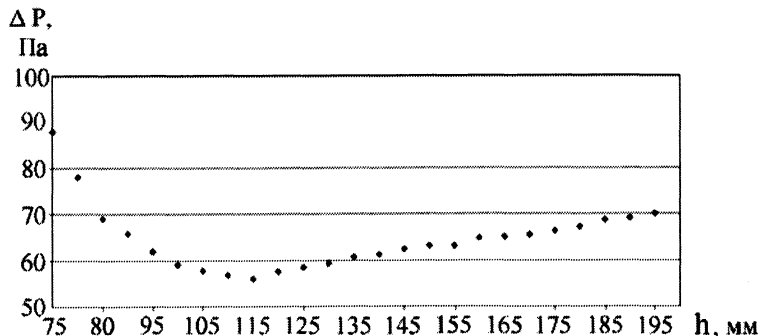


Рис. 3. Зависимость перепада давления в кольцевом повороте от h

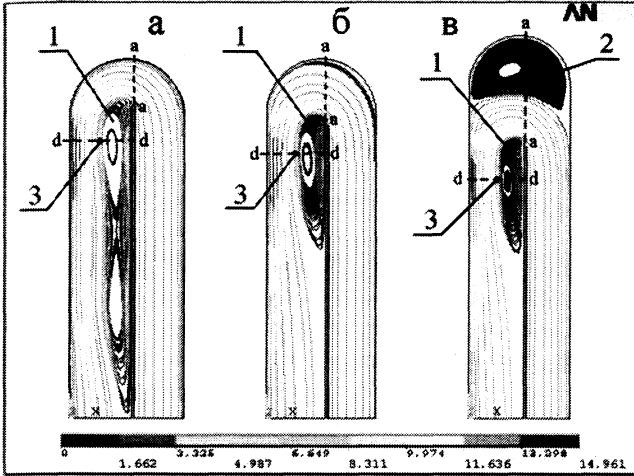


Рис. 4. Траектории движения воздуха в кольцевом повороте: $a - h=75$ мм; $б - 115$; $в - 195$ мм; 1 – область вихреобразования у внутренней стенки поворота; 2 – область вихреобразования у внешней стенки поворота; 3 – точка перехода от зоны вихреобразования к основному потоку

всех расчетных значений h примерно одинакова и составляет 43–47 мм, а длина изменяется при увеличении h от оптимального значения (115 мм) до максимального (195 мм) незначительно. При уменьшении h от оптимального значения до

минимального (75 мм) она развивается на значительное расстояние (рис. 4, a).

Начиная со значения $h=125$ мм, на внешней стороне поворота у верхней направляющей развивается вторая зона вихреобразования 2 (рис. 4, $в$). Ее увеличение приводит к уменьшению живого сечения потока и возрастанию сопротивления.

Таким образом, с помощью моделирования течения воздуха в кольцевом повороте рекуператора определены оптимальные геометрические размеры: ширина первой кольцевой щели – 80 мм, ширина второй щели – 100 мм, расстояние от верхней кромки промежуточного цилиндра до внутренней верхней точки направляющей $h - 115$ мм, при которых сопротивление движению воздуха минимально. На основе данных расчета были разработаны конструкторские чертежи и изготовлен узел промышленного рекуператора.

Испытания изготовленного рекуператора на РУП «МАЗ» (г. Минск) подтвердили адекватность расчетов параметров узла поворота. Результаты производственных испытаний при увеличении расхода воздуха от минимального (4000 м³/ч) до максимального (12000 м³/ч) приведены в таблице.

Данные производственного испытания кольцевого поворота радиационного щелевого рекуператора

Давление воздуха перед поворотом, Па (мм вод.ст.)	Давление воздуха после поворота, Па (мм вод.ст.)	Перепад давления на повороте, Па (мм вод.ст.)
2452 (250)	2452 (250)	(0)
4159 (424)	4120 (420)	39 (4)
6141 (626)	6082 (620)	59 (6)
8015 (817)	7946 (810)	69 (7)
9967 (1016)	9908 (1010)	59 (6)
11831 (1206)	11772 (1200)	59 (6)
13509 (1377)	13440 (1370)	69 (7)

Литература

1. Теплотехнический справочник / Под общ. ред. В.Н.Юренева, П.Д.Лебедева. М.: Энергия, 1975. Т.1.