

## ОСНОВЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ С ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Докт. техн. наук БАЙРАШЕВСКИЙ Б. А.

Проблема утилизации теплоты в процессе эксплуатации печей представляет собой практический интерес. Рассмотрим этот вопрос применительно к факту отдачи теплоты в окружающую среду с горячих поверхностей вращающихся печей. В ряде случаев температура этих поверхностей порядка 150–500 °С, что несовместимо с проводимой в настоящее время повсеместной политикой энергосбережения.

Необдуманное решение этой проблемы, например путем прямой и непосредственной теплоизоляции поверхностей печи снаружи и изнутри, может повлечь за собой негативные последствия, связанные с изменениями температур ограждающих поверхностей печи в зонах пограничного слоя. Простейший случай сопоставления градиентов температур до и после такой модернизации печи исследуется на математической модели, представленной в виде программного файла ЦЗВ4. Последний позволяет определять также экономический эффект от такой модернизации печи и выполнять факторный анализ мероприятия в зависимости от конкретных затрат на его выполнение. Выкопировки из рабочего файла ЦЗВ4 представлены на рис. 1–4.

Проанализируем результаты сопоставления двух градиентов температур по сечению ограждающей стенки печи (рис. 1) и вычисленных с помощью программного файла ЦЗВ4 (рис. 2). Положим, что до модернизации печи имеется только один огнеупорный слой на ее поверхности изнутри. Толщину его обозначим  $n_1^{до}$ , а коэффициент теплопроводности –  $\lambda_1^{до}$  ( $\lambda_{шт}^{до}$ ). За второй слой толщиной  $n_3^{до}$  и с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_3^{до}$  ( $\lambda_{ст}^{до}$ ) принимаем либо стальную оболочку печи, либо ту же оболочку, но закрытую теплоизоляцией снаружи. После модернизации между огнеупорным шамотным слоем и стальным корпусом печи располагается дополнительный теплоизоляционный слой толщиной  $n_2^{пос}$ , т. е. в этом случае стенка печи состоит из трех слоев:  $n_1^{пос}$ ,  $n_2^{пос}$ ,  $n_3^{пос}$  с соответствующими коэффициентами теплопроводности  $\lambda_1^{пос}$  ( $\lambda_{шт}^{пос}$ ),  $\lambda_2^{пос}$  ( $\lambda_{тк}^{пос}$ ) и  $\lambda_3^{пос}$  ( $\lambda_{ст}^{пос}$ ). Применительно к плоской стенке плотности тепловых потоков  $q_s^{до, пос}$  (до и после модернизации) запишем в следующем виде:

$$q_s^{до} = \lambda_{\Gamma} \frac{t_{\Phi} - t_c^B}{n_{пс}^{до}} = \lambda_1^{до} \frac{t_c^B - t_1^{до}}{n_1^{до}} = \lambda_2^{до} \frac{t_1^{до} - t_2^{до}}{n_2^{до}} = \lambda_3^{до} \frac{t_2^{до} - t_3^{до}}{n_3^{до}}; \quad (1)$$

$$q_s^{пос} = \lambda_{\Gamma} \frac{t_{\Phi} - t_c^B}{n_{пс}^{пос}} = \lambda_1^{пос} \frac{t_c^B - t_1^{пос}}{n_1^{пос}} = \lambda_2^{пос} \frac{t_1^{пос} - t_2^{пос}}{n_2^{пос}} = \lambda_3^{пос} \frac{t_2^{пос} - t_3^{пос}}{n_3^{пос}}, \quad (2)$$

где в порядке граничных условий до и после модернизации  $t_{\phi}^{\text{до,пос}} = \text{const}$  и  $t_{\text{ш}}^{\text{до,пос}} = \text{const}$ .

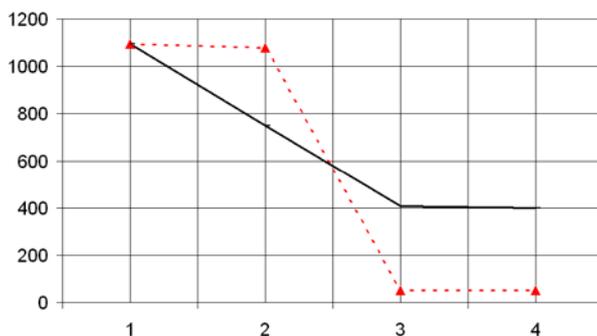
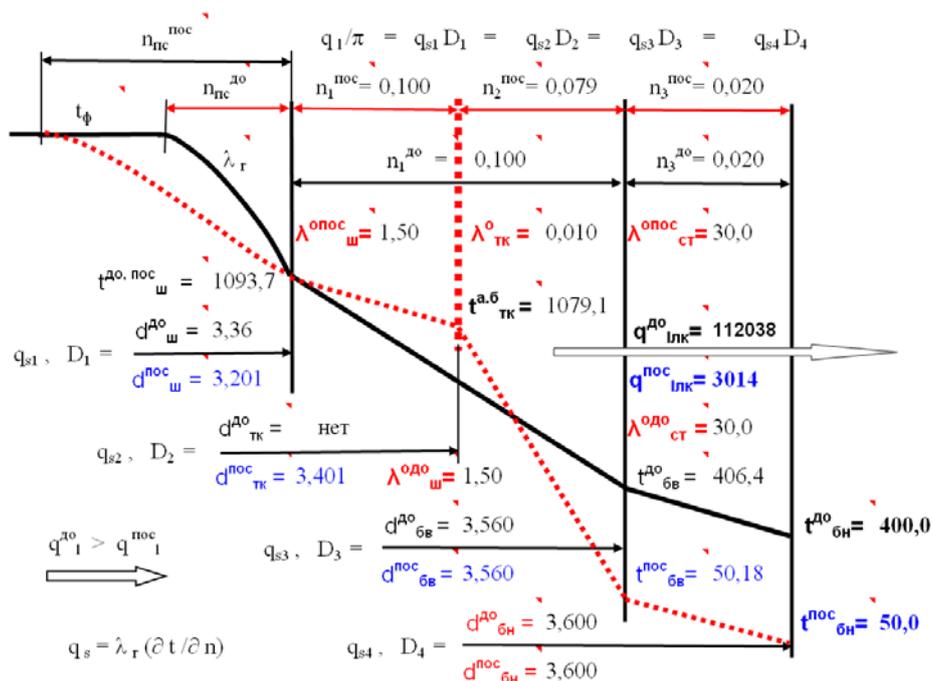


