



The methods of determination of optimal temperature of air heating in regulating device of heating and thermal furnaces, functioning in machine-building and metallurgy are given.

В. И. ТИМОШПОЛЬСКИЙ, Д. В. МЕНДЕЛЕВ, БНТУ,
М. Л. ГЕРМАН, РУП «БелТЭИ» Министерства энергетики,
И. А. ТРУСОВА, С. В. КОРНЕЕВ, БИТУ

УДК 621.746

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В РЕКУПЕРАТОРЕ НА ПРИМЕРЕ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕЧИ СОВРЕМЕННОГО МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЗАВОДА С ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ТОЧКИ ЗРЕНИЯ

Анализ тепловой работы проходных и камерных печей металлургического и машиностроительного производств, выполненный на основе тепловых балансов, показывает, что доля теплоты, уносимая с дымовыми газами, составляет от 30 до 60%.

Использование вторичных энергоресурсов и, в первую очередь, теплоты уходящих газов в промышленных печах (в рекуператорах, котлах-утилизаторах) позволяет повысить КПД печи, снизить удельный расход топлива на тепловую обработку материала, интенсифицировать процессы горения топлива и нагрева металла. Вместе с тем, при выборе рекуператора необходимо установить максимально возможную, но экономически оправданную степень рекуперации теплоты уходящих газов. Значение оптимальной степени рекуперации теплоты для конкретного значения температуры уходящих дымовых газов можно найти исходя из минимума функции приведенных затрат на рекуператор и топливо при приравнивании к нулю частных производных этой функции по оптимизируемому параметру [1]:

$$\frac{\partial Z_p}{\partial P} = C_\tau \frac{\partial B_\tau}{\partial P} + C_p \frac{\partial F}{\partial P} = 0, \quad (1)$$

где Z_p – приведенные затраты по рекуператору и топливу, долл. США/год; P – степень рекуперации теплоты уходящих газов; B_τ – расход топлива, м³/год (или кг/год); F – площадь поверхности нагрева рекуператора, м²; C_τ – стоимость топлива, долл.США/м³ (или долл. США/кг); C_p – приведенная годовая стоимость нагрева 1 м² поверхности рекуператора, долл. США/(м²·год).

Секундный расход топлива определяется по формуле:

$$B = \frac{1}{24 \cdot 360 \cdot 3600} B_\tau.$$

Для решения уравнения (1) выполним замену основных его переменных:

$$\{B_\tau, P, F, C_p\} \rightarrow \{f_1(t_b), f_2(t_b), f_3(t_b), f_4(t_b)\}.$$

Годовой расход газа:

$$B_\tau = f_1(t_b), \quad (2)$$

где

$$f_1(t_b) = 24 \cdot 360 \cdot 3600 B.$$

Коэффициент рекуперации теплоты [2]:

$$P = \frac{G_b c_b (t_b - t_b^0)}{G_d c_{д.ср} \left(\frac{t_{д.н} + t_{д.к}}{2} \right)}, \quad (3)$$

где G_b – относительный расход воздуха, кг/кг; c_b – теплоемкость воздуха при температуре t_b , кДж/(м³·°C); $c_{д.ср}$ – средняя теплоемкость дымовых газов, кДж/(м³·°C) при температуре $\frac{t_{д.н} + t_{д.к}}{2}$; t_b, t_b^0 – конечная и начальная температуры воздуха, °C; $t_{д.н}$ – температура уходящих дымовых газов перед входом в рекуператор в начале нагрева, °C; $t_{д.к}$ – температура уходящих дымовых газов перед входом в рекуператор в конце нагрева, °C; G_d – относительный расход дымовых газов, кг/кг.

