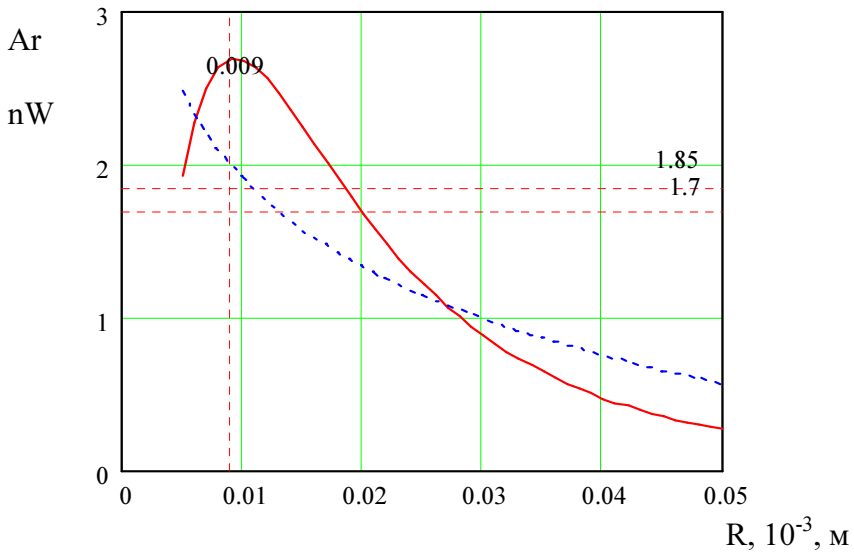


Рисунок 4 – Решение уравнения (8)

Таким образом, теоретически обосновано наличие оптимальных соотношений геометрических параметров вихревого эмульгатора, при которых может достигаться минимальное сопротивление проточной камеры, максимальные проекции скорости и, соответственно, максимальное значение чисел Вебера и Бонда.

Полученные уравнения можно использовать для аналитических прогнозов указанных выше параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долинский А.А. Теплофизические процессы в эмульсиях / Долинский А.А., Павленко А.М., Басок Б.И. – К.: Наукова думка, 2005. – 264с.
2. Павленко А.М. Стійкість емульсій при технологічних впливах / Павленко А.М. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2001. – 140с.
3. Павленко А.М. Структурообразование и дезинтеграция эмульсий в вихревых аппаратах / Павленко А.М., Басок Б.И. – Днепродзержинск: ДГТУ, 2009. – 205с.

Поступила в редколлегию 21.02.2012.

УДК 621.1.016.7

НАЗАРЕНКО И.А., ассистент

Запорожская государственная инженерная академия

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЕКОВОГО ХОЗЯЙСТВА

Введение. Основной проблемой при эксплуатации пековых хозяйств остаются значительные затраты энергии на подогрев при хранении пека и подготовке к дальнейшему использованию. Поэтому необходимо более детально рассмотреть потенциал энергосбережения этих хозяйств. В последнее время широкое распространение получил эксергетический метод оценки эффективности технологических процессов, основанный на использовании второго закона термодинамики. Использование данного метода позволяет определить относительное влияние на эффективность процесса различ-

ных стадий расхода энергии, выявить элементы с наибольшими потерями энергии [1]. При оценке эффективности теплотехнологических схем и установок с использованием эксергетического метода термодинамического анализа основным показателем степени термодинамического совершенства является эксергетический коэффициент полезного действия (к.п.д.) $\eta_{экс}$.

Постановка задачи. Рассчитать эксергетический к.п.д. и по его абсолютной величине определить степень термодинамического совершенства процесса статического нагрева пека в резервуарах. Кроме того, значение $\eta_{экс}$ укажет на целесообразность поиска способов снижения энергетических затрат и улучшения показателей эффективности теплотехнологической схемы.

Результаты работы. Рассмотрим с этой точки зрения эффективность работы участка хранения пека в условиях ОАО «Укрграфит». Объект состоит из 4 вертикальных резервуаров, в которых находится пек с различной температурой хранения; в первых двух находится высокотемпературный пек, температура которого не должна быть ниже 185°С. Нагрев пека обеспечивается паровыми секционными подогревателями, которые расположены внутри резервуаров. В результате эксплуатации пекового хозяйства наблюдается значительная неравномерность нагрева пека, а иногда и невозможность достижения необходимой температуры хранения.