Рис. 1. Выкопировка из программного файла ЦЗВ4. Графическое изображение градиентов температур по толщине стенки печи: — — двухслойное ограждение до модернизации  $t_{\text{ш}}^{\text{до,пос}}$ ,  $t_{\text{бв}}^{\text{до}}$ ,  $t_{\text{бн}}^{\text{до}}$ ; - - - - трехслойное ограждение после модернизации  $t_{\text{ш}}^{\text{до,пос}}$ ,  $t_{\text{тк}}^{\text{а,б}}$ ,  $t_{\text{бв}}^{\text{пос}}$ ,  $t_{\text{бн}}^{\text{пос}}$

Общая связь между линейной плотностью теплового потока через многослойную цилиндрическую стенку и аналогичными потоками через плоские поверхности отдельных слоев изоляции имеет вид (рис. 1)

$$q_1/\pi = q_{s1}D_1 = q_{s2}D_2 = q_{s3}D_3 = q_{s4}D_4. \quad (3)$$

Тогда согласно закону Ньютона линейные плотности тепловых потоков через цилиндрические коаксиальные поверхности печи определим:

- до модернизации

$$q_1^{до} = k_{\Sigma}^{до} (t_{\phi} - t_{окр}) = k_{1сл}^{до} (t_{ш}^{до,пос} - t_{бв}^{до}) = \alpha_{1лк}^{до} (t_{бн}^{до} - t_{окр}); \quad (4)$$

• после модернизации

$$q_1^{пос} = k_{\Sigma}^{пос} (t_{\phi} - t_{окр}) = k_{(1+2)сл}^{пос} (t_{ш}^{до,пос} - t_{бв}^{пос}) = \alpha_{1лк}^{пос} (t_{бн}^{пос} - t_{окр}), \quad (5)$$

где  $k_{\Sigma}^{до,пос}$  – линейный коэффициент теплопередачи от факела с температурой  $t_{\phi} = \text{const}$  до окружающей среды с температурой  $t_{окр} = \text{const}$ ;  $k_{1сл}^{до}$  и  $k_{(1+2)сл}^{пос}$  – линейные коэффициенты теплопередачи через один и два теплоизоляционных слоя изоляции внутри печи;  $\alpha_{1лк}^{до}$  и  $\alpha_{1лк}^{пос}$  – то же теплоотдачи конвекцией и излучением от поверхности печи в окружающую среду.

