

Математическая модель автоматического регулятора расхода и температуры жидкости без электронного блока управления и электроприводов

© Б.А. Унаспеков¹, К.О. Сабденов¹, В.Е. Зарко²,
М. Ерзада¹, Б.А. Игембаев¹

¹ Евразийский национальный университет имени Л.Н. Гумилева, Астана, 010008, Казахстан

² Институт химической кинетики и горения Сибирского отделения Российской академии наук, Новосибирск, 630090, Россия

Предложена математическая модель автоматического регулятора расхода и температуры жидкости. Регулятор не содержит электронный блок управления и электрические приводы. Тестовые расчеты показали, что регулятор может выполнять функции управления.

Ключевые слова: автоматический регулятор, жидкость с низкой температурой кипения, равновесное кипение, исполнительный механизм, компенсатор.

Введение. На практике широкое применение находят автоматические регуляторы расхода жидкости и температуры [1, 2]. Они содержат датчики температуры от двух или более источников данных, по которым необходимо генерировать команду для исполнительного механизма. Как правило, такие регуляторы снабжены электронным блоком управления и электромеханическим приводом. Но иногда возникают причины, по которым использование электроники и электромеханических приводов нежелательно. В работе предложен регулятор расхода и температуры, действие которого основано только на теплофизических и механических свойствах веществ и материалов.

Общая схема и принцип работы регулятора. Пусть простейшая задача автоматического регулирования состоит в следующем: на объекте A (реактор), где происходят химические процессы, требуется поддерживать температуру T_a в заданном интервале ΔT_a по значению температуры T_a и температуры T_b объекта B . Причем температура на объекте A зависит от поступления в него химически реагирующей жидкости с расходом Q .

Поставленная задача может быть решена с помощью следующего устройства (рис. 1).

Исполнительный механизм состоит из камеры 1, частично заполненной жидкостью 3, поршня 2 со штоком 4, пружины 5 и теплообменника 9. Камера выполнена в виде цилиндрической трубы, жид-

кость имеет температуру кипения в заданном диапазоне значений. Наружная часть камеры находится в контакте со свободно передвигающимся вдоль поверхности камеры теплообменником 9, к которому подается теплоноситель, подогреваемый объектом A и циркулирующий по трубопроводу 8. Внутри камеры установлен поршень. На штоке поршня прикреплена зубчатая рейка 6 в направляющей. Зубчатая рейка связана с зубчатым колесом 7, ось которого кинематически сопряжена с запорно-регулирующим устройством.

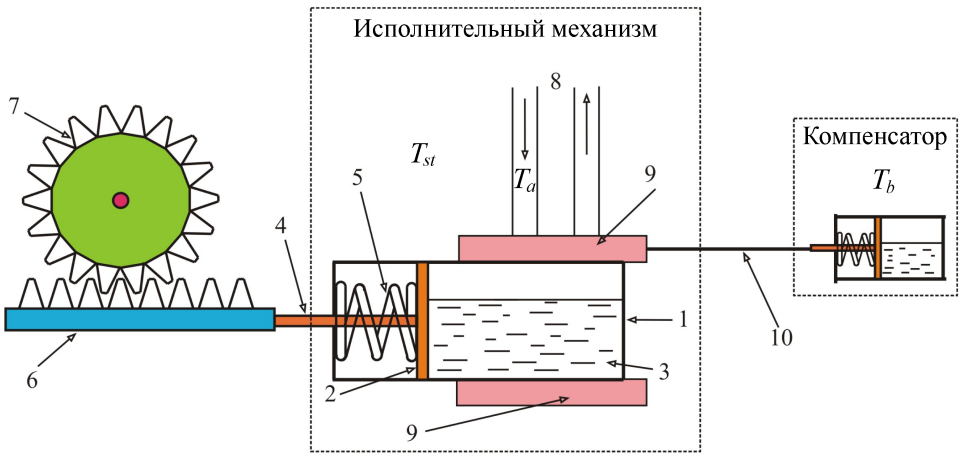


Рис. 1. Схема механизма автоматического регулирования расхода и температуры

Компенсатор выполнен в виде цилиндрической камеры с легкокипящей жидкостью, имеющей температуру кипения в заданном диапазоне значений, и поршнем, шток которого жестко связан с теплообменниками исполнительного блока. Компенсатор находится в тепловом контакте с объектом B . Камера компенсатора одновременно выполняет функцию датчика температуры и автомата для регулирования теплового состояния рабочей жидкости в камере исполнительного механизма посредством теплообменников, а пружина с заранее рассчитанными характеристиками — функцию контроллера, задающего условия в камере исполнительного механизма.