Приведем необходимые данные для проведения термодинамического анализа:

температура пара на входе в резервуар $T_{1âõ} = 509$ К;

давление пара на входе в резервуар $Ð_{1âõ} = 0{,}6$ МПа;

температура пара на выходе из резервуара $T_{1âûõ} = 447$ К;

давление пара на выходе из резервуара $Ð_{1âûõ} = 0{,}59$ МПа;

расход пара на один резервуар в зимний период $G_1 = 0{,}18$ кг/с;

температура пека в начале нагрева $T_{2í} = 443$ К;

температура пека в конце разогрева $T_{2ê} = 473$ К;

масса пека в резервуаре при минимальном его заполнении $G_2 = 50$ *т;* при максимальном – $G_2 = 650$ *т*;

время нагрева пека $\tau_í = 86400$ с;

температура окружающей среды в зимний период $Ò_0 = 263$ К, в летний – $Ò_0 = 283K$.

1. Эксергия потока пара на входе, *Вт*

$$Å'_{1âõ} = G_1 \cdot \left(i_{1âõ} - i_{1î} - Ò_0 \cdot (s_{1âõ} - s_{1î})\right), \tag{1}$$

где $i_{1âõ}$ – удельная энтальпия пара при $T_{1âõ}$ и $Ð_{1âõ}$, *кДж/кг·К*;

$S_{1âõ}$ – удельная энтропия пара при $T_{1âõ}$ и $Ð_{1âõ}$, *кДж/кг·К*;

i_0, S_0 – энтальпия и энтропия пара при T_0, *кДж/кг·К*.

Общее количество эксергии $Å'_{1\tau}$, *Дж*, подведенной к системе с паром за время $\tau_н$, определяем:

$$Å'_{1\tau} = \tau_í \cdot Å'_{1âõ}. \tag{2}$$

Эксергия пека в резервуаре в начале процесса его нагрева $E'_{2н}$, *Дж*

$$Å'_{2í} = G_2 \cdot \left(ñ_{ò2} \cdot (Ò_{2í} - Ò_0) - Ò_0 \cdot (ñ_{ò2} \cdot \ln \frac{T_{2í}}{Ò_0}) \right), \tag{3}$$

где c_{p2} – средняя теплоемкость пека, *Дж/кг·К* при температуре $\grave{O}_{\tilde{n}\eth} = 0{,}5 \cdot (\grave{O}_{2\acute{i}} + \grave{O}_0)$.

К резервуару извне не подводится теплота, кроме как с потоком эксергии пека, поэтому $E'_{q\tau} = 0$.

Механическая работа над системой не совершается, поэтому $L'_\tau = 0$.

Определяем сумму эксергий, *Дж* :

$$\Sigma \mathring{A}' = \mathring{A}'_{1\tau} + \mathring{A}'_{2\acute{i}} + \mathring{A}'_{q\tau} + L'_\tau . \tag{4}$$

2. Определяем эксергию потока пара на выходе из резервуара, *Вт*:

$$\mathring{A}''_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}} = G_1 \cdot \left(i_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}} - i_{1\hat{i}} - \grave{O}_0 \cdot (S_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}} - S_{1\hat{i}})\right), \tag{5}$$

где $i_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}}$, $S_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}}$ – удельная энтальпия, энтропия пароконденсатной смеси или конденсата при давлении $Ð_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}}$, которые можно определить по таблицам воды и водяного пара, *кДж/кг·К*.

Определяем общее количество эксергии $\mathring{A}''_{1\tau}$, отведенной от системы с паром за время $\tau_н$, по формуле:

$$\mathring{A}''_{1\tau} = \tau_{\acute{i}} \cdot \mathring{A}'_{1\hat{a}\hat{u}\tilde{o}} . \tag{6}$$

Определяем эксергию пека в резервуаре в конце процесса его разогрева, *Дж*:

$$\mathring{A}''_{2\hat{e}} = G_2 \cdot \left(\tilde{n}_{\eth 2} \cdot (\grave{O}_{2\hat{e}} - \grave{O}_0) - \grave{O}_0 \cdot (\tilde{n}_{\eth 2} \cdot \ln \frac{T_{2\hat{e}}}{\grave{O}_0}) \right), \tag{7}$$

где c_{p2} – средняя теплоемкость пека, *Дж/кг·К* при температуре $\grave{O}_{\tilde{n}\eth} = 0{,}5 \cdot (\grave{O}_{2\hat{e}} + \grave{O}_0)$.

Так как от резервуара не отводится полезно используемое тепло, то $\mathring{A}''_{q\tau} = 0$.

