

ського національного університету. – 2007. № 770. Хімія. Вип. 15(38). – С. 137 – 140. **13.** Правила приймання стічних вод підприємств у міську комунальну систему каналізації (затв. рішенням ВК Херсонської міської ради № 132 від 17.08.2004 р.). **14.** Методические указания по разработке и научному обоснованию предельно допустимых концентраций вредных веществ в воде водоемов. (Утв. Минздрав СССР, пр. № 1296-75). – М.: 1976. **15.** Інструкція про порядок розробки та затвердження гранично допустимих скидів (ГДС) речовин у водні об'єкти із зворотними водами (затв. наказом Міністра охорони навколишнього природного середовища України від 15 грудня 1994 р. № 116, зареєстров. в Міністерстві юстиції України 22 грудня 1994 р. за № 313/523). **16.** Технические условия на качество и режим сброса сточных вод промпредприятий в канализационную сеть. РТМ 204 УССР 36-86.

Поступила в редколлегию 09.04.09

УДК 611.1.031.2; 66.042.886

А.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук, ИПМаш НАН Украины

Е.В. ХАВИН, Е.П. ГОРДИЕНКО, НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ ЦИКЛА РАБОТЫ РЕГЕНЕРАТОРОВ ПЛАВИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Наведено результати розрахунків по визначенню оптимального часу циклу роботи регенеративних теплообмінників з нерухою вогнетривкою насадкою плавильних скловарних печей при використанні різних типів теплоакumuлюючих елементів.

The results of calculations of the optimum operation cycle duration for glass melting furnaces regenerative heat exchangers with stationary refractory checkerwork under various heat-retaining elements types used are presented.

1. Введение. Анализ последних достижений и публикаций. Основу энерготехнологических комплексов в металлургической, коксохимической, стекольной отраслях промышленности составляют высокотемпературные технологические установки, использующие в большинстве случаев в качестве источника энергии газообразное топливо [1].

Как известно, температурный режим является одним из важнейших параметров теплотехнологического процесса [2]. Чем выше температурный уровень процессов, тем сложнее формируются задачи генерации и передачи тепловой энергии в рабочей зоне реактора, тем сложнее решается проблема создания энергосберегающих технологий и эффективного теплоиспользую-

щего оборудования.

2. Нерешенная часть проблемы. В технологических реакторах стекольного производства сохраняется низкий уровень теплоиспользования, что требует комплексного решения целого ряда разноплановых задач, направленных на совершенствование технологии, интенсификацию рабочих процессов и повышение энергоэффективности теплотехнического оборудования, увеличение стойкости конструктивных элементов стекловаренных печей, применение современных огнеупорных материалов [3].

Основное требования к регенеративным теплообменникам плавильных печей – это максимальная тепловая эффективность, которая обеспечивается как оптимальной конструкцией регенератора, так и оптимальными режимными параметрами эксплуатации. Это обуславливает актуальность работ по оптимизации конструкций насадок регенераторов и расчету оптимальных режимов эксплуатации. Так, в работах [3, 4] рассмотрены некоторые вопросы рациональных конструкций насадочных изделий для регенераторов стекловаренных печей.

3. Цель данного исследования заключается в расчетном определении оптимального времени цикла теплообмена для различных конструкций насадок регенераторов стекловаренных печей с применением обожженных и плавнелитых огнеупоров.

4. Изложение основного материала исследования. В качестве критерия тепловой эффективности принято количество теплоты Q_B , возвращенного за цикл работы регенератора τ_0 в стекловаренную печь:

$$Q_B = \int_0^{\tau_0} G_B (c_B'' t_B'' - c_B' t_B') d\tau, \quad (1)$$

где G_B – количество нагреваемого воздуха горения; c_B – теплоемкости воздуха; t_B'' и t_B' – температура воздуха, поступающего в печь, и воздуха на входе в регенератор; τ – время работы теплообменника.

