

## РОЗДІЛ «ТЕПЛОТЕХНІКА. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»

УДК 539.377

ЧЕРНЫЙ О.А., к.т.н., ст. преподаватель  
НАГОРНАЯ С.Ю., ассистент

Днепродзержинский государственный технический университет

### ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ТЕРМОМЕХАНИКИ СКОРОСТНОГО НАГРЕВА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗАГОТОВКИ

**Введение.** Проблемы прикладной механики в настоящее время приобретают все большую актуальность как для передовых отраслей техники (реактивной, газо-, турбо- ракетно- и реакторостроения), так и для традиционных энергоемких производств, прежде всего металлургии и машиностроения. Возрастающая в последнее время необходимость оптимального разрешения противоречий во взаимосвязи энергозатрат, времени термообработки, качества и термостойкости объекта объяснима следующим.

Технические условия зачастую требуют интенсификации тепловых технологических или эксплуатационных режимов. Однако чрезмерное повышение рабочих температур и сокращение продолжительности нагрева может явиться причиной трещинообразования, обусловленных недопустимо большими температурными напряжениями.

*Состояние вопроса.* Теория оптимального управления (ТОУ) в настоящее время связана с рассмотрением систем с распределенными параметрами. Здесь математическая модель (ММ) содержит дифференциальные уравнения в частных производных, которые более адекватны различным реальным физическим процессам.

В ряде работ по ТОУ тепловыми процессами (например, [1]) дана классификация задач и методов. Это направление науки включает и задачи оптимизации управления тепловыми процессами по быстродействию (ЗОУТПБ). В металлургической и машиностроительной теплотехнике на подобных задачах строится теория экономического нагрева металла [2].

Сложность решения ЗОУТПБ требует привлечения математического аппарата, выходящего за рамки инженерной практики. Однако необходимость получения решений таких задач диктуется потребностями современной техники. Кроме того, большинство исследований в области управления системами с распределенными параметрами предусматривает конечной целью многоступенчатое релейное управление.

Этому методу присущи известные недостатки. Среди них: быстрое сближение моментов переключения, что мало приемлемо к массивным объектам, имеющим значительную тепловую инерцию; релейное управление предусматривает постоянство ограничивающих параметров, которые в действительности, как правило, нестационарны.

Во Львовской термомеханической школе зародился [3-6] оригинальный подход к решению проблемы – метод последовательных предельных режимов (МППР). Он предусматривает организацию скоростного нагрева по скользящему режиму, означающему последовательное ведение процесса на пределах возможностей нагревателя и прочностных возможностей тела. Такая постановка ЗОУТПБ позволила получить качественно новое (двухступенчатое) управление вместо многоступенчатого (релейного).

**Постановка задачи.** В работах [3, 4] рассматривались линейные ЗОУТПБ для тел базовой формы (ТБФ: пластина, цилиндр, шар). Теплофизические характеристики материала принимались неизменными, а допускаемое напряжение  $[\sigma]$  аппроксимировалось линейной функцией температуры.

Между тем явления ползучести и релаксации при заметном повышении температуры приводят к резкому снижению допустимых напряжений, что делает линейную температурную зависимость  $[\sigma]$  мало приемлемой. Термическая чувствительность материала также заметно влияет на протекание процесса.

Учитывая все это, предположим, что управление скоростным нагревом свободного длинного цилиндра осуществляется в условиях осесимметричного конвективного теплообмена (обозначения переменных в формулах – согласно [4-6, 9]):

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left[ \bar{\lambda}(\theta) \rho \frac{\partial \theta}{\partial \rho} \right] = \bar{C}(\theta); \quad \theta(\rho, 0) = \theta_0 = 0; \quad (1)$$

$$\bar{\lambda}(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \rho} \Big|_{\rho=1} = Bi[\theta_C(\tau) - \theta_{II}(t)]; \quad \frac{\partial \theta}{\partial \rho} \Big|_{\rho=0} = 0. \quad (2)$$

Требуется установить такую функцию управления (температуру нагревателя)  $\theta_C(\tau)$ , удовлетворяющую условию

$$\theta_C(\tau) \leq 1, \quad (3)$$

которая при ограничениях на температурные напряжения (условия термостойкости – УТП)

$$\max |\bar{\sigma}(\rho, \tau)| \leq [\bar{\sigma}(\theta)] \quad (4)$$

за кратчайший отрезок времени  $\tau_*$  переведет цилиндр из начального температурного состояния  $\theta_0 = 0$  в конечное  $\theta(\rho, \tau_*) = \theta_*(\rho)$  с максимальной температурой (цель прогрева)

$$\max \theta_*(\rho) = \theta_{II}^* \leq 1. \quad (5)$$

Здесь введены безразмерные величины:

$$\left. \begin{aligned} \theta(\rho, \tau) &= \frac{[T(\rho, \tau) - T_0]}{\Delta \bar{T}_C}; \quad \theta_C(\tau) = \frac{[T_C(\tau) - T_0]}{\Delta \bar{T}_C}; \\ \Delta \bar{T}_C &= T_C^{\max} - T_0; \quad \rho = \frac{r}{R}; \quad \tau = \frac{at}{R^2}; \\ Bi &= \frac{\alpha_k R}{\lambda_0}; \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{K_\sigma}; \quad K_\sigma = \frac{\alpha_T E \Delta \bar{T}_C}{1 - \nu} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Как показали исследования [7], из теплофизических ( $\lambda, c, \gamma$ ) и механических ( $\alpha_T, E, \nu$ ) характеристик материала наиболее существенное влияние оказывает переменность коэффициента теплопроводности  $\lambda(T)$ .

Учитывая это, а также УТП (4), примем

$$\lambda(T) = \lambda_0 + \delta_\lambda (T - T_0) = \lambda_0 \cdot \bar{\lambda}(\theta); \quad \bar{\lambda}(\theta) = 1 + \varepsilon_\lambda \theta; \quad \varepsilon_\lambda = \frac{\delta_\lambda \Delta \bar{T}_C}{\lambda_0}; \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} [\sigma(T)] &= [\sigma]_0 - \delta_1(T - T_0) - \delta_2(T - T_0)^2; \\ [\bar{\sigma}(\theta)] &= [\bar{\sigma}]_0 - \varepsilon_1\theta - \varepsilon_2\theta^2; \\ \varepsilon_1 &= \frac{\delta_1\Delta\bar{T}_C}{K_\sigma}; \varepsilon_2 = \frac{\delta_2\Delta\bar{T}_C^2}{K_\sigma} \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Трехосное термонапряженное состояние осесимметрично нагреваемого цилиндра определяется известным решением соответствующей задачи термоупругости [8]:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_r &= \int_0^1 \theta \rho d\rho - \frac{1}{\rho^2} \int_0^\rho \theta \rho d\rho; \\ \bar{\sigma}_\varphi &= \int_0^1 \theta \rho d\rho + \frac{1}{\rho^2} \int_0^\rho \theta \rho d\rho - \theta(\rho, \tau); \\ \bar{\sigma}_z &= 2 \int_0^1 \theta \rho d\rho - \theta(\rho, \tau) \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Заметим, что, во-первых, сжимающие напряжения, действующие на поверхности ( $\rho = 1$ ), по модулю больше растягивающих напряжений в центре ( $\rho = 0$ ); во-вторых, для более нагретой поверхности допускаемые напряжения меньше, чем для менее нагретой центральной зоны. Поэтому ограничимся обеспечением выполнения условия термпрочности на сжатие, принимая при этом третью теорию прочности:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma], \quad (10)$$

где при  $\rho = 1$

$$\bar{\sigma}_1 = \bar{\sigma}_r = 0; \quad \bar{\sigma}_2 = \bar{\sigma}_3 = - \left[ \theta_{II}(\tau) - 2 \int_0^1 \theta \rho d\rho \right]. \quad (11)$$

Подставляя (8) и (11) в (10), получаем следующее УТП:

$$(1 + \varepsilon_1)\theta_{II}(\tau) + \varepsilon_2\theta_{II}^2(\tau) - 2 \int_0^1 \theta(\rho, \tau) \rho d\rho \leq [\bar{\sigma}]_0. \quad (12)$$

**Результаты работы.** При решении поставленной задачи в качестве метода-реализатора процесса решения использовался МЭИ Ю.С.Постольника (метод эквивалентных источников [5]) в рамках известной [9] модели термического слоя (МТС), расчленяющей процесс теплопроводности на два этапа: инерционный ( $0 \leq \tau \leq \tau_0$ ;  $\beta(\tau) \leq \rho \leq 1$ ;  $\beta(\tau)$  – непрогретая зона;  $l(\tau) = 1 - \beta(\tau)$  – прогретый (термический) слой) и упорядоченный ( $\tau_0 \leq \tau \leq \tau_*$ ;  $0 \leq \rho \leq 1$ ).

Приведем результаты, касающиеся этих вопросов. Так как основной целью исследования является установление безопасного скоростного режима управления процессом, то

1-ая ступень ( $0 \leq \tau \leq \tau_1$ ,  $\max|\bar{\sigma}| \leq [\bar{\sigma}(\theta)]$ ).

Процесс нагрева ведем в предельном режиме (3)  $\theta_{C1}(\tau) = 1$  до момента  $\tau_1$ , когда на поверхности  $\rho = 1$  достигнуты величины допускаемых. Это, как правило, происхо-

дит в инерционный период ( $\tau_1 \leq \tau_0$ ). На этом быстротечном этапе изменением  $\lambda(\theta)$  пренебрегаем ( $\varepsilon_\lambda = 0$ ).

Глубина прогрева  $l(\tau_1) = l_1$  определяется алгебраическим уравнением

$$l_1^4 + \frac{2(1-2Bi)}{Bi} l_1^3 - \frac{2}{Bi} [4 - 3(1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - [\bar{\sigma}]_0) Bi] l_1^2 + \frac{12}{Bi} (1 + \varepsilon_1 - 2[\bar{\sigma}]_0) l_1 = \frac{24[\bar{\sigma}]_0}{Bi^2}. \quad (13)$$

Время  $\tau_1$  переключения на вторую ступень вычисляем по формуле [7]

$$\tau_1 = \left[ l_1^2 + 4l_1 / Bi - (8 / Bi^2) \ln(1 + Bil_1 / 2) \right] / 24. \quad (14)$$

2-ая ступень ( $\tau_1 \leq \tau \leq \tau_2$ ).

Процесс ведем (согласно МППР) в режиме предельно допустимого термонапряженного состояния (ТНС) (равенства (12)). Опуская здесь рассмотрение окончания инерционного этапа ( $\tau_1 \leq \tau \leq \tau_0$ ), приведем формулы для определения управляющей функции на основной части второй ступени и времени  $\tau_2$  ее завершения

$$\theta_{C2}(\tau) = \theta_{2\Pi}(\tau) - \frac{3[1 - \varepsilon_\lambda \theta_{2\Pi}(\tau)]}{\varepsilon_\lambda Bi} \left\{ 1 - \sqrt{1 + 8\varepsilon_\lambda \frac{[\bar{\sigma}]_0 - \varepsilon_1 \theta_{2\Pi}(\tau) - \varepsilon_2 \theta_{2\Pi}^2(\tau)}{3[1 - \varepsilon_\lambda \theta_{2\Pi}(\tau)]^2}} \right\}, \quad (15)$$

где

$$\theta_{2\Pi}(\tau) = D_\varepsilon \left\{ 1 - \left( 1 - \frac{\theta_{2\Pi}^0}{D_\varepsilon} \right) \exp \left[ -\frac{24\varepsilon_1}{3 + 4\varepsilon_1} (\tau - \tau_0) \right] \right\}; \quad (16)$$

$$D_\varepsilon = \frac{(3 + 4\varepsilon_1)[\bar{\sigma}]_0}{[3 + 4(\varepsilon_1 - \varepsilon_\lambda)]\varepsilon_1}; \quad \tau_0 = \left[ 1 + \frac{4}{Bi} - \frac{8}{Bi^2} \ln \left( 1 + \frac{Bi}{2} \right) \right] / 24.$$

$$\theta_{2\Pi}^0 = f_{21}(\tau_0) / 2 - \varepsilon_\lambda f_{21}^2(\tau_0) / 8;$$

$$f_{21}(\tau_0) = \frac{(1 + 2\varepsilon_1) - \sqrt{8[\bar{\sigma}]_0 [(2/3 + \varepsilon_1)\varepsilon_\lambda - 2\varepsilon_2]}}{(2/3 + \varepsilon_1)\varepsilon_\lambda - 2\varepsilon_2}. \quad (17)$$

Заканчивается вторая ступень в момент  $\tau = \tau_2$ , который определяется условием  $\theta_{C2}(\tau_2) = 1$ . Например, при  $\varepsilon_2 = 0$

$$\tau_2 = \tau_0 + \frac{3 + 4\varepsilon_1}{24\varepsilon_1} \ln \frac{[\bar{\sigma}]_0 - \varepsilon_1 \theta_{2\Pi}^0}{[\bar{\sigma}]_0 - \varepsilon_1 \bar{\theta}_{2\Pi}}, \quad (18)$$

где  $\bar{\theta}_{2\Pi} = \theta_{2\Pi}(\tau_2)$  определяем из условия  $\theta_{C2}(\tau_2) = 1$  (15).

3-я ступень ( $\tau_2 \leq \tau \leq \tau_3$ ;  $\theta_{\Pi 3}(\tau) \leq \theta^*$ ).

Если температура поверхности не достигла требуемого значения  $\theta_{\Pi}^*$  (5), то назначается третья ступень, которая ведется снова на предельном режиме нагревателя  $\theta_{C3} = 1$ .

Согласно решению МЭИ соответствующей краевой задачи теплопроводности (1), (2) ( $\theta_C = 1$ ) температура поверхности определяется трансцендентным уравнением

$$\ln \frac{1 - \theta_{3П}(\tau)}{1 - \theta_{3П}^0} + \frac{3\varepsilon\lambda \left[ \theta_{3П}(\tau) - \theta_{3П}^0 \right]}{3(1 + \varepsilon\lambda) + Bi}, \quad (19)$$

где  $\theta_{3П}^0 = \theta_{2П}(\tau_2) = \bar{\theta}_{2П}$ .

Полагая в (19)  $\theta_{3П}(\tau_*) = \theta_{П}^*$ , находим время  $\tau_3 = \tau_*$  окончания скоростного нагрева

$$\tau_* = \tau_2 - \frac{\varepsilon\lambda(\theta_{П}^* - \theta_{3П}^0)}{2Bi} + \frac{3(1 + \varepsilon\lambda) + Bi}{6Bi} \ln \frac{1 - \theta_{3П}^0}{1 - \theta_{П}^*}. \quad (20)$$

**Выводы.** Рассмотренная здесь частная ЗОУТПБ и является наглядным примером обратной задачи прикладной термомеханики по установлению режима температурного нагружения, обеспечивающего скоростной нагрев с соблюдением условий термостойкости.

Полученные зависимости легко поддаются компьютеризации, что способствует их практическому применению.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев Ю.Н. Управление нагревом металла / Ю.Н.Андреев, А.Г.Бутковский, С.А.Малый. – М.: Металлургия, 1981. – 439 с.
2. Малый С.А. Экономический нагрев металла / Малый С.А. – М.: Металлургия, 1961. – 180 с.
3. Вигак В.М. Оптимальное управление нестационарными температурными режимами / Вигак В.М. – К: Наук. думка, 1979. – 359 с.
4. Вигак В.М. Управление температурными напряжениями и перемещениями / Вигак В.М. – К: Наук. думка, 1988. – 312 с.
5. Постольник Ю.С. Возможности МЭИ в решении ЗОУТПБ / Ю.С.Постольник // Обратные задачи и идентификация процессов теплообмена: всесоюз. семинар: тезисы докл. – М., 1987. – С.204-205.
6. Постольник Ю.С. Теоретические основы теплофизики и термомеханики в металлургии / Тимошпольский В.И., Постольник Ю.С., Андрианов Д.Н. – Мн.: Бел. навука, 2005. – 560 с.
7. Постольник Ю.С. Приближенные методы исследований в термомеханике / Постольник Ю.С. – К. - Донецк: Вищ. школа, Головн. изд-во, 1984 – 158 с.
8. Постольник Ю.С. Нелінійна прикладна термомеханіка / Ю.С.Постольник, А.П.Огурцов. – К.: НМЦ ВО МОНУ, 2000 – 280 с.
9. Лыков А.В. Методы решения нелинейных уравнений нестационарной теплопроводности / Лыков А.В. // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1971. – № 5. – С.109-150.

Поступила в редколлегию 03.11.2011.

Запорізька державна інженерна академія

## ВПЛИВ ГРАНИЧНИХ УМОВ НА РОЗПОДІЛ ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ РІДИНИ В ОБМОТКАХ ТРАНСФОРМАТОРА

**Вступ.** У сучасному електромашинобудуванні проблеми забезпечення високої напруги та охолодження електричних машин все більше висуваються на перший план. Зростаюча довжина електричних мереж вимагає збільшення напруги електропередачі; це у свою чергу призводить до зростання напруги апаратів, що підключаються. У електричних машинах великої потужності вирішення питань охолодження котушкових обмоток стає усе більш важким. Принципові вимоги, які необхідно враховувати при проектуванні електричних машин, зводяться до наступних [1]:

1. Треба прагнути, щоб усередині машини не перевищувалася визначена середня температура. Максимальні температури усередині активних частин вимагають особливого обмеження і контролю.