ЦЗВ4		ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИНЦИПАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ									
Исследование вопросов целесообразности выполнения соответствующих работ.											
Сох. Мод	Мод.1	0,100	0,089	0,078	0,068	0,057	0,046	0,035	0,025	0,014	0,003
	От	Сохр. М1			График М1		Уд. нак. М1	Уд. М61, Гр1		До	
Вос.Мод	Мод.2	0,010	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,090
	От	Сохр. М2			График М2		Уд. нак. М2	Уд. М62, Гр2		До	
ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ											
Мод.1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Мод.2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Обозн.	$d_{бн}$	$L_б$	$t_{бн}$	$t_{ок}$	$\epsilon_б$	$\Lambda_{ш}^0$	$\Lambda_{ст}^0$	$\Lambda_{тк}^0$	$\delta_{ш}$	$\delta_{ст}$	$\delta_{тк}$
До мод.	3,600	110	400,0	20,0	0,60	1,5000	30,000	-	0,100	0,020	-
Мод.1	3,600	110	50,0	20,0	0,60	1,5000	30,000	0,0100	0,100	0,020	79,46
Мод.2	3,600	110	80,0	30,0	0,90	2,0000	30,000	0,0900	0,250	0,030	251,32
Разм.	м	м	°C	°C	-	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	м	м	мм
Мод.1	12	13	14		15	16	17	Реш.1	ВЫП	-2E-09	
Мод.2	12	13	14		15	16	17	Реш.2	ВЫП	-6E-10	%
Обозн.	$K_{зат}^{мн}$	$\tau_{ш}$	$\zeta_q$		$\zeta_{тут}$	$\zeta_{ш}$	$\zeta_{тк}$	$\gamma$	$T_n$	$\rho_{ш}$	$\rho_{тк}$
До мод.	-	-	-	-	-	500	8000	-	-	2,3	-
Мод.1	200	6000	70,0	0,060	320	500	8000	0,10	5,0	2,3	0,8
Мод.2	200	7000	50,0	0,043	340	500	8000	0,10	5,0	2,3	0,8
Разм.	млн. р	ч/год	тр/Гкал	тр/кВтч	т р/тут	тр/т	тр/т	-	лет	т/м <sup>3</sup>	т/м <sup>3</sup>
Обозн.	$d_{ш}$	$d_{тк}$	$d_{бв}$	$d_{бн}$	$t_{ш}$	$t_{тк}^a$	$t_{тк}^b$	$t_{бв}$	$t_{бн}$	$F_б(1M)$	$t_{ср}$
До мод.	3,360	-	3,560	3,600	1093,7	-	-	406,4	400,0	11,31	210,0
Мод.1	3,201	3,401	3,560	3,600	1093,7	1079,1	1079,1	50,2	50,0	11,31	35,0
Мод.2	2,537	3,037	3,540	3,600	1093,7	1015,1	1015,1	80,6	80,0	11,31	55,0
Разм.	м	м	м	м	°C	°C	°C	°C	°C	м <sup>2</sup>	°C
Обозн.	$K_{зат}$	$b_{ш}$	$b_{ст}$	$b_{тк}$	$q_{1лк}^6$	$Q_{1лк}^6$		$\Delta q_{инк}^6$		$\Delta Q_{экл}^6$	
До мод.	-	0,0000	0,0001	-	112038	12324,2	10,6	-	-	-	-
Мод.1	206,8	0,0003	0,0001	0,0020	3014,3	331,6	0,3	109024	93744	11993	10,3
Мод.2	219,1	0,0003	0,0001	0,0020	7231,6	795,5	0,7	104807	90118	11529	9,9
Разм.	млн. р	1/°C	1/°C	1/°C	Вт/м	кВт	Гкал/ч	Вт/м	ккал/(чм)	кВт	Гкал/ч
Обозн.	NPV	$C_{эк}^n$	$C_{эк}^{гоа}$	$\Delta B_{год,эк}$	$T_{ок}$	$q_{л}^6$	$q_{к}^6$	$q_{лк}^6$	$a_k$	$a_n$	$a_{лк}$
До мод.	-	-	-	-	-	6728,3	3178,1	9906,4	8,363	17,71	26,069
Мод.1	16211,0	721,8	4331,0	13534,3	0,05	119,6	146,96	266,5	4,899	3,99	8,884
Мод.2	12933,1	495,6	3469,5	10204,5	0,06	362,2	277,18	639,4	5,544	7,24	12,788
Разм.	млн. р	тр/ч	млн. р/г	тут/год	лет	Вт/м <sup>2</sup>	Вт/м <sup>2</sup>	Вт/м <sup>2</sup>	Вт/(м <sup>2</sup> К)	Вт/(м <sup>2</sup> К)	Вт/(м <sup>2</sup> К)
Обозн.	$V_{ш}$	$V_{тк}$	$G_{ш}$	$G_{тк}$	$C_{ш}$	$C_{тк}$	$Nu(t_{ср})$	$\lambda(t_{ср})$	$v(t_{ср})$	$Pr(t_{ср})$	$Gr(t_{ср})$
До мод.	1,087	-	2,500	-	1,250	-	769,82	0,0391	3,6E-05	0,694	3E+11
Мод.1	1,0371	0,8689	2,385	0,6951	1,193	5,5607	649,88	0,0271	1,6E-05	0,695	2E+11
Мод.2	2,1892	2,5965	5,035	2,0772	2,518	16,618	698,47	0,0286	1,8E-05	0,694	2E+11
Разм.	м <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>	т	т	млн. р	млн. р	-	Вт/(м*К)	м <sup>2</sup> /с	-	-
Обозн.	Pr Gr	c	n	$C_0 \cdot 10^8$	Pr Gr		c	n			
До мод.	2E+11	0,135	0,333	5,67	-		< 10 <sup>-3</sup>	0,45	0		
Мод.1	1E+11	0,135	0,333	5,67	0,001		10 <sup>-3</sup> ÷ 5 · 10 <sup>-2</sup>	1,18	0,125		
Мод.2	1E+11	0,135	0,333	5,67	500		5 · 10 <sup>-2</sup> ÷ 2 · 10 <sup>7</sup>	0,54	0,250		
Разм.	-	-	-	Вт/(м <sup>2</sup> К <sup>4</sup> )	2E+07		> 2 · 10 <sup>7</sup>	0,135	0,333		

Рис. 2. Выкопировка из программного файла ЦЗВ4

Сплошной линией на рис. 1 показаны значения температур по слоям теплоизоляции до модернизации ( $q_s^{до}$  и  $q_1^{до}$ ), а пунктирными – после модернизации ( $q_s^{пос}$  и  $q_1^{пос}$ ). Здесь следует иметь в виду, что в сравнении с  $n_3^{до}$  участок толщиной  $n_3^{пос}$  после модернизации может включать в себя слой изоляции. Тогда из анализа (1)–(5) следует, что снижение теплотерь от значений  $q_1^{до}$  до  $q_1^{пос}$  через ограждающую стенку печи можно осуществлять путем увеличения термического сопротивления слоев теплоизоляции по обе стороны ее стальной оболочки. Причем при решении такой задачи необходимо уложиться в допустимые пределы этих изоляционных материалов в отношении как их термостойкости, так и толщины их слоев. К тому же следует избегать существенных изменений размеров печи по ее сечению особенно изнутри.