Установившийся режим работы регенератора характеризуется балансом получаемой и отдаваемой тепловой энергии (без учета тепловых потерь), а характер зависимостей $t_B'' = t_B''(\tau, \tau_0)$ и $t_B' = t_B'(\tau, \tau_0)$ определяется величиной цикла нагрева и охлаждения τ_0 .

Целью расчетов является определение длительности цикла $\tau_{0\text{опт}}$, обеспе-

чивающую подачу максимального количества тепловой энергии

$$Q_B = \int_0^{\tau_0} G_B (c_B'' t_B'' - c_B' t_B') d\tau \Rightarrow \max \quad (2)$$

путем варьирования величиной τ_0 при выполнении уравнения теплового баланса

$$\Phi = \int_0^{\tau_0} [G_B (c_B'' t_B'' - c_B' t_B') - G_r (c_r' t_r' - c_r'' t_r'')] = 0. \quad (3)$$

Для поиска $\tau_{0 \text{ опт}}$ может быть применен любой метод поиска экстремума функции одной переменной $Q_B = Q_B(\tau_0)$ в рамках заданных границ изменения этой переменной $\tau_{\min} \leq \tau_0 \leq \tau_{\max}$, где граничные значения τ_{\min} и τ_{\max} задаются из опыта эксплуатации регенераторов стекловаренных печей.

Уменьшение продолжительности цикла работы регенератора связано с увеличением потерь с нагретым воздухом при переключении холодного и горячего периодов.

Методика расчета регенератора с учетом тепловых потерь при переключении представлена в работе [5].

Продление величины рабочего цикла увеличивает колебания температуры нагреваемого воздуха, что отрицательно сказывается на температурном режиме рабочей камеры технологического агрегата.

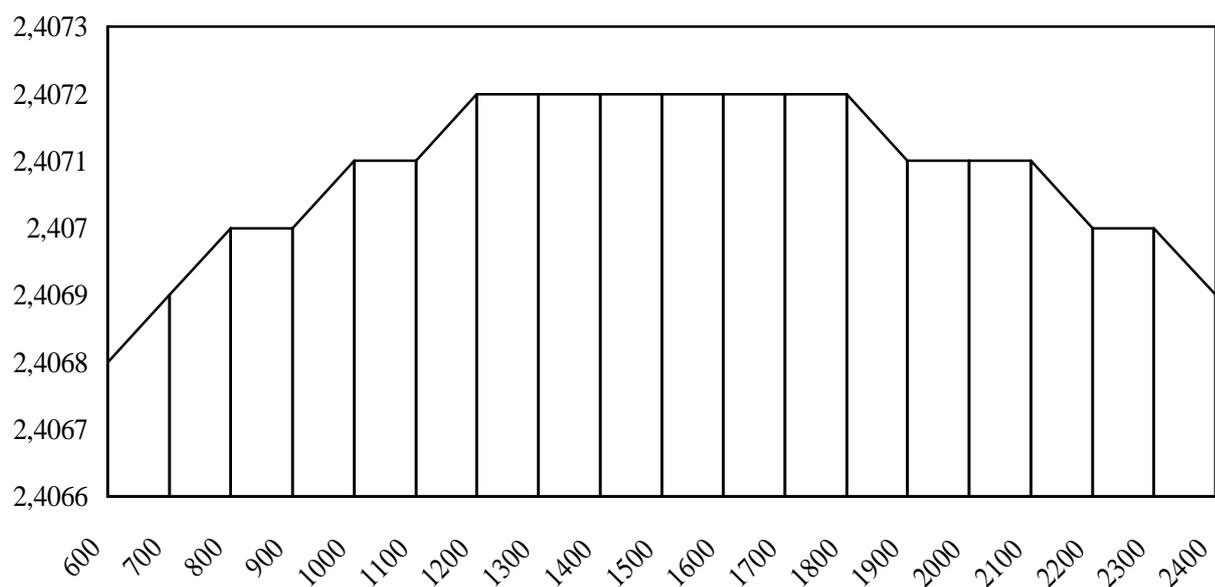
Таким образом, задача определения оптимальной длительности цикла требует учета вышеперечисленных особенностей работы высокотемпературных теплотехнологических комплексов с регенеративными теплообменниками.