2. Для того, щоб у заданій конструкції визначити розрахунковим шляхом середні і максимальні перевищення температури, що відповідають визначеному навантаженню, повинні бути розроблені необхідні розрахункові методики.

Таким чином, визначення розподілу температури трансформаторного мастила, яке є охолоджуючою рідиною, є одним з ключових питань при розробці нових трансформаторів та обслуговуванні вже існуючих електричних машин.

**Постановка задачі.** Як відомо, розподіл температури в рідині залежить від початкових умов, граничних умов, геометрії моделі та теплового навантаження на модель. Таким чином, якщо змінювати лише граничні умови при решті незмінних, то є зрозумілим, що зміна розподілу температури в досліджуваній моделі продемонструє вплив граничних умов на розподіл температури охолоджуючої рідини у обмотках трансформатора. Нижче наведено геометричні параметри моделі, що досліджується (рис.1).

Тепловіддача зі стінок бака (AB та CD) буде здійснюватися, головним чином, завдяки випромінюванню, тому що бак є гладкостінним та без додаткових радіаторів. Тепловіддача зі стінок не перевищує 7%, таким чином нею можна знехтувати [2]. Зважаючи на те, що тепловіддачі через поверхню AD не буде, то моделювання зводиться до визначення розподілу температури охолоджуючого середовища на поверхні BC.

Ширина моделі – 60 мм. Кількість котушок – 40.  
Площа поверхні кожної котушки – 500 мм<sup>2</sup>.

Початкові умови:

- початкова температура мастила 60<sup>0</sup>С;
- температура навколишнього середовища 30<sup>0</sup>С;
- час дослідження 10 секунд;
- щільність теплового потоку 3500 Вт/м<sup>2</sup>.

Таким чином, необхідно створити математичну модель температурного поля трансформаторного мастила і зіставити отриманні результати зі значеннями

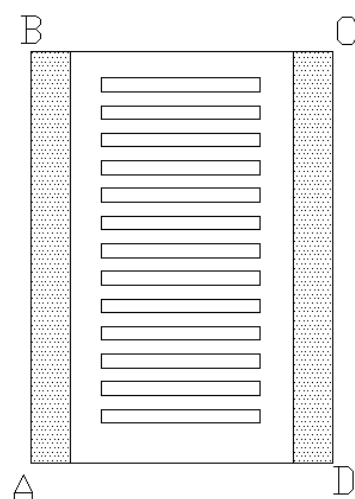


Рисунок 1 – Геометрична схема обмотки трансформатора

температури мастила, які були отримані раніше на підставі моделювання в середовищі ANSYS Flotran [3].

**Результати роботи.** Симуляцію процесу перенесення тепла трансформаторним мастилом виконано з використанням прикладного програмного пакету MATLAB 7.9.0.

Для спрощення сприйняття ключові пункти моделювання відображено блок-схемою (рис.2).

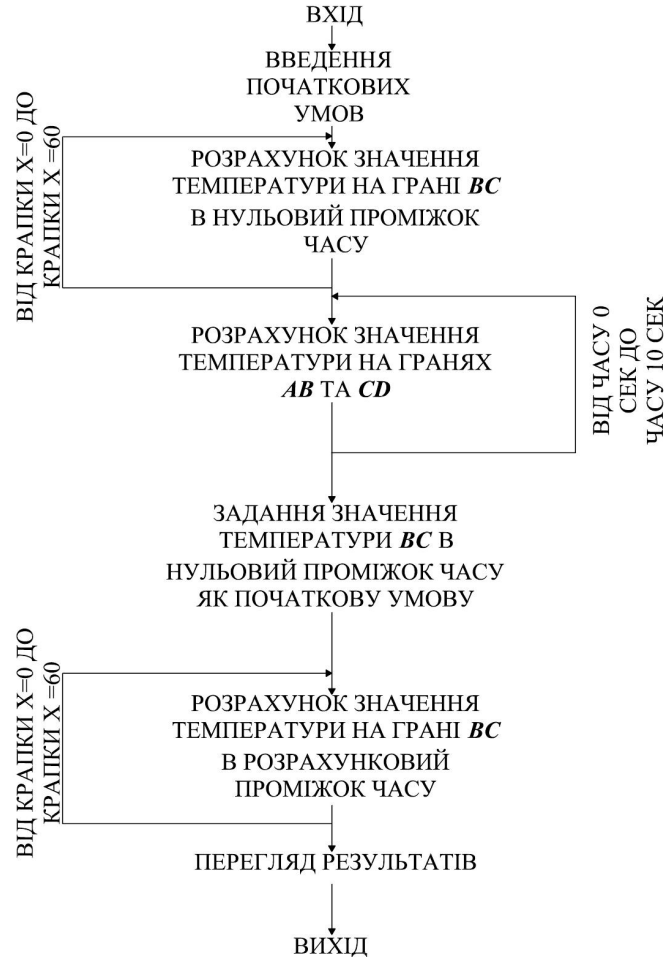


Рисунок 2 – Блок-схема розрахунку моделі обмотки трансформатора

Для чисельного рішення диференційних рівнянь обрано метод кінцевих різниць. Для визначення чисельного значення температури на грані ВС складено рівняння:

$$t_{mkijk}(x, y, \tau) = \frac{c_{mi} t_{mi}}{c_{mi} t_{mi}} + \frac{q(y_i) F \tau_k x_i y_j n_i}{c_{mi} m_n}, \quad (1)$$

де  $t_{mkijk}(x, y, \tau)$  – температура мастила в точці  $i$  з координатами  $(x, y)$  в момент часу  $\tau$ , К;

$c_{mi}, c_{mi}$  – теплоємність мастила початкова та в точці  $i$ , Дж·кг<sup>-1</sup>·К<sup>-1</sup>;

$t_{mi}, t_{mi}$  – початкова температура мастила та в точці  $i$ , К;

$q$  – щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;

$n_i$  – кількість котушок;

$F$  – площа поверхні однієї котушки, м<sup>2</sup>;

$x_i, y_j$  – координати розрахункової точки.

Після виконання розрахунку рівняння (1) отримано поверхні залежності температури (вісь temp) на грані ВС від часу (вісь tau) та ширини обмотки (вісь x) при граничних умовах першого роду (рис.3), другого роду (рис.4), третього роду (рис.5), четвертого роду (рис.6).

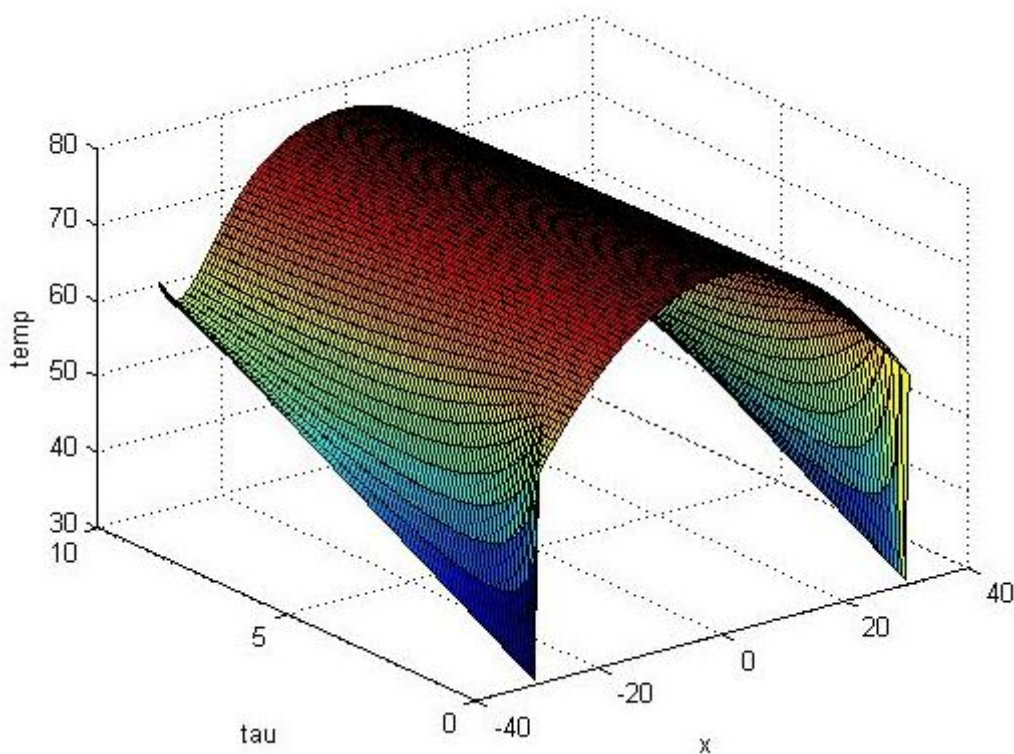


Рисунок 3 – Залежність значень температури мастила на грані ВС від часу та ширини обмотки при граничних умовах першого роду

При вирішенні моделі обмотки трансформатора при граничних умовах першого роду необхідно відзначити, що температура на стінках бака (AB та CD) буде приростати лінійно і не буде перевищувати температуру мастила в баку у відповідний момент часу. Розподіл температури мастила в баку трансформатора відносно ширини обмотки буде мати вигляд вісесиметричної параболи. Треба відзначити, що в початковий момент часу на гранях AB і CD (рис.1) є вертикальні лінійні відрізки, які вказують на відвід тепла від мастила на розігрів стінок баку та витрати тепла в навколишнє середовище.

При граничних умовах другого роду необхідно відзначити, що температура на стінках бака (AB та CD) приростає лінійно, проте вона значно перевершує температуру мастила в баку у відповідний момент часу від  $\tau=5$  секунд. Це значить, що стінка баку буде мати більш високу температуру, ніж мастило, яке в заданих умовах повинно розігрівати ці стінки. Розподіл температури мастила в баку трансформатора відносно ширини обмотки буде мати вигляд вісесиметричної параболи, але в початковий момент часу в області трансформатора біля стінок баку немає вертикальних лінійних відрізків. Таким чином, температура стінок баку змінюється пропорційно змінам температури мастила біля цих стінок без затримки в часі.

При граничних умовах третього роду задаються температура навколишнього се-



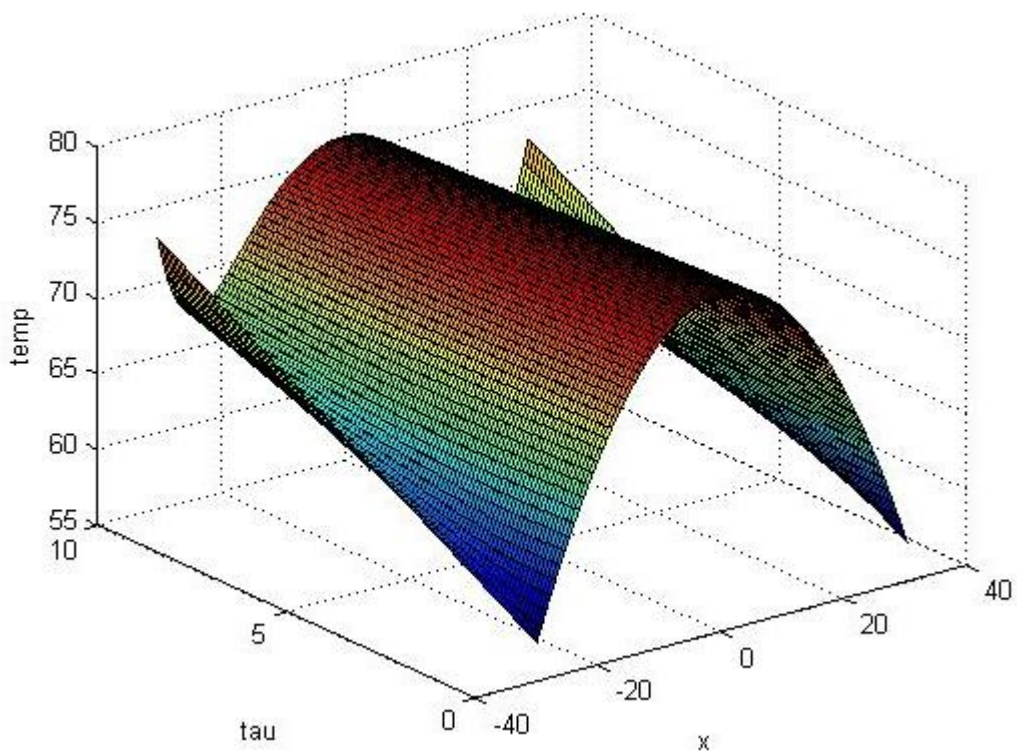


Рисунок 4 – Залежність значень температури мастила на грані ВС від часу та ширини обмотки при граничних умовах другого роду

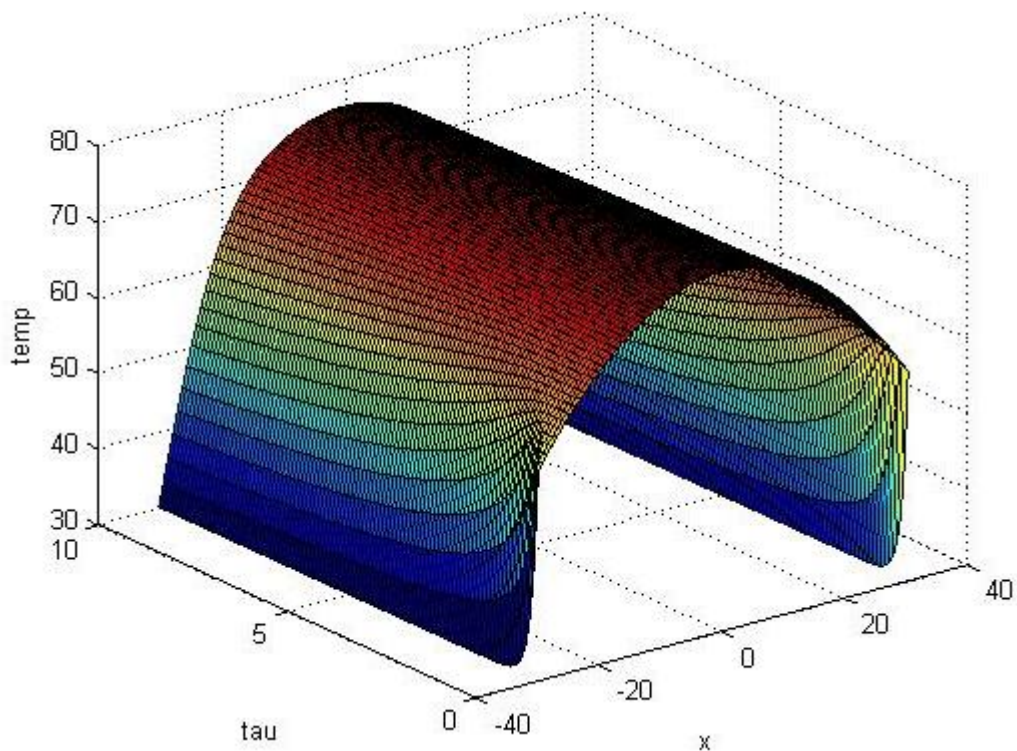


Рисунок 5 – Залежність значень температури мастила на грані ВС від часу та ширини обмотки при граничних умовах третього роду

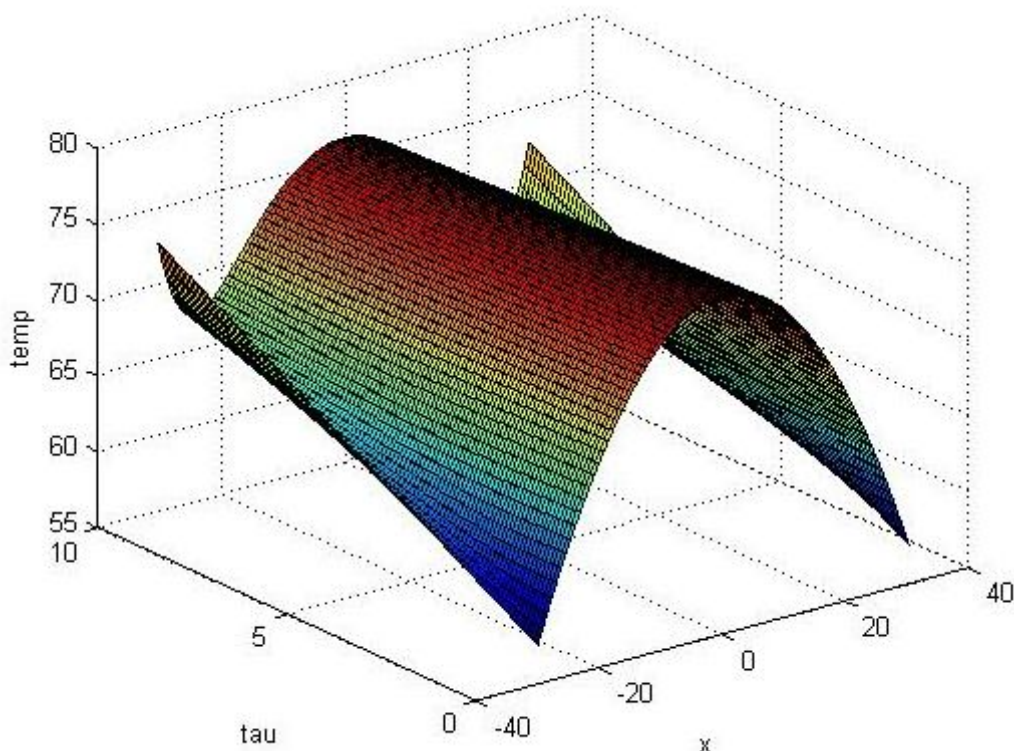


Рисунок 6 – Залежність значень температури мастила на грані ВС від часу та ширини обмотки при граничних умовах четвертого роду

редовища  $t_{oc}$  і закон теплообміну між поверхнею тіла і довкіллям. Таким чином, розподіл температури мастила в баку трансформатора відносно ширини обмотки має вигляд, аналогічний розподілу температури мастила в баку трансформатора при граничних умовах першого роду. Проте через теплообмін з навколишнім середовищем температура на стінках бака (AB та CD) буде дорівнювати температурі самого навколишнього середовища.