Камера исполнительного механизма одновременно выполняет функции привода для изменения теплового режима в здании и устройства, обрабатывающего информацию от компенсатора и определяющего задание по новому тепловому режиму согласно изменившимся условиям на объекте B .

Автоматический регулятор температуры работает следующим образом. При некоторой (средней или оптимальной) температуре поршень находится в нейтральном положении, внутри камеры 1.

Давление p в камере 1, согласно закону Клапейрона — Клаузиуса [3], определяется температурой T :

$$p = p_0 \exp \left[\frac{L}{R_g T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right],$$

где T_0 — температура кипения при давлении p_0 ; R_g — газовая постоянная рабочей жидкости в камере; L — скрытая теплота фазового перехода.

Экспоненциальный рост давления позволяет, во-первых, создавать поршнем достаточные усилия для управления клапанами и (или) вентилями, во-вторых, делает камеру достаточно чувствительным датчиком изменения температуры. То есть камеры исполнительного механизма и погодного компенсатора могут выполнять сразу две необходимые и важные функции.

Если температура в объекте B понизилась, то в камере компенсатора давление тоже понизится. Тогда поршень в его камере сдвинется вправо, потянув за собой теплообменники посредством штока 10. Поступление тепла в обогрев камеры 1 увеличится. Это приведет к росту температуры и давления в этой камере. Поршень 2 и зубчатая рейка 6 сдвинутся влево, закрывая клапан посредством зубчатого колеса 7 и уменьшая поступление химически реагирующей жидкости на объект A . Это будет происходить до тех пор, пока не установится новое стационарное состояние.

При повышении температуры на объекте B весь процесс будет протекать в обратном порядке. В этом случае снижение расхода Q приведет к снижению температуры в реакторе (объект A).

Наличие пружин в камерах позволяет поддерживать в них нужное равновесное давление, а также дает возможность возврата системы регулирования в исходное стабильное состояние.

Основные уравнения математической модели регулятора. Фазовое превращение первого рода (жидкость \rightleftharpoons пар) в камере 1 в случае малых изменений температуры в радиальном и осевом направлениях может быть описано уравнением

$$c_p \frac{\partial T}{\partial t} = L \rho \delta(x - x_s) \frac{dx_s}{dt} - \frac{k \eta}{S} \delta(x - x_p) \frac{dx_p}{dt} + W; \quad (1)$$

$$(\rho_f - \rho_g) \frac{d\xi}{dt} = \rho_g \frac{d\eta}{dt} + \int_{x_s}^{x_p} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dx,$$

где координата x направлена вверх от нижнего торца камеры; t — время; ρ , c — плотность и теплоемкость влажного пара (плотности

жидкой и газовой фаз обозначены как ρ_f, ρ_g); η — смещение поршня от начального положения (рис. 2); ξ — изменение уровня жидкости; k — жесткость пружины 5 (см. рис. 1); S — площадь сечения камеры 1 (или площадь поршня).

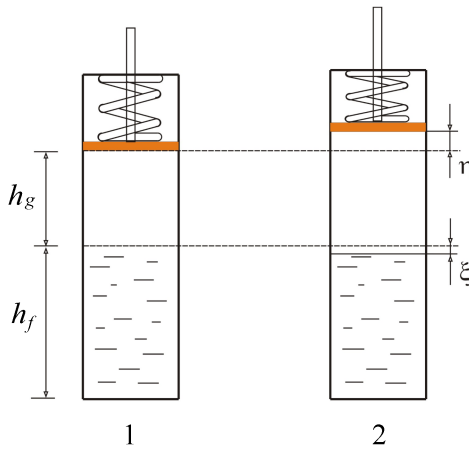


Рис. 2. Положение поршня и уровень жидкой фазы в состояниях 1 и 2

Координата поверхности раздела фаз $x_s = h_f - \xi$, координата поршня $x_p = h_f + h_g + \eta$, где h_f, h_g — протяженности областей, занятых жидкой и газовой фазами. Положения сосредоточенных поверхностей раздела фаз и поршня фиксируются дельта-функциями с аргументами $x - x_s$ и $x - x_p$. Мощность тепла, поступающего в камеру извне, обозначена как W , Дж/(м³·с).