Расчеты по определению оптимальной величины цикла работы регенератора $\tau_{0 \text{ опт}}$ были проведены для однокамерного регенеративного теплообменника стекловаренной печи удельной производительностью 0,88 т/(м²·сут). Расход дымовых газов – 176 м³/мин, расход воздуха горения – 152 м³/мин. Диапазон изменения длительности цикла работы регенератора от 600 до 2400 с. Рассматривались три наиболее распространенных типа насадок с одинаковым размером каналов 140 × 140 мм.

Для моделирования тепловых процессов в регенеративных теплообменниках использовался программный комплекс [6], разработанный на основе математической модели регенератора, изложенной в [7].

Количество теплоты, переданное нагреваемому воздуху за цикл работы регенератора при использовании различных типов насадок, приведено в таблице. Проследить влияние длительности циклов нагрева и охлаждения регенератора на эффективность его работы можно на рисунке, на котором представлена зависимость отношения количества теплоты, переданного в единицу времени, Q_b/τ от времени цикла τ для насадки Каупера (рисунок, а) и насадки из плавнелитых формовых элементов типа Topfstein с толщиной стенки 40 мм (рисунок, б).

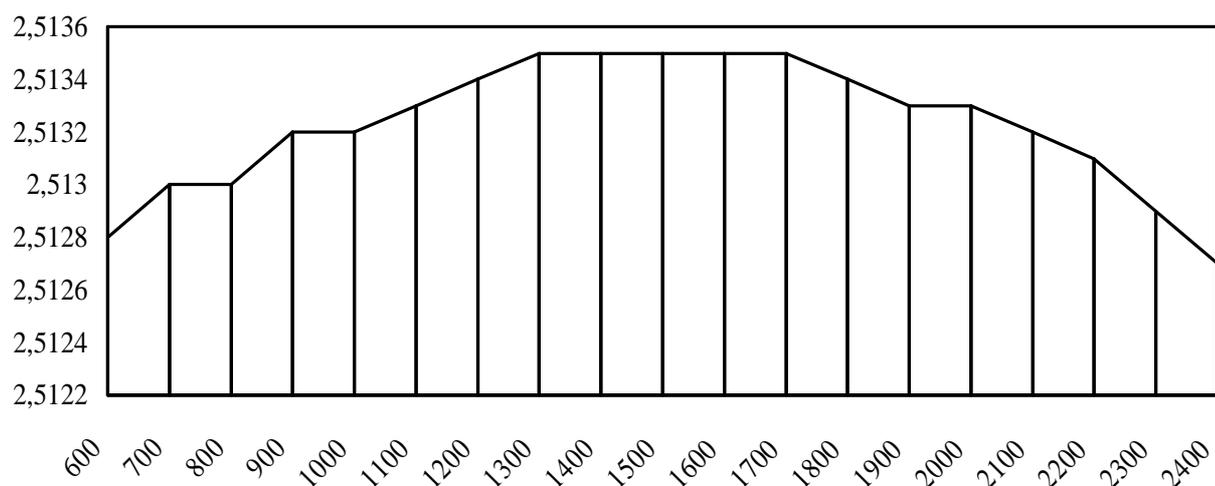
Q_b/τ , МДж/с



а)

τ , с

Q_b/τ , МДж/с



б)

τ , с

Рисунок – Количество теплоты, переданное воздуху, в зависимости от длительности цикла работы регенератора

Как видно из представленных графиков, наибольшее количество теплоты для первого типа насадки передается в интервале 1200 – 1800 с., типа Topfstein – в интервале 1300 – 1700 с.