При граничних умовах четвертого роду розподіл температури в моделі має вигляд ідентичний розподілу температури при граничних умовах другого роду.

Порівнявши отримані результати розрахунків з результатами моделювання в середовищі ANSYS Flotran [3], можна зробити висновок, що значення найвищої температури мастила в кожному з чотирьох розглянутих варіантів збігається з отриманою раніше температурою при виконанні розрахунків в середовищі ANSYS Flotran.

**Висновки.** Виконавши розрахунки температурного поля охолоджуючого середовища в обмотках трансформатора при різних граничних умовах, продемонстровано залежність розподілу температури від граничних умов. Обрано умови для найбільш ефективного відводу теплоти для надійної роботи трансформатора. При аналізі чотирьох розглянутих варіантів виявлено, що саме граничні умови першого роду найбільш точно описують характер розподілу температури для розглянутих початкових умов.

Таким чином, можна зробити висновок, що в розглянутому об'єкті при заданих умовах мають місце саме граничні умови першого роду.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Трансформаторы силовые. Термины и определения [текст]: ГОСТ 16110-82. – [Введ. 1987-01-07]. – М.: Изд-во стандартов СССР, 1987. – 30с.

2. Кислицын А.Л. Трансформаторы: [учебное пособие по курсу «Электромеханика»] / А.Л.Кислицын. – Ульяновск: УлГТУ, 2001. – 76с.
3. Яковлева І.Г. Математичне моделювання теплообмінних процесів в обмотках трансформаторів з висотою горизонтального каналу менше 3 мм [текст] / І.Г.Яковлева, С.В.Ільїн // Математичне моделювання: науковий журнал. – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2010. – №1(22). – С.82-86.

Надійшла до редколегії 21.02.2012.

УДК 532.5.072.15

РАКОЧА Ю.В., аспірант  
ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., професор

Дніпродзержинський державний технічний університет

## НЕСИМЕТРИЧНИЙ НАГРІВ ПОРИСТОЇ ПЛОСКОЇ СТІНКИ

**Вступ.** При пошуку кількісного опису явищ теплообміну зазвичай вводять у розгляд деяку систему звичайних диференціальних рівнянь чи рівнянь з частковими похідними, справедливу у певній області, і накладають на цю систему граничні та початкові умови. На цій стадії математична модель замкнена, і для практичних застосувань необхідно тільки знайти рішення для конкретної множини числових даних. Але при цьому і виникають основні труднощі, так як точному рішенню відповідними методами піддаються лише рівняння самого простого виду всередині геометрично тривіальних меж, як правило, паралельних чи перпендикулярних площинам (осям) обраної системи координат. Щоб подолати ці труднощі, необхідно перетворити задачу до конкретної алгебраїчної форми, що включає тільки основні арифметичні операції. Для досягнення цієї мети можливі різні види дискретизації неперервної задачі, визначеної диференціальними рівняннями.

**Постановка задачі.** На основі отриманого при розрахунку розподілу температур по товщині пористої плоскої стінки методом кінцевих різниць (МКР) необхідно дати оцінку густині теплового потоку методом з одним наступним кроком за часом, тим самим вирішити зворотну задачу для уточнення значення коефіцієнта теплопровідності.

**Результати роботи.** Розглянемо нагрівання пористої плоскої стінки товщиною  $S, м$  з початкової температури  $t_{поч}, ^\circ C$ . Теплофізичні властивості обшивки:  $\lambda, Вт/(м \cdot K)$ ;  $c, кДж/(кг \cdot K)$ ;  $\rho, кг/м^3$ ;  $\alpha = \lambda/(c \cdot \rho), м^2/с$ . Ліва поверхня ( $x=0$ ) омивається потоком водяної пари зі швидкістю  $w, м/с$ , температурою  $t_{ж1}, ^\circ C$  і коефіцієнтом тепловіддачі на цій поверхні  $\alpha_1, Вт/(м^2 \cdot K)$ . Права поверхня ( $x=S$ ) омивається вільним потоком атмосферного повітря з температурою  $t_{ж2}, ^\circ C$  і коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2, Вт/(м^2 \cdot K)$ .

Використовуємо для рішення явну схему. Оскільки її порядок апроксимації по координаті дорівнює двом, то похибка рішення складає  $K(\Delta x)^2$  чи  $K(\Delta x/S)^2 \cdot 100\%$ , де коефіцієнт  $K$  визначається величиною  $(\partial^4 t / \partial x^4)$ . Як бачимо, похибка розрахунку по координаті буде в основному меншою 1% при розбитті стінки на 10 шарів [1].

Тоді

$$t_j^{n+1} = 0,5t_j^n + 0,25(t_{j-1}^n + t_{j+1}^n); \quad (1)$$

$$Bi_{c1} = \alpha_1 \cdot \frac{\Delta x}{\lambda}; \quad (2)$$

$$Bi_{c2} = \alpha_2 \cdot \frac{\Delta x}{\lambda}; \quad (3)$$

Умовні температури (при  $\tau = 0, n = 1$ ) для граничних умов третього роду рівні:

$$t_1^1 = t_{1cep} - \frac{0,5(t_{1cep} - t_{noch})(Bi_{c1} + 4)}{(Bi_{c1} + 2)}; \quad (4)$$

$$t_{j+1}^1 = t_{1cep} - \frac{0,5(t_{1cep} - t_{noch})(Bi_{c2} + 4)}{(Bi_{c2} + 2)}; \quad (5)$$

Тепер легко підрахувати температури на наступному часовому шарі для  $2 \leq j \leq 10$  ( $n = 2$ ):

$$t_2^2 = 0,5t_2^1 + 0,25(t_1^1 + t_3^1); \quad (6)$$

$$t_3^2 = 0,5t_3^1 + 0,25(t_2^1 + t_4^1);$$

.....

$$t_{10}^2 = 0,5t_{10}^1 + 0,25(t_9^1 + t_{11}^1).$$

Температури на поверхнях

$$t_1^2 = \frac{2Bi_{c1} \cdot t_{1cep} + 4t_2^2 - t_1^2}{2Bi_{c1} + 3}; \quad (7)$$

$$t_{11}^2 = \frac{2Bi_{c2} \cdot t_{2cep} + 4t_{10}^2 - t_9^2}{2Bi_{c2} + 3}.$$

Аналогічно розраховуємо значення всіх останніх температур.

Далі для оцінювання густини теплового потоку на поверхні значення температур, отриманих при попередньому розрахунку, прирівнюємо до значень температур, отриманих при вимірюванні їх на поверхні одиноким датчиком, тобто здійснюємо «точну підгонку» [2].

Температура в точці розташування датчика в момент часу  $t_m$  може бути записана у вигляді:

$$T_M = \widehat{T}_{M|q_M=0} + \Delta\phi_0 \cdot q_M, \quad (8)$$

де  $\Delta\phi_0$  – зміна температури в точці розташування датчика в момент часу  $t_1$  для одиначної ступінчатої зміни в момент  $t = 0$  густини теплового потоку на поверхні.

Прирівнюємо  $T_M$  до вимірної в момент часу  $t_m$  температури, яка позначається  $Y_M$ . Рівняння (8) вирішуємо відносно складової густини теплового потоку, яка позначається  $\widehat{q}_M$ :

$$\widehat{q}_M = \frac{Y_M - \widehat{T}_{M|q_M=0}}{\phi_1}, \quad (9)$$

так як  $\Delta\phi_0 = \phi_1 - \phi_0 = \phi_1$ .

Розпишемо алгоритм Штольца

$$\widehat{q}_M = \frac{Y_M - \sum_{i=1}^M q_i \Delta\phi_{M-i} - T_0}{\phi_1} \quad (10)$$

відносно вимірних величин  $\hat{q}_1, \hat{q}_2, \hat{q}_3$ :

$$\hat{q}_1 = \frac{Y_1 - T_0}{\phi_1},$$

$$\hat{q}_2 = \frac{Y_2 - \hat{q}_1 \Delta \phi_1 - T_0}{\phi_1},$$

$$\hat{q}_3 = \frac{Y_3 - \hat{q}_1 \Delta \phi_2 - \hat{q}_2 \Delta \phi_1 - T_0}{\phi_1}.$$

*Аналіз результатів вирішення рівнянь моделі нагріву пористої плоскої стінки.* Приймаємо, що плоска стінка виконана із силікатного матеріалу і має товщину  $S = 0,12$  м та початкову температуру  $t_{\text{поч}} = 20$  °С. Теплофізичні властивості стінки:  $\lambda = 0,7$  Вт/(м·К);  $c = 0,84$  кДж/(кг·К);  $\rho = 1,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $\alpha = 0,7/(840 \cdot 1800) = 0,462 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Ліва поверхня ( $x = 0$ ) омивається потоком водяної пари зі швидкістю  $w = 0,525$  м/с, температурою  $t_{\text{жс1}} = 300$  °С і коефіцієнтом тепловіддачі на цій поверхні  $\alpha_1 = 228,13$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Права поверхня ( $x = S$ ) омивається вільним потоком атмосферного повітря з температурою  $t_{\text{жс1}} = 20$  °С і коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2 = 10,96$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Розрахунки проведені методом кінцевих різниць. Результати наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку несиметричного нагріву пористої плоскої стінки (явна схема)

n	$t_j^n, \text{ } ^\circ\text{C}$ , при $j = 1 + 10 \cdot (x/S)$ :										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	112,63	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
2	230,94	43,16	20	20	20	20	20	20	20	20	20
3	245,62	84,31	25,7 6	20	20	20	20	20	20	20	20
4	253,90	110,0 1	38,9 7	21,4 5	20	20	20	20	20	20	20
5	259,39	128,2 2	52,3 5	25,4 7	20,3 6	20	20	20	20	20	20
6	263,37	142,0 5	64,6 0	30,9 1	21,5 5	20,0 9	20	20	20	20	20
7	266,41	153,0 1	75,5 4	36,9 9	23,5 2	20,4 3	20,0 2	20	20	20	20
8	268,83	162,0 0	85,2 7	43,2 6	26,1 2	21,1 0	20,1 2	20,0 1	20	20	20
9	270,81	169,5 2	93,9 5	49,4 8	29,1 2	22,1 1	20,3 4	20,0 3	20	20	20

Тобто, знаючи температури на глибині 1,2 см плоскої стінки, що спочатку знаходилася при температурі 20°С: 43,16; 84,31 і 110,01°С при  $t = 77,92, 155,84$  і 233,76 с відповідно, розрахуємо значення густини теплового потоку на поверхні  $\hat{q}_1, \hat{q}_2, \hat{q}_3$  за методом Штольца.

Безрозмірні кроки за часом дорівнюють:

$$\Delta t_x^+ = \frac{\alpha \Delta t}{x^2} = \frac{0,462 \cdot 10^{-6} \cdot 77,92}{0,012^2} = 0,25,$$

а значення часу  $t_1^+ = 0,25$ ,  $t_2^+ = 0,50$ ,  $t_3^+ = 0,75$  використовують для отримання відповідних значень  $T^+$ , задаючись  $q_0 = 1$  та використовуючи співвідношення:

$$\phi_M = T^+(t_M) \cdot \frac{x}{k}.$$

В нашому випадку

$$\phi_1 = 0,861497 \cdot 10^{-3} \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$\phi_2 = 0,2856531 \cdot 10^{-2} \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$\phi_3 = 0,4902548 \cdot 10^{-2} \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$\Delta \phi_1 = 0,1995034 \cdot 10^{-2} \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}; \Delta \phi_2 = 0,2046017 \cdot 10^{-2} \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}.$$

Значення складової густини теплового потоку:

$$\hat{q}_1 = 26883,44 \text{ Bm} / m^2;$$

$$\hat{q}_2 = 12393,11 \text{ Bm} / m^2;$$

$$\hat{q}_3 = 11934,28 \text{ Bm} / m^2.$$

Знаючи, значення густини теплового потоку, розраховуємо значення коефіцієнта теплопровідності за допомогою формули Фур'є:

$$q = -k \frac{dT}{dx}.$$

Отримаємо  $k_1 = 4,14 \text{ Bm} / (m \cdot ^\circ C)$ ;  $k_2 = 1,91 \text{ Bm} / (m \cdot ^\circ C)$ ;  $k_3 = 1,84 \text{ Bm} / (m \cdot ^\circ C)$ .

Залежність між коефіцієнтом теплопровідності та часом нагріву плоскої пористої стінки зображена на рис. 1.

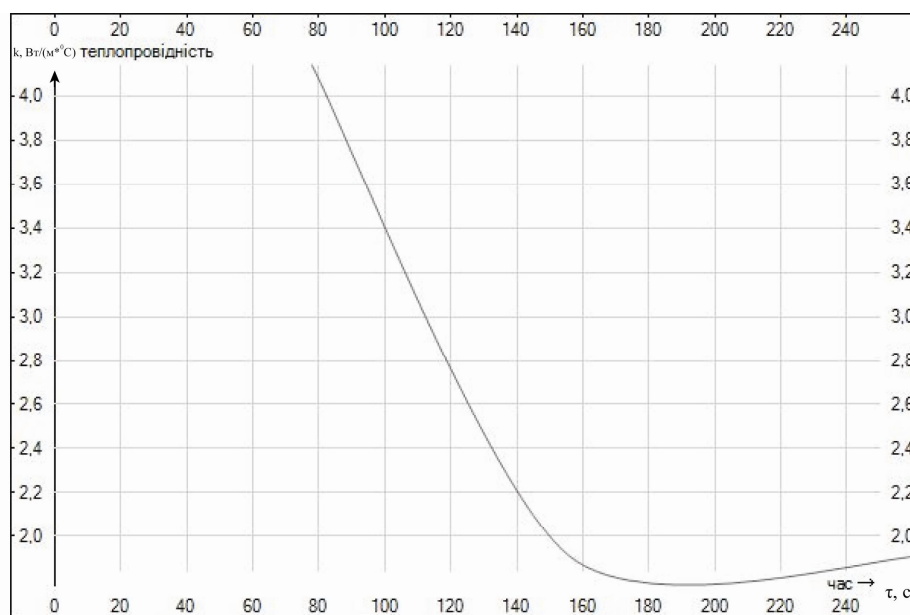


Рисунок 1 – Залежність значення коефіцієнта теплопровідності від часу нагріву плоскої пористої стінки при  $\Delta x=0,012$  м;  $\Delta t=7,92$  с.

**Висновки.** Аналізуючи метод для оцінювання густини теплового потоку з одним наступним кроком за часом, встановлено, що зв'язок між значеннями коефіцієнту теплопровідності та часом нагріву плоскої пористої стінки має обернено пропорційну залежність. На початку нагріву при різкій зміні температури теплоізоляційної стінки від початкового значення з боку дії гарячого теплоносія значення коефіцієнту теплопровідності спочатку дуже значно підвищується, оскільки збільшується теплопровідність як твердих складових частин матеріалів, так і повітря, що заповнює пори, а потім знижуються і вирівнюється до початкового значення.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Элементы теории систем и численные методы моделирования процессов тепломассопереноса: учебник для вузов [текст] / В.С.Швыдкий, Н.А.Спирин, М.Г.Ладыгичев и др. – М.: «Интермет Инжиниринг», 1999. – 520 с.: ISBN – 5-89594-019-6.
2. Бек Дж. Некорректные обратные задачи теплопроводности: пер с англ. [текст] / Дж.Бек, Б.Блакуэлл, Ч. мл. Сент-Клэр. – М.: Мир, 1989. – 312 с.: ISBN – 5-03-000914-0.

Надійшла до редколегії 12.03.2012.