Программный файл ЦЗВ4 (рис. 2) позволяет решать такую задачу оптимизации в первом приближении путем численного анализа результатов расчета по перепаду температур и тепловых потоков через многослойную цилиндрическую стенку согласно схеме на рис. 1. В основе решения такой задачи лежат два уравнения, определяющие температуру  $t_{TK}^a = t_{TK}^b$  на границе между слоями шамотного кирпича и теплозащитного материала:

- со стороны слоя шамотного кирпича температура  $t_{TK}^a$  вычисляется так:

если  $b_{ш} = 0$ , то  $t_{TK}^a = t_{ш} - \frac{q_{1лк}^{бпос}}{2\pi\lambda_{ш}^{опос}} \ln \frac{d_{TK}^{пос}}{d_{ш}^{пос}}$ ; в противном случае

$$t_{TK}^a = -b_{ш}^{-1} + \left[ (b_{ш}^{-1} + t_{ш})^2 - \frac{q_{1лк}^{бпос}}{\pi b_{ш} \lambda_{ш}^{опос}} \ln \frac{d_{TK}^{пос}}{d_{ш}^{пос}} \right]^{0,5}, \quad (6)$$

- со стороны слоя теплозащитного материала та же температура  $t_{TK}^b$  вычисляется из учета температуры слоя  $t_{бв}$  аналогично: если  $b_{TK} = 0$ , то

$t_{TK}^b = t_{бв} + \frac{q_{1лк}^{бпос}}{2\pi\lambda_{TK}^o} \ln \frac{d_{бв}^{пос}}{d_{TK}^{пос}}$ ; в противном случае

$$t_{TK}^b = -b_{TK}^{-1} + \left[ (b_{TK}^{-1} + t_{бв})^2 + \frac{q_{1лк}^{бпос}}{\pi b_{TK} \lambda_{TK}^o} \ln \frac{d_{бв}^{пос}}{d_{TK}^{пос}} \right]^{0,5}, \quad (7)$$

где  $b_{ш}$  и  $b_{TK}$  – коэффициенты линейной интерполяции теплопроводности шамотного кирпича и теплозащитного слоя от температуры.

Путем совместного решения уравнений (6) и (7) определяем толщину теплоизоляционного слоя  $\delta_{TK} = 0,5(d_{TK}^{пос} - d_{бв}^{пос})$  и ряд других показателей, предусмотренных алгоритмом программного обеспечения ЦЗВ4.

Экономический эффект от модернизации печи по такому варианту сводится к уменьшению расхода топлива за счет соответствующего снижения теплопотерь в окружающую среду.

В некоторых вращающихся печах предусматриваются определенные зоны, в которых для соблюдения технологических процессов должны быть повышенные или пониженные значения температур ( $t_{\text{он}}^{\text{до}}$ ) внешних поверхностей как следствия адекватных температур изнутри. В этом случае показатель «теплопотерь»  $q_1 = q_{1\text{лк}}^{\text{до}}$  играет роль регулируемого параметра, на который можно воздействовать путем установки буферного теплообменника с наружной стороны печи. На фоне политики энергосбережения его также следует рассматривать как резерв экономии теплоты по второму варианту ее утилизации, не нарушающему структуру ограждающей стенки.

Рассмотрим потенциальные возможности этого варианта. Считаем, что до модернизации технологический режим печи налажен и установлен определенный температурный уровень ее наружной поверхности на участке длиной  $L_6$ . В начале этого участка с температурой стенки  $t_6^{\text{вх, до}}$  линейная плотность теряемой теплоты равна  $q_{1\text{вх}}^{\text{бдо}}$ , а в конце соответственно –  $t_6^{\text{вых, до}}$  и  $q_{1\text{вых}}^{\text{бдо}}$ . Воздушная окружающая среда изотропна и имеет температуру  $t_{\text{окр}}$ . Далее полагаем, что после модернизации, теряемая теплота частично утилизируется буферным теплообменником, установленным коаксиально вдоль того же участка длиной  $L_6$  на некотором расстоянии от горячей поверхности печи. Пространство между ее поверхностью и поверхностью теплообменника «глухое», не продувается воздухом и отделено от окружающей среды и вращающегося корпуса печи сальниковыми уплотнениями. Внутри упомянутого теплообменника по трубам или специальным каналам проходит теплоноситель (воздух, вода), отводящий теплоту от поверхности печи в целях утилизации. В результате теплопотери в окружающую среду на утилизированном участке длиной  $L_6$  сводятся к теплопотерям самого теплообменника.

Такой принцип утилизации теплоты позволяет регулировать ее отвод путем изменения прежде всего массового расхода теплоносителя. При создании математической модели отвода теплоты таким устройством следует иметь в виду одну его существенную особенность. В отличие от условий до модернизации окружающая среда (теплообменник), в которую осуществляется отвод теплоты от поверхности печи, не является изотропной, потому что температура поверхности теплообменника на участке утилизации  $L_6$  переменна, а температура окружающей среды (до модернизации) постоянна. В результате появляются условия, затрудняющие адекватное моделирование отвода теплоты в начале и в конце участка  $L_6$ . Как видно, теплообменник с коаксиально расположенными поверхностями нагрева не способен обеспечить соблюдение сразу двух условий подобия на участке печи  $L_6$ , которые можно сформулировать так: на входе при  $t_6^{\text{вх, пос}} = t_6^{\text{вх, до}}$  соответственно  $q_{1\text{вх}}^{\text{бпос}} = q_{1\text{вх}}^{\text{бдо}}$ , а на выходе при  $t_6^{\text{вых, пос}} = t_6^{\text{вых, до}}$  –

