

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕКАРНОЙ КАМЕРЫ

НАН ПІСІРУ КАМЕРАСЫНЫҢ МАТЕМАТИКАЛЫҚ МОДЕЛІ

MATHEMATICAL MODEL OF THE BAKING CAMERA

С.Ю. МАЗУЛЕВСКИЙ, М.А. ЖУРЫНБАЕВА, Е.И. КИМ

S.U. MAZULEVSKIY, M.A. ZHURYNBAYEVA, E.I. KIM

(Алматинский технологический университет)

(Алматы технологиялық университет)

(Almaty technological university)

E-mail: marzhan_zh@bk.ru

В статье представлена математическая модель пекарной камеры в виде передаточных функций. Осуществлен математический анализ теплового режима камеры для выпечки хлеба с целью исследования и разработки АСУ тепловым режимом пекарной камеры. Выявлено что, достаточно представить математическую модель для одного обобщенного звена, эквивалентного по своим характеристикам данному типу печи.

Бұл мақалада пештің математикалық моделі беріліс функциясы ретінде ұсынылған. Нанды пісіру үшін қолданылатын камералардың математикалық талдауы іске асырылған. Математикалық модельді бір жиынтық буын үшін берілген баламалы пешті өзінің сипаттамасына эквивалентті ұсыну жеткілікті.

In this article the mathematical model of furnaces i.e. the presented expressions of transfer functions is considered. The mathematical analysis of the camera for baking of bread is carried out. It is revealed that, it is enough to present mathematical model for one generalized link equivalent on the characteristics to this type of the furnace.

Ключевые слова: пекарная камера, тепловой режим, рециркуляция газа, тепловой поток.

Негізгі сөздер: пісіру камерасы, жылу режимі, газды керіциркуляциялау, жылулық ағын.

Key words: baking camera, thermal mode, gas recirculation, thermal stream.

Введение

В настоящее время для выпечки изделий используются печи различных конструкций тупикового и туннельного типа с рециркуляцией газов. Для обогрева рабочего пространства пекарной камеры используется одно или несколько топочных устройств, работающих на газообразном, жидком или твердом топливе. Некоторое распространение получили также печи с электрообогревом [1].

Объекты и методы исследований

В качестве объекта исследования рассматривается тепловой режим пекарной камеры. Пекарная камера, верхние и нижние дымовые каналы в соответствии с

имеющимися в печи коммуникационными связями, представлены в виде пяти самостоятельных звеньев, а каждое топочное устройство – единым звеном.

Для аналитического расчета статических и динамических характеристик каждого из звеньев структурной схемы наиболее целесообразно воспользоваться уравнениями теплового баланса [2]. В этом случае для анализа характеристик всех звеньев можно воспользоваться однотипной методикой, которую рассмотрим на примере топки, являющейся наиболее сложным конструктивным участком.

В установившемся состоянии работа топки описывается следующим уравнением теплового баланса:

$$Q_n + Q_c = 0,$$

где: Q_n - мощность теплового потока, поступающего в топку;

Q_c - мощность теплового потока, выходящего из топки.

Величина Q_n выражается уравнением

$$Q_n = Q_x + Q_\phi + Q_v + Q_{\text{рец}}, \quad (2)$$

где: $Q_x = V_t Q_p^H$ - мощность теплового потока, поступающего в топку за счет химической теплоты топлива, кДж;

$$\eta (V_t V_d c_d \Theta_{\text{гор}} + V_{\text{рец}} c_{\text{рец}} \Theta_{\text{рец}}) = V_t V_d c_d \Theta_d + V_{\text{рец}} c_d \Theta_d, \quad (3)$$

где η - КПД топки.

Удельная теплоемкость газов мало изменяется с изменением температуры, поэтому условно ее можно считать постоянной

$$c_d = c_{\text{рец}} = c$$

$$\eta (12,54 V_t \Theta_{\text{гор}} + V_{\text{рец}} \Theta_{\text{рец}}) = (12,54 V_t + V_{\text{рец}}) \Theta_d, \quad (4)$$

откуда

$$\Theta_d = \frac{12,45 B_m \theta_{\text{гор}} + B_{\text{рец}} \theta_{\text{рец}}}{12,45 B_m + B_{\text{рец}}} \quad (5)$$

Входными переменными величинами для уравнения топки являются: расход топлива V_t , поступающего в топку, и температура газов рециркуляции $\Theta_{\text{рец}}$. Выходной величиной, т.е. регулируемым параметром для данного участка, является температура дымовых газов Θ_d .

$$12,54 \eta \Theta_{\text{гор}} (V_t + \Delta V_t) + \eta (V_{\text{рец}} + \Delta V_{\text{рец}}) (\Theta_{\text{рец}} + \Delta \Theta_{\text{рец}}) = (12,54 V_t + 12,54 \Delta V_t) (\Theta_d + \Delta \Theta_d) + (V_{\text{рец}} + \Delta V_{\text{рец}}) (\Theta_d + \Delta \Theta_d). \quad (6)$$

$Q_\phi = V_t c_t \Theta_t$ - мощность теплового потока, поступающего в топку за счет физической теплоты топлива;

$Q_v = V_t \alpha V_0 c_v \Theta_v$ - мощность теплового потока, поступающего в топку с воздухом;

$Q_{\text{рец}} = V_{\text{рец}} c_{\text{рец}} \Theta_{\text{рец}}$ - мощность теплового потока, поступающего в топку с газами рециркуляции.