УДК 664.2.032.1

СОКОЛОВСКАЯ И.Е., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

#### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОДИНАМИКИ В ВИХРЕВОМ АППАРАТЕ

**Ведение.** На современном уровне развития вихревых аппаратов возросла актуальность исследований, направленных на углубленное изучение процессов, совершенствование конструкций и технологии изготовления отдельных узлов. Отсутствие строгой теории ощущается наиболее остро при проектировании систем и установок, в которых вихревой аппарат является одним из главных агрегатов. В связи с этим первосте-



пенной задачей остается разработка теории, позволяющей получить достаточно надежное математическое описание процессов, которые происходят в вихревой камере [1].

**Постановка задачи.** Целью работы является разработка математической модели газодинамики газового потока в вихревом аппарате.

**Результаты работы.** Эффективность процессов тепломассообмена в вихревом аппарате во многом определяется соотношением геометрических размеров данного устройства, поскольку от них зависят гидродинамические показатели работы аппарата.

С целью рационализации технологических параметров вихревого аппарата, а также определения его эффективности, важно знать параметры газовых потоков (компоненты скоростей, давления) во всём объеме аппарата. Ввиду специфики конструкции аппарата и подвода газа газовые потоки являются трехмерными и в значительной степени турбулизированными [1]. Экспериментальное исследование таких потоков чрезвычайно затруднительно и требует больших материальных затрат. С другой стороны, аналитическое решение данной задачи вряд ли возможно без существенных упрощений, способных исказить весь процесс даже на качественном уровне, поэтому в данной работе мы прибегли к численному моделированию с использованием довольно эффективного в данном случае метода расщепления по физическим факторам [2]. В данной работе этот метод, реализованный в цилиндрических координатах в трехмерной постановке, применен для анализа поставленной задачи изучения газодинамики в вихревом аппарате. Схема такого устройства показана на рис. 1.

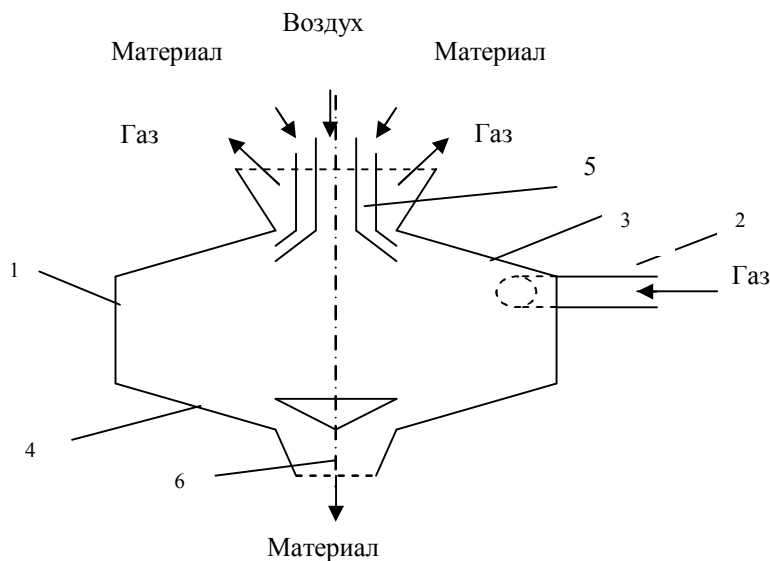
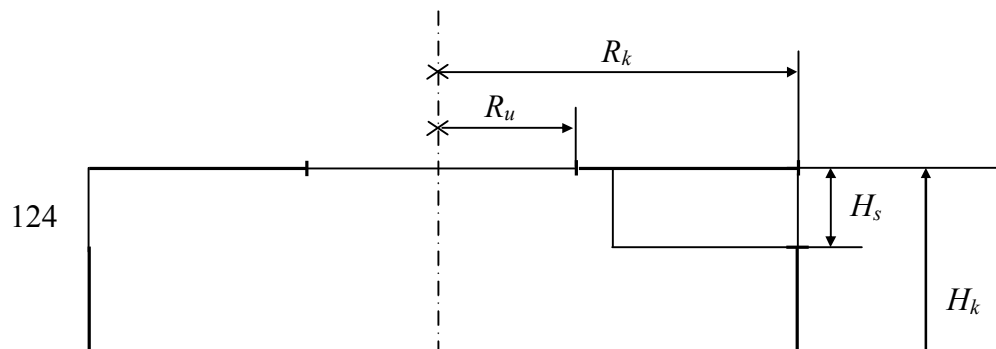


Рисунок 1 – Схема вихревого аппарата

Вихревой аппарат состоит из корпуса 1 с боковым входным патрубком для теплоносителя 2, подключенным к нему тангенциально, торцевыми верхней и нижней стенками 3 и 4 соответственно, загрузочного бункера 5 и разгрузочного бункера 6.

Расчет проводился для цилиндрической части аппарата. Расчетная область представлена на рис.2, где  $R_k$ ,  $H_k$  – радиус и высота аппарата,  $R_u$ ,  $R_d$  – радиусы верхнего отверстия и питателя,  $H_s$  – эффективный диаметр тангенциального патрубка для подвода газа.





-а

-б

-с

Рисунок 2 – Осевое сечение расчетной области

Предполагается, что при рассматриваемых скоростях газа, которые в наших условиях значительно меньше скорости звука, газ с большой точностью можно считать несжимаемым. Кроме того, предполагается, что газ во всем объеме аппарата в значительной степени турбулизован, причем рождение турбулентных вихрей определяется величиной производной от скорости газового потока в перпендикулярном потоку направлении, а их перенос определяется скоростью потока [3].

В нашем случае динамика газа описывается уравнением Рейнольдса [2]:

$$\partial \vec{V} / \partial t = R(\vec{V}) - \vec{\nabla} \tilde{p}, \quad (1)$$

которое дополняется условием соленоидальности

$$\vec{\nabla} \vec{V} = 0, \quad (2)$$

следующем из уравнения неразрывности при сделанном нами предположении о несжимаемости газа. Здесь  $R(\vec{V})$  – усредненная по турбулентным пульсациям скорость газа,  $t$  – время,  $\tilde{p}$  – динамическая составляющая давления, деленная на плотность газа,

$$R(\vec{V}) = -(\vec{V} \vec{\nabla}) \vec{V} + \nu_e \Delta \vec{V}, \quad (3)$$

где  $\nu_e$  – эффективная кинематическая вязкость, учитывающая турбулентный характер движения. В силу сделанных предположений о течении и развитии турбулентных явлений эффективная кинематическая вязкость  $\nu_e$  определяется выражением:

$$\nu_e = \nu + \frac{\Delta}{Re_\Delta} V_\Delta + l^2 \left| \frac{\partial V}{\partial y} \right|, \quad (4)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость газа,  $\Delta$  и  $l$  – параметры размерности длины, которые определяют масштаб усреднения по турбулентным вихрям и, так называемую, длину перемешивания соответственно. Кроме того, здесь  $Re_\Delta$  и  $V_\Delta$  – локализованные в масштабе  $\Delta$  число Рейнольдса и скорость потока, а  $y$  – переменная, параметризующая ось, перпендикулярную направлению потока. В качестве масштаба  $\Delta$  при численном решении задачи используется, как правило, масштаб расчетной сетки, что и было сделано в данной работе. В этом случае параметр турбулентности  $Re_\Delta$  становится сеточным числом Рейнольдса, для которого предлагается [2] использовать значение  $Re_\Delta = 2$ , что соответствует наибольшей адекватности расчетов при использовании данной алгебраической модели турбулентности. Это было подтверждено на большом количестве

примеров [3]. Длина перемешивания  $l$  подлежит определению из опыта и в нашем случае также принята равной шагу расчетной сетки  $\Delta$ .

В соответствии с методом расщепления по физическим факторам [2] на каждом временном шаге  $\tau$  ( $n$  – номер временного слоя) система уравнений (1), (2) решается в три этапа:

$$\text{I этап:} \quad \tilde{V} = \bar{V}^n + \tau R(\bar{V}^n), \quad (5)$$

$$\text{II этап:} \quad \Delta \tilde{p}^{n+1} = \bar{\nabla} \tilde{V} / \tau, \quad (6)$$

$$\text{III этап:} \quad \bar{V}^{n+1} = \tilde{V} - \tau \bar{\nabla} \tilde{p}^{n+1}. \quad (7)$$

На первом этапе данной схемы (5) вычисляется поле вспомогательных скоростей  $\tilde{V}$ , правильно описывающее вихревое движение газа, но не удовлетворяющее условию соленоидальности (2), которое обеспечивается полем давления, точнее, последним слагаемым уравнения (1) при условии (2). На втором этапе вычисляется поле давления по формуле (6), полученной из условия точного выполнения уравнения (2) для скоростей газа на  $n+1$ -м временном слое, которые и находятся на третьем этапе (7). На первом и третьем этапах вычисления явные, а на втором – неявные.

Компоненты скорости среды в цилиндрических координатах определены соотношением  $\bar{V} = u\bar{e}_\rho + v\bar{e}_\varphi + w\bar{e}_z$ , где  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  – цилиндрические координаты, а  $\bar{e}_\rho$ ,  $\bar{e}_\varphi$  и  $\bar{e}_z$  – ортонормированные векторы координатного базиса. Схема (5)-(7) в компонентах принимает вид:

$$\text{I этап:} \quad \tilde{u} = u + \tau \left\{ -u \partial_\rho u - \frac{v}{\rho} \partial_\varphi u - w \partial_z u + \frac{v^2}{\rho} + \partial_\rho \left[ \frac{u_e}{\rho} \partial_\rho (u) \right] + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi u) + \partial_z (v_e \partial_z u) - 2 \frac{v_e}{\rho^2} \partial_\varphi u \right\} \quad (8)$$

$$\tilde{v} = v + \tau \left\{ -u \partial_\rho v - \frac{v}{\rho} \partial_\varphi v - w \partial_z v - \frac{uv}{\rho} + \partial_\rho \left[ \frac{u_e}{\rho} \partial_\rho (v) \right] + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi v) + \partial_z (v_e \partial_z v) + 2 \frac{v_e}{\rho^2} \partial_\varphi v \right\} \quad (9)$$

$$\tilde{w} = w + \tau \left\{ -u \partial_\rho w - \frac{v}{\rho} \partial_\varphi w - w \partial_z w + \frac{1}{\rho} \partial_\rho (v_e \rho \partial_\rho w) + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi (v_e \partial_\varphi w) + \partial_z (v_e \partial_z w) \right\} \quad (10)$$

$$\text{II этап:} \quad \tilde{D} = \frac{1}{\rho} \partial_\rho (\rho \tilde{u}) + \frac{1}{\rho} \partial_\varphi \tilde{v} + \partial_z \tilde{w}, \quad (11)$$

$$\frac{1}{\rho} \partial_\rho (\rho \partial_\rho \tilde{p}) + \frac{1}{\rho^2} \partial_\varphi^2 \tilde{p} + \partial_z^2 \tilde{p} = \tilde{D} / \tau, \quad (12)$$

$$\text{III этап:} \quad u = \tilde{u} - \tau \partial_\rho \tilde{p}, \quad (13)$$

$$v = \tilde{v} - \tau \frac{1}{\rho} \partial_\varphi \tilde{p}, \quad (14)$$

$$w = \tilde{w} - \tau \partial_z \tilde{p}. \quad (15)$$

Здесь для того, чтобы избежать громоздкости, опущены индексы, указывающие на принадлежность величин временным слоям, и использованы сокращенные обозначения производных:  $\partial_\rho = \frac{\partial}{\partial \rho}$ ,  $\partial_\varphi = \frac{\partial}{\partial \varphi}$ ,  $\partial_z = \frac{\partial}{\partial z}$ . Разностная аппроксимация пространственных производных в уравнениях (8)-(15) осуществляется на шахматной сетке стандартным образом. Уравнение Пуассона (12) в представленной работе решается методом итераций.

При расстановке граничных условий в данном случае важно точно обеспечить условие сопряжения гидродинамических характеристик (скоростей и давлений) при

$\varphi=0$  и  $\varphi=2\pi$ . Для облегчения этого расчетную область удобно представить в пространстве с координатами  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  в качестве декартовых (рис.3). В этом случае расчетная область принимает форму параллелепипеда, причем грань I соответствует значению  $\rho = 0$  и в реальной области (рис.2) вырождается в осевую линию, а грани II и III соответствуют  $\varphi=0$  и  $\varphi=2\pi$  и должны быть отождествлены. На рис.3 заштрихованы области, соответствующие свободному прохождению газа, поэтому в них следует выбирать условия свободного протекания, грани II и III следует связать условиями сопряжения, а на всех остальных границах следует выбрать условие непротекания.

В разностном виде с использованием шахматной сетки для удобства расстановки граничных условий расчетная область со всех сторон окаймляется слоем заграничных ячеек. В этом случае условия сопряжения на гранях II и III реализуются тем, что заграничные значения скоростей и давлений на одной из граней выбираются равными приграничным значениям на другой, и наоборот.

Были приняты следующие численные значения параметров расчета:  $R_k=400\text{мм}$ ,  $H_k=400\text{мм}$ ,  $R_u=200\text{мм}$ ,  $R_d=200\text{мм}$ ,  $H_s=200\text{мм}$ .

Для получения представления о движении среды в целом использовался метод представления гидродинамических параметров в различных сечениях расчетной области с проектированием на них векторов скоростей.

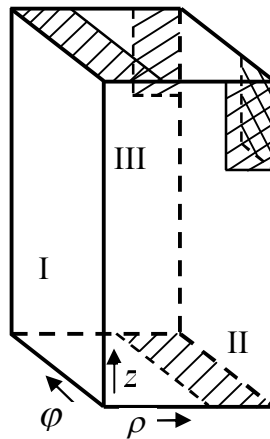


Рисунок 3 – Расчетная область с координатами  $\rho$ ,  $\varphi$  и  $z$  в качестве декартовых

На рис.4 представлены полученные расчетные поля направлений скоростей газа на трёх различных горизонтальных сечениях аппарата: а) – на уровне присоединения тангенциального патрубка для подвода газа, б) – на середине высоты и с) – у питателя аппарата.

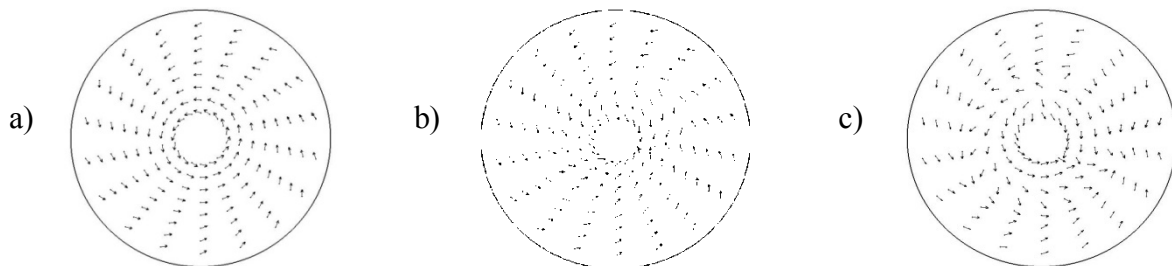


Рисунок 4 – Расчетные поля направлений скоростей газа на трёх различных горизонтальных сечениях аппарата

О характере гидродинамической картины в осевом сечении аппарата позволяет судить рис.5.

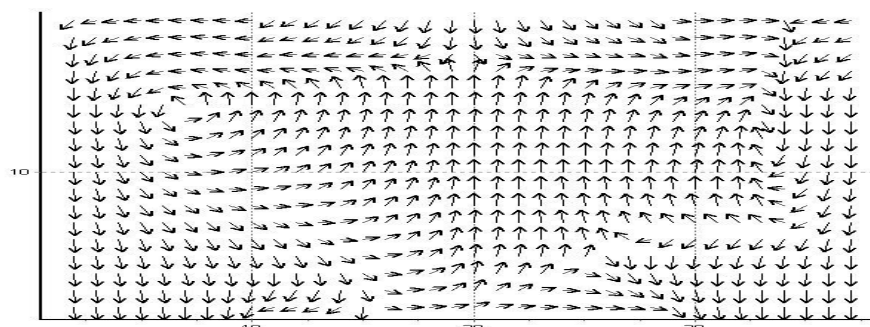


Рисунок 5 – Поля направлений проекций скоростей газа в осевом сечении аппарата

**Выводы.** Построенная адекватная трехмерная математическая модель движения газа в вихревом аппарате позволяет выявить оптимальные соотношения геометрических размеров вихревого аппарата, а также гидродинамические параметры, позволяющие разработать эффективные конструктивные решения данного оборудования.

Из рис.4 следует, что в результате вынужденного действия подводимого газа в верхней зоне цилиндрической части аппарата формируется мощный торроидальный вихрь (а), который по мере приближения к питателю деформируется (b) и у самого питателя распадается (с).

Из рис.5 следует, что в зоне верхнего отверстия аппарата вследствие существования глобального вихря создается зона пониженного давления, что приводит к втягиванию через это отверстие окружающего воздуха. В нижней же части аппарата, у питателя, воздух покидает аппарат. Эти поля скоростей необходимы для расчета траекторий движения частиц материала в объеме вихревой камеры.

Проверка адекватности полученной математической модели газодинамики потока была проведена по стандартной методике планирования эксперимента, изложенной в [4].