$q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бпос}} = q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бдо}}$ . Обеспечивая условия  $t_6^{\text{ВХ,пос}} = t_6^{\text{ВХ,до}}$  и  $q_{1\text{ВХ}}^{\text{бпос}} = q_{1\text{ВХ}}^{\text{бдо}}$  на начальном участке ( $L_6$ ) теплообменника, на его втором конце (в силу влияния упомянутой неізотропности) при  $t_6^{\text{ВЫХ,пос}} = t_6^{\text{ВЫХ,до}}$  аналогичный показатель  $q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бпос}} \neq q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бдо}}$ . Из этого следует, что в таком случае необходимо либо предусматривать установку специального (адекватного) теплообменника, либо находить компромисное решение этой задачи, основанное на допустимом пренебрежении упомянутых граничных условий подобия.

Комплекс программных файлов ВрП5, ВрП6 и ВрП7 позволяет решать такую задачу при условии постоянства температур  $t_6^{\text{ВХ,пос}} = t_6^{\text{ВХ,до}}$  и  $t_6^{\text{ВЫХ,пос}} = t_6^{\text{ВЫХ,до}}$  и при значении теплового потока от печи на начальном участке  $L_6$ , вычисленном так:  $q_{1\text{ВХ}}^{\text{бпос}} = K_p q_{1\text{ВХ}}^{\text{бдо}}$ . Здесь  $K_p$  – произвольный коэффициент корреляции ( $K_p \leq 1$ ), подлежащий последующим уточнениям в процессе эксперимента. Аналогичный показатель  $q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бпос}} \neq q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бдо}}$ , как уже было отмечено, вычисляется в соответствии с уравнениями теплового баланса и теплопередачи в данном устройстве.

Вводимый в качестве множителя перед показателем  $q_{1\text{ВХ}}^{\text{бдо}}$  коэффициент корреляции  $K_p \leq 1$  позволяет исследовать степень значимости соблюдения условий равенства тепловых потоков  $q_{1\text{ВХ}}^{\text{бдо,пос}}$  и  $q_{1\text{ВЫХ}}^{\text{бдо,пос}}$  на режим и эффективность работы утилизационного устройства в целом согласно запрограммированной модели теплоотвода. Экспериментальное исследование этого вопроса и выявление допустимых границ отклонения упомянутого коэффициента  $K_p$  от единицы представляют собой немаловажную информацию при использовании и корректировке программных файлов ВрП5, ВрП6, ВрП7 в процессе проектирования соответствующих теплообменников.

Выкопировки из программного файла ВрП5 представлены на рис. 3 и 4. Здесь в качестве теплоносителя предусматривается атмосферный воздух, продуваемый по щелевым каналам, объединенным в  $J$  секций. В файле ВрП6 в отличие от файла ВрП5 предусматривается в качестве теплоносителя вода, которая также проходит по  $J$  секциям с прямоугольными каналами. В файле ВрП7 предусмотрена трубная система теплообменника, охлаждаемая водой. Во всех файлах (ВрП5, ВрП6 и ВрП7) наряду с упомянутым коэффициентом корреляции  $K_p \leq 1$  предусматривается возможность как полного ( $360^\circ$ , т. е.  $\varphi = 1$ ) охвата на участке  $L_6$  коаксиальным теплообменником поверхности корпуса печи, так и частичного (меньше  $360^\circ$ , т. е.  $\varphi < 1$ ).

Расчет процесса утилизации теплоты с помощью коаксиального теплообменника основан на решении системы уравнений, описывающих механизм передачи ее от цилиндрической поверхности печи (рис. 3).

До модернизации тепловой поток от печи в окружающую среду (на единицу плоской поверхности) передается за счет излучения  $q_{\text{л}}^{\text{б}}$  согласно закону Стефана – Больцмана и конвекцией  $q_{\text{к}}^{\text{б}}$  по закону Ньютона:

$$q_l^{\text{до}} = \varepsilon_6 C_0 \cdot 10^{-8} [(t_6 + 273)^4 - (t_{\text{окр}} + 273)^4]; \quad (8)$$

$$q_k^{\text{до}} = \alpha_{\text{кб}} (t_6 - t_{\text{окр}}), \quad (9)$$

где коэффициент теплоотдачи за счет конвекции определяется на основании полуэмпирического критериального уравнения [1]  $Nu = 0,245 Re_{\text{вж}}^{0,6}$ , представленного в виде

$$\alpha_{\text{кб}} = 0,245 (W_{\text{в03}} + V_{\text{т6}})^{0,6} \nu^{-0,6} \lambda D_6^{-0,4}. \quad (10)$$

