

УДК 669.04

## **ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ И ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА ВОЗДУХА В РЕКУПЕРАТОРАХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРОХОДНЫХ ПЕЧЕЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**Доктора техн. наук, профессора ТИМОШПОЛЬСКИЙ В. И., ТРУСОВА И. А.,  
асп. МЕНДЕЛЕВ Д. В., канд. физ.-мат. наук ГЕРМАН М. Л.**

*ПНИ «Евросталь ЛТД», Украина,  
Белорусский национальный технический университет,  
Научно-исследовательское и проектное республиканское унитарное предприятие  
«Белорусский теплоэнергетический институт»*

Анализ тепловой работы проходных печей машиностроительного производства, выполненный на основе многовариантных расчетов, показывает, что потери теплоты с дымовыми газами составляют от 30 до 60 % от общего количества теплоты, внесенной в печь. Известно, что использование теплоты уходящих газов в промышленных печах (в рекуператорах, котлах-утилизаторах) позволяет повысить КПД агрегатов, снизить удельный расход топлива на тепловую обработку материала, интенсифицировать процессы горения топлива и нагрева металла. Вместе с тем при выборе или проектировании рекуператора необходимо установить максимально возможную, но вместе с тем экономически оправданную степень рекуперации теплоты уходящих газов [1].

При проектировании рекуперативного теплообменника встает вопрос о выборе материала, который способен работать при контакте с высокотемпературными продуктами сгорания топлива. Учитывая, что на машиностроительных предприятиях функционируют пламенные печи с рабочей температурой от 500 до 1350 °С, температура уходящих газов в различных агрегатах и, как следствие, требуемая стойкость материала, из которого изготовлен рекуператор, будут различными. Кроме того, в зависимости от режима работы будут изменяться расход топлива и количество дымовых газов, что также оказывает существенное влияние на работу теплообменника и температуру подогрева воздуха. В связи с этим при выборе материала следует провести теплотехнические расчеты, где в качестве ограничения необходимо задавать допустимую температуру нагрева стенки рекуператора и при этом учитывать такой режим работы печи, когда расход топлива и температура дымовых газов максимальны. Данное замечание

особенно важно для проходных печей, работающих в нестационарном режиме. Наиболее полно указанная выше расчетная методика изложена в [2, 3].

Кроме ограничений, обусловленных жаростойкостью материала, из которого изготовлен рекуператор, на температуру подогрева воздуха при проектировании новых нагревательных устройств целесообразно наложить ограничения экономического плана. Несмотря на то, что с ростом температуры подогрева воздуха снижается потребление топлива и, как следствие, затраты на нагрев, суммарные затраты на оборудование при этом могут возрастать. Причиной этого является высокая стоимость сталей и сплавов, способных работать при высоких температурах и необходимых для изготовления рекуператора.

Ниже приведены основные положения усовершенствованной методики, разработанной на базе [2, 3].

В соответствии с рекомендациями [1, 4] значение оптимальной степени рекуперации теплоты при заданных температуре и расходе уходящих газов можно найти, исходя из минимума функции приведенных затрат на рекуператор и топливо при приравнивании к нулю частных производных этой функции по оптимизируемому параметру

$$\frac{\partial Z_p}{\partial P} = C_T \frac{\partial B_T}{\partial P} + C_P \frac{\partial F}{\partial P} = 0, \quad (1)$$

где  $Z_p$  – приведенные затраты по рекуператору и топливу, дол. США/год;  $P$  – степень рекуперации теплоты уходящих газов;  $B_T$  – расход топлива, м<sup>3</sup>/год (или кг/год);  $F$  – площадь поверхности нагрева рекуператора, м<sup>2</sup>;  $C_T$  – стоимость топлива, дол. США/м<sup>3</sup> (или дол. США/кг);  $C_P$  – приведенная годовая стоимость нагрева 1 м<sup>2</sup> поверхности рекуператора, дол. США/(м<sup>2</sup>·год).