Плотность ρ и теплоемкость c претерпевают разрыв в точке $x = x_s$ фазового превращения и определяются как

$$c\rho = \begin{cases} c_f\rho_f, & x \leq x_s; \\ c_p\rho_g, & x > x_s. \end{cases}$$

Полагаем, что камера 1 может находиться в тепловом контакте только с объектом A посредством теплообменника (площадь контакта S_a) и с окружающей средой (воздухом) (площадь контакта S_1). Тогда, если изменение температур T_a и T_{st} во времени происходит значительно медленнее, чем при испарении и установлении термодинамических параметров в камере, температуру T в камере определяют через площади S_a и S_1 и температуры T_a и T_{st} . Кроме того, при незначительных перепадах температур T_a и T_{st} объем испаряющейся или конденсирующейся жидкости мал: $\xi \ll h_f$. Аналогичные рассуждения применимы и к процессам в камере компенсатора. Все это позволяет при моделировании регулятора ограничиться следующими уравнениями:

$$p_k = p_{k0} \exp \left[\frac{L_k}{R_{gk} T_{k0}} \left(1 - \frac{T_{k0}}{T_b} \right) \right];$$

$$\Delta p_k = p_k - p_{k0};$$

$$\eta_k = \begin{cases} \frac{S_k \Delta p_k - F_{\text{тр}k}}{k_k} & \text{при } |S_k \Delta p_k| > F_{\text{тр}k}, \Delta p_k > 0; \\ \frac{S_k \Delta p_k + F_{\text{тр}k}}{k_k} & \text{при } |S_k \Delta p_k| > F_{\text{тр}k}, \Delta p_k < 0; \\ 0 & \text{при } |S_k \Delta p_k| < F_{\text{тр}k}; \end{cases} \quad (3)$$

$$S_a = \frac{1}{2} S_0 \left(1 - \frac{\eta_k}{\eta_{\max}} \right), \quad S_1 = \frac{1}{2} S_0 \left(1 + \frac{\eta_k}{\eta_{\max}} \right), \quad S_0 = \text{const};$$

$$p = p_0 \exp \left[\frac{L}{R_g T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]; \quad T = \frac{S_a T_a + S_1 T_{st}}{S_0}; \quad \Delta p = p - p_0;$$

$$\eta = \begin{cases} \frac{S \Delta p - F_{\text{тр}}}{k} & \text{при } |S \Delta p| > F_{\text{тр}}, \Delta p > 0; \\ \frac{S \Delta p + F_{\text{тр}}}{k} & \text{при } |S \Delta p| > F_{\text{тр}}, \Delta p < 0; \\ 0 & \text{при } |S \Delta p| < F_{\text{тр}}. \end{cases}$$

Здесь индекс k относится к параметрам, характеризующим компенсатор. Так, p_k — давление в камере компенсатора; L_k — скрытая теплота испарения рабочей жидкости в камере с температурой кипения T_{k0} при давлении p_{k0} ; R_{gk} — газовая постоянная жидкости; S_k — площадь поршня; $F_{\text{тр}k}$ — суммарная сила трения покоя, действующая между теплообменником и камерой исполнительного механизма и между поршнем и стенкой камеры компенсатора; k_k, η_k — жесткость пружины и смещение штока компенсатора; η_{\max} — максимально возможное смещение штока компенсатора.

