

## ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ И СИСТЕМ

**В.И. Панферов, С.В. Панферов**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск*

Рассматривается задача построения динамической математической модели отопительных приборов и систем. Система отопления при этом представляется эквивалентным отопительным прибором. Выходной величиной модели в данном случае является мощность (тепловая производительность). Решение выполнено методом «серого ящика», т. е. структура модели определена посредством анализа физики процессов, протекающих в отопительных приборах и системах, а численные значения ее параметров найдены по экспериментальным данным методом параметрической идентификации. Полученное дифференциальное уравнение является линейным относительно искомой величины – мощности отопительного прибора (системы отопления), входные же величины – температура воды на входе системы отопления и температура внутреннего воздуха включены в это уравнение линейным образом, а расход теплоносителя – нелинейным образом. Показано, что при постоянном расходе теплоносителя модель может быть представлена с помощью передаточных функций в изображениях Лапласа: передаточная функция по каналу «температура теплоносителя на входе в отопительный прибор (в систему отопления) – тепловая мощность отопительного прибора (системы отопления)» представляет собой инерционное звено первого порядка, а по каналу «температура внутреннего воздуха – тепловая мощность отопительного прибора (системы отопления)» – инерционно-форсирующее звено с отрицательным коэффициентом передачи. Анализируются качественные особенности параметров модели, в частности, их зависимость от расхода теплоносителя. Приводится алгоритмическая структурная схема объекта управления, который включает систему отопления и собственно тепловой режим здания. Приводятся результаты параметрической идентификации модели по экспериментальным данным. Модель может быть использована при разработке интеллектуальных систем управления отоплением зданий.

*Ключевые слова: динамическая математическая модель, тепловой режим зданий, отопительные приборы и системы, структурный синтез, параметрическая идентификация, алгоритмическая структурная схема, система управления.*

**Введение.** Известно, что в нашей стране на теплоснабжение зданий расходуется более одной третьей всего добываемого топлива, причем основными при этом являются затраты на отопление. В связи с этим, вполне естественно, возникает задача разработки современных подходов и решений по рациональному использованию расходуемых на отопление энергетических ресурсов. Причем при решении этой проблемы следует иметь в виду, что наибольшая экономия тепловой энергии достигается за счет автоматизации систем отопления. Поэтому разработка вопросов, непосредственно связанных с автоматизацией систем отопления и их совершенствованием, является одной из актуальнейших проблем настоящего времени.

Первоочередной задачей, которую необходимо решать при создании высококачественных систем автоматического управления, является задача разработки необходимого математического и программного обеспечений, в частности, динамических математических моделей отопительных приборов и систем и алгоритмов их параметрической идентификации. Объясняется это тем, что как сама структура системы управления, так и параметры ее настройки определяются, прежде всего, свойствами и характеристиками объекта управления, которые, в частности, и представляются его математической моделью. Поэтому рассмотрим задачу построения динамической математической модели отопительных приборов и систем.

**Синтез структуры математической модели.** Рассмотрим сначала отдельный отопительный прибор. Известно, что теплота, доставляемая теплоносителем отопительному прибору, может быть вычислена по следующей формуле:

$$Q = C_m \cdot G_m (t_{ВХ} - t_{ВЫХ}), \quad (1)$$

где  $C_m$  – удельная теплоемкость теплоносителя,  $G_m$  – массовый расход теплоносителя через прибор,  $t_{BX}$  и  $t_{ВЫХ}$  – соответственно температура теплоносителя на входе и выходе из отопительного прибора.

Часть этого количества теплоты  $k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}(t_T - t_B)$  будет передана отопительным прибором внутреннему воздуху помещения, а оставшаяся часть  $C_m \cdot G_m(t_{BX} - t_{ВЫХ}) - k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}(t_T - t_B)$  пойдёт на изменение температуры теплоносителя в приборе и самого отопительного прибора. Здесь  $k_{\text{ИП}}$  – коэффициент теплопередачи отопительного прибора,  $F_{\text{ИП}}$  – его площадь поверхности теплообмена,  $t_T$  – средняя температура теплоносителя в отопительном приборе (или, что то же самое – средняя температура металла отопительного прибора),  $t_B$  – температура воздуха в помещении. Поэтому, следуя [1], уравнение теплового баланса запишем следующим образом:

$$C_{\text{ИП}} \frac{dt_T}{d\tau} = C_m \cdot G_m(t_{BX} - t_{ВЫХ}) - k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}(t_T - t_B), \quad (2)$$