Для решения (1) выполняется замена основных его переменных

$$\{B_T, P, F, C_P\} \rightarrow \{f_1(t_B), f_2(t_B), f_3(t_B), f_4(t_B)\}.$$

После выполнения указанной выше замены выражение (1) записывается в окончательном виде [1]

$$C_T \frac{\partial f_1}{\partial t_B} + \frac{f_4}{f_1 f_2 f_3} \left[ f_1 f_2 \frac{\partial f_3}{\partial t_B} + f_1 f_3 \frac{\partial f_2}{\partial t_B} + f_2 f_3 \frac{\partial f_1}{\partial t_B} \right] = 0. \quad (2)$$

Численное значение температуры нагрева воздуха  $t_B$  в рекуператоре при решении (2) будет соответствовать оптимальному значению, до которого необходимо подогревать воздух в рекуператоре:

$$f_1(t_B) = n \cdot 3600 \frac{c_1}{c_2 + c_3(t_B - t_B^0)}; \quad \frac{\partial f_1}{\partial t_B} = -n \cdot 3600 c_1 c_3 \frac{1}{(c_2 + c_3(t_B - t_B^0))^2}, \quad (3)$$

где  $n$  – количество часов работы печи в году, ч;  $t_B, t_B^0$  – конечная и начальная температуры подаваемого на горение воздуха, °С,

$$\begin{cases} c_1 = Q_{\text{мет}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{изл}} + Q_{\text{охл.ср}} + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{н.пот}} - Q_{\text{экз}}; \\ c_2 = Q_{\text{р}}^{\text{н}} - V_{\text{д.г}} i_{\text{д.г}} - (0,126\text{CO}^{\text{д.г}} + 0,108\text{H}_2^{\text{д.г}}) - V_{\text{подс}} i_{\text{в}}^{\text{д.г}}; \\ c_3 = L_{\text{в}}^{\text{д}} \cdot 0,0014. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь  $Q_{\text{мет}}$  – теплота, затраченная на нагрев металла, МВт;  $Q_{\text{экз}}$  – теплота, выделившаяся при окислении металла (теплота экзотермических реакций), МВт;  $Q_{\text{ок}}$  – тепловые потери с окалиной, МВт;  $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$  – низшая рабочая теплота сгорания 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, МДж/м<sup>3</sup>;  $L_{\text{в}}^{\text{д}}$  – действительное количество воздуха для сжигания газообразного топлива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $V_{\text{д.г}}$  – объем уходящих дымовых газов, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $i_{\text{д.г}}$  – энтальпия уходящих дымовых газов, МДж/м<sup>3</sup>;  $Q_{\text{кл}}$  – тепловые потери через кладку, МВт;  $Q_{\text{изл}}$  – тепловые потери через открытые окна и проемы, МВт;  $Q_{\text{охл.ср}}$  – тепловые потери с охлаждающей средой, МВт;  $Q_{\text{тр}}$  – тепловые потери, связанные с нагревом перемещающихся частей печи и транспортирующих устройств, МВт;  $Q_{\text{н.пот}}$  – неучтенные тепловые потери, МВт;  $\text{CO}^{\text{д.г}}$ ,  $\text{H}_2^{\text{д.г}}$  – содержание СО и Н<sub>2</sub> в дымовых газах, %;  $V_{\text{подс}}$  – количество холодного воздуха, подсаваемого в печь, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $i_{\text{в}}^{\text{д.г}}$  – энтальпия воздуха (подсосы), нагретого до температуры дымовых газов, °С;

$$f_2(t_{\text{в}}) = 0,0014(t_{\text{в}} - t_{\text{в}}^0); \quad \frac{\partial f_2}{\partial t_{\text{в}}} = 0,0014; \quad (5)$$

$$f_3(t_{\text{в}}) = \frac{\ln \frac{\tau_{\text{н}}}{\tau_{\text{к}}}}{(\tau_{\text{н}} - \tau_{\text{к}}) \varepsilon_{\Delta t}}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial t_{\text{в}}} = \frac{1}{\varepsilon_{\Delta t}} \left[ \frac{\tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{н}} \tau_{\text{н}} - \tau_{\text{к}}} \left( \frac{1}{\tau_{\text{к}}} \frac{\partial \tau_{\text{н}}}{\partial t_{\text{в}}} - \frac{\tau_{\text{н}}}{(\tau_{\text{к}})^2} \frac{\partial \tau_{\text{к}}}{\partial t_{\text{в}}} \right) - \frac{\ln \frac{\tau_{\text{н}}}{\tau_{\text{к}}}}{\tau_{\text{н}} - \tau_{\text{к}}} \left( \frac{\partial \tau_{\text{н}}}{\partial t_{\text{в}}} - \frac{\partial \tau_{\text{к}}}{\partial t_{\text{в}}} \right) \right]. \quad (7)$$