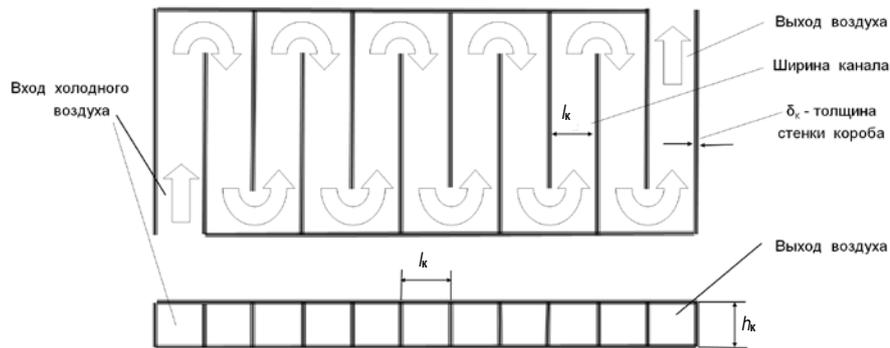
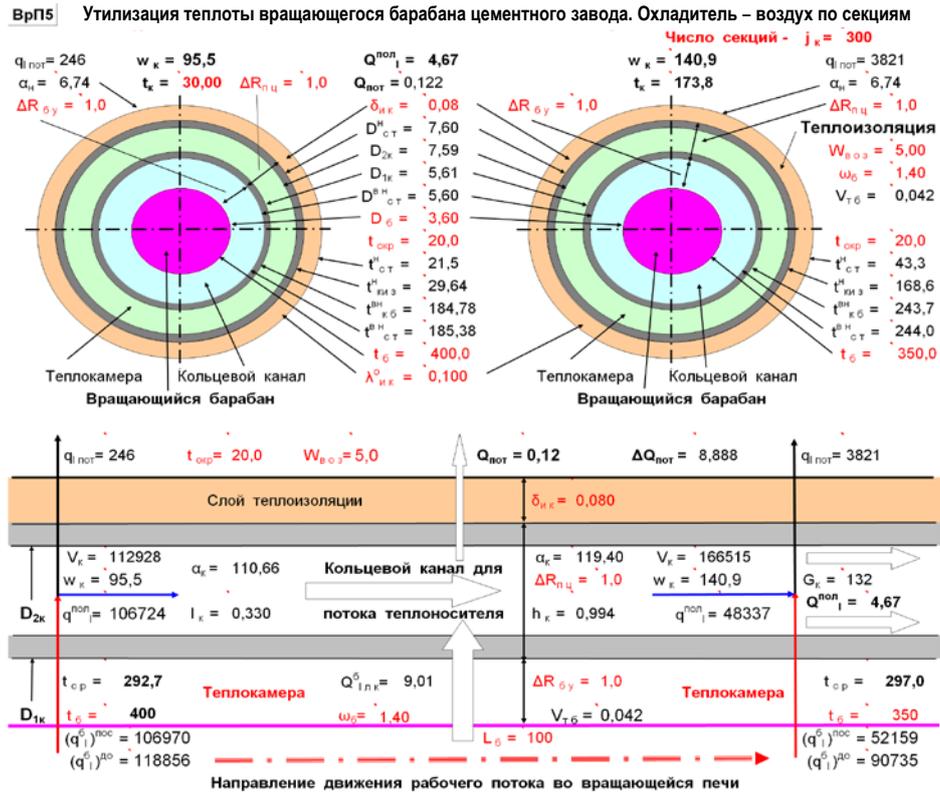


Рис. 3. Выкопировка из программного файла ВрП5. Принципиальная схема движения рабочего потока по щелевому каналу, изогнутого эквидистантно диаметру барабана  $D_6$ . В данной версии имеется в виду, что поток теплоносителя (воздух) движется в направлении рабочего потока во вращающейся печи,  $j_k$  – число каналов. Ширина канала



После модернизации аналогичный тепловой поток формируется в глухом пространстве между стенками печи и теплообменника:

$$q_{\text{л}}^{\text{пос}} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 10^{-8} [(t_{\text{б}} + 273)^4 - (t_{\text{ст}}^{\text{вн}} + 273)^4]; \quad (11)$$

$$q_{\text{к}}^{\text{пос}} = \frac{t_{\text{б}} - t_{\text{ст}}^{\text{вн}}}{\pi D_{1\text{к}} R_{\text{бy}}}, \quad (12)$$

где приведенный коэффициент лучеиспускания замкнутой системы, состоящей из двух поверхностей:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[ \varepsilon_{\text{б}}^{-1} + \frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{ст}}^{\text{вн}}} (\varepsilon_{\text{ст}}^{-1} - 1) \right]^{-1}, \quad (13)$$

а тепловое сопротивление воздушного кольцевого пространства толщиной  $\Delta R_{\text{бy}}$  между поверхностью барабана и ограждающим коробом после модернизации

$$R_{\text{бy}} = (2\pi\lambda_{\text{эк}})^{-1} \ln \frac{D_{1\text{к}} - 2\delta_{\text{к}}}{D_{\text{б}}}. \quad (14)$$

Входящий в уравнение (14) показатель  $\lambda_{\text{эк}}$  представляет собой коэффициент теплопроводности воздуха в глухой камере, который в отличие от неподвижного ( $\lambda_{\text{в}}$ ) слоя учитывает влияние естественной конвекции [2]:

$$\lambda_{\text{эк}} = 0,18 \text{Gr}^{0,25} \text{Pr}^{0,5} \lambda_{\text{в}}; \quad (15)$$

$$\text{Gr} = \frac{9,81(D_{1\text{к}} - 2\delta_{\text{к}} - D_{\text{б}})^3 (t_{\text{б}} - t_{\text{ст}}^{\text{вн}})}{[0,5(t_{\text{б}} + t_{\text{ст}}^{\text{вн}}) + 273] \nu^2}. \quad (16)$$

где  $t_{\text{ст}}^{\text{вн}}$  – температура стенки теплообменника со стороны глухой камеры.