где  $C_{\text{ИП}} = C_m \cdot \rho_m \cdot V_{\text{ИП}} + C_M \cdot m_M$  – полная теплоемкость отопительного прибора вместе с находящимся в нем теплоносителем,  $\rho_m$  – плотность теплоносителя,  $V_{\text{ИП}}$  – объем теплоносителя в отопительном приборе,  $C_M$  – удельная теплоемкость металла отопительного прибора,  $m_M$  – масса отопительного прибора,  $\tau$  – время.

Известно, что средняя температура теплоносителя в отопительном приборе может быть выражена следующим образом:

$$t_T = (t_{BX} + t_{ВЫХ}) / 2, \quad (3)$$

поэтому  $t_{ВЫХ} = 2t_T - t_{BX}$ . Подставляя данное соотношение в (2) и переписав его соответствующим образом, получим, что структура динамической математической модели отопительного прибора будет иметь вид:

$$\frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot \frac{dt_T}{d\tau} + t_T = \frac{2C_m \cdot G_m}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot t_{BX} + \frac{k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot t_B. \quad (4)$$

Перепишем данное уравнение, используя стандартные для теории автоматического управления обозначения [2]:

$$T \frac{dt_T}{d\tau} + t_T = k_1 t_{BX} + k_2 t_B. \quad (5)$$

Здесь  $T = \frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}$  – постоянная времени,  $k_1 = \frac{2C_m \cdot G_m}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}$  – коэффициент передачи по каналу «температура теплоносителя на входе в отопительный прибор – средняя температура теплоносителя в отопительном приборе»,  $k_2 = \frac{k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}$  – коэффициент передачи по каналу «температура внутреннего воздуха – средняя температура теплоносителя в отопительном приборе».

Как видно из приведенных соотношений, с увеличением расхода теплоносителя через прибор  $G_m$  его постоянная времени  $T$  уменьшается, следовательно, уменьшается и инерционность переходных процессов в приборе, одновременно уменьшается и коэффициент передачи  $k_2$ , т. е. уменьшается влияние температуры внутреннего воздуха на среднюю температуру отопительного прибора. Поскольку при этом  $\frac{\partial k_1}{\partial G_m} = \frac{2C_m \cdot k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{(2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}})^2} > 0$ , то с увеличением расхода теплоносителя через прибор  $G_m$  коэффициент передачи  $k_1$  растет, что свидетельствует об увеличении влияния температуры теплоносителя на входе в отопительный прибор на его среднюю температуру.

С увеличением произведения коэффициента теплопередачи отопительного прибора на его площадь поверхности  $k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}$  коэффициент передачи  $k_1$  однозначно уменьшается, а  $k_2$  одно-

значно растет, так как  $\frac{\partial k_2}{\partial(k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}})} = \frac{2C_m \cdot G_m}{(2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}})^2} > 0$ , т. е. увеличивается влияние температуры внутреннего воздуха на среднюю температуру отопительного прибора, а влияние  $t_{\text{ВХ}}$  ослабевает. Влияние  $k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}$  на постоянную времени  $T$  не так очевидно, так как с увеличением  $F_{\text{ИП}}$  знаменатель выражения  $T = \frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}$  растет, однако и числитель  $C_{\text{ИП}} = C_m \cdot \rho_m \cdot V_{\text{ИП}} + C_m \cdot m_m$  тоже растет из-за увеличения массы прибора  $m_m$  и его объема  $V_{\text{ИП}}$ , поэтому все зависит от того, что растет быстрее – числитель или знаменатель. Если же при постоянных значениях  $F_{\text{ИП}}$ , его массы  $m_m$  и объема  $V_{\text{ИП}}$  каким-то образом увеличивается  $k_{\text{ИП}}$ , то растет только знаменатель выражения  $T = \frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}$ , поэтому постоянная времени  $T$  будет уменьшаться.