При противотоке дымовых газов и воздуха в рекуператоре:

$$\begin{cases} \tau_{\text{н}} = t_{\text{д}}^1 - t_{\text{в}}; & \tau_{\text{к}} = t_{\text{д}}^2 - t_{\text{в}}^0; \\ \frac{\partial \tau_{\text{н}}}{\partial t_{\text{в}}} = -1; & \frac{\partial \tau_{\text{к}}}{\partial t_{\text{в}}} = \frac{\partial t_{\text{д}}^2}{\partial t_{\text{в}}}, \end{cases} \quad (8)$$

где  $t_{\text{д}}^1$ ,  $t_{\text{д}}^2$  – температуры дымовых газов до и после рекуператора, °С;  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочный коэффициент.

Из уравнения баланса теплоты [3]:

$$t_{\text{д}}^2 = \frac{1}{0,0015} \cdot \left( 0,0015 t_{\text{д}}^1 - \frac{1}{\eta} \frac{L_{\text{в}}^{\text{д}}}{V_{\text{д.г}}} \cdot 0,0014 (t_{\text{в}} - t_{\text{в}}^0) \right); \quad \frac{\partial t_{\text{д}}^2}{\partial t_{\text{в}}} = -\frac{1}{0,0015} \frac{1}{\eta} \frac{L_{\text{в}}^{\text{д}}}{V_{\text{д.г}}} \cdot 0,0014, \quad (9)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты через кладку рекуператора (0,7–0,9).

$$\varepsilon_{\Delta} = A(R)P^6 + B(R)P^5 + C(R)P^4 + D(R)P^3 + E(R)P^2 + F(R)P + G(R), \quad (10)$$

где

$$R = \frac{t_{\Delta}^1 - t_{\Delta}^2}{t_{\Delta}^1 - t_{\Delta}^0}; \quad P = \frac{t_{\Delta} - t_{\Delta}^0}{t_{\Delta}^1 - t_{\Delta}^0}.$$

При перекрестном противотоке дымовых газов и воздуха в рекуператоре «коэффициенты-полиномы» можно представить в следующем виде [2]:

$$\left[ \begin{array}{l} A(R) = 4690,7R^4 - 26338R^3 + 47474R^2 - 30577R + 5277,4; \\ B(R) = -3119,4R^4 + 16989R^3 - 30419R^2 + 19937R - 3381,6; \\ C(R) = 716,07R^4 - 3732,7R^3 + 6771,2R^2 - 4726R + 727,91; \\ D(R) = -70,132R^4 + 348,39R^3 - 695,54R^2 + 567,01R - 47,523; \\ E(R) = 3,007R^4 - 15,205R^3 + 40,677R^2 - 39,195R - 5,5716; \\ F(R) = -0,0557R^4 + 0,356R^3 - 1,333R^2 + 1,0778R + 0,9618; \\ G(R) = 0,0003R^4 - 0,0024R^3 + 0,0095R^2 + 0,0029R + 0,9735. \end{array} \right. \quad (11)$$

Для крестообразного тока «коэффициенты-полиномы» представим [2]:

$$\left[ \begin{array}{l} A(R) = 4322R^4 - 27101R^3 + 52167R^2 - 34430R + 6039,1; \\ B(R) = -3432,2R^4 + 21667R^3 - 41905R^2 + 27572R - 4778,3; \\ C(R) = 1011,2R^4 - 6447,1R^3 + 12516R^2 - 8114R + 1350,8; \\ D(R) = -137,56R^4 + 883,23R^3 - 1699,7R^2 + 1041,7R - 149,98; \\ E(R) = 8,4184R^4 - 53,22R^3 + 96,147R^2 - 47,099R - 2,0013; \\ F(R) = -0,1836R^4 + 1,0474R^3 - 1,353R^2 - 0,2903R + 0,5168; \\ G(R) = 0,0007R^4 - 0,0018R^3 - 0,0099R^2 + 0,0278R + 0,9862. \end{array} \right. \quad (12)$$

