

**Вовк І.В.**

Одеський національний політехнічний університет

**Беглов К.В.**

Одеський національний політехнічний університет

## МОДЕЛЮВАННЯ ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ ПРИ ГЛИБОКИХ ЗБУРЕННЯХ ЗА ЗМІСТОМ ПАЛИВА

*Використання біогазу є одним із перспективних напрямів розвитку енергетики України, але заміна природного газу на біогаз викликає низку проблем при експлуатації теплогенеруючого обладнання. Основною проблемою є коливання складу газу, що йде на горіння. Через різний склад газу відбуваються значні коливання витрат повітря і, як наслідок, змінюються властивості газоповітряного тракту і теплообмінних процесів. Розглянуто вплив зміни складу палива, що подається до топкового пристрою на потужність водогрійної котельні. Заради досягнення поставленої мети вдосконалено математичну модель спалювання газоподібного палива шляхом врахування нелінійної залежності кількості тепла, що подається до топкового пристрою та врахування зміни умов теплопередачі при значних коливаннях витрати димових газів. На базі розробленої імітаційної моделі трьох котлів КВГМ-50 проаналізовані динамічні характеристики у вигляді кривих розгону, отриманих під час збурення теплотворною здатністю палива.*

**Ключові слова:** біогаз, водогрійні котли, глибоке збурення, перехідний процес.

**Постановка проблеми.** Нині активно ведуться дослідження з використання поновлюваних джерел енергії. Зокрема, розглядаються питання використання як палива біогазу, отриманого шляхом переробки органічних відходів сільськогосподарської діяльності. Заміна природного газу на біогаз викликає низку проблем під час експлуатації теплогенеруючого обладнання.

Основною такою проблемою можна вважати значні коливання складу газу, що йде на горіння. Це викликає значні коливання витрати повітря і, як наслідок, зміну аеродинамічних властивостей газоповітряного тракту і теплообмінних процесів у ньому [1, с. 44–52].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження по спалюванню біопалива в котельних установках проводяться досить давно. Вже створено та експлуатується багато котельних установок, які використовують як основне паливо біогаз чи рідке біопаливо. Проте ті котли, що експлуатуються, вже розраховані на спалювання біогазу, причому вважається, що склад палива не змінюється.

Дослідження спалювання несертифікованого палива, до якого й належить біогаз, проводились в обмеженій кількості робіт.

Так, математична модель спалювання несертифікованого палива розглянута у роботі М.В. Максимова, В.Ф. Ложечникова та ін. [1, с. 44–52]. Проте як паливо розглянуто попутний нафтовий газ, який спалюється в паровому котлі.

В роботах таких науковців, як О.І. Брунеткін, С.О. Горбан та А.В. Гусак [2, с. 32–36; 3, с. 79–84], показаний вплив складу палива на умови тепловіддачі у хвостових поверхнях нагріву котлів. Також, як й у попередній роботі, приклад був наведений для газу, теплотворна спроможність якого більша, ніж природного газу.

Якщо ж спалювати газ із теплотворною спроможністю, меншою за природний газ, то, як це показано в роботах таких науковців, як А.В. Лисюк і К.В. Беглов [4; 5], необхідно збільшувати площу теплообмінної поверхні з метою забезпечення постійної потужності котла.

Цього можна досягти, використовуючи наявне теплогенеруюче обладнання, якщо вмикати або вимикати його за необхідністю.

**Постановка завдання.** Метою статті є дослідити вплив зміни складу палива, що подається до топкового пристрою на потужність водогрійної котельні, зрівняти моделі котлів при глибоких збуреннях за змістом палива.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Котельний агрегат представляється у виді теплообмінника. Основні рівняння, які описують процеси теплообміну в котлі, наведені в публікації «Водогрійна котельня як об'єкт керування потужності» [6, с. 109–115].

Кількість теплоти, що сприймається в конвективній частині залежно від витрати димових газів та кількості тепла, яке надійшло з радіаційної частини, описуються такими рівняннями:

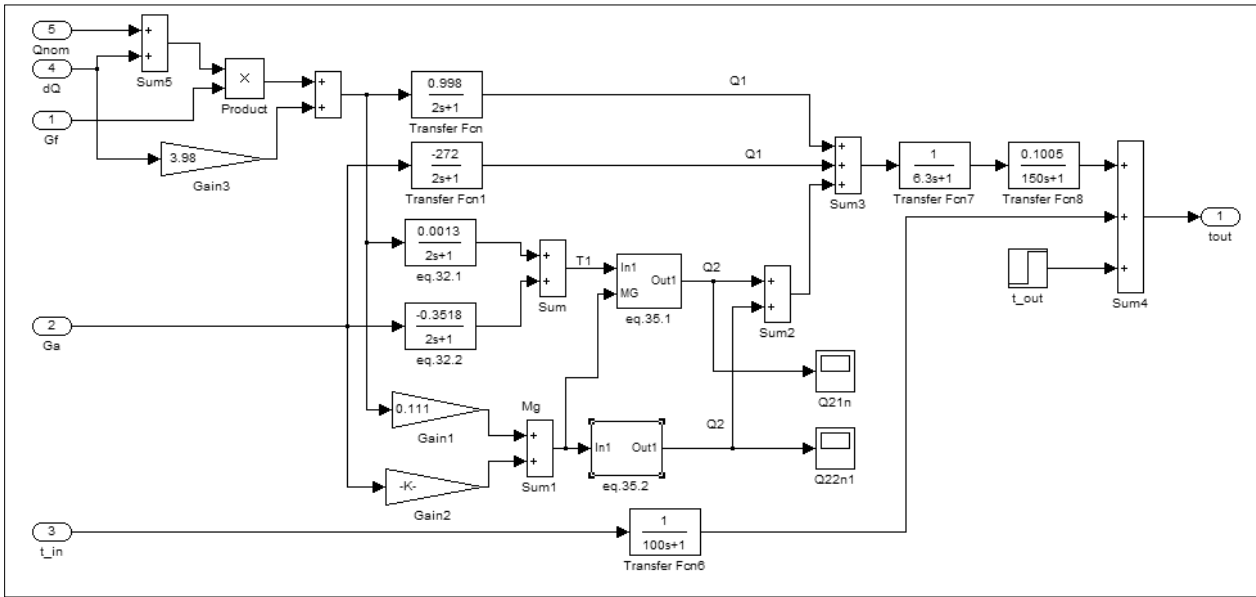


Рис. 1. Схема моделювання водогрійного котла

або 
$$\Delta Q_F - c\bar{\vartheta}_{a1}\Delta M = \left(1 + \frac{\bar{M}c}{k_s}\right)\Delta Q_1 + \frac{m_1c}{k_s} \frac{dQ_1}{dt}, \quad (1)$$

$$\frac{k_s}{k_s + \bar{M}c} \Delta Q_F - \frac{k_s c \bar{\vartheta}_{a1}}{k_s + \bar{M}c} \Delta M = \Delta Q_1 + \frac{m_1c}{k_s + \bar{M}c} \frac{dQ_1}{dt}, \quad (2)$$

тут коефіцієнт  $\frac{m_1c}{k_s + \bar{M}c} = T$  має розмірність часу.

де

$\Delta Q_F$  – тепловиділення в топці;

$c$  – питома теплоємність;

$\Delta M$  – витрата води через котел;

$\vartheta_{a1}$  – температура газів;

$k_s$  – коефіцієнт.

$m_1$  – маса води в котлі;

$\bar{M}c$  – витрата води;

$\Delta Q_1$  – тепловий потік.

Для аналізу процесів, що відбуваються в конвективній частині котла, скористуємось рівняннями: необхідно, передусім, визначити температуру газів на виході з першої частини. Відповідні залежності можуть бути отримані з рівняння (2), якщо в ньому у відповідності з (1) виразити  $\Delta Q_1$  у вигляді функції  $\Delta \vartheta_{a1}$ . Після ділення на  $k_s$  одержуємо:

$$\frac{1}{k_s + \bar{M}c} \Delta Q_F - \frac{c\bar{\vartheta}_{a1}}{k_s + \bar{M}c} \Delta M = \Delta \vartheta_{a1} + T_1 \frac{d\vartheta_{a1}}{dt}, \quad (3)$$

або після скорочення

$$\frac{a_1}{k_s} \Delta Q_F - \frac{b_1}{k_s} \Delta M = \Delta \vartheta_1 + T_1 \frac{d\vartheta_1}{dt}, \quad (4)$$

Якщо замість  $\Delta M$  задана зміна коефіцієнту надлишку повітря, то за аналогією до (29) можна записати

$$\frac{a_1 - b_1 k_Q}{k_s} \Delta Q_F - \frac{b_1 k_a}{k_s} \Delta \pm = \Delta Q_1 + T_1 \frac{dQ_1}{dt}, \quad (5)$$

Для конвективних поверхонь нагріву справедливий рівняння:

теплого балансу на боці газу, що гріє:

$$M_{Ge}c_G\vartheta_{Ge} - M_{Ga}c_G\vartheta_{Ga} = Q + m_Gc_G \frac{d\vartheta_{Gm}}{dt}, \quad (6)$$

балансу речовини на стороні газів:

$$M_{Ge} = M_{Ga}, \quad (7)$$

теплопередачі в системі «газ, що гріє, – труба» конвекцією

$$Q = k_4 M_G^{0.33} (\vartheta_m - \theta_m), \quad (8)$$

Вихідна величина першої частини котла  $\Delta M_1 = \Delta M$  та  $\Delta \vartheta_{a1}$  є вхідною величиною для другої частини, тобто

$$\Delta M_2 = \Delta M_1 \text{ і } \Delta \vartheta_{e2} = \Delta \vartheta_{a1}, \quad (9)$$

Написавши означені рівняння для малих відхилень і виключивши члени, які належать до статичного режиму, з (6) і (7) при  $\vartheta_{m2} = 0.5(\vartheta_{e1} + \vartheta_{a2})$  одержуємо

$$c\vartheta_{e2}\Delta M_G + \bar{M}_G c \Delta \vartheta_{e2} - c\bar{\vartheta}_{a2}\Delta M - \bar{M}_G c \Delta \vartheta_{a2} = \Delta Q_2 + \frac{mc}{2} (\Delta \vartheta'_{e2} + \Delta \vartheta'_{a2}), \quad (10)$$