Выражение (3) можно представить в виде

$$P = \alpha f_2(t_b), \tag{4}$$

где

$$f_2(t_b) = c_b(t_b - t_b^0);$$

$$\alpha = \frac{G_b}{G_d c_d \left(\frac{t_{д.н} + t_{д.к}}{2} \right)} \approx \text{const}.$$

При движении газов и воздуха в рекуператоре по схеме перекрестного противотока для определенной скорости движения дымовых газов и воздуха в рекуператоре площадь поверхности нагрева определяется [2] следующим образом:

$$F = \frac{q_b}{K \tau_{ср}} = \frac{G_b B_ч c_b (t_b - t_b^0)}{K \tau_{ср}}, \tag{5}$$

где $\tau_{ср}$ – средняя логарифмическая разность температур, °C; K – коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·°C); q_b – теплосодержание воздуха, кДж/ч.

Выражение (5) можно представить в виде

$$F = \beta f_1(t_b) f_2(t_b) f_3(t_b), \tag{6}$$

где

$$f_3(t_b) = \frac{1}{\tau_{ср}};$$

$$\beta = \frac{G_b}{24 \cdot 360 K} \approx \text{const}.$$

Приведенная стоимость нагрева 1 м² поверхности рекуператора:

$$C_p = \frac{S + Z + 24 \cdot 360 c_3 (M_b + M_d)}{F}, \tag{7}$$

где S – приведенная стоимость рекуператора (с учетом монтажа), долл.США/год; Z – средняя годовая заработная плата рабочего, выполняющего обслуживание рекуператора, долл. США/год; c_3 – стоимость электроэнергии для машиностроительного предприятия, долл. США/кВт·ч; M_b, M_d – средние рабочие мощности вентилятора и дымососа, кВт.

Выражение (7) можно представить в виде

$$C_p = \frac{f_4(t_b)}{\beta f_1(t_b) f_2(t_b) f_3(t_b)}, \tag{8}$$

где

$$f_4(t_b) = S + Z + 24 \cdot 360 c_3 (M_b + M_d).$$

С учетом выражений (2), (4), (6), (8) и преобразований выражение (1) записывается в виде

$$\left(\frac{C_p}{\alpha \frac{\partial f_2}{\partial t_b}} \right) \left(\frac{\partial f_1}{\partial t_b} + \frac{2 f_4 \left[f_1 f_2 \frac{\partial f_3}{\partial t_b} + f_1 f_3 \frac{\partial f_2}{\partial t_b} + f_2 f_3 \frac{\partial f_1}{\partial t_b} \right]}{f_1 f_2 f_3} \right) = 0. \tag{9}$$

Численное значение температуры нагрева воздуха в рекуператоре при решении (9) будет соответствовать оптимальному значению, до которого необходимо подогревать воздух в рекуператоре.

При использовании приведенной методики выполнен расчет температуры нагрева воздуха на примере термической печи РУП «Минский автомобильный завод», при этом учтен предполагаемый рост цен на природный газ.

Техническая характеристика печи приведена в табл. 1.

Таблица 1. Техническая характеристика термической печи РУП «МАЗ»

| Наименование показателей | Расчетные данные |
|---|--|
| Тип печи | Камерная пламенная термическая печь с неподвижным подом |
| Назначение печи | Термообработка деталей при температуре свыше 600 °С |
| Садка, шт (м*м*м) | 6 (0,35*0,3*3,2) |
| Время цикла термообработки t_h , ч(с) | 7,4 (26640) |
| Средняя температура уходящих дымовых газов перед входом в рекуператор $t_{ср.д.г.}$, °С | 801,5 |
| Расход дымовых газов ϑ_d , м ³ /ч(м ³ /с) | 4320 (1,2) |
| Расход воздуха (макс.) при нормальных условиях ϑ_v , м ³ /ч(м ³ /с) | 4000 (1,11) |
| Тепловыделения в цех $Q_{пот}$, МДж/ч | 1256 |
| Тип рекуператора | Трубчатый чугунный игольчатый двухходовый рекуператор (тип 17,5). Длина трубы – 1640 мм. Масса трубы – 95 кг |
| Начальная температура воздуха в рекуператоре t_v^0 , °С | 0 |
| Скорость воздуха в трубах рекуператора, аэродинамическое сопротивление игольчатых труб на пути воздуха при скорости воздуха в трубах ω_v , нм/с | 7,5 |
| Скорость дымовых газов в трубах рекуператора, аэродинамическое сопротивление игольчатых труб на пути воздуха при скорости воздуха в трубах $\omega_{д.г.}$, нм/с | 0,43 |