Если режим статический (стационарный), то из формулы (4) следует, что

$$t_T = \frac{2C_m \cdot G_m}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot t_{\text{ВХ}} + \frac{k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot t_{\text{В}} \quad (6)$$

Данное соотношение можно переписать следующим образом:

$$2C_m \cdot G_m \cdot t_T + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}} \cdot t_T = 2C_m \cdot G_m \cdot t_{\text{ВХ}} + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}} \cdot t_{\text{В}}. \quad (7)$$

Выполнив несложные преобразования, получим широко известное в литературе соотношение

$$k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}} (t_T - t_{\text{В}}) = C_m \cdot G_m (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}}), \quad (8)$$

что подтверждает справедливость проделанной процедуры.

В целом, все вышеизложенное согласуется с простыми физическими соображениями, что свидетельствует, по меньшей мере, о качественной адекватности математической модели.

При построении математической модели теплового режима здания (ТРЗ) нужно, в первую очередь, знать, как изменяется не средняя температура теплоносителя в отопительном приборе, а его тепловая мощность (тепловой поток, создаваемый отопительным прибором), поэтому далее рассмотрим задачу построения динамической математической модели отопительного прибора именно по данной характеристике.

Известно, что мощность отопительного прибора  $W_{\text{ИП}}$  определяется следующим соотношением:

$$W_{\text{ИП}} = k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}} (t_T - t_{\text{В}}). \quad (9)$$

Поэтому температура теплоносителя может быть вычислена как

$$t_T = t_{\text{В}} + W_{\text{ИП}} / (k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}). \quad (10)$$

Подставляя данное выражение в (4) и выполнив некоторые преобразования, получим, что

$$\frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot \frac{dW_{\text{ИП}}}{dt} + W_{\text{ИП}} = \frac{2C_m \cdot G_m \cdot k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{В}}) - \frac{C_{\text{ИП}} \cdot k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{ИП}} \cdot F_{\text{ИП}}} \cdot \frac{dt_{\text{В}}}{dt}. \quad (11)$$

Как видно из формулы (11), постоянная времени, характеризующая инерционные свойства прибора относительно его тепловой мощности, совершенно такая же, что и по температуре теплоносителя.

Обозначим выражение  $\frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m}$  как постоянную времени  $T_{\text{В}}$ , т. е. будем считать, что

$T_{\text{В}} = \frac{C_{\text{ИП}}}{2C_m \cdot G_m}$ , и перепишем формулу (11), используя ранее принятые обозначения, тогда будем иметь

$$T \frac{dW_{\text{IP}}}{dt} + W_{\text{IP}} = k_1 k_{\text{IP}} F_{\text{IP}} t_{\text{BX}} - 2C_m G_m k_2 (t_B + T_B \frac{dt_B}{dt}). \quad (12)$$

Если полагать, что расход теплоносителя это постоянная величина, т.е. что  $G_m = \text{const}$ , то все коэффициенты в данном уравнении будут постоянными величинами и поэтому в изображениях Лапласа при нулевых начальных условиях данное уравнение переписывается в следующем виде:

$$(Tp+1) W_{\text{IP}}(p) = k_1 k_{\text{IP}} F_{\text{IP}} t_{\text{BX}}(p) - 2C_m G_m k_2 (1 + T_B p) t_B(p). \quad (13)$$

Здесь  $W_{\text{IP}}(p)$ ,  $t_{\text{BX}}(p)$  и  $t_B(p)$  Лапласовы изображения величин  $W_{\text{IP}}(\tau)$ ,  $t_{\text{BX}}(\tau)$  и  $t_B(\tau)$  соответственно.

Введем следующие обозначения:  $k_3 = k_1 k_{\text{IP}} F_{\text{IP}}$ ,  $k_4 = 2C_m G_m k_2$ , тогда уравнение (13) запишется следующим образом:

$$(Tp+1) W_{\text{IP}}(p) = k_3 t_{\text{BX}}(p) - k_4 (1 + T_B p) t_B(p), \quad (14)$$

или же

$$W_{\text{IP}}(p) = \frac{k_3}{(Tp+1)} t_{\text{BX}}(p) - \frac{k_4 (T_B p + 1)}{(Tp+1)} t_B(p). \quad (15)$$

Из уравнения (15) следует, что передаточная функция по каналу «температура теплоносителя на входе в отопительный прибор – тепловая мощность отопительного прибора» представляет собой инерционное звено 1-го порядка  $\frac{W_{\text{IP}}(p)}{t_{\text{BX}}(p)} = \frac{k_3}{(Tp+1)}$ , а по каналу «температура внутреннего воздуха – тепловая мощность отопительного прибора» – инерционно-форсирующее звено с отрицательным коэффициентом передачи  $\frac{W_{\text{IP}}(p)}{t_B(p)} = -\frac{k_4 (T_B p + 1)}{(Tp+1)}$ . Так как