Общий вид функции  $f_4(t_{\Delta})$  можно представить следующим образом:

$$f_4(t_{\Delta}) = S + Z + nC_3(M_{\Delta} + M_{\Delta}) + S_{\Delta} + S_{\Delta}, \quad (13)$$

где  $S$  – приведенная годовая стоимость рекуператора (с учетом монтажа), дол. США/год;  $Z$  – средняя годовая заработная плата рабочего, выполняющего обслуживание рекуператора, дол. США/год;  $C_3$  – стоимость электроэнергии для машиностроительного предприятия, дол. США/(кВт·ч);  $M_{\Delta}$ ,  $M_{\Delta}$  – средние рабочие мощности вентилятора и дымососа, кВт;  $S_{\Delta}$  – стоимость дымососа (с учетом  $M_{\Delta}$ ), дол. США/год;  $S_{\Delta}$  – стоимость тягодутьевого вентилятора (с учетом  $M_{\Delta}$ ), дол. США/год.

При определении вида функции (13) для конкретного рекуператора необходимо учитывать все его параметры. Однако учет абсолютно всех параметров практически невозможен, тогда как при обоснованной постановке и реализации физико-математической модели происходящих в рекуператоре процессов с применением программных средств для решения самых сложных алгоритмов, поставленная задача становится более реальной.

При расчетах полагали, что рекуператор оснащен игольчатыми трубами типа «17,5». Трубы типа «17,5» с расстоянием между иглами 17,5 мм обладают большей тепловой эффективностью, чем трубы типа «28», но быстрее засоряются, менее прочны в тепловом и механическом отношении. Но при использовании в качестве топлива природного газа и отсутствии пыли трубы типа «17,5» наиболее оптимальны. Длина труб составила 1640 мм. Рекуператор выполнен с одним или несколькими ходами, в которых схема движения дымовых газов имеет крестообразный ток или перекрестный противоток – в зависимости от количества ходов.

Годовая стоимость игольчатого рекуператора зависит от количества используемых труб и стоимости монтажа. Тогда вид функции  $S$  представим в следующем виде (с учетом коэффициента 1,15 на увеличение массы на крепежные рейки [2])

$$S = 1,15 \frac{N(t_b) m_{\text{тр}} S_{\text{уд}}}{LT}, \quad (14)$$

где  $N(t_b)$  – зависимость количества труб от температуры подогрева воздуха в рекуператоре;  $m_{\text{тр}}$  – масса одной трубы, применяемой в рекуператоре, кг;  $S_{\text{уд}}$  – стоимость 1 кг рекуператора (с учетом монтажа), дол. США/кг;  $LT$  – срок службы рекуператора, год.

С учетом величины  $S_{\text{усл}}$  (условная поверхность нагрева одной трубы) функция  $N(t_b)$  будет иметь вид

$$N(t_b) = \frac{1}{S_{\text{усл}}} \frac{G_b}{n} \frac{f_1(t_b) f_2(t_b) f_3(t_b)}{K(\omega_d, \omega_b)}, \quad (15)$$

где  $G_b$  – относительный расход воздуха, кг/кг;  $K(\omega_d, \omega_b)$  – общий коэффициент теплопередачи от рекуператорных труб к нагреваемому в них воздуху, кДж/(м<sup>2</sup>·ч·°С).

Для игольчатых труб типа «17,5» [2]

$$K = \omega_d \left[ 20,749 \ln(\omega_b) - 4,3972 \right] + 4,132 \ln(\omega_b), \quad (16)$$

где  $\omega_d$ ,  $\omega_b$  – скорости дымовых газов и воздуха, м<sup>3</sup>/с.

Выбор скоростей воздуха и дымовых газов определяется с учетом приблизительного необходимого количества труб по воздушному пути и по пути дымовых газов (необходимый расход нагреваемого воздуха должен соответствовать физически возможному расходу пропускаемого через трубы воздуха). При этом необходимо, чтобы скорости воздуха и дымовых

газов были наименьшими – наименьшие затраты на преодоление аэродинамических сопротивлений (выбор температуры подогрева воздуха в рекуператоре будет оптимален в том случае, если достигается общий минимум по всем затратам и минимум по затратам на рекуператор).