Полученные данные могут использоваться в методиках расчета тепломассообменных вихревых устройств.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Патент 26821 Україна, МПК F 26 В 17/10. Пристрій для отримання гранульованого наповнювача теплоізоляційного матеріалу / Павленко А.М., Соколовська І.Є., Кошляк Г.В., Клімов Р.А.; заявник та патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № u 200705035; заявл. 07.05.07; опубл. 10.10.2007, Бюл. №16.
2. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред / Белоцерковский О.М. – М.: «Наука», 1984. – 520 с.
3. Огурцов А.П. Методы расщепления в задачах гидродинамики и тепломассопереноса / Огурцов А.П., Самохвалов С.Е., Надрыгаило Т.Ж. – Днепропетровск: Системные технологии, 2003. – 256 с.
4. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / [Хартман К. и др.] – М.: Мир, 1977. – 552с.

Поступила в редколлегию 12.01.2012.

Дніпродзержинський державний технічний університет

**НАДІЙНІСТЬ ВІДПУСКУ ЕНЕРГІЇ ВІД ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛІ**

**Вступ.** Основна функція систем тепlopостачання – забезпечення споживачів теплової енергії відповідно до необхідного графіка теплових навантажень. При цьому рівень електричної потужності, як правило, визначається тепловим навантаженням. Функціональне призначення систем тепlopостачання є основою для формування поняття надійності тепlopостачання. Як правило, теплофікаційні установки теплоелектроцентралей (ТЕЦ) є комбінованими установками, на яких здійснюється комбіноване вироблення електричної і теплової енергії. Багатофункціональність ТЕЦ визначається не тільки багатоцільовим характером використання, але і постачанням електричної і теплової енергії великій кількості різнорідних споживачів, що пред'являють різні вимоги до надійності енергопостачання. Таким чином, надійність систем тепlopостачання – комплексна властивість, яка визначається функціональним призначенням та умовами експлуатації і характеризується одиничними і комплексними показниками, згаданими вище.

Комбінована система тепlopостачання включає основне джерело тепlopостачання (ТЕЦ), що складається з однотипних або різнотипних енергоустановок з комбінованим виробленням електричної і теплової енергії, однотрубну систему транспорту гарячої води для гарячого водопостачання і газотурбінну міні-ТЕЦ, що включає в загальному випадку декілька теплофікаційних газотурбінних установок (ГТУ), що покривають навантаження опалення.

Аналіз надійності систем тепlopостачання необхідно проводити з позицій здатності виконання заданих функцій. Здатність системи тепlopостачання виконувати задані функції визначається її станами з відповідними рівнями потужності, продуктивності і т.д. Відповідно до цього необхідно розрізняти працездатний стан, часткову відмову і повну відмову системи в цілому.

**Постановка задачі.** Комбінована система тепlopостачання є складною структурою, для якої розрахунок показників надійності є досить складним завданням. Тому для розрахунку надійності такої системи теплофікації використовують методи декомпозиції, відповідно до яких математична модель розрахунку системи ділиться на ряд підмоделей. Цей поділ здійснюється за технологічною і функціональною ознаками. Такий підхід дозволяє проводити розрахунок для окремих підсистем незалежно.

Комбіновані енергоустановки ТЕЦ промислово-опалювального і опалювального типів, призначені для комбінованого вироблення електроенергії, технологічної пари і гарячої води, є найбільш складними в технологічному, структурному і функціональному відношенні. Для них є характерною взаємозалежність виробництва вказаних видів енергії. Розрахунок надійності комбінованих енергоустановок проводиться в припущенні, що кожен її елемент у будь-який момент часу планової роботи знаходиться в одному з їх двох станів – працездатності або непрацездатності, тобто характеризується індикаторною діаграмою вигляду

$$x_i(t) = \begin{cases} 1, \text{якщо } t \in t_p; \\ 0, \text{якщо } t \in t_g, \end{cases} \quad (1)$$

де  $t_p$  – період часу нормального функціонування;

$t_g$  – період часу відновлення відмови.

Представляючи структурну схему комбінованої енергоустановки у вигляді пос-

лідовних сполучених агрегованих блоків, кожен з яких містить  $L_i = M_i + R_i$  елементів, де  $M_i$  і  $R_i$  відповідно число робочих і резервних елементів  $i$ -го блоку, будь-який з стан характеризується  $(n+m)$ -мірним вектором вигляду

$$\{k_1^z, \dots, k_n^z, N_p^z, Q_T^z\} = \{k^z, N_p^z, Q_{pr}^z\}, \quad (2)$$

де  $k_i^z$  – число працюючих елементів  $i$ -го блоку;

$N_p^z$  – робоча електрична потужність в  $z$ -му стані;

$Q_{pr}^z$  – робоча продуктивність по відпуску теплоти  $r$ -м теплоносієм;

$n$  – число можливих станів системи;

$m$  – число видів енергії і енергоносіїв, що відпускаються системою.

Величина робочої потужності енергоустановки в  $z$ -му стані розраховується за принциповою тепловою схемою з урахуванням наявних коефіцієнтів запасів  $i$ -го елемента  $\rho_i$ , структурної схеми і впливу елементів, що відмовили, на технологічні процеси в інших елементах. Розрахункова формула для визначення електричної потужності установки має вигляд:

$$N_p^z = \min N_{pi}^z = \rho_i \left[ 1 - \frac{k_i^z - R_i}{M_i} \right] N_n, \quad (3)$$

де  $k_i^z$  – число працюючих елементів в  $i$ -му блоці однотипних елементів в  $z$ -му стані;

$N_n$  – номінальна потужність установки у повністю працюючому стані.

Для заданого варіанту структурної схеми енергоустановки розрахункові формули для визначення величини вихідного ефекту по відпуску теплової енергії мають вигляд:

- за відсутності резерву в  $i$ -му блоці (наприклад, редуційно-охолоджувальна установка (РОУ)), тобто при  $Q_{ri} = 0$

$$Q_p^z = \min Q_{p\Sigma}^z = \rho_i \left[ 1 - \frac{k_i^z - R_i}{M_i} \right] Q_{ном}, \quad (4)$$

- у випадку, коли  $Q_{ri} \neq 0$  та  $0 < Q_{ri} < \rho_i \left[ \frac{R_i - k_i^z}{M_i} \right] Q_{ном}$ ,

$$Q_p^z = \min Q_{p\Sigma}^z = \rho_i \left[ 1 - \frac{k_i^z - R_i}{M_i} \right] Q_{ном} + Q_{ri}, \quad (5)$$

- у випадку, коли  $(1 - k_i^z) < R_i$  та  $Q_{ri} > \rho_i \left[ 1 - \frac{k_i^z - R_i}{M_i} \right] Q_{ном}$ , отримаємо

$$Q_p^z = Q_{ном}. \quad (6)$$

У основі розрахунку структурної надійності комбінованої енергоустановки лежить опис її функціонування за допомогою марківського процесу з дискретною безліччю станів і безперервним часом. Основною передумовою використання цієї моделі є ухвалення експоненціальних законів розподілу часу безвідмовної роботи і відновлення елементів [1].

Будемо вважати, що у момент часу  $t$  система знаходиться в  $i$ -му стані з вірогідністю  $P_i$ . Вірогідність переходу системи за період часу  $\Delta t$  з  $i$ -го стану в будь-який інший

$j$ -ий стан запишеться у вигляді [2]

$$P_1 = [1 - P_{ii}(t + \Delta t)] \cdot P_i(t) = A_i(t) \cdot \Delta t \cdot P_i(t), \quad (7)$$

де  $P_{ii}(t + \Delta t)$  – вірогідність того, що система за період часу  $\Delta t$  залишиться в  $i$ -му стані.

Вірогідність  $P_2$  переходу системи з  $j$ -го стану в  $i$ -ий

$$P_2 = \sum_{j \neq i} P_{ji}(t + \Delta t) \cdot P_j(t) = \sum_{j,j=0} \lambda_{ji} \cdot \Delta t \cdot P_j(t), \quad (8)$$

де  $\lambda_{ji}$  – інтенсивність відмов.

З (7) і (8) витікає, що

$$P_i(t + \Delta t) - P_i(t) = A_i(t) \cdot \Delta t \cdot P_i(t) + \sum_{j,j=0} \lambda_{ji} \cdot \Delta t \cdot P_j(t). \quad (9)$$

Після нескладних перетворень рівняння (9) набуває вид системи диференціальних рівнянь першого порядку

$$\frac{\partial P(t)}{\partial t} = \begin{pmatrix} -A_1(t) & \lambda_{21}(t) & \dots & \lambda_{k1}(t) \\ \lambda_{12}(t) & -A_2(t) & \dots & \lambda_{k2}(t) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{1k}(t) & \lambda_{2k}(t) & \dots & -A_k(t) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \\ \dots \\ P_k(t) \end{pmatrix}. \quad (10)$$

У матричному вигляді рівняння (10) має вигляд [3]

$$\frac{\partial P(t)}{\partial t} = \Lambda(t) \cdot P(t), \quad (11)$$

де  $\Lambda(t)$  – матриця інтенсивностей переходів;

$P(t)$  – вектор-стовпець вірогідності станів.

Для розв'язання системи рівнянь використано відомий метод Рунге-Кутта. Слід зазначити, що при досить великій кількості елементів в системі розв'язання рівняння (10) в обчислювальному відношенні стає вельми складним. Істотне спрощення рішення задачі (10) досягається для стаціонарного випадку, тобто коли  $\frac{\partial P(t)}{\partial t} = 0$  і система (11)

перетворюється на систему алгебраїчних рівнянь.

Процедури формування простору станів, матриці інтенсивностей переходу і розв'язання системи диференціальних рівнянь формалізовані і представлені у вигляді програмно-обчислювального комплексу. Представляючи необхідні рівні функціонування у вигляді функцій  $N_{sj}$  ( $j=1, \dots, G$ ) і  $Q_{srj}$  ( $j=1, \dots, G$ ), всі стани комбінованої енергоустановки поділяються на дві підмножини. Одна з них характеризується рівнями працездатності  $N_p^z > N_s$  і  $Q_{pr}^z > Q_{sr}$ , а інша – станами відмови працездатності або відмови функціонування. Якщо вірогідність  $P_z$  станів визначена, то вірогідність знаходження енергоустановки в сукупному стані, тобто коефіцієнт ефективності функціонування системи теплопостачання по відношенню до фіксованого рівня працездатності  $N_s$  і  $Q_{sr}$ , визначиться за формулами:

$$P_N(t) = k_N^e(N_s, t) = \sum P_z(N_p^z \geq N_s, t), \quad (12)$$

$$P_Q(t) = k_Q^e(Q_{sr}, t) = \sum P_z(Q_{pr}^z \geq Q_{sr}, t). \quad (13)$$

**Результати роботи.** Викладена методика розрахунку показників надійності була

використана для визначення показників надійності теплофікаційного блоку з турбінами Т-25-90. У розрахунках прийняті наступні початкові одиничні показники надійності енергоблоку [4]:

- котлоагрегату:  $\lambda_k=6,25 \cdot 10^{-4}$  1/Г,  $\mu_k=1,66 \cdot 10^{-2}$  1/Г;
- турбоагрегату:  $\lambda_t=1,25 \cdot 10^{-4}$  1/Г;  $\mu_t=2 \cdot 10^{-2}$  1/Г;
- електрогенератора:  $\lambda_{er}=0,4 \cdot 10^{-4}$  1/Г,  $\mu_{er}=2,5 \cdot 10^{-2}$  1/Г;
- теплофікаційної установки:  $\lambda_{ty}=0,15 \cdot 10^{-4}$  1/Г,  $\mu_{ty}=1 \cdot 10^{-2}$  1/Г;

На рис.1 показано зміну коефіцієнта готовності блоку по відношенню до відносного рівня теплової потужності  $\bar{Q} = 1$ . З рисунка видно, що через період часу 500 годин значення вірогідності стану не залежать від часу і набувають стаціонарних значень. Якщо в структурній схемі блоку відсутній структурний або функціональний резерв, то показники надійності блоку по відпуску теплової і електричної енергії практично збігаються (оскільки інтенсивність відмов теплофікаційної установки низька). При цьому надійність відпуску електричної і теплової енергії визначається в основному надійністю котельних агрегатів.

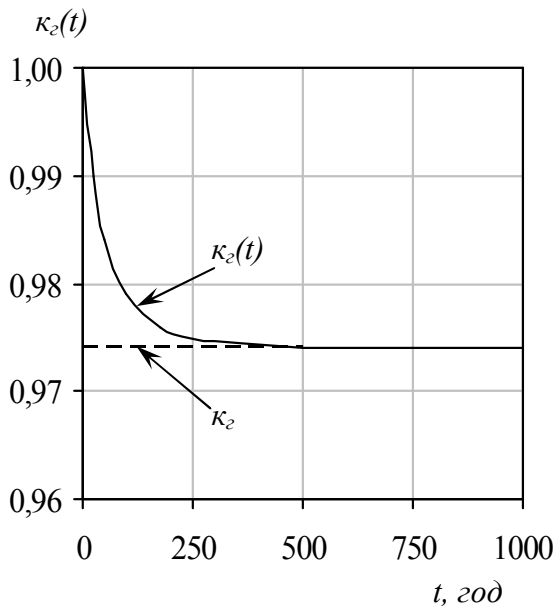


Рисунок 1 – Зміна коефіцієнта готовності блоку

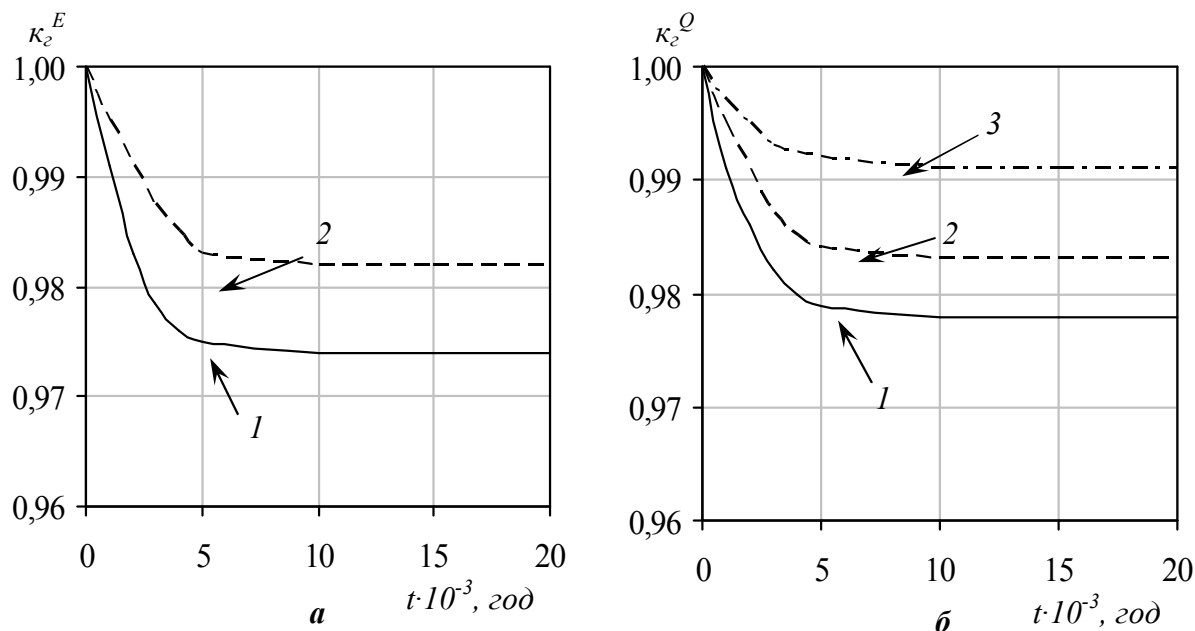
надійності відпуску пари з колектора пари тиском 1,3 МПа.

Якщо в структурній схемі є функціональний резерв, то коефіцієнт готовності по відпуску теплової енергії різко зростає (за наявності РОУ). Найбільш високий коефіцієнт готовності по відпуску теплоти досягається в схемі, де є РОУ від колектора свіжої пари і від колектора пари 1,3 МПа.

У разі, коли на ТЕЦ є загальний колектор пари 1,3 МПа і його можна розглядати як структурний резерв, надійність блоку по відпуску гарячої води стає практично рівною надійності відпуску пари з колектора пари тиском 1,3 МПа.



На рис.2 показано зміну взаємозалежних значень коефіцієнтів ефективності по відпуску електроенергії і теплоти для ТЕЦ з агрегатами Т-25-90. З рисунка видно, що показники надійності по відпуску теплоти для багатоблокових ТЕЦ істотно вищі, ніж для блоку. Наявність поперечного зв'язку на ТЕЦ по колектору пари 1,3 МПа і загального колектора по мережній воді знижує вірогідність невідпуску гарячої води.



1 – коефіцієнт готовності котла 0.96; 2 – коефіцієнт готовності котла 0.97; 3 – РОУ

Рисунок 2 – Зміна коефіцієнтів ефективності відпуску електричної енергії (а) та теплоти (б) на ТЕЦ

Таким чином, багатоблокові ТЕЦ з наявністю поперечних зв'язків і використанням функціонального резервування забезпечують достатньо високі показники по відпуску теплоти. Ці показники знаходяться на рівні і перевищують нормовані значення по відпуску теплоти.