$T_B = \frac{C_{\text{IP}}}{2C_m \cdot G_m} > T = \frac{C_{\text{IP}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{IP}} \cdot F_{\text{IP}}}$ , то данное звено по своим свойствам ближе к дифференцирующему и инерционно-дифференцирующему звеньям [2]. Причем с увеличением расхода  $G_m$  обе постоянные времени  $T$  и  $T_B$  уменьшаются.

Из уравнения (11) также следует, что статическая модель отопительного прибора будет иметь вид:

$$W_{\text{IP}} = \frac{2C_m \cdot G_m \cdot k_{\text{IP}} \cdot F_{\text{IP}}}{2C_m \cdot G_m + k_{\text{IP}} \cdot F_{\text{IP}}} \cdot (t_{\text{BX}} - t_B), \quad (16)$$

что полностью соответствует известным в литературе данным, в частности, данным работы [5].

Зависимость мощности отопительного прибора от расхода теплоносителя  $G_m$  весьма сложная, при изменении  $G_m$  меняются как все коэффициенты передачи  $k_1, k_2, k_3, k_4$ , так и постоянные времени  $T$  и  $T_B$  обоих каналов. В этом случае по принятой в теории автоматического управления классификации [3] отопительный прибор следует отнести к нестационарным объектам с переменными во времени коэффициентами передачи  $k_1, k_2, k_3, k_4$  и переменными постоянными времени  $T$  и  $T_B$ . Если при этом расход  $G_m$  является управляемой величиной, то  $k_1, k_2, k_3, k_4$ ,  $T$  и  $T_B$  будут детерминированными функциями времени, если же нет – то стохастическими. Тем не менее, в целом, дифференциальное уравнение (11) является линейным дифференциальным уравнением относительно искомой величины – мощности отопительного прибора  $W_{\text{IP}}$ , входные же величины  $t_{\text{BX}}(\tau)$  и  $t_B(\tau)$  включены в это уравнение линейным образом, а расход  $G_m$  – нелинейным образом. Как нам представляется, в данном случае для анализа и расчета динамики предпочтителен метод дифференциальных уравнений.

Заметим также, что, несмотря на то, что все вышеизложенное относится непосредственно к отдельному отопительному прибору, оно применимо также и для всей системы отопления здания в целом. Объясняется это тем, что (см. [4, 5]) систему отопления здания условно можно

представить эквивалентным отопительным прибором. Это весьма удобно и это существенно упрощает расчет, поскольку современные системы отопления зданий являются весьма сложными техническими устройствами, включающими в реальных условиях, как правило, разнотипные отопительные приборы с различными сроками эксплуатации и, возможно, с неодинаковыми схемами подключения к подводящим и обратным теплопроводам. При этом также следует иметь в виду, что структура и состав этих и так достаточно сложных систем довольно часто меняются, в частности, из-за пожеланий собственников квартир и по другим причинам. В связи с этим непосредственный анализ и отслеживание режимов работы таких систем является весьма трудной задачей. Причем для решения задачи эквивалентной замены достаточно разработать процедуры оценки параметров  $k_{\text{ПР}}$  и  $F_{\text{ПР}}$  всей системы отопления по реальным данным. Детально данные вопросы рассмотрены в работе [5].

Алгоритмическая структурная схема отопительного прибора (системы отопления) и теплового режима здания (ТРЗ) для данного случая, когда расход теплоносителя считается постоянной величиной  $G_m = \text{const}$ , представлена на рис. 1.

На рис. 1  $Z(\tau)$  – вектор возмущающих воздействий ТРЗ, основным из которых является  $t_{\text{Н}}$  – температура наружного воздуха, сплошными линиями обозначены сигнальные воздействия, а штриховыми – параметрические, т. е. воздействия, определяющие численные значения параметров (коэффициентов) модели.