Количество труб по воздушному пути

$$N_1(t_B) = \frac{c_1}{c_2 + c_3(t_B - t_B^0)} \frac{L_B^d}{\omega_B S Q_{тр.в}}, \quad (17)$$

где  $S Q_{тр.в}$  – площадь сечения воздушного канала игольчатой трубы.

Количество труб на пути дымовых газов

$$N_2(t_B) = \frac{c_1}{c_2 + c_3(t_B - t_B^0)} \frac{V_{д.г} + V_{подс}}{\omega_d S Q_{тр.д}}, \quad (18)$$

где  $S Q_{тр.д}$  – площадь сечения дымового канала игольчатой трубы.

Соотношениями  $N(t_B)$ ,  $N_1(t_B)$ ,  $N_2(t_B)$  задаются количество ходов и число рядов в каждом ходе рекуператора. Как правило, для игольчатых рекуператоров, устанавливаемых на нагревательных печах кузнечных цехов машиностроительных предприятий, количество ходов не превышает двух. При этом из опыта выполненных практических расчетов использование двухходовых игольчатых рекуператоров обосновано в том случае, если температура подогрева воздуха в рекуператоре превышает 300 °С [2].

Количество ходов рекуператора и число рядов в каждом ходе рекуператора:

$$m_1 = \frac{N(t_B)}{N_1(t_B)}; \quad m_2 = \frac{N_1(t_B)}{N_2(t_B)}.$$

Величина  $Z$  рассчитывается согласно действующему тарифному классификатору либо по данным конкретного машиностроительного предприятия.

Необходимая мощность на преодоление сопротивления по воздушному пути имеет следующий вид [2]:

$$M_B = 1,25 m_1 h_1^B \frac{t_{cp}^B + 273}{273} \omega_B, \quad (19)$$

где  $h_1^B$  – аэродинамическое сопротивление игольчатых труб на пути воздуха, Па;  $t_{cp}^B$  – средняя температура воздуха в рекуператоре, °С,

$$t_{cp}^B = \frac{t_B + t_B^0}{2}; \quad h_1^B = 0,3041(\omega_B)^{2,0101}.$$

Необходимая мощность на преодоление сопротивления на пути дымовых газов имеет следующий вид [2]:

$$M_d = h_1^d (N_2 + m_1) \frac{t_{cp}^d + 273}{273} \omega_d \cdot 10^{-4}, \quad (20)$$

где  $h_1^d$  – аэродинамическое сопротивление игольчатых труб на пути дымовых газов, Па;  $t_{cp}^d$  – средняя температура дымовых газов в рекуператоре, °С,

$$t_{cp}^d = \frac{t_d^1 + t_d^2}{2}; \quad h_1^d = 0,8434(\omega_d)^{1,6309}.$$

С учетом полученных мощностей, необходимых на преодоление аэродинамических сопротивлений по воздушному и дымовому путям, а также термина «стоимость киловатта мощности тягодутьевого вентилятора» выразим функцию стоимости тягодутьевого вентилятора от необходимой потребляемой мощности. Данные на цены тягодутьевых установок были собраны по различным поставщикам (4-й квартал 2008 г.) и скоррелированы.

Величины  $S_b$  и  $S_d$  можно представить в следующем виде:

$$S_b = \frac{1}{LT}(1113,6 \ln(M_b) - 663,29); \quad S_d = \frac{1}{LT}(1113,6 \ln(M_d) - 663,29). \quad (21)$$

При решении выражения (2) относительно  $t_b$  получим результат, представленный на рис. 1.

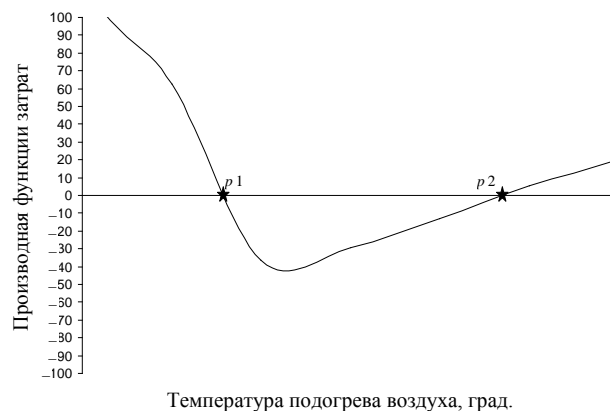


Рис. 1. Зависимость производной функции затрат от температуры подогрева воздуха в рекуператоре