Результаты теплотехнического расчета термической печи, выполненные по методике [3], в виде сводного теплового баланса приведены в табл. 2.

Таблица 2. Тепловой баланс термической печи РУП «МАЗ»

| Приходные статьи, МДж | | Расходные статьи, МДж | |
|---------------------------------------|----------|---|----------|
| Теплота сгорания топлива | 945720 В | Теплота, затраченная на нагрев металла | 5351 |
| Теплота, вносимая подогретым воздухом | Q_v^* | Теплота уходящих дымовых газов | 516698 В |
| | | Теплота, аккумулированная кладкой печи | 1193 |
| | | Теплота потерь излучением | 94 |
| | | Теплота потерь теплопроводностью | 761 |
| | | Тепловыделения в цех за время нагрева | 9295 |
| | | Теплота потерь при тепловых коротких замыканиях | 761 |
| | | Неучтенные потери | 1405 |

$$* Q_v = V \cdot 289,31 \cdot (0,000263t_v + 1,2721)(t_v + 273) .$$

Из теплового баланса секундный расход топлива определяется как:

$$V = \frac{18859,8}{529494 + 0,076t_v^2 + 388,83t_v} .$$

Функция f_1 и ее производная будут иметь следующий вид:

$$f_1(t_v) = 24 \cdot 360 \cdot 3600 \frac{18859,8}{529494 + 0,076t_v^2 + 388,83t_v} ,$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial t_v} = -24 \cdot 360 \cdot 3600 \cdot 18859,8 \frac{0,152t_v + 388,83}{(529494 + 0,076t_v^2 + 388,83t_v)^2} .$$

Функция f_2 и ее производная (с учетом коэффициента α) будут иметь следующий вид:

$$f_2 = (0,000263t_v + 1,2721)t_v ,$$

$$\alpha \frac{\partial f_2}{\partial t_v} = 0,0013 [0,000526t_v + 1,2721] .$$

Для определения функции f_3 и ее производной необходимо выполнить дополнительный расчет. Принимаем в рекуператоре схему перекрестного противотока. Средняя логарифмическая разность температур:

$$\tau_{cp} = \frac{801,5 - t_b + t_d}{2}, \quad (10)$$

где t_d – температура дымовых газов на выходе из рекуператора, °С.

Зависимость $t_d(t_b)$ можно аппроксимировать по графику, построенному с помощью методики [3] и приведенному на рис. 1 (для рассматриваемого случая $\eta=0,8$; η – коэффициент, учитывающий потери теплоты через кладку рекуператора).

Аппроксимация $t_d(t_b)$ имеет следующий вид:

$$t_d = \left(\frac{-1,3 + \sqrt{1,69 - 0,00052(0,0003t_b^2 + 1,471t_b - 1125,3)}}{2 \cdot 0,00013} \right). \quad (11)$$

С учетом (10), (11) функция f_3 и ее производная:

$$f_3(t_b) = \frac{2}{801,5 - t_b + \left(\frac{-1,3 + \sqrt{1,69 - 0,00052(0,0003t_b^2 + 1,471t_b - 1125,3)}}{2 \cdot 0,00013} \right)},$$

$$\frac{\partial f_3(t_b)}{\partial t_b} = \frac{-2}{(801,5 - t_b + t_d)^2} \left(-1 + \frac{\partial t_d}{\partial t_b} \right),$$

где

$$\frac{\partial t_d}{\partial t_b} = \frac{-0,00052 \cdot 0,0003 \cdot 2t_b - 0,00052 \cdot 1,471}{2 \cdot 0,00013 \cdot 2 \cdot \sqrt{1,69 - 0,00052(0,0003t_b^2 + 1,471t_b - 1125,3)}}.$$

Для определения функции $f_4(t_b)$ необходимо выполнить дополнительный расчет.