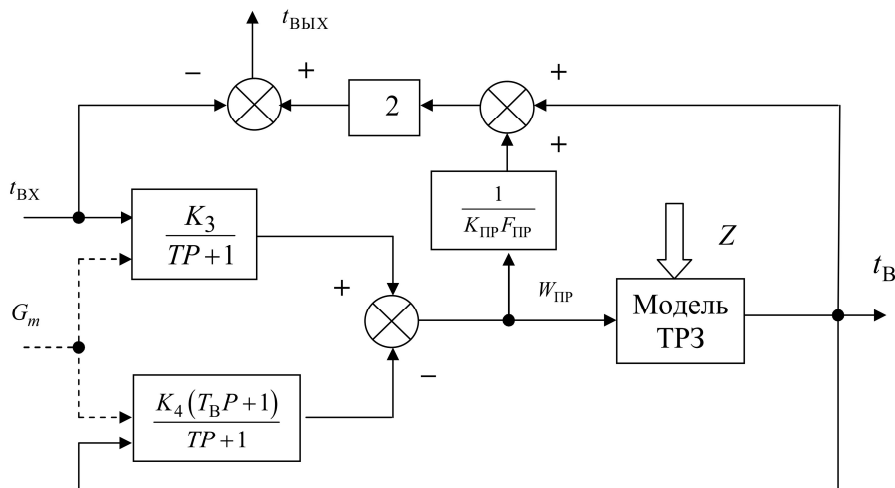


Рис. 1. Структурная схема отопительного прибора

Из рис. 1 видно, что математическая модель системы отопления вместе с моделью ТРЗ составляют замкнутую систему уравнений, полностью описывающую поведение объекта управления, который в данном случае включает систему отопления и собственно ТРЗ. Входными величинами для данного объекта являются температура теплоносителя на входе системы отопления  $t_{\text{ВХ}}(\tau)$ , расход теплоносителя через систему отопления  $G_m(\tau)$  и вектор возмущений ТРЗ  $Z(\tau)$ . Выходные величины объекта – это мощность (тепловой поток) системы отопления (эквивалентного отопительного прибора)  $W_{\text{ПР}}(\tau)$ , температура внутреннего воздуха  $t_{\text{В}}(\tau)$  и температура обратной воды (на выходе системы отопления)  $t_{\text{ВЫХ}}(\tau)$ .

Разработано два варианта модели ТРЗ: 1-й вариант – это модель с сосредоточенными параметрами [6], 2-й вариант – модель с распределенными параметрами [7].

**Параметрическая идентификация модели.** Для решения задачи параметрической идентификации модели были проведены специальные эксперименты. Экспериментальная установка включает одиннадцатисекционный чугунный радиатор с односторонним подключением и движением теплоносителя «сверху-вниз» [8]. Для ручного регулирования расхода теплоносителя через отопительный прибор на подающей подводке установлен специальный вентиль. При проведении эксперимента температура на поверхности прибора измерялась с помощью пиромет-

ра частичного излучения OptrisMinisight с диапазоном длин волн  $8 \div 14$  мкм. Показания снимались в 8 экспериментальных точках: на подающей и обратной подводках и в центрах 1, 3, 5, 7, 9 и 11-й секций радиатора. Экспериментальные точки представляют собой очищенные от краски участки радиатора и труб. Температура внутреннего воздуха помещения измерялась с помощью термоанемометра АТТ-1004 «Актаком». Расход теплоносителя измерялся накладным ультразвуковым расходомером Portaflow PF330.

Так как измерение мощности (теплового потока прибора) в данном случае представляет некоторую проблему, то задача параметрической идентификации решалась не для уравнения (8), а для модели (5), поскольку проблема измерения температуры в настоящее время достаточно хорошо отработана.

Задача параметрической идентификации математической модели (5) формулировалась в двух вариантах:

$$I = \sum_{i=1}^n |t_T^{\text{э}}(\tau_i) - t_T(\tau_i)| \rightarrow \min_{T, k_1, k_2}; \quad (17)$$

$$I = \sum_{i=1}^n [t_T^{\text{э}}(\tau_i) - t_T(\tau_i)]^2 \rightarrow \min_{T, k_1, k_2}, \quad (18)$$

где  $t_T^{\text{э}}(\tau_i)$ ,  $t_T(\tau_i)$  – соответственно экспериментальные и расчетные значения средней температуры отопительного прибора моменты съема данных  $\tau_i$ ,  $n$  – количество экспериментальных точек (моментов съема данных).