Тепловое состояние объекта A определяется формулой

$$T_a = T_b + 0,33 \left\{ T_{in} \left[1 - \chi \frac{K}{1+K} \left(1 - \frac{T_b}{T_{in}} \right) \right] - T_b \right\}, \quad K = K_{\max} \frac{\eta_2 - \eta}{\eta_2 + \eta_1}, \quad (4)$$

где T_{in} — заданная температура; χ — эмпирическая константа. Входящее в формулу для параметра K число $K_{\max} = \text{const}$. Числовые ко-

эффиценты η_1, η_2 определяют две крайние границы изменения η : $-\eta_1 < \eta < \eta_2$, тогда параметр K может изменяться от 0 до K_{\max} .

Тестовый расчет по уравнениям (3), (4) для проверки работоспособности регулятора проводился при следующих значениях исходных параметров.

Для исполнительного механизма:

$$L = 317 \text{ кДж/кг}; S = 3,14 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; T_0 = 335 \text{ К (82 } ^\circ\text{C)}; p_0 = 10^5 \text{ Па}; \\ k = 3,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; R_g = 83,1 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}; F_{\text{тр}} = 70 \text{ Н}; S_0 = 0,31 \text{ м}^2.$$

Для компенсатора:

$$L_k = 364 \text{ кДж/кг}; S_k = 0,785 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; T_{k0} = 264 \text{ К (-9 } ^\circ\text{C)}; p_{k0} = 10^5 \text{ Па}; \\ k_k = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; R_{gk} = 143,3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}; \eta_{\max} = 0,2 \text{ м}; F_{\text{трк}} = 10 \text{ Н}.$$

Дополнительно полагалось $\alpha = 2,75$; $\chi = 3,3 \cdot 10^{-2}$.

Заключение. Моделирование показало следующее: при варьировании температуры T_{in} в пределах 343...395 К и температуры T_b в пределах 238...283 К регулятор позволяет поддерживать температуру T_a в пределах 293...302 К. Таким образом, отклонение от среднего значения не превышает 4,5 К, что является достаточным для практики показателем.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Масов М.Н. Система автоматического регулирования отопления здания с автоматическим задатчиком. Пат. № 2348061 Российская Федерация, МПК G 05 D23/00, 2007.
- [2] Потапенко А.Н., Мельман А.И., Костриков С.В., Потапенко Е.А., Белоусов А.В. Система автоматического регулирования отопления по фасадам здания с применением теплообменников. Пат. 2274888 Российская Федерация, МПК G 05 D23/19, 2005.
- [3] Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. Москва, Мир, 1977, 518 с.

Статья поступила в редакцию 15.07.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Унаспеков Б.А., Сабденов К.О., Зарко В.Е., Ерзада М., Игембаев Б.А. Математическая модель автоматического регулятора расхода и температуры жидкости без электронного блока управления и электроприводов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/rocket/711.html>

Унаспеков Берикбай Акибаевич родился в 1954 г.; профессор кафедры «Промышленное и гражданское строительство» Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева; автор более 100 работ в области газоснабжения, вентиляции и строительной теплофизики.

Сабденов Каныш Оракбаевич родился в 1964 г.; окончил Томский государственный университет в 1990 г.; профессор кафедры «Космическая техника и технология»

Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева; автор более 80 работ в области исследования процессов горения конденсированных систем, газовой динамики, гидродинамики и нелинейной физики. e-mail: sabdenovko@yandex.kz

Зарко Владимир Егорович родился в 1941 г.; окончил Томский государственный университет в 1963 г.; заведующий лабораторией горения конденсированных систем Института химической кинетики и горения Сибирского отделения РАН, Новосибирск; автор 11 изобретений и более 160 работ в области диагностики и исследования процессов горения конденсированных систем. e-mail: zarko(at)kinetics.nsc.ru

Ерзада Майра родилась в 1976 г.; окончила Токийский университет в 2007 г.; ассоциированный профессор кафедры «Космическая техника и технология» Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева; автор свыше 30 статей в области физики плазмы и исследования процессов горения конденсированных систем.

Игембаев Бахтияр Анварович родился в 1978 г.; окончил Ташкентский университет связи в 2004 г.; преподаватель кафедры «Космическая техника и технология» Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева; автор более 15 работ в области автоматизации и теплоснабжения зданий. e-mail: igembay@enu.kz