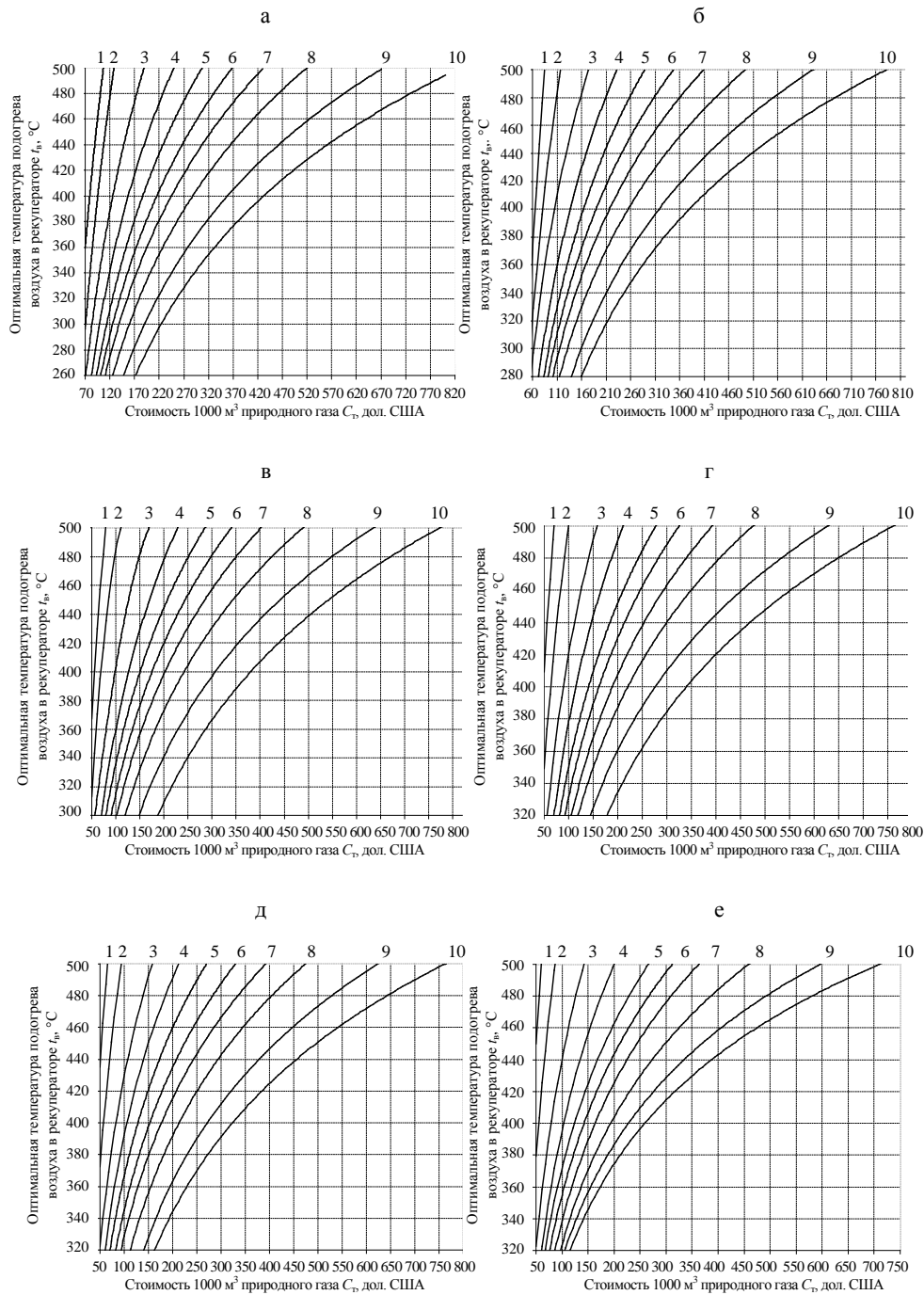
Точка  $p1$  соответствует значению, где производная функции затрат меняет свой знак с «+» на «-». Это означает, что в данной точке находится локальный максимум функции затрат.