Данная задача решалась методом покоординатного спуска со встроенным методом «золотого сечения», при этом дифференциальное уравнение (5) интегрировалось методом Рунге–Кутты с погрешностью, пропорциональной пятой степени шага по времени. В результате решения были найдены численные значения параметров математической модели, так, в частности, по результатам процесса нагоя из решения задачи (18) установили, что постоянная времени  $T=3126$  с, коэффициент передачи  $k_1=0,624$  °C/°C, коэффициент передачи  $k_2=0,829$  °C/°C. На рис. 2 приведена расчетная кривая  $t_T(\tau)$ , вычисленная по уравнению (5) при указанных значениях его параметров, там же точками показаны экспериментальные значения температуры.

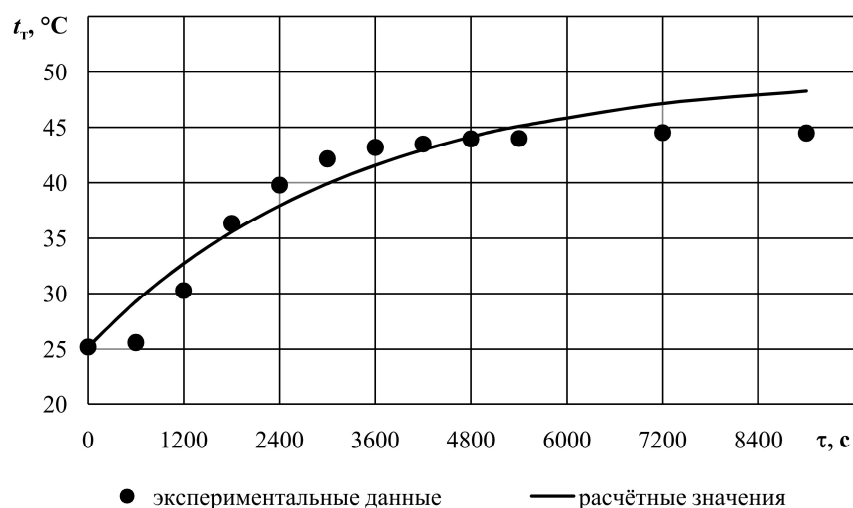


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения средней температуры отопительного прибора в процессе нагрева

Как видно из рис. 2, качество настройки математической модели на экспериментальные данные вполне удовлетворительное.

Практически такие же результаты были получены и из решения задачи (17).

**Выводы.** Найдена структура динамической математической модели для мощности (тепловой производительности) отопительных приборов и систем. Выполнен анализ особенностей структуры и оценена качественная адекватность модели. В результате решения задачи параметрической идентификации показано, что найденная структура математической модели количественно удовлетворительно настраивается на экспериментальные данные. Поэтому модель может быть использована для изучения особенностей нестационарных процессов в отопительных приборах и системах, а также при разработке систем автоматизации теплового режима зданий.

### Литература

1. Сканави, А.Н. Переходные тепловые процессы в отопительных приборах / А.Н. Сканави, Л.М. Махов, В.Э. Сварич // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1986. – № 4. – С. 86–88.
2. Теория автоматического регулирования / под ред. А.В. Нетушила. – М.: Высш. школа, 1976. – 400 с.
3. Теория автоматического управления. Ч. 1. Теория линейных систем автоматического управления / под ред. А.А. Воронова. – М.: Высш. школа, 1977. – 304 с.
4. Панферов, В.И. К теории управления режимами централизованного теплоснабжения / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2011. – Вып. 12. – № 16 (233). – С. 41–45.
5. Панферов, С.В. Адаптивная идентификация параметров систем отопления зданий. / С.В. Панферов, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2014. – Т. 14. – № 2. – С. 33–37.
6. Панферов, В.И. Идентификация и управление тепловым режимом зданий / В.И. Панферов, А.Н. Нагорная, Е.Ю. Пашина // Вестник УГТУ-УПИ. Серия «Строительство и образование». – 2005. – Вып. 14. – № 14 (66). – С. 351–353.
7. Панферов, В.И. Об оптимальном управлении тепловым режимом зданий / В.И. Панферов, Е.Ю. Анисимова, А.Н. Нагорная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2007. – Вып. 8. – № 20 (92). – С. 3–9.
8. Панферов, В.И. Об одном решении задачи построения динамической математической модели отопительных приборов и систем / В.И. Панферов, А.Н. Нагорная, Ю.В. Кунгурцева // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2012. – Вып. 15. – № 38 (297). – С. 46–49.