**Висновки.** Найважливішим результатом проведених розрахунково-теоретичних досліджень є те, що за допомогою розробленого підходу встановлено взаємозалежність між показниками надійності по відпуску теплоти і електроенергії. Це пояснюється тим, що при відмові якого-небудь елемента блоку наслідки відмови по відпуску електроенергії і теплоти різні. Так стан блоку, при якому електрогенератор непрацездатний і наступила відмова функціонування по відпуску електроенергії, система зможе забезпечити відпуск гарячої води в повному обсязі. Враховуючи ту обставину, що теплофікаційні блоки призначені для покриття теплових навантажень, доцільно використовувати структурний і функціональний резерв для підвищення надійності відпуску теплової енергії. Тому необхідно на ТЕЦ мати складнішу в сенсі надійності структурну схему з ширшим застосуванням структурного і функціонального резервування.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Гнеденко Б.В. – М.: Наука, 1985. – 524 с.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятности / Вентцель Е.С. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
3. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности. Основные характеристики надежности и их статистический анализ / Гнеденко Б.В. – М.: Наука, 1965. –

342 с.

4. Надежность систем энергетики и их оборудование: справочник / под ред. Ю.Н.Руденко. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 480 с.

Надійшла до редколегії 21.12.2011.

УДК 532.5.072.12

КОШЛАК А.В., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

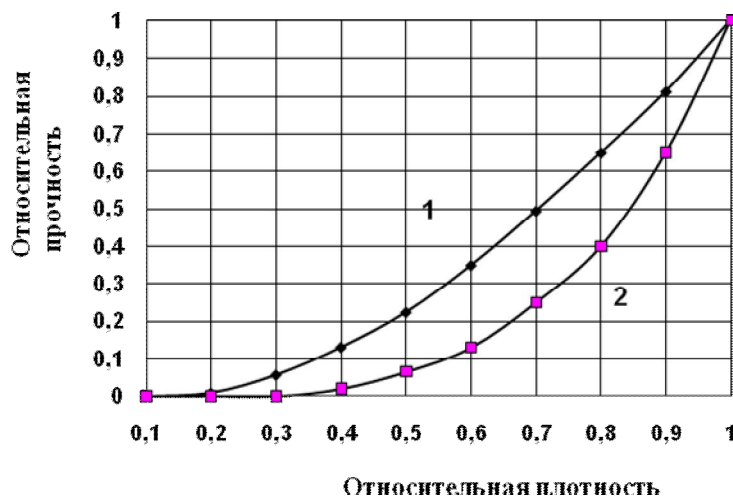
## ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА

**Введение.** Прочность теплоизоляционных пористых материалов является важным показателем их свойств, обеспечивающим надежную и длительную эксплуатацию теплоизоляции на теплоагрегатах. В зависимости от объема, характера пористости, вида каркасообразующего вещества прочностные свойства материалов определяют показателями прочности: предел при сжатии  $R_{сж.}$ , при изгибе  $R_{изг.}$  и растяжении  $R_{раст.}$ . Прочность известных материалов невелика и чаще всего находится в интервале значений 0,3-1,5 МПа [1].

На прочностные характеристики влияет также плотность материала [1]. По опытным данным при одинаковой относительной плотности прочность у материалов зернистой структуры ниже, чем ячеистой, что следует из графика (рис.1).

Поэтому на прочность материала влияет пористость, вид пор, плотность, состав сырьевой смеси, способ структурообразования и другие факторы. Таким образом, задача повышения прочности пористой структуры при сохранении теплофизических характеристик материала является комплексной задачей, решение которой можно найти экспериментальным путем.

**Постановка задачи.** Изучение особенностей процессов термического порообра-



1 – для материалов ячеистой структуры;  
2 – для материалов зернистой структуры

Рисунок 1 – Зависимость прочности от плотности

зования позволило создать экспериментальную основу для разработки новых теплоизоляционных пористых материалов (ТПМ1 и ТПМ2) [2, 3], способа их производства [4] и оборудования для реализации новой технологии [5], которые основаны на закономерностях функциональной зависимости структурных, режимных и теплофизических характеристик. Как правило, прочность пористых теплоизоляционных материалов характеризуется двумя показателями: прочностью на изгиб и на сжатие.

Поэтому задачей исследования является определение предела прочности новых теплоизоляционных материалов (ТПМ1 и ТПМ2) при термонапряжениях для дальнейшего использования полученных значений или функциональной зависимости в качестве расчетной базы для задач термоупругости.

**Результаты работы.** Для определения показателей прочности использован ультразвуковой импульсный метод, суть которого состоит в измерении скорости распространения ультразвуковых импульсов в материале, которая зависит от плотности данного материала и связана соответствующей зависимостью с прочностью. В ходе измерений определяется скорость

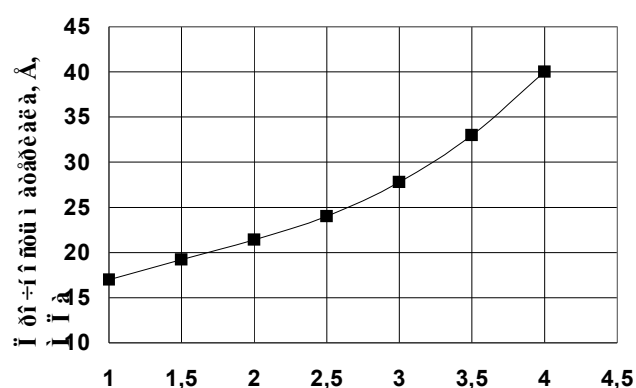


Рисунок 2 – Тарировочный график для определения прочности на сжатие

прохождения продольных ультразвуковых волн в испытуемом материале. В экспериментальных исследованиях прочности использован прибор УПЗ-64.

Испытания на прочность сводятся к построению тарировочных графиков и определению прочности материала с помощью этого графика (рис.2) по результатам прозвучивания материала указанным прибором.

Скорость ультразвуковых волн изменялась в пределах 1500-2500 м/с. Образцы изготавливались двух видов: кубические 0,1×0,1×0,1 (м) для построения тарировочного графика и определения прочности на сжатие; 0,1×0,1×0,3 (м) – для определения прочности на изгиб. Перед началом испытаний образцы высушивались.

Обработка экспериментальных данных выполнена с применением метода планированного эксперимента с ядром  $2^4$  [6]. В качестве управляющих факторов для первого материала (ТПМ1) приняты: процентное содержание глины (кодированные значения  $X_1$ ), процентное содержание  $Na_2CO_3$  (код  $X_2$ ), влажность сырьевой смеси (код  $X_3$ ) и температура обработки (код  $X_4$ ). Для второго материала (ТПМ2) управляющими факторами были: процентное содержание Al (кодированные значения  $X'_1$ ), продолжительность процесса вспучивания (код  $X'_2$ ), влажность сырьевой смеси (код  $X_3$ ) и температура вспучивания (код  $X'_4$ ). Управляющие факторы ( $X_1, \dots, X_4$ ), влияющие на прочностные характеристики новых материалов ТПМ1 и ТПМ2, уровни варьирования факторов приведены в табл.1. Результаты измерений на прочность материалов показаны в табл.2.

Таблица 1 – Уровни варьирования значений факторов

№	Фактор	Код	Значение в точке					Интервал варьирования, Δ
			-1,414	-1	0	1	1,414	
1	Содержание глины, мас. доля	$X_1$	16,7	25	45	65	73,3	20

2	Содержание NaCO <sub>3</sub> , мас. доля	X <sub>2</sub>	2,17	3	5	7	7,83	2
3	Влажность сырьевой смеси, %	X <sub>3</sub>	11,7	20	40	60	68,3	20
4	Температура обработки, °C	X <sub>4</sub>	258	300	400	500	542	100
5*	Содержание Al, масс. доля	X' <sub>1</sub>	1,76	3	6	9	10	3
6*	Продолжительность процесса вспучивания, мин	X' <sub>2</sub>	3	5	10	15	17	5
7*	Температура вспучивания, °C	X' <sub>4</sub>	79	100	150	200	220	50

\*- для ТПМ2.

Таблица 2 – Результаты измерений на прочность материалов ТПМ1 и ТПМ2

Показатели	№ опыта												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
(Y <sub>1</sub> ), ТПМ1	16,8	16,2	35,3	31,1	39,9	39	41,9	41,9	34	32	37,7	37	40,6
(Y <sub>2</sub> ), ТПМ2	19,4	19	39,6	35	45,1	43	44,7	43,9	38	35	39,7	39	44,4

Продолжение таблицы 2

Показатели	№ опыта												
	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
(Y <sub>1</sub> ), ТПМ1	39	40,9	40,4	31,4	21,9	18,4	38	15	31	17,4	36	31	
(Y <sub>2</sub> ), ТПМ2	41,2	44,6	44	35,1	25,4	22,6	41,9	19	36,5	21,3	40	35	

После проведенных расчетов по алгоритму метода были получены оценки коэффициентов в моделях, приведенные в табл.3.

Таблица 3 – Оценки коэффициентов в моделях прочности

Факторы и их взаимодействия	Оценки влияния факторов на показатели		Факторы и их взаимодействия	Оценки влияния факторов на показатели	
	(Y <sub>1</sub> ), ТПМ1	(Y <sub>2</sub> ), ТПМ2		(Y <sub>1</sub> ), ТПМ1	(Y <sub>2</sub> ), ТПМ2
X <sub>1</sub>	1,162	1,456	X <sub>4</sub> <sup>2</sup>	3,435	3,035
X <sub>2</sub>	-3,796	-3,635	X <sub>1</sub> X <sub>2</sub>	-0,087	0,125
X <sub>3</sub>	-5,251	-5,547	X <sub>1</sub> X <sub>3</sub>	0,25	0,125
X <sub>4</sub>	-3,345	-3,132	X <sub>1</sub> X <sub>4</sub>	0,087	0,025
X <sub>1</sub> <sup>2</sup>	3,41	2,835	X <sub>2</sub> X <sub>3</sub>	-2,325	-2,4
X <sub>2</sub> <sup>2</sup>	4,185	3,835	X <sub>2</sub> X <sub>4</sub>	-1,638	-1,75
X <sub>3</sub> <sup>2</sup>	1,585	1,585	X <sub>3</sub> X <sub>4</sub>	-2,7	-2,575

Для проверки зависимости влияния факторов и их взаимодействий на показатели, а также адекватности полученных ошибок наблюдений S<sup>2</sup> для каждого показателя в «нулевой» точке X<sub>1</sub>=X<sub>2</sub>=X<sub>3</sub>=X<sub>4</sub>=0 были проведены четыре повторных опыта. Их результаты приведены в табл.4.

Расчетным путем (по формуле (1)) получили дисперсии ошибок наблюдений (табл.4):

$$S^2 = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^4 (Y_i - \bar{Y})^2, \quad (1)$$

где  $Y_i$  – наблюдаемое значение показателя  $Y$  в  $i$ -ом повторном опыте;  
 $\bar{Y}$  – среднее значение  $Y$  в «нулевой» точке.

Таблица 4 – Значения повторных опытов и дисперсий ошибок наблюдения для показателей прочности

Показатели	Значения показателя в повторных опытах				Дисперсия ошибок наблюдения
	1	2	3	4	
( $Y_1$ ), ТПМ1	28,9	32,2	32,9	30	3,487
( $Y_2$ ), ТПМ2	37,4	33,7	36,1	32,8	4,5

«Пороги значимости» для оценок коэффициентов, характеризующих силу влияния факторов и их эффектов взаимодействия, находились как  $h_i \cdot S$ , где  $S$  – среднее квадратическое отклонение ошибки наблюдения,  $h_i = t_{кр}(\alpha; \varphi) \cdot \sqrt{c_i}$ ,  $t_{кр}(\alpha; \varphi)$  – критическое значение распределения Стьюдента для уровня значимости  $\alpha$  и числа степеней свободы  $\varphi$ . В проведенных исследованиях  $\varphi = 3$ ,  $c_1 = 0,05$  для  $x_i$ ,  $c_2 = 0,125$  для  $x_i^2$ ,  $c_3 = 0,0625$  для  $x_i \cdot x_j$ ,  $i, j = 1, \dots, 4$  [6]. В результате расчетов по приведенной выше формуле полученные для показателей  $Y$  «пороги значимости» для оценок коэффициентов приведены в табл.5.

Таблица 5 – «Пороги» значимости для факторов и их взаимодействий

Показатель	$X_i$	$X_i^2$	$X_i X_j$
( $Y_1$ ), ТПМ1	1,329	2,101	1,485
( $Y_2$ ), ТПМ2	1,509	2,387	1,688

Исключив из моделей факторы и их взаимодействия, величина коэффициентов которых по модулю меньше указанных «порогов значимости», для уровня значимости  $\alpha = 0,5$  получили следующие зависимости

$$\begin{cases} Y_1 = 23,332 - 3,796X_2 - 5,25X_3 - 3,345X_4 + 3,4X_1^2 + 4,185X_2^2 + 3,435,2X_4^2 - \\ - 2,325X_2X_3 - 1,638X_2X_4 - 2,7X_3X_4, & R = 0,83 \text{ для ТПМ1;} \\ Y_2 = 26,66 - 3,635X_2 - 5,47X_3 - 3,132X_4 + 2,835X_1^2 + 3,835X_2^2 + 3,035,2X_4^2 - \\ - 2,4X_2X_3 - 1,75X_2X_4 - 2,575X_3X_4, & R = 0,785 \text{ для ТПМ2.} \end{cases} \quad (2)$$

Или

$$\begin{cases} Y_1 = 21,7 - 3,41X_1^2 + 4,185(X_2 - 0,45)^2 - 5,251X_3 + 3,435(X_4 - 0,48)^2 - \\ - 2,32X_2X_3 - 1,638X_2X_4; \\ Y_2 = 24,81 + 2,83X_1^2 + 3,83(X_2 - 0,47)^2 - 5,54X_3 + 3(X_4 - 0,5)^2 - \\ - 2,4X_2X_3 - 1,75X_2X_4 - 2,575X_3X_4. \end{cases} \quad (3)$$

Проверка адекватности полученных моделей проводилась по критерию Фишера. Расчетное значение  $F$  статистики находилось по формуле

$$F_p = \frac{S_{\text{ост}}^2}{S^2}, \quad (4)$$

Для полученных моделей остаточная дисперсия находилась

$$S_{\text{ост}}^2 = \frac{1}{n - m} \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2, \quad (5)$$

где  $n=25$  – число опытов;

$m$  – число коэффициентов в модели.

Полученные остаточные дисперсии, расчетные и табличные значения статистики Фишера приведены в табл.6.

Таблица 6 – Значения остаточных дисперсий  $S_{\text{ост}}^2$ ; расчетных  $F_p$  и табличных  $F_{\text{табл.}}$  статистик Фишера для показателей прочности

Показатели	Значение $S_{\text{ост}}^2, F_p, F_{\text{табл.}}$		
	$S_{\text{ост}}^2$	$F_p$	$F_{\text{табл.}} (\alpha = 0,05; 25-m; 3)$
( $Y_1$ ), ТПМ1	22,335	6,406	8,703
( $Y_2$ ), ТПМ2	28,04	6,231	8,703

Так как  $F_p$  для всех моделей меньше  $F_{\text{табл.}}$ , то обе модели адекватны с надежностью 0,95 истинной зависимости и могут быть использованы для технологического анализа процесса и прогноза значений показателей  $Y$ .

По степени и направленности влияния факторов в приведенных моделях можно сделать вывод о том, что начальная влажность сырьевого материала, как и в предыдущих исследованиях, оказывает доминирующее среди прочих факторов воздействие на прочность готового материала. Причем, чем больше влажность, тем меньше прочность. Поэтому при выборе режимов термообработки необходимо решать оптимизационную задачу определения состава сырьевой смеси в указанных (табл.1) интервалах значений факторов для создания материала с прогнозируемыми теплофизическими свойствами и конкретных условий его работы с учетом требований по прочности.

**Выводы.** В результате исследований получена качественная зависимость влияния структурных и технологических параметров на прочность пористых теплоизоляционных материалов (ТПМ1 и ТПМ2). Полученные регрессионные уравнения определяют связь структурных и теплофизических характеристик новых пористых теплоизоляционных материалов с прочностными. Поскольку они для всех показателей оказались адекватными (проверка выполнялась по критерию Фишера), это позволит использовать их в качестве управляющих функций процесса вспучивания с целью оптимизации прочностных характеристик материалов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ицкович С.М. Заполнители для бетона : [учеб. пособие для строит. спец. вузов] / С.М.Ицкович. – Мн: Вышш. шк., 1983. – 214 с.: ил.
2. Пат. 27656 Україна, МПК С04В14/00. Сировинна суміш для пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М.; заявник та патентовласник Дніпро-дзерж. держ. техн. ун-т. – № 2007 07203; заявл. 26.06.2007; опубл. 12.11.2007, Бюл. №18. – 6 с.
3. Пат. 25862 Україна, МПК С04В14/00. Сировинна суміш для пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М., Соколовська І.Є.; заявник та патен-

- товласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № 200703899; заявл. 10.04.2007; опублік. 27.08.2007, Бюл. №13. – 6 с.: іл.
4. Пат. 25527 Україна, МПК С04В14/00. Спосіб одержання пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М.; заявник та патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № 200703898; заявл. 10.04.2007; опублік. 10.08.2007, Бюл. №12. – 6 с. іл.
  5. Пат. 26821 Україна, МПК F26В17/10. Пристрій для отримання гранульованого наповнювача теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М., Соколовська І.Є., Клімов Р.О.; заявник та патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т. – № 200705035; заявл. 07.05.2007; опублік. 10.10.2007, Бюл. №16. – 6 с.: іл.
  6. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К.Хартман, Э.Лецкий, В.Шефер. – М.: Мир, 1977. – 552 с.