С учетом указанных значений слагаемых уравнения (2), учитывая теоретическую температуру горения, определяем мощность теплового потока, отдаваемого топкой, и уравнение теплового баланса для топки можно записать в таком виде:

Объем продуктов сгорания V_d зависит от вида используемого топлива и коэффициента избытка воздуха. Для природного газа, на котором в настоящее время работает большинство печей, и при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,0, $V_d = 12,54$. В этом случае уравнение теплового баланса примет следующую форму:

Вычитая из этого выражения уравнение (4) и пренебрегая коэффициентами второй степени малости, которые учитывают

$$12,54 \eta \Theta_{гор} \Delta B_{г} + \eta B_{рец} \Delta \Theta_{рец} + \eta \Theta_{рец} \Delta B_{рец} = 12,54 \Theta_{д} \Delta B_{г} + 12,54 B_{г} \Delta \Theta_{д} + \Theta_{д} \Delta B_{рец} + B_{рец} \Delta \Theta_{д}. \quad (7)$$

Уравнение (7) является линеаризованным уравнением статики топки в отклонениях. В нем входными переменными являются $\Delta B_{г}$, $\Delta B_{рец}$ и $\Delta \Theta_{рец}$, а выходной величиной - $\Delta \Theta_{д}$.

$$M \frac{d(\Delta \theta_{\delta})}{dt} = -(12,54 B_m + B_{рец}) \Delta \theta_{\delta} + 12,45 (\eta \theta_{гор} - \theta_{\delta}) \Delta B_{рец} + \eta B_{рец} + \eta B_{рец} \Delta \theta_{рец} \quad (8)$$

Преобразовав уравнение (8), подставив при этом значение $\Theta_{д}$ из уравнения (5) в

$$\frac{M}{A} \frac{d(\Delta \theta_{\delta})}{dt} + \Delta \theta_{\delta} = \frac{12,54 \eta B_{рец}}{A^2} (\theta_{гор} - \theta_{рец}) \Delta B_m - \frac{12,54 \eta B_m}{A^2} (\theta_{гор} - \theta_{рец}) \Delta B_{рец} + \frac{\eta B_{рец}}{A} \Delta \theta_{рец} \quad (9)$$

или

$$T \frac{d(\Delta \theta_{\delta})}{dt} + \Delta \theta_{\delta} = k_{11} \Delta B_m - k_{12} \Delta B_{рец} + k_{13} \Delta \theta_{рец},$$

где k_{11} - коэффициент передачи топки, характеризующий влияние изменения расхода топлива на температуру дымовых газов (по каналу «расход топлива – температура дымовых газов»).

$$k_{11} = \frac{12,54 \eta B_{рец}}{(12,54 B_m + B_{рец})^2} (\theta_{гор} - \theta_{рец});$$

k_{12}, k_{13} - коэффициенты передачи топки, характеризующие соответственно влияние изменения температуры и расхода газов рециркуляции на температуру дымовых газов.

$$k_{12} = \frac{12,54 \eta B_m}{(12,54 B_m + B_{рец})^2} (\theta_{гор} - \theta_{рец})$$

$$k_{13} = \frac{\eta B_{рец}}{12,54 B_m + B_{рец}}$$

произведения двух приращений, что справедливо при небольших приращениях входных величин, получим:

Уравнение динамики для топки может быть получено, если учесть, что изменение температуры дымовых газов в ней за время dt равно разности между подводимым и отводимым количеством теплоты в единицу времени, т. е.

окончательном виде получим

Постоянную времени топки T можно выразить как отношение ее тепловой емкости к номинальной тепловой нагрузке печи

$$T = \frac{M}{A} = \frac{G_{кл} c_{кл} + G_{мет} c_{мет}}{(12,54 B_m + B_{рец}) c_{\delta}},$$

где: $G_{кл}$ - масса кладки, участвующей в теплообмене, кг;

$G_{мет}$ - масса металлического корпуса топки, кг;

$c_{кл}$ - удельная теплоемкость материала кладки, Дж/(кг·К);

$c_{мет}$ - удельная теплоемкость металла корпуса топки, Дж/(кг·К).

Результаты и их обсуждение

Таким образом, из уравнения (9) видно, что математическую модель динамики топки можно представить как совокупность трех апериодических звеньев с передаточными функциями:

$$W_1'(p) = \frac{k_{11}}{Tp + 1}; \quad W_1''(p) = \frac{k_{12}}{Tp + 1};$$

$$W_1'''(p) = \frac{k_{13}}{Tp + 1};$$

где: $W_p'(p)$ - передаточная функция первой топки по первому каналу «расход топлива – температура дымовых газов»;

$W_1''(p)$ - передаточная функция первой топки по второму каналу «расход газов рециркуляции, поступающих в топку, – температура дымовых газов»;

$W_1'''(p)$ - передаточная функция первой топки по третьему каналу «температура газов рециркуляции, поступающих в топку, – температура дымовых газов».

Заключение

Таким образом, модель, основанная на физико-математическом описании, адекватна объекту и чтобы проанализировать переходный процесс в какой-либо одной точке печи, нет необходимости располагать дифференциальным уравнением всей печи в целом, а достаточно представить её в виде одного обобщенного звена, эквивалентного по своим характеристикам данному типу печи при возмущении по определенному каналу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пучкова Л.И., Полондова Р.Д., Матвеева И.В. Технология хлеба, кондитерских и макаронных изделий. Технология хлеба.– Спб: ГИОРД, 2005.–559 с.
2. Марченко Ю. Н. Анализ и синтез систем автоматического регулирования: Метод. указ. Новокузнецк: НФИКемГУ, 2001. – 14 с.
3. Уажанова Р.У., Изтаев А.И. Модели формирования показателей качества хлеба. //Ж. Пищевая промышленность. -№ 2. -2004.- С. 28 –17