Точка  $p2$  соответствует значению, где производная функции затрат меняет свой знак с «-» на «+». Это означает, что в данной точке находится локальный минимум функции затрат.

При повышении стоимости топлива координата точек  $p1$  и  $p2$  увеличивается, а при росте стоимости рекуператора – уменьшается [1].

На рис. 2 приведены расчеты значений координаты  $p2$  для варианта частичной модернизации (замена только рекуператора), а на рис. 3 – для

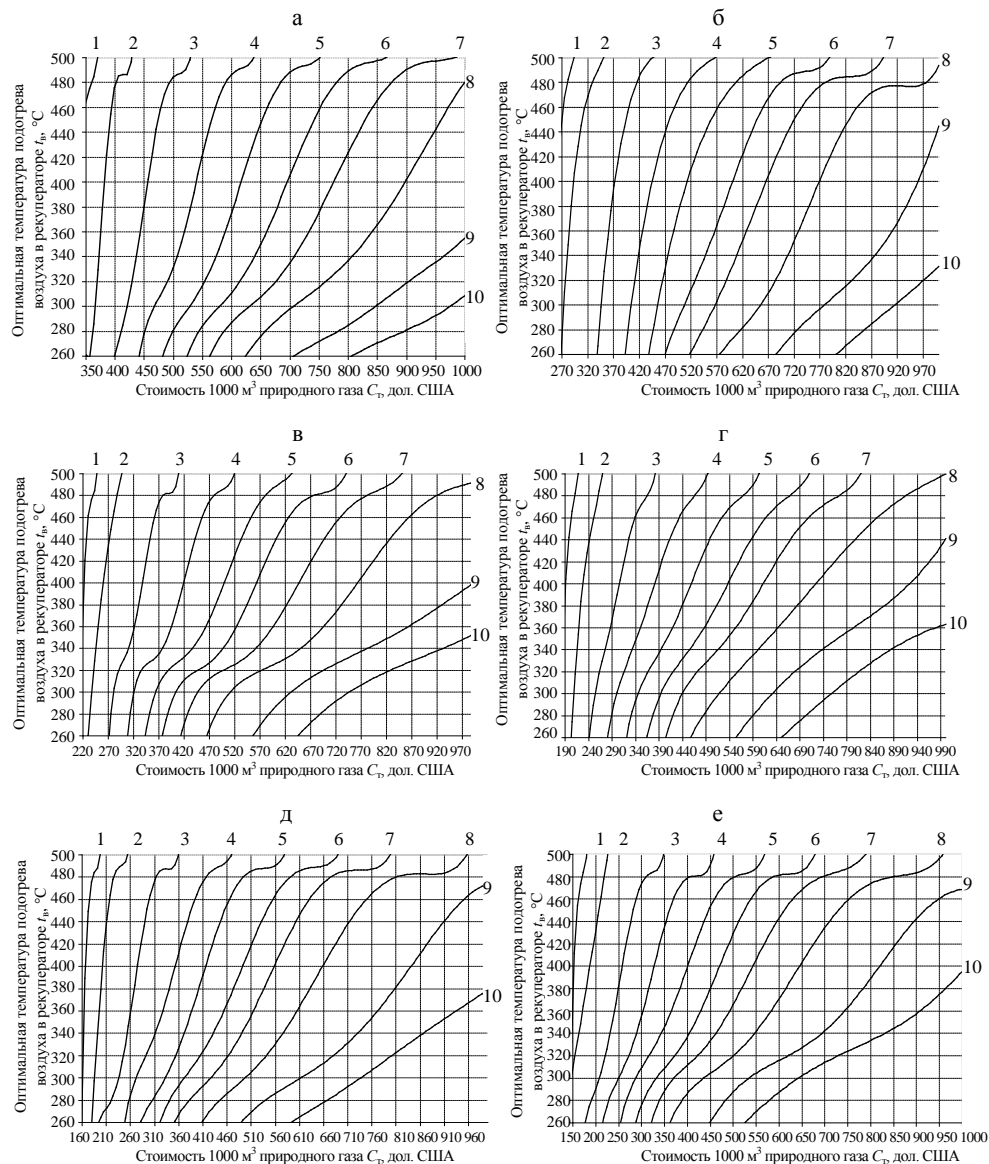
варианта полной модернизации нагревательных проходных печей РУП «Минский автомобильный завод».