**Панферов Владимир Иванович**, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; tgsiv@mail.ru.

**Панферов Сергей Владимирович**, канд. техн. наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; tgsiv@mail.ru.

Поступила в редакцию 10 февраля 2015 г.

DOI: 10.14529/ctcr150208

## DYNAMIC MODEL OF HEATING DEVICES AND HEAT SUPPLY SYSTEMS

V.I. Panferov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation; tgsiv@mail.ru,  
S.V. Panferov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation; tgsiv@mail.ru

In order to develop previously performed work we consider the problem of constructing a dynamic mathematical model of heating devices and systems. The heating system at the same time

seems to be equivalent heater. The output value of the model in this case is the power (heat capacity). Decision is executed by the "gray box", that is the structure of the model is determined by analyzing the physics of the processes occurring in heating devices and systems, and the numerical values of its parameters are found from the experimental data by parametric identification. The resulting differential equation is linear with respect to the unknown quantity-power heater(heating), input the same size-water inlet temperature of the heating system and the temperature of the indoor air are included in this equation in a linear fashion, and the flow is in non-linear manner. It is shown that a constant flow of coolant model can be represented by the transfer functions in the iso-mapping Laplace transfer function of the channel "coolant temperature at the inlet to the heater(heating system) - thermal capacity of the heater(heating)" is a inertia component of the first order, and the channel "indoor air temperature-heat capacity of the heater(heating)" - inertia-forcing component with a negative coefficient of transmission. The qualitative features of the model parameters, in particular, their dependence on the coolant flow are analyzed. Algorithmic block diagram of the control object, which includes the heating system and the thermal regime of the building itself is provided. The results of the parametric model identification from experimental data is described. The model can be used in the development of intelligent control systems heating buildings.

*Keywords: dynamic mathematical model, the thermal regime of buildings, heating devices and systems, structural synthesis, parametric identification, algorithmic block diagram of the control system.*

### References

1. Skanavi A.N., Mahov L.M., Svarich V.Je. [Transient Thermal Processes in Heaters]. *Proceedings of Higher Education Construction and Architecture*, 1986, no. 4, pp. 86–88. (in Russ.)
2. Netushil A.V. *Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya* [The Theory of Automatic Control], Moscow, Higher School, 1976, 400 p.
3. Voronov A.A. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya* [Automatic Control Theory], Moscow, Higher School, 1977, 304 p.
4. Panferov V.I., Panferov S.V. [To the Theory of Control Modes for District Heating]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Construction Engineering and Architecture*, 2011, vol. 12, no. 16 (233), pp. 41–45. (in Russ.)
5. Panferov V.I., Panferov S.V. [Adaptive Identification of Parameters for Heating Systems in Buildings]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Construction Engineering and Architecture*, 2014, vol. 14, no. 2, pp. 33–37. (in Russ.)
6. Panferov V.I., Nagornaya A.N., Pashnina E.Ju. [Identification and Thermal Management of Buildings]. *Bulletin of Ural State Technical University. Ser. Construction and Education*, 2005, vol. 14, no. 14 (66), pp. 351–357. (in Russ.)
7. Panferov V.I., Anisimova E.Ju., Nagornaya A.N. [About the Optimal Thermal Control of Buildings]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2007, vol. 8, no. 20 (92), pp. 3–9. (in Russ.)
8. Panferov V.I., Nagornaya A.N., Kungurtseva Ju.V. [Solution to the Problem of Dynamic Mathematical Model of Heating Appliances and Systems Development]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Construction Engineering and Architecture*, 2012, vol. 15, no. 38 (297), pp. 46–49. (in Russ.)

*Received 10 February 2015*

---

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СТАТЬИ

Панферов, В.И. Динамическая модель отопительных приборов и систем / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2015. – Т. 15, № 2. – С. 75–82. DOI: 10.14529/ctcr150208

### REFERENCE TO ARTICLE

Panferov V.I., Panferov S.V. Dynamic Model of Heating Devices and Heat Supply Systems. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer Technologies, Automatic Control, Radio Electronics*, 2015, vol. 15, no. 2, pp. 75–82. (in Russ.) DOI: 10.14529/ctcr150208