Поступила в редколлегию 21.02.2012.

УДК 532.5.072.12

ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., профессор  
ОСЕННЯЯ О.С., аспирант

Днепродзержинский государственный технический университет

## ОСОБЕННОСТИ ГИДРОТЕРМИЧЕСКОГО СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЯ ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

**Введение.** Эмульгированные гомогенные жидкости используются во многих технологических процессах [1, 2] в различных отраслях промышленности. Поэтому и методики аппаратного исполнения технологий гомогенизации достаточно хорошо исследованы. Если к структуре данных составов предъявляются более строгие требования по дисперсности и устойчивости, то, как правило, прибегают к математическому моделированию основных рабочих процессов с целью последующей оптимизации конструкции аппаратов. Формирование заданной структуры может происходить в вихревом аппарате, который устанавливается непосредственно перед сжигательными устройствами. Разогретый мазут поступает в вихревую смесительную камеру, туда же подается насыщенный водяной пар. В вихревом слое на начальной стадии контакта формируются две среды: сплошная (мазут) и паровые трубки, которые в процессе движения конденсируются и дробятся.

**Постановка задачи.** В работах [2, 3] представлены теоретические основы вихревого течения нагретой эмульсии. В нашем вихревом эмульгаторе эмульсия образуется в вихревом слое камеры предварительного смешения. Поэтому основной особенностью моделирования такого рабочего процесса является конденсация водяного пара внутри вихревого слоя, т.е. резкое уменьшение объема среды, сопровождающееся аналогичным снижением скорости потока. Задачей данного исследования является математическое моделирование представленного процесса и оптимизация конструкции вихревого эмульгатора.

**Результаты работы.** Расчетная схема течения в вихревой камере показана на рис.1. На основе данной расчетной схемы разработана методика проектирования вихревого эмульгатора для создания устойчивой водомасляной эмульсии (ВМЭ).

Р, Па

мазут



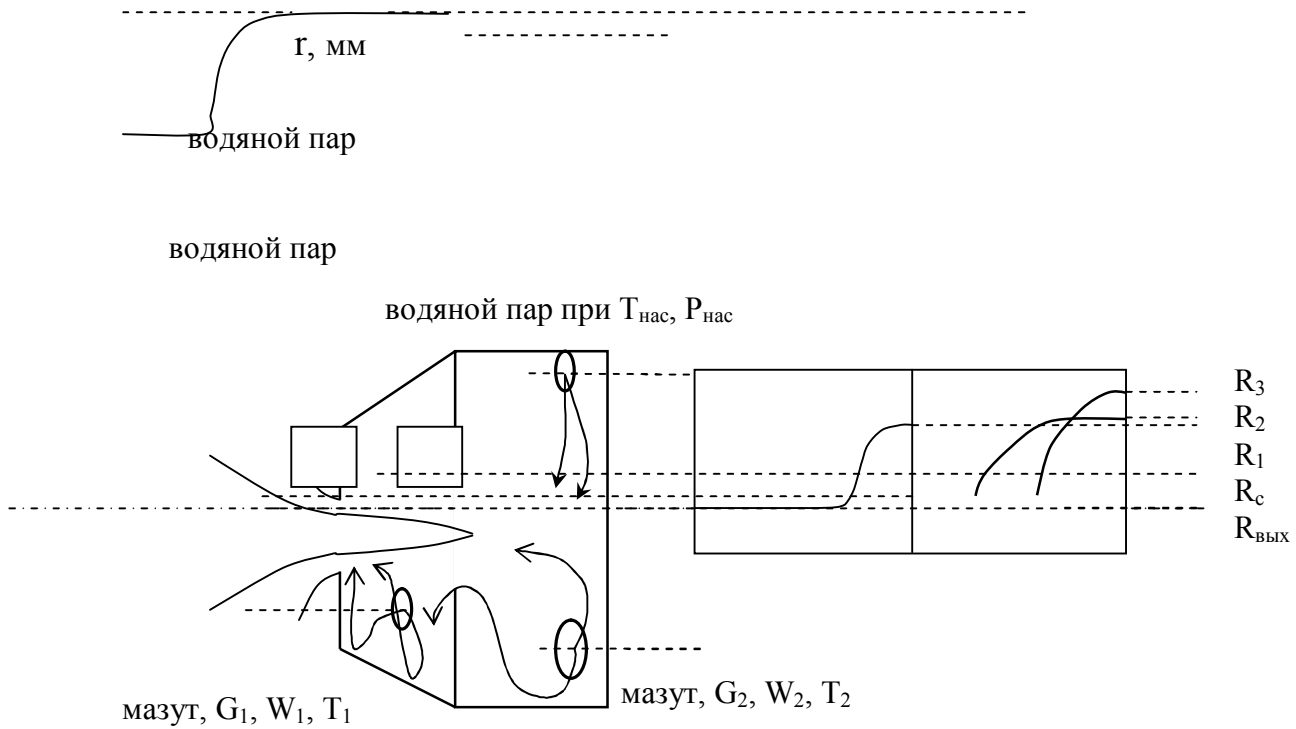


Рисунок 1 – Расчетная схема

В настоящее время нет ни одной общей модели как для расчета скорости конденсации пара при неравновесных условиях, так и для оценки любого из трех основных факторов, определяющих динамику фазового перехода: точки начала конденсации, площади раздела фаз, на которой может происходить конденсация пара, и плотности потока массы через эту поверхность.

На рис.1 показано распределение давления в вихревом конденсирующемся потоке паровой фазы в мазуте. На схеме видно, что конденсация происходит на границе газового и жидкостного вихрей. При течении паровые трубки заполняются паром с давлением насыщения  $P = P_s$ .

Если принять, что конденсация осуществляется на поверхности газового вихря, то система уравнений движения и неразрывности при  $p = p_c = \text{const}$  запишется так:

$$\frac{dP}{dr} = k\rho M_K^2 \frac{W^2}{r} - k \left( \frac{M_K}{B} \right) \left( \rho V \frac{dV}{dr} - \frac{4}{3k} \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (rV) \right] - \gamma(r)V \right);$$

$$\rho V \frac{d(rW)}{rdr} = \frac{1}{k} \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (rW) \right] + W\gamma(r); \quad (1)$$

$$\rho \frac{d(rV)}{dr} = -\gamma(r)r,$$

где  $\gamma(r)$  – функция, количественно характеризующая кинетику конденсации пара внутри вихревого слоя;

$P$  – давление ВМЭ;

$\rho$  – плотность;

$V$  – радиальная проекция скорости вихря;

$W$  – окружная проекция скорости вихря;

$r$  – текущее значение радиуса вихря;



$B, M_k$  – коэффициенты.

Граничные условия: при  $r = 1$  имеем  $V = -1$ ;  $W = 1$ ;  $\rho = \text{const}$ , а при  $r \rightarrow 0$  имеем  $rW = 0$ . Здесь  $k$  – показатель адиабаты;  $\gamma$  – массовый расход пара.

Граничные условия на радиусе камеры предварительного смешения:

$$r = r_k; \quad V = -\frac{C}{\rho_c \phi_{\gamma_k}}; \quad W = W_k; \quad (2)$$

в центре смешения:

$$r = 0; \quad U = 0; \quad x = l_c; \quad P = P_{\text{вых}}, \quad (3)$$

где  $\rho_c$  – плотность эмульсии;

$U$  – осевая составляющая скорости потока;

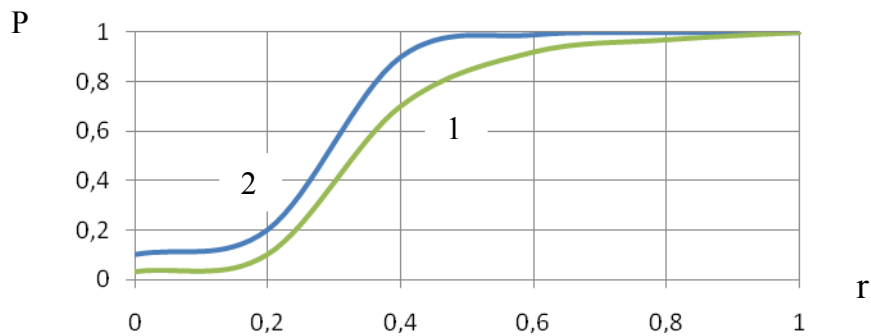
$G$  – расход мазута.

Решение уравнений приведено на рис.2.

На рис.2 показаны расчетные данные о распределении проекций скорости и давления по радиусу вихревой камеры, численные значения которых удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными работ [1, 2]. Конденсация водяного пара сказывается на снижении окружной и радиальной проекций скорости потока (кривая 2 на рис.2). С увеличением начального значения объемного содержания пара в мазуте такие изменения скорости будут более значительными. Но в исследуемых пределах (до 17% конденсата) принципиальных изменений в структуре потока не будет. Зная температуру пара, температуру мазута и значения давления в вихревом потоке, можно легко определить, где завершится конденсация. Для оценки условий конденсации пара в нашей работе использовано распределение Редлиха-Квонга (рис.3) [1].

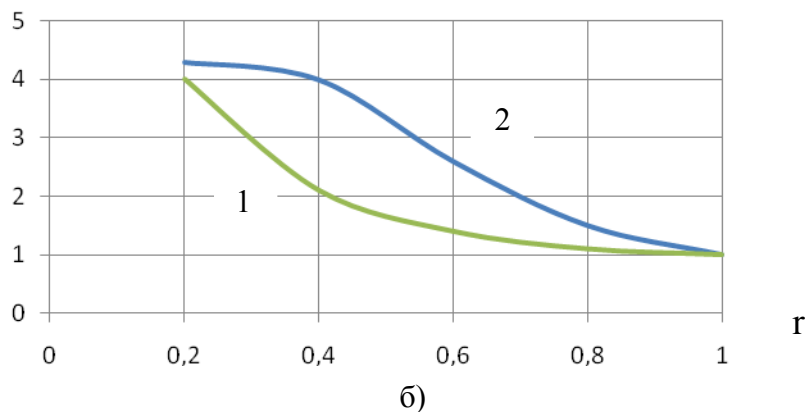
Давление пара будет зависеть от его температуры и плотности.

Наименьшую погрешность в определении давления насыщенного водяного пара как функции температуры и плотности имеет модификация Вильсона [1]:



а)

W



а – поле давлений; б – распределение скорости по радиусу

- 1 – при давлении во вторичной камере ( $P_{\text{вых}}$ ) 1 МПа;
- 2 – при радиусе газового вихря камеры предварительного смешения, меньшем радиуса газового вихря во вторичной камере

Рисунок 2 – Решение системы уравнений (1-3)

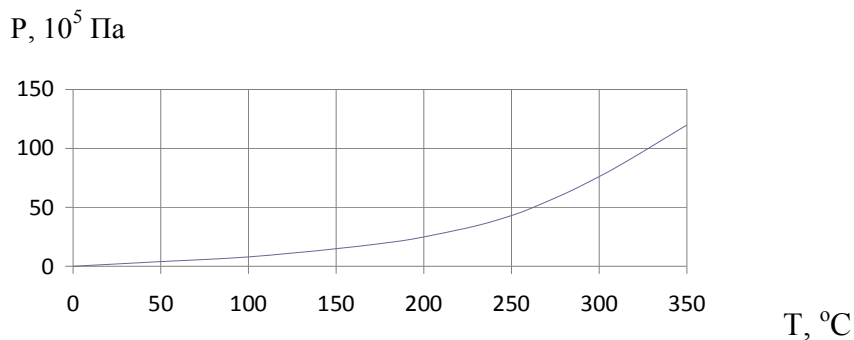


Рисунок 3 – Зависимость давления водяного пара от температуры

$$p = \frac{B\Gamma\rho}{M} \left[ \frac{1}{1 - \frac{b\rho}{M}} - \frac{\delta}{\rho} \frac{b}{\frac{M}{\rho} + b} 1 + (1.57 + 1.629)(T_r^{-1} - 1) \right], \quad (4)$$

где  $\vartheta$  – фактор ацентричности ( $\vartheta = 0.3214$ ):

$$\vartheta = \frac{-\ln(p_{cr}) - 5.92714 + \frac{6.09648}{T_{br}} + 1.28862 \cdot \ln(T_{br}) - 0.169347 \cdot T_{br}^6}{15.2518 - \frac{15.6875}{T_{br}} - 13.4721 \cdot \ln(T_{br}) + 0.43577 \cdot T_{br}^6}; \quad (5)$$

$T_{br}$  – приведенная температура кипения при нормальных условиях:

$$T_{br} = \frac{T_b}{T_{cr}}; \quad (6)$$

$T_r$  – приведенная температура:  $T_r = \frac{T_n}{T_{cr}}$ .

Входные параметры мазута на входах в камеры различны. Давление, расход, радиус ввода мазута в первичную камеру больше, чем значения этих же параметров во вторичной камере. В целом они определяют качество смешения, эмульгирования и дисперсность готового топлива. Поэтому в дальнейших исследованиях целесообразно решить задачу оптимизации указанных геометрических параметров.

Поиск оптимальных размеров камер закручивания является одной из важных задач экспериментальных исследований аэродинамики вихревого эмульгатора.

В работе [4] автор считает, что по уровню гидравлического сопротивления неприемлемы камеры с отношением радиуса сопла к радиусу камеры, меньшим 0.33, а по уровню относительных скоростей, важных для нас с точки зрения измельчения дискретной фазы, неприемлемы камеры с  $r_c/R > 0.6$ . Оптимальное значение  $r_c/R$  лежит в пределах 0.35...0.5. В закрытых камерах с уменьшением размера сопла повышается сопротивление. Для эффективного эмульгирования необходимо стремиться к достижению максимальной скорости потока.

Анализ формул для проекций скорости  $W$ ,  $V$  и гидравлической характеристики камеры показывает, что при увеличении  $V$  имеет место рост гидравлической характеристики устройства  $Ar$ , а затем его уменьшение вследствие снижения скорости.

Таким образом, можно выделить только одно значение  $r_c/R$  с максимумом  $Ar$  (при  $Q=0.036$  м<sup>3</sup>/с;  $\nu=1000 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $f_k=3 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>;  $r_c=4 \cdot 10^{-3}$  м;  $R_k=6 \cdot 10^{-3}$  м;  $n=1$ ;  $H=30 \cdot 10^{-3}$  м) (рис.4). С целью определения зависимости  $(r_c/R)$  от  $\lg W$  исследуем на экстремум соотношение для газодинамической характеристики гомогенизатора [1], переписанное так:

$$Ar = \frac{\pi r_c^2}{f_k} \eta \left( \frac{r_c}{R} \right)^{1 - 0.96 \lg \left[ \frac{Q}{2 \pi H \nu R^2} \frac{f_k}{R^2} \right]} \quad (7)$$

с условием  $dAr/dR_k=0$ .

Решая уравнение, получим соотношение, из которого определим оптимальное значение  $r_c/R$  (рис.4):

$$\frac{1}{R} \left[ 1.92 \ln \left( \frac{\pi r_c^2}{f_k} \right) \ln \frac{r_c}{R} - \left( 1 - 0.96 \lg \frac{Q}{2 \pi H \nu R^2} \frac{f_k}{R^2} \right) \ln \left( \frac{\pi r_c^2 \eta}{f_k} \right) \right] = 0. \quad (8)$$

**Выводы.** Полученное решение соответствует оптимальным значениям скорости потока, давления и соотношению геометрических параметров вихревого эмульгатора. По полученным уравнениям можно определить давление насыщения и координаты образования вторичной фазы.

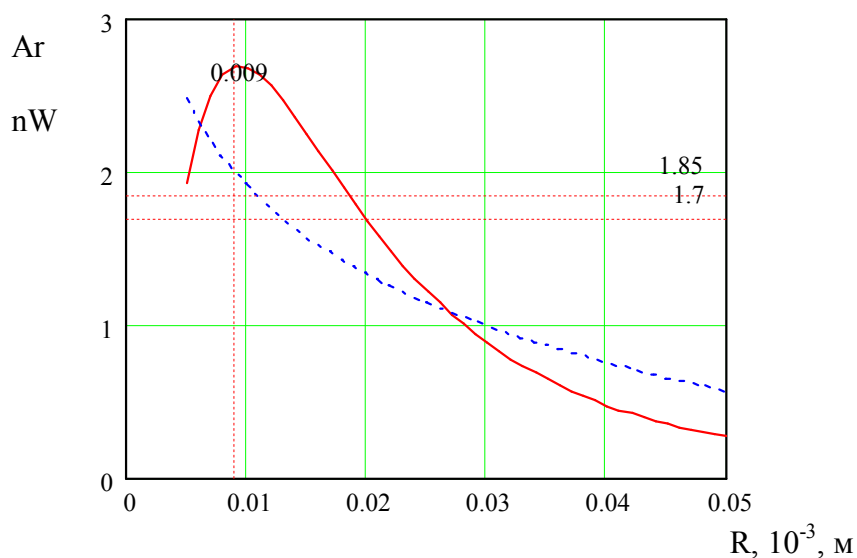


Рисунок 4 – Решение уравнения (8)

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. – Днепропетровск: 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.)  $\eta_{\text{экс}}$ .