Расчет полных мощностей, необходимых на преодоление воздушного и газового сопротивлений [2, 3], показал, что:

$$M_b = 0,0024 \left(\frac{t_b}{2} + 273 \right), \text{ кВт},$$

$$M_d = 0,0013(n(t_b) + 2), \text{ кВт}.$$

Приведенная годовая стоимость рекуператора (с учетом монтажа) рассчитывается по формуле

$$S = \frac{m_{тр} n(t_b) S_T}{1000y}, \quad (12)$$

где $m_{тр}$ – масса трубы, кг; $n(t_b)$ – количество труб в зависимости от температуры подогрева воздуха; S_T – стоимость 1 т рекуператора (с учетом монтажа), долл. США; y – срок эксплуатации рекуператора, год.

С помощью компьютерного моделирования получена зависимость количества игольчатых труб рекуператора от температуры подогрева воздуха (рис. 2).

Аппроксимация функциональной зависимости (рис. 2) имеет вид

$$n(t_b) = 0,000125t_b^2$$

при t_b от 100 до 500 °С,

$$n(t_b) = 0,00413t_b^2 - 4,167t_b + 1088$$

при t_b от 500 до 600 °С.

Приведенная годовая стоимость рекуператора (12) определяется как:

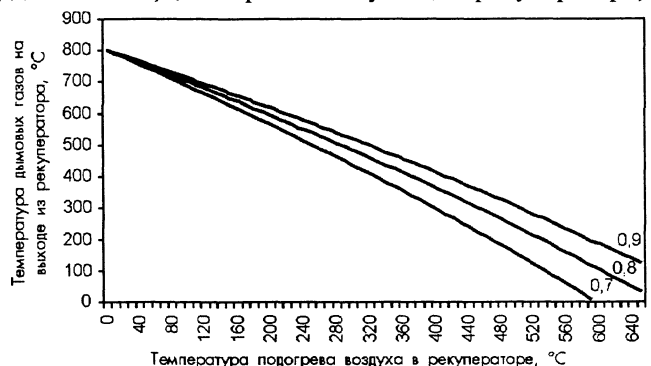


Рис. 1. Зависимость температуры уходящих дымовых газов на выходе из рекуператора от температуры подогрева воздуха в рекуператоре (в зависимости от коэффициента $\eta=0,7-0,9$)

$$S = 5,94S_m t_B^2 \cdot 10^{-6}$$

при t_B от 100 до 500 °С,

$$S = 1,96 \cdot 10^{-4} S_m (t_B^2 - 1009t_B + 263438)$$

при от 500 до 600 °С.

На рис. 3 приведено решение поставленной задачи (9), т.е. определена зависимость производной функции общих затрат на рекуператор и топливо от температуры подогрева воздуха в рекуператоре (с учетом предполагаемой динамики роста цен на сырье и энергоресурсы).

Из рисунка видно, что производная функции общих затрат на рекуператор и топливо для цен на природный газ 145–220 долл. США/1000 м³ меняет знак с “–” на “+” в диапазоне температур подогрева воздуха в рекуператоре 300–340 °С, что говорит о незначительном влиянии увеличения стоимости природного газа на величину оптимального подогрева воздуха. Причем для цен на природный газ 145–175 долл. США/1000 м³ значение оптимальной температуры подогрева воздуха в рекуператоре составляет 340 °С.

При увеличении затрат на рекуператор оптимальная температура подогрева воздуха для цен на природный газ 145–220 долл. США/1000 м³ будет смещаться в область меньших значений, а при увеличении стоимости на природный газ – в область больших значений.