Система не совершает механическую работу, поэтому $L''_\tau = 0$.

Определяем сумму эксергий по формуле:

$$\Sigma \mathring{A}'' = \mathring{A}''_{1\tau} + \mathring{A}''_{2\hat{e}} + \mathring{A}''_{q\tau} + L''_\tau . \tag{8}$$

Определяем эксергетический к.п.д. системы по формуле:

$$\eta_{\acute{y}\hat{e}\tilde{n}} = \frac{\sum \mathring{A}''}{\sum \mathring{A}'} . \tag{9}$$

По приведенной выше методике выполнен термодинамический анализ нагрева пека статическими подогревателями, результаты которого приведены в табл.1.

Таблица 1 – Термодинамический анализ нагрева пека статическими подогревателями

Параметр	Обозн.	Ед.изм.	Зима		Лето	
1	2	3	4	5	6	7
Температура пара на входе в резервуар	$T_{1вх}$	К	509	509	509	509
Давление пара на входе в резервуар	$P_{1вх}$	МПа	0,6	0,6	0,6	0,6

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7
Энтальпия пара на входе	$i_{1вх}$	кДж/кг	2848	2848	2848	2848
Энтропия пара на входе	$S_{1вх}$	кДж/кг·К	8,21	8,21	8,21	8,21
Температура пара на выходе из резервуара	$T_{1вых}$	К	447	447	447	447
Давление пара на выходе из резервуара	$P_{1вых}$	МПа	0,59	0,59	0,59	0,59
Энтальпия пара на выходе	$i_{1вых}$	кДж/кг·К	2826	2826	2826	2826
Энтропия пара на выходе	$S_{1вых}$	кДж/кг·К	7,97	7,97	7,97	7,97
Расход пара	G_1	кг/с	0,18	0,18	0,18	0,18
Температура пека в начале разогрева	$T_{2н}$	К	443	443	443	443
Температура пека в конце разогрева	$T_{2к}$	К	473	473	473	473
Масса пека в резервуаре	G_2	т	50	650	50	650
Время разогрева	τ	с	86400	86400	86400	86400
Температура окружающей среды	T_0	К	263	263	283	283
Энтальпия пара при Т=100 ºС	i_s	кДж/кг	419,1	419,1	419,1	419,1
Теплоемкость воды	Св	кДж/ кг·К	4,19	4,19	4,19	4,19
Теплота плавления льда	r	кДж/кг	335	335	335	335
Теплоемкость льда	$c_л$	кДж/ кг·К	2,1	2,1	2,1	2,1
Температура таянья льда	$T_{тл0}$	К	273	273	273	273
Температура кипения	$T_{нас}$	К	373	373	373	373
Энтропия при температуре насыщения	$S_{нас}$	кДж/кгК	1,308	1,308	1,308	1,308
Энтальпия пара при T_0	i_{10}	кДж/кг	-355,9	-355,9	43	43
Энтропия пара при T_0	S_{10}	кДж/кгК	-1,3052	-1,3052	0,15	0,15

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7
Теплоемкость пека	$C_{2н}$	кДж/кгК	1,62	1,62	1,62	1,62
Эксергия потока пара на входе	$\mathring{A}'_{1âõ}$	Вт	126642	126642	94614	94614
Общее количество эксергии за время	$\mathring{A}'_{1\tau}$	Дж	1,094E+10	1,094E+10	8,175E+09	8,175E+09
Эксергия пека в резервуаре в начале нагрева	$\mathring{A}'_{2i}$	Дж	3,472E+09	4,514E+10	2,688E+09	3,494E+10
Сумма эксергий	$\Sigma\mathring{A}'$	Дж	1,441E+10	5,608E+10	1,086E+10	4,311E+10
Эксергия потока пара на выходе	$\mathring{A}''_{1âûõ}$	Вт	134066,53	134066,53	102905,83	102905,83
Общее количество эксергии за время	$\mathring{A}''_{1\tau}$	кДЖ	1,158E+10	1,158E+10	8,891E+09	8,891E+09
Эксергия пека в резервуаре в конце нагрева	$\mathring{A}''_{2\hat{e}}$		4506388,3	58583048	3615635,6	47003263
Сумма эксергий	$\Sigma\mathring{A}''$	кДж	1,159E+10	1,164E+10	8,895E+09	8,938E+09
Эксергетический кпд	$\eta_{экс}$		0,80	0,21	0,82	0,21

Выводы. Проанализировав результаты расчета эксергетического к.п.д. участка хранения пека в условиях ОАО «Укрграфит» можно сделать вывод, что на эффективность работы системы в целом основное влияние оказывает наполняемость резервуаров с пеком. При максимальном заполнении резервуара эксергетический к.п.д. независимо от температуры окружающей среды составит 21%, тогда как при минимальном заполнении – около 80%.