**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  $\eta_{\text{экс}}$  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°C. 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  $T_{1\dot{a}\delta} = 509 \text{ К}$ ;  
 давление пара на входе в резервуар  $E_{1\dot{a}\delta} = 0,6 \text{ МПа}$ ;  
 температура пара на выходе из резервуара  $T_{1\dot{a}\dot{u}\delta} = 447 \text{ К}$ ;  
 давление пара на выходе из резервуара  $E_{1\dot{a}\dot{u}\delta} = 0,59 \text{ МПа}$ ;  
 расход пара на один резервуар в зимний период  $G_1 = 0,18 \text{ кг/с}$ ;  
 температура пека в начале нагрева  $T_{2i} = 443 \text{ К}$ ;  
 температура пека в конце разогрева  $T_{2\dot{e}} = 473 \text{ К}$ ;  
 масса пека в резервуаре при минимальном его заполнении  $G_2 = 50 \text{ т}$ ; при максимальном –  $G_2 = 650 \text{ т}$ ;  
 время нагрева пека  $\tau_i = 86400 \text{ с}$ ;  
 температура окружающей среды в зимний период  $\dot{O}_0 = 263 \text{ К}$ , в летний –  $\dot{O}_0 = 283 \text{ К}$ .

1. Эксергия потока пара на входе,  $Bm$

$$\dot{A}'_{1\dot{a}\delta} = G_1 \cdot (i_{1\dot{a}\delta} - i_{1i} - \dot{O}_0 \cdot (s_{1\dot{a}\delta} - s_{1i})), \quad (1)$$

где  $i_{1\dot{a}\delta}$  – удельная энтальпия пара при  $T_{1\dot{a}\delta}$  и  $E_{1\dot{a}\delta}$ ,  $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$ ;

$s_{1\dot{a}\delta}$  – удельная энтропия пара при  $T_{1\dot{a}\delta}$  и  $E_{1\dot{a}\delta}$ ,  $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$ ;

$i_0, S_0$  – энтальпия и энтропия пара при  $T_0$ ,  $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

Общее количество эксергии  $\dot{A}'_{1\tau}$ ,  $\text{Дж}$ , подведенной к системе с паром за время  $\tau_H$ , определяем:

$$\dot{A}'_{1\tau} = \tau_i \cdot \dot{A}'_{1\dot{a}\delta}. \quad (2)$$

Эксергия пека в резервуаре в начале процесса его нагрева  $E'_{2H}$ ,  $\text{Дж}$

$$\dot{A}'_{2i} = G_2 \cdot \left( \tilde{n}_{\delta 2} \cdot (\dot{O}_{2i} - \dot{O}_0) - \dot{O}_0 \cdot \left( \tilde{n}_{\delta 2} \cdot \ln \frac{T_{2i}}{\dot{O}_0} \right) \right), \quad (3)$$

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

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 :

$$\Sigma \dot{A}' = \dot{A}'_{1\tau} + \dot{A}'_{2i} + \dot{A}'_{q\tau} + L'_\tau. \quad (4)$$

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

$$\dot{A}''_{1\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}} = G_1 \cdot (i_{1\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}} - i_{1i} - \dot{O}_0 \cdot (S_{1\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}} - S_{1i})), \quad (5)$$

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

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

$$\dot{A}''_{1\tau} = \tau_i \cdot \dot{A}'_{1\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}}. \quad (6)$$

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

$$\dot{A}''_{2\hat{e}} = G_2 \cdot \left( \tilde{n}_{\delta 2} \cdot (\dot{O}_{2\hat{e}} - \dot{O}_0) - \dot{O}_0 \cdot (\tilde{n}_{\delta 2} \cdot \ln \frac{T_{2\hat{e}}}{\dot{O}_0}) \right), \quad (7)$$

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

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

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

Определяем сумму эксергий по формуле:

$$\Sigma \dot{A}'' = \dot{A}''_{1\tau} + \dot{A}''_{2\hat{e}} + \dot{A}''_{q\tau} + L''_\tau. \quad (8)$$

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

$$\eta_{\dot{y}\hat{e}\tilde{n}} = \frac{\Sigma \dot{A}''}{\Sigma \dot{A}'}. \quad (9)$$

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	
			4	5	6	7
Температура пара на входе в резервуар	$T_{1\text{вх}}$	К	509	509	509	509
Давление пара на входе в резервуар	$P_{1\text{вх}}$	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	$\tau$	с	86400	86400	86400	86400
Температура окружающей среды	$T_0$	К	263	263	283	283
Энтальпия пара при $T=100\text{ }^\circ\text{C}$	$i_s$	кДж/кг	419,1	419,1	419,1	419,1
Теплоемкость воды	$Cв$	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	$\dot{A}'_{1\dot{a}\dot{o}}$	Вт	126642	126642	94614	94614
Общее количество эксергии за время	$\dot{A}'_{1\tau}$	Дж	1,094E+10	1,094E+10	8,175E+09	8,175E+09
Эксергия пека в резервуаре в начале нагрева	$\dot{A}'_{2i}$	Дж	3,472E+09	4,514E+10	2,688E+09	3,494E+10
Сумма эксергий	$\Sigma \dot{A}'$	Дж	1,441E+10	5,608E+10	1,086E+10	4,311E+10
Эксергия потока пара на выходе	$\dot{A}''_{1\dot{a}\dot{i}\dot{o}}$	Вт	134066,53	134066,53	102905,83	102905,83
Общее количество эксергии за время	$\dot{A}''_{1\tau}$	кДж	1,158E+10	1,158E+10	8,891E+09	8,891E+09
Эксергия пека в резервуаре в конце нагрева	$\dot{A}''_{2\dot{e}}$		4506388,3	58583048	3615635,6	47003263
Сумма эксергий	$\Sigma \dot{A}''$	кДж	1,159E+10	1,164E+10	8,895E+09	8,938E+09
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{экс}}$		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

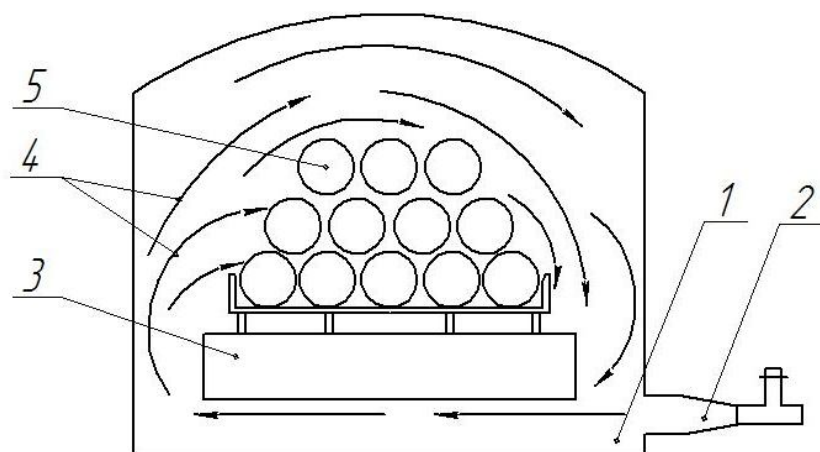
ЯКОВЛЕВА И.Г., д.т.н., профессор  
МНЫХ И.Н., ассистент  
БАРИШЕНКО Е.Н., к.т.н., доцент

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 920°С. 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

В камерной печи такой конструкции наблюдаются высокий удельный расход теплоты, связанный с потерями тепла, низкая интенсивность теплоотдачи от газа к металлу; имеет место неравномерность нагрева металла. Сторона садки вблизи левого участка прогревается быстрее правой стороны, т.е. имеет место перепад температуры по ширине посада. Поскольку металл в камерных печах укладывают несколькими слоями, также возникает неравномерность нагрева по высоте многорядной садки.

В работе [5] предложена реконструкция камерной термической печи, которая позволяет использовать реверс продуктов сгорания для управления рециркуляцией. Однако по этой схеме невозможно увеличить кратность рециркуляции, а соответственно и скорость движения смеси продуктов сгорания по контуру рециркуляции. Возврат продуктов сгорания не доходит до рабочего пространства печи, а выходит через каналы отведения продуктов сгорания, обеспечивая только реверс и не увеличивая суммарную кратность рециркуляции.

**Постановка задачи.** Вышеуказанные недостатки вызывают необходимость проведения реконструкции печи, которая обеспечит увеличение суммарной кратности рециркуляции и скорости движения продуктов сгорания в печи, приведет к равномерности температурного поля по сечению печи, сократит удельный расход топлива и повысит производительность печи [6].

**Результаты работы.** Предложенная схема реконструкции камерной термической печи представлена на рис.2. Размещение сопел подачи возврата напротив горелок обеспечивает реверс продуктов сгорания. Увеличение суммарной кратности рециркуляции и скорости теплоносителя в печи происходит за счет расположения каналов отвода возврата между соплами, что позволяет продуктам сгорания проходить полный контур рециркуляции в печи. Поскольку температура продуктов сгорания достигает  $900^{\circ}\text{C}$ , то транспортировку возврата осуществляют не дымососом, а инжектором.

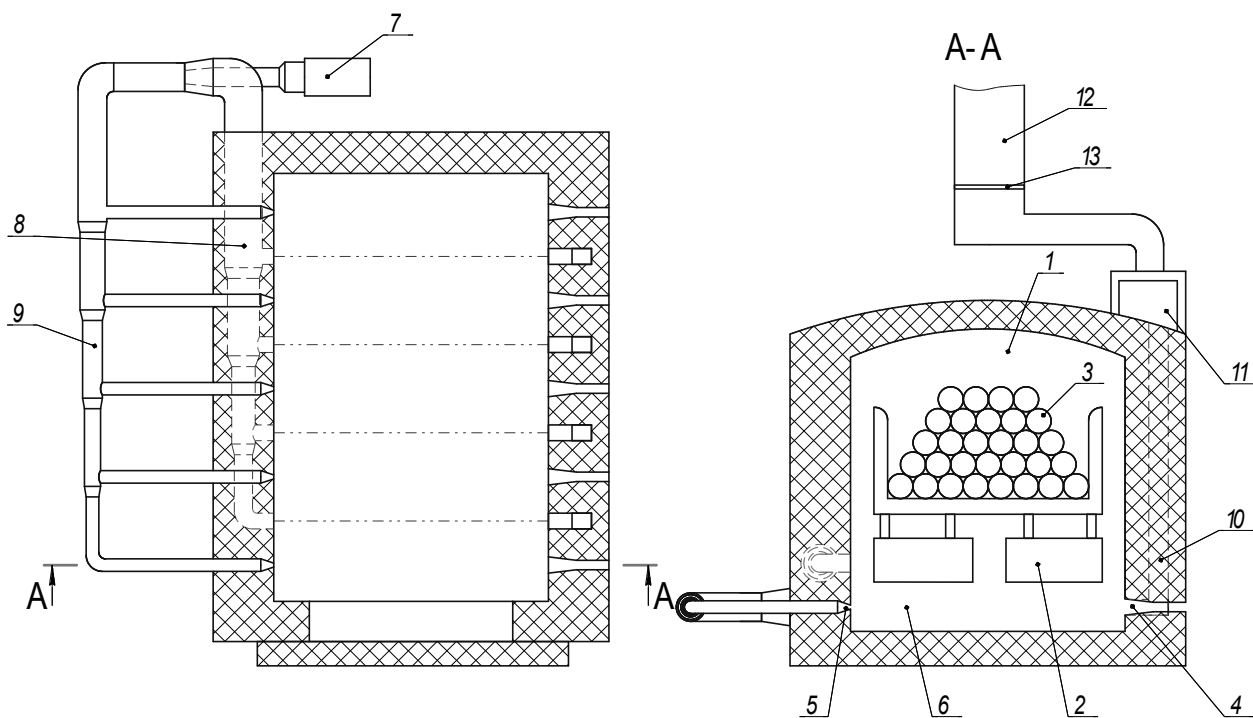


Рисунок 2 – Схема реконструкции камерной термической печи

Предложенная конструкция камерной термической печи состоит из рабочего пространства 1, в котором на подду 2 располагаются нагреваемые металлоизделия 3. Горелки 4 и сопла 5 находятся в подподовой топке 6. Инжектор 7 соединяет каналы отвода 8 и подачи возврата 9. Дымовые каналы 10 соединены со сборным коллектором 11, дымовой трубой 12 с шибером 13.

Печь работает следующим образом. Топливо-воздушная смесь, которая поступает через горелку 4, сгорает в подподовой топке 6. Образующиеся продукты сгорания проходят под подом 2 и поступают в рабочее пространство 1 через левый канал, где отдают теплоту на нагревание металла 3. Далее отработанные продукты сгорания подсасываются в подподовую топку через правый канал. Часть отработанных газов поступает в дымовые каналы 10, что находятся на уровне пода, и выбрасываются в атмосферу. Шибер 13 находится в таком положении, чтобы обеспечивать в печи давление, равное атмосферному. Процесс подачи теплоносителя происходит в два последовательных периода. В первый период осуществляется подача топливо-воздушной смеси с максимальным расходом через горелку 4. Образующиеся дымовые газы идут на обогрев рабочего пространства 1 печи. Далее через дымовые каналы 10, что находятся в кладке печи, газы попадают в сборный коллектор 11, откуда через дымовую трубу 12 – в атмосферу. Такой процесс подачи теплоносителя осуществляется в период нагрева металла. В режиме выдержки применяют и первый и второй периоды подачи теплоносителя. После первого периода при достижении максимально допустимой температуры расход топлива снижается до минимального значения и начинается второй период. Шибер 13 перед дымовой трубой 12 устанавливается таким образом, чтобы в рабочем пространстве печи поддерживалось заданное давление. Включается инжектор 7 и отработанные газы попадают через каналы отвода 8 к каналам подачи возврата 9. Дальше через сопла возврата 5 они подаются в подподовую топку печи 6. Происходит изменение направления (реверс) движения газовых потоков. Газы в рабочее пространство 1 попадают уже через правый канал, а подсасываются в подподовую топку через левый.

Возврат продуктов сгорания проходит полный контур рециркуляции, который обеспечивает увеличение суммарной кратности рециркуляции и скорости движения смеси продуктов сгорания с возвратом. При снижении температуры до минимально допустимой инжектор 7 отключают, шибер 13 становится в заданное положение и через горелку 4 начинают подавать топливо-воздушную смесь с максимальным расходом. При достижении максимально допустимой температуры процесс повторяется. Режим выдержки длится до достижения заданного времени выдержки, далее происходит охлаждение садки по графику термообработки.

Таким образом, предлагаемая конструкция печи обеспечивает непрерывную подачу топливо-воздушной смеси в период нагрева и импульсно-реверсивную подачу теплоносителя в период выдержки.

**Вывод.** Предложена реконструкция камерной термической печи, в которой благодаря размещению сопел подачи возврата против горелок обеспечивается реверс продуктов сгорания, увеличивается суммарная кратность рециркуляции и скорость теплоносителя в печи, что приведет к интенсификации теплообмена и более равномерному нагреву металла.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Печи черной металлургии: уч. пос. для вузов / Н.П.Свинолобов, В.Л.Бровкин. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 154 с.

2. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки в металлургии: уч. пос.) / М.П.Ревун, Б.Б.Потапов, В.М.Ольшанский, А.В.Бородулин. – Запорожье, ЗГИА, 2002. – 443 с.
3. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах / Ю.И.Розенгарт, Б.Б.Потапов, В.М.Ольшанский, А.В.Бородулин. – К. - Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 296 с.
4. Пуговкин А.У. Рециркуляционные пламенные печи в машиностроении / Пуговкин А.У. – Л.: Машиностроение, 1987. – 158 с.
5. Пат. 55197 Україна, МПК F 27 В 3/00. Камерна термічна піч / Ревун М.П., Яковлева І.Г., Мних І.М., Баришенко О.М.; заявник і патентовласник Запорізька державна інженерна академія. – № u201005977; заявл. 18.05.2010; опубл. 10.124.2010, Бюл. №23.
6. Яковлева И.Г. К расчёту параметров греющей смеси продуктов сгорания в термической печи при реверсивной подаче возврата в подподовую топку / И.Г.Яковлева, И.Н.Мных, Е.Н.Баришенко // *Металлургическая теплотехника: сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины.* – Днепропетровск: Новая идеология. – 2011. – Выпуск 3 (18). – С.155-163.

*Поступила в редколлегию 27.02.2012.*