Линейные плотности тепловых потоков до и после модернизации в начале и конце участка утилизации  $L_{\text{б}}$  определим:

$$q_{\text{л}}^{\text{до}} = (q_{\text{л}}^{\text{до}} + q_{\text{к}}^{\text{до}}) \pi D_{\text{б}}; \quad (17)$$

$$q_{\text{л}}^{\text{до}} = (q_{\text{л}}^{\text{пос}} + q_{\text{к}}^{\text{пос}}) \pi D_{1\text{к}}. \quad (18)$$

Далее запишем уравнения теплопередачи и теплового баланса для рабочего потока (т. е. полезной теплоты) в теплообменнике:

$$Q_{\text{гп}}^{\text{пол}} = \varphi [0,5(q_{\text{лвх}}^{\text{пос}} + q_{\text{лвх}}^{\text{до}}) - 0,5(q_{\text{лпот}}^{\text{вх}} + q_{\text{лпот}}^{\text{вых}})] L_{\text{б}}; \quad (19)$$

$$Q_{\text{гб}}^{\text{пол}} = G_{\text{к}} [(ct_{\text{к}})^{\text{вых}} - (ct_{\text{к}})^{\text{вх}}], \quad (20)$$

где  $q_{\text{лпот}}^{\text{вх,вых}}$  – линейная плотность теплотерь через поверхность изоляции теплообменника;

$$q_{\text{пот}}^{\text{вх,вых}} = \alpha_{\text{н}} (t_{\text{ст}}^{\text{нвх,вых}} - t_{\text{окр}}) \pi (D_{\text{ст}}^{\text{н}} + 2\delta_{\text{ик}}), \quad (21)$$

$\alpha_{\text{н}}$  – коэффициент теплоотдачи, определяющий степень охлаждения наружного кожуха утилизационного устройства окружающим потоком воздуха,

$$\alpha_{\text{н}} = 0,245 (W_{\text{воз}} v_{\text{воз}}^{-1})^{0,6} \lambda_{\text{воз}} (D_{\text{ст}}^{\text{н}} + 2\delta_{\text{ик}})^{-0,4}. \quad (22)$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{к}}$  в теплообменнике изнутри определяется размерами канала и теплофизическими свойствами теплоносителя:

- если  $\text{Re} \geq 10^4$ , то

$$\alpha_{\text{к}} = 0,021 (W_{\text{к}} v_{\text{к}}^{-1})^{0,8} \text{Pr}_{\text{к}}^{0,43} (D_{2\text{к}} - D_{1\text{к}})^{-0,2} \lambda_{\text{к}}; \quad (23)$$

- в противном случае

$$\alpha_{\text{к}} = 0,33 (W_{\text{к}} v_{\text{к}}^{-1})^{0,5} \text{Pr}_{\text{к}}^{0,43} (D_{2\text{к}} - D_{1\text{к}})^{-0,5} \lambda_{\text{к}}. \quad (24)$$

Температуру внутренней стенки  $t_{\text{кб}}^{\text{вн}}$  теплообменника со стороны барабана определим из уравнения теплопроводности:

- если  $b_{\text{ст}} = 0$ , то

$$t_{\text{кб}}^{\text{вн}} = t_{\text{ст}}^{\text{вн}} - \frac{q_{\text{л}}^{\text{бпос}}}{2\pi \lambda_{\text{ст}}^0} \ln \frac{D_{1\text{к}}}{D_{\text{ст}}^{\text{вн}}};$$

- в противном случае

$$t_{\text{кб}}^{\text{вн}} = -b_{\text{ст}}^{-1} + \left[ (b_{\text{ст}}^{-1} + t_{\text{ст}}^{\text{вн}})^2 - \frac{q_{\text{л}}^{\text{бпос}}}{\pi b_{\text{ст}} \lambda_{\text{ст}}^0} \ln \frac{D_{1\text{к}}}{D_{\text{ст}}^{\text{вн}}} \right]^{0,5}. \quad (25)$$

Температуру  $t_{\text{кб}}^{\text{вн}}$  можно вычислить также, исходя из учета сопротивления  $R_{\text{к}}^{\text{вн}}$  пограничного слоя:

$$t_{\text{кб}}^{\text{вн}} = t_{\text{к}} + q_{\text{л}}^{\text{бпос}} R_{\text{к}}^{\text{вн}}; \quad (26)$$

$$R_{\text{к}}^{\text{вн}} = [\pi (D_{2\text{к}} - D_{1\text{к}}) \alpha_{\text{к}}]^{-1}. \quad (27)$$

Можно считать, что сопротивления пограничных слоев  $R_{\text{к}}^{\text{вн}}$  и коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\text{к}}$  на обеих стенках ( $D_{1\text{к}}$  и  $D_{2\text{к}}$ ) кольцевого канала теплообменника изнутри примерно одинаковы. Следовательно, температуру противоположной (со стороны теплоизоляции) внутренней стенки теплообменника  $t_{\text{ки}}^{\text{вн}}$  можно вычислить по формуле, аналогичной (26), с учетом теплового потока  $q_{\text{пот}}$ , представляющего собой величину потерь в окружающую среду через теплоизоляцию:

$$t_{\text{ки}}^{\text{вн}} = t_{\text{к}} - q_{\text{пот}} R_{\text{к}}^{\text{вн}}, \quad (28)$$

где  $q_{\text{пот}}$  (на входе и выходе из участка  $L_{\text{б}}$ ) вычисляется по (21).