$S_{уд}$  составляет: 1 – 1 дол. США; 2 – 2; 3 – 4; 4 – 6; 5 – 8; 6 – 10; 7 – 12; 8 – 15; 9 – 20; 10 – 25 дол. США

Рис. 2. Зависимость оптимальной температуры подогрева воздуха в игольчатом рекуператоре от стоимости 1 кг рекуператора (с учетом монтажа) и природного газа при частичной модернизации для нагревательных проходных печей РУП «МАЗ» производительностью: а – 1,0 т/ч; б – 1,5; в – 2,0; г – 2,5; д – 3,0; е – 3,5 т/ч





$S_{уд}$  составляет: 1 – 1 дол. США; 2 – 2; 3 – 4; 4 – 6; 5 – 8; 6 – 10; 7 – 12; 8 – 15;  
9 – 20; 10 – 25 дол. США

Рис. 3. Зависимость оптимальной температуры подогрева воздуха в игольчатом рекуператоре от стоимости 1 кг рекуператора (с учетом монтажа) и природного газа при полной модернизации для нагревательных проходных печей РУП «МАЗ» производительностью: а – 1,0 т/ч; б – 1,5; в – 2,0; г – 2,5; д – 3,0; е – 3,5 т/ч

### ВЫВОДЫ

1. Усовершенствована классическая методика расчета рекуперативных теплообменников, используемых в нагревательных проходных печах кузнечно-штамповочного производства машиностроительных предприятий (на примере РУП «МАЗ»).

2. На основе усовершенствованной методики для нагревательных проходных печей РУП «МАЗ» различных производительностей выполнены

технико-экономические расчеты оптимальной температуры подогрева воздуха в игольчатых теплообменниках. Расчет был произведен для печи № 40 при различных режимах производительности [5]. Большинство остальных нагревательных проходных печей – типовые и аналогичны по характеристикам печи № 40, поскольку вводились в эксплуатацию двумя этапами [6] в 1960–1980-е гг.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Р а с ч е т оптимальной температуры подогрева воздуха в рекуператоре на примере действующей термической печи современного машиностроительного завода с технико-экономической точки зрения / В. И. Тимошпольский [и др.] // Литье и металлургия. – 2008. – № 2. – С. 8–12.
2. Т е б е н ь к о в, Б. П. Рекуператоры для промышленных печей / Б. П. Тебеньков. – 2-е изд. – М.: Металлургиздат, 1958. – 405 с.
3. Р а с ч е т ы рекуператоров промышленных печей металлургического и машиностроительного производств / В. И. Тимошпольский // Металлургические печи. Теория и расчеты: учеб. / В. И. Тимошпольский [и др.]; под ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. – Минск, 2007. – Т. 2. – С. 7–61.
4. Р а с ч е т и конструирование современных газопламенных установок для нагрева и термообработки металла / В. И. Тимошпольский [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2008. – № 4. – С. 34–43.
5. М е н д е л е в, Д. В. Теплотехнические исследования нагревательных толкательных печей проходного типа с целью определения и улучшения их основных энерготехнологических показателей / Д. В. Менделев // Литье и металлургия. – 2008. – № 4. – С. 47–51.
6. О б з о р основных направлений модернизации печного парка и совершенствование технологий нагрева и термической обработки слитков и заготовок в условиях современного машиностроительного предприятия / В. И. Тимошпольский [и др.] // Литье и металлургия. – 2007. – № 4. – С. 54–62.

Представлена кафедрой  
металлургических технологий

Поступила 11.11.2008

УДК 621.18-5

### **КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАСТРОЙКИ РЕГУЛЯТОРОВ ВПРЫСКОВ**

**Докт. техн. наук, проф. КУЛАКОВ Г. Т., асп. ГОРЕЛЫШЕВА М. Л.**

*Белорусский национальный технический университет*

Износ основных производственных фондов, рост цен на топливно-энергетические ресурсы, финансово-экономический кризис и увеличение затрат на текущий и капитальный ремонт актуализируют проблему существенного улучшения качества регулирования температуры перегретого пара за котлом, так как это позволит повысить экономичность, надежность и долговечность работы технологического оборудования.