На основании анализа существующей теплотехнологической схемы пекового хозяйства видно, что причины несовершенства данного процесса находятся не во внешнем теплообмене, т.к. температура окружающей среды не влияет на эффективность работы системы. Поэтому резервы интенсификации теплообмена в емкости необходимо искать во внутренних источниках. Необходимо разработать мероприятия по повышению эффективности работы пекового хозяйства путем замены устаревшего оборудования, реконструкции отдельных участков с целью интенсификации теплообменных процессов или реализации других способов обогрева резервуаров. Для каждого конкретного набора оборудования вариант модернизации подогревателей или изменения теплотехнологической схемы пекового хозяйства за счет применения конкретного метода интенсификации теплообмена должен определяться отдельно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Назмеев Ю.Г. Мазутные хозяйства ТЭС / Ю.Г.Назмеев. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 260с.
2. Геллер З.И. Мазут как топливо / З.И.Геллер. – М.: Недра, 1965. – 495с.

3. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л.С.Попырин. – М.: Энергия, 1978. – 365с.
4. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / А.А.Александров, Б.А.Григорьев. – М: Издательство МЭИ, 1999. – 168с.

Поступила в редколлегию 21.02.2012.

УДК 658.567.1

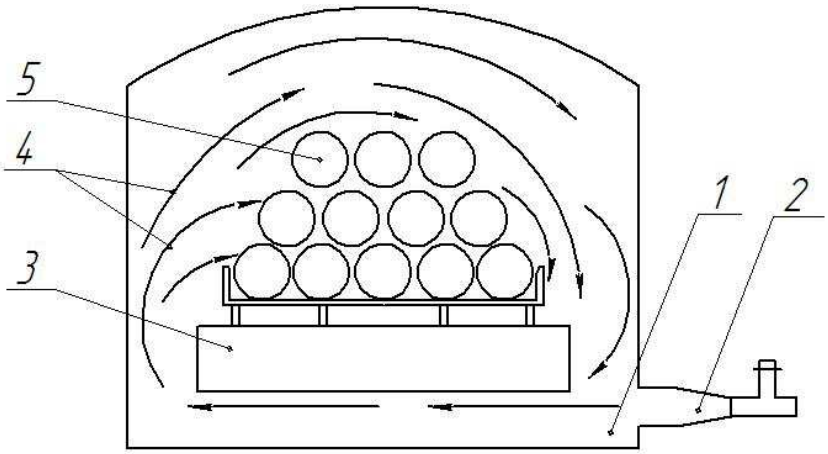
ЯКОВЛЕВА И.Г., д.т.н., профессор
МНЫХ И.Н., ассистент
БАРИШЕНКО Е.Н., к.т.н., доцент

Запорожская государственная инженерная академия

К ВОПРОСУ ОБ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРНОЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Введение. Камерная термическая печь широко используется для обработки разной по сортаменту (бунты, прокат, подкат и т.д.) стали (в основном легированной). Она отапливается различными видами газообразного топлива: природным, коксовым и доменным газами в разных соотношениях. Термическая обработка ведется при температурах в диапазоне от 250 до 920ºС. Эта печь применяется для нормализации, отпуска, отжига и других видов термообработки [1-4].

Камерная печь исходной конструкции (рис.1) состоит из рабочей камеры, которая закрывается заслонкой, и топки, в которой расположены горелки. Образовавшиеся дымовые газы проходят под подом и поступают в рабочее пространство через левый канал. В топке развивается высокая температура, необходимая для сгорания топлива, однако рабочее пространство ограждено от воздействия излучающего высокотемпературного факела. Через правый канал в подподовую топку подсасываются более холодные дымовые газы из рабочего пространства. В результате этого в подподовой топке происходит смешивание отработанных газов с вновь образующимися и обеспечивается их циркуляция [1].



1 – подподовая топка; 2 – горелочное устройство; 3 – под печи;
4 – направление движения продуктов горения; 5 – многорядная садка металла;
6 – сопло подачи регулирующего газа

Рисунок 1 – Схема камерной печи с неподвижным подом