Температура стенки теплообменника  $t_{\text{к}}^{\text{н}}$  (рис. 3) на границе с его изоляцией определяется уравнениями теплопроводности, записанными со

стороны как стенки с температурой  $t_{кн}^{вн}$ , так и наружной стенки теплоизоляции с температурой  $t_{ст}^н$ :

- если  $b_{ст} = 0$ , то

$$t_k^н = t_{кн}^{вн} - \frac{q_{1пот}}{2\pi\lambda_{ст}^0} \ln \frac{D_{ст}^н}{D_{2к}};$$

- в противном случае

$$t_k^н = -b_{ст}^{-1} + \left[ (b_{ст}^{-1} + t_{кн}^{вн})^2 - \frac{q_{1пот}}{\pi b_{ст} \lambda_{ст}^0} \ln \frac{D_{ст}^н}{D_{2к}} \right]^{0,5}; \quad (29)$$

- если  $b_{ик} = 0$ , то

$$t_k^н = t_{ст}^н + \frac{q_{1пот}}{2\pi\lambda_{ик}^0} \ln \frac{D_{ст}^н + 2\delta_{ик}}{D_{ст}^н};$$

- в противном случае

$$t_k^н = -b_{ик}^{-1} + \left[ (b_{ик}^{-1} + t_{ст}^н)^2 - \frac{q_{1пот}}{\pi b_{ик} \lambda_{ик}^0} \ln \frac{D_{ст}^н + 2\delta_{ик}}{D_{ст}^н} \right]^{0,5}. \quad (30)$$

Уравнения (8)–(30) положены в основу создания упомянутых файлов ВрП5, ВрП6 и ВрП7 по расчету основных температурных показателей коаксиального буферного теплообменника, использующего в качестве теплоносителя воздух или воду.

Технико-экономические показатели, определяющие целесообразность такой модернизации печи, вычисляются по упрощенным формулам [3, 4]:

- удельная экономия теплоты за счет установки утилизационного устройства в расчете на 1 м его длины в течение первого часа:

$$\Delta Q_{э}^ч = 0,5[(q_{1вх}^{до} + q_{1вых}^{до}) - \varphi(q_{1пот}^{вх} + q_{1пот}^{вых})]; \quad (31)$$

- дисконтированная прибыль за весь период ( $T_n$ , лет) эксплуатации утилизационного устройства (теплообменника) в расчете на 1 м его длины:

$$NPV = \Delta Q_{э}^ч \tau_n r^{-1} [1 - (1 + r)^{-T_n}] - K_{уд}; \quad (32)$$

- расчетный срок окупаемости затраченных средств на изготовление и отладку работы утилизационного устройства

$$T_{ок} = K_{уд} (\Delta Q_{э}^ч \tau_n \tau_q)^{-1}, \quad (33)$$

где  $\tau_n$  – число часов использования утилизационного устройства в течение года;  $r$  – банковский процент увеличения денежного вклада (в долях от единицы);  $T_n$  – планируемый период службы утилизационного устройства;  $K_{уд}$  – стоимость монтажа и отладки работы утилизационного устройства в расчете на 1 м его длины;  $\tau_q$  – цена теряемой теплоты.

## ВЫВОДЫ

1. Путем анализа показано, что утилизация теплоты, теряемой от горячих поверхностей печи, может быть выполнена без существенного нарушения теплового режима ее работы в целом.

2. Рассмотрены, проанализированы и сделаны оценки двух вариантов утилизации теплоты, теряемой с горячих поверхностей печи в окружающую среду. Обращено внимание на то обстоятельство, что в процессе утилизации теплоты необходимо соблюдать определенные условия ее отвода во избежание нарушения теплового режима работы печи, предусмотренного технологией производства продукции.

3. Первый вариант модернизации предусматривает полную замену теплоизоляционных материалов печи, устанавливаемых по обе стороны ее металлического корпуса, т. е. изнутри и снаружи.

4. Второй вариант модернизации предусматривает установку коаксиальных теплообменников со стороны наружной стенки печи, не изменяя состояние ее теплоизоляции изнутри.

5. Разработан комплекс программных средства (ЦЗВ4, ВрП5, ВрП6, ВрП7 и др.), позволяющих путем многочисленных расчетов определять различные показатели, сопутствующие реализации того или иного варианта модернизации печи. Их рекомендуется использовать при разработке как новых печей, так и соответствующих устройств, направленных на утилизацию теплоты действующих печей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. И с а ч е н к о, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М., 1969.
2. М и х е е в, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М., 1973.
3. Л и п с и ц, И. В. Инвестиционный проект: методы подготовки и анализа: учеб.-справ. пособие / И. В. Липсиц, В. В. Косов. – М.: Изд-во БЕК, 1996.
4. Б а й р а ш е в с к и й, Б. А. Теплопровод «труба в трубе» как альтернативный вариант двухтрубной прокладки / Б. А. Байрашевский, Н. П. Борушко // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2006. – № 1.

Представлена кафедрой ПТЭ и ТТ БНТУ

Поступила 14.05.2010

УДК 621

### **К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ОРГАНИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО\***

**Асп. БЕГЛЯК А. В., канд. техн. наук РЫЖОВА Т. В.**

*Белорусский национальный технический университет,  
ОАО «Минский автомобильный завод»*

В настоящее время основным параметром сравнения эффективности теплотехнологий служит удельный расход условного топлива ( $b_{7000}$ ) на