Выводы

1. Приведена методика определения оптимальной температуры подогрева воздуха в рекуператоре нагревательных и термических печей, функционирующих в машиностроении и металлургии. Расчетами на примере термической печи камерного типа, функционирующей в условиях РУП «МАЗ», показано, что оптимальный диапазон подогрева воздуха в рекуператоре с учетом прогнозного ценообразования на природный газ составляет 300–340 °С.

2. Основные принципы и результаты описанной методики могут быть использованы при расчете и конструировании рекуператоров для современных газопламенных установок машиностроительных и металлургических теплотехнологий.

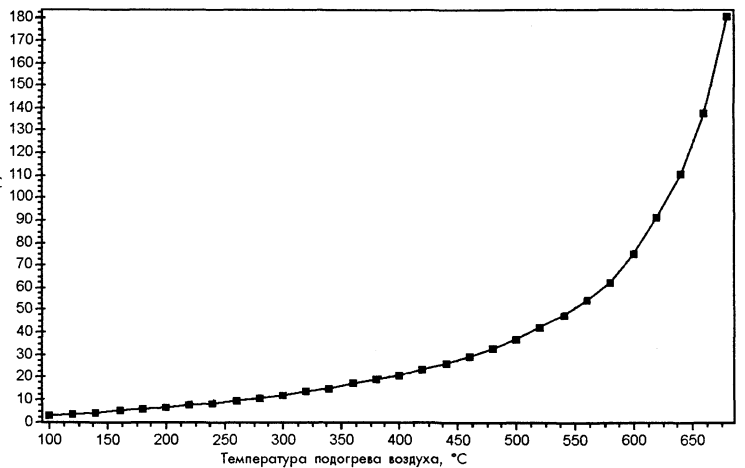


Рис. 2. Зависимость количества игольчатых труб рекуператора от температуры подогрева воздуха в нем

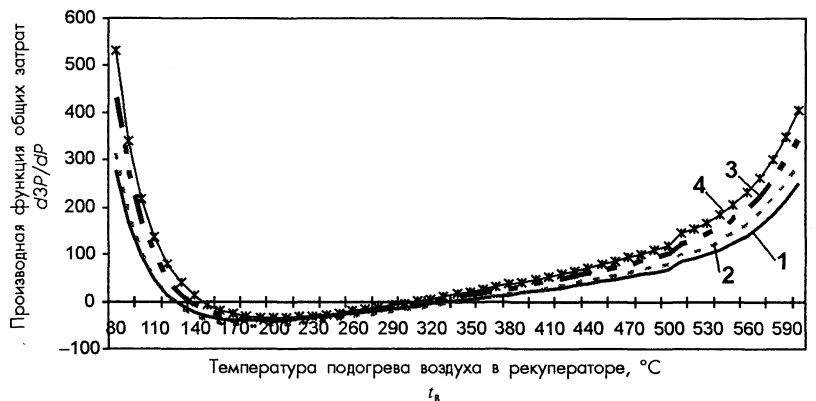


Рис. 3. Зависимость производной функции общих затрат на рекуператор и топливо от температуры подогрева воздуха в рекуператоре (с учетом предполагаемой динамики роста заработной платы и цен на сырье и энергоресурсы): 1 – 145 долл. США/1000 м³; 2 – 175; 3 – 195; 4 – 220 долл. США/1000 м³

Литература

1. Тимошпольский В.И., Герман М.Л., Менделев Д.В. Обзор основных направлений модернизации печного парка и совершенствование технологий нагрева и термической обработки слитков и заготовок в условиях современного машиностроительного предприятия // *Литье и металлургия*. 2007. №4. С. 54–62.
2. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургиздат, 1958.
3. Губинский В.И., Тимошпольский В.И., Ольшанский В.М. и др. Металлургические печи. Теория и расчеты: Учеб. в 2-х т. Т. 2. Мн.: Белорусская наука, 2007.