В таблице представлены результаты расчетов для двух наиболее эффективных типов насадок регенеративных теплообменников – Лихте и Topfstein.

Как видно из таблицы, время цикла, при котором передается наибольшее количество теплоты за сутки, для насадки Лихте составляет 10 мин (217913,76 МДж/сут), насадки из плавнелитых формовых элементов типа Topfstein – 25 мин (217166,4 МДж/сут).

Таблица

К определению оптимальной длительности цикла работы регенератора

| Длительность цикла τ , мин | $Q_{\text{в}}^{\text{сут}}$, МДж/сут | $Q_{\text{в дейст}}^{\text{сут}}$, МДж/сут |
|---------------------------------|---------------------------------------|---|
| Насадка Лихте, 140x140 мм | | |
| 10 | 217913,76 | 214217,28 |
| 15 | 217835,52 | 215394,24 |
| 20 | 217756,8 | 216020,4 |
| 25 | 217665,22 | 216222,8 |
| 30 | 217550,4 | 216361,44 |
| 35 | 217405,85 | 216395,79 |
| 40 | 217228,32 | 216352,37 |
| Насадка Topfstein, 140x140 мм | | |
| 10 | 217105,92 | 213698,88 |
| 15 | 217135,68 | 214876,8 |
| 20 | 217157,76 | 215472,96 |
| 25 | 217166,4 | 215827,78 |
| 30 | 217157,76 | 216048,48 |
| 35 | 217140,48 | 216194,61 |
| 40 | 217097,28 | 216275,4 |

Однако, если учесть потери воздуха при переключении регенератора, то наибольшее количество теплоты будет передано при режиме работы теплообменника с частотой переключения 35 мин. Для насадок Каупера и Topfstein максимальное значение $Q_{\text{в дейст}}^{\text{сут}}$ будет соответствовать времени цикла 40 мин.

С увеличением времени цикла растет и колебание температур нагреваемого воздуха в начале и конце цикла. Максимальная величина $\Delta t_{\text{в}}$ составляет 124 °С для насадки Лихте, 86 °С – для насадки Topfstein.

Выводы. Проведенные расчеты показали, что выбор оптимальной продолжительности цикла необходимо производить с учетом тепловых потерь с воздухом, вытесненным из теплообменника при переключении. Кроме того, необходимо учитывать колебания температуры нагреваемого воздуха за время подогрева для недопущения нарушения теплового и технологического режимов работы высокотемпературных плавильных комплексов. Оптимальное время работы регенераторов при использовании насадок из плавнели- тых элементов необходимо увеличить до 30 мин, также как и для насадок из обожженных огнеупоров.

Список литературы: 1. Ключников А.Д. Энергетика теплотехнологии и вопросы энергосбережения / А.Д. Ключников – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 128 с. 2. Троянkin Ю.В. Проектирование и эксплуатация огнетехнических установок / Ю.В. Троянkin – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 256 с. 3. Кошельник О.В. Вибір ефективних конструктивних і експлуатаційних параметрів регенеративних теплообмінників скловарних печей ванного типу / О.В.Кошельник // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 6. – С. 17 – 23. 4. Троянkin Ю.А. Оптимизация насадки регенераторов ванн стекловаренных печей / Ю.А. Троянkin, И.М. Кузьмина // Стекло и керамика. – 1997. – № 9. – С. 12 – 14. 5. Кошельник А.В. Исследование влияния тепловых потерь при переключении регенераторов высокотемпературных агрегатов на тепловую работу с различной длительностью цикла / А.В. Кошельник // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 11. – С. 26 – 33. 6. Кошельник О. В. Методика створення універсального обчислювального комплексу для моделювання регенеративних теплообмінників високотемпературних плавильних агрегатів / О.В. Кошельник // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 2/3. – С. 47 – 50. 7. Кошельник А. В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов / А.В. Кошельник // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 1/2. – С. 51 – 54.

Поступила в редколлегию 01.04.09