та з (8)

$$\Delta Q_2 = 0.33k_4 \bar{M}_G^{0.33} \frac{\bar{\vartheta}_{e2} + \bar{\vartheta}_{a2} - 2\theta_m}{2\bar{M}_G} \Delta M + 0.5k_4 \bar{M}_G^{0.33} (\Delta \vartheta_{e2} + \Delta \vartheta_{a2})$$

виключивши з цих рівнянь  $\vartheta_{a2}$ , одержуємо

$$a_2 \Delta M_G + b_2 \frac{dM_G}{dt} + c_2 \Delta \vartheta_{e2} = \Delta Q_2 + T_2 \frac{dQ_2}{dt}, \quad (11)$$

де

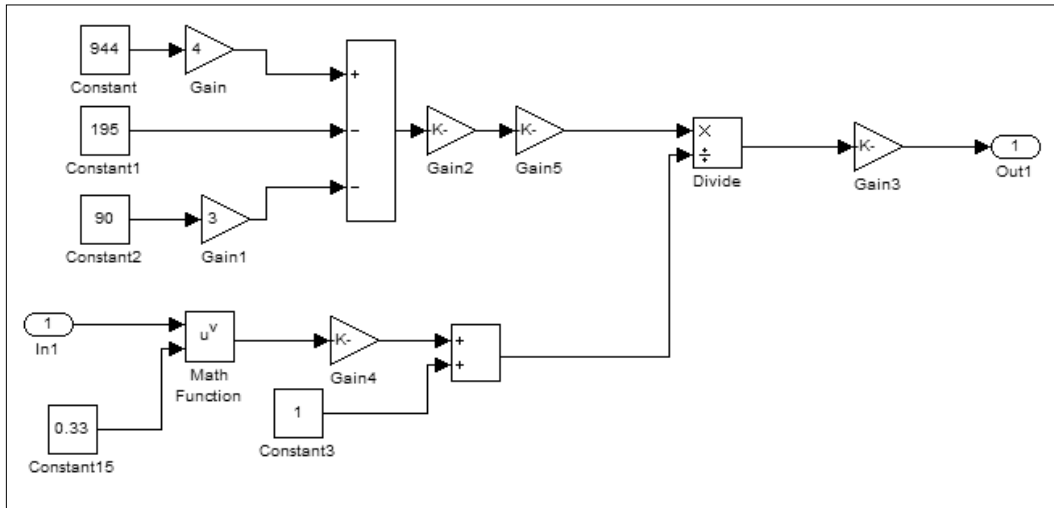


Рис. 2. Схема розрахунку коефіцієнта  $a_2$  (12)

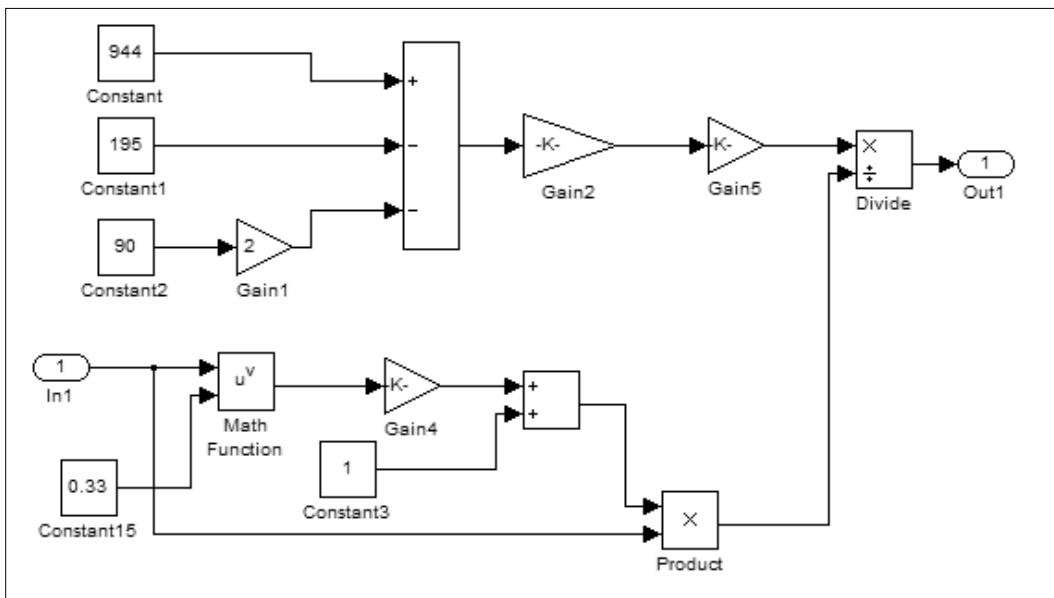


Рис. 3. Схема розрахунку коефіцієнта  $b_2$  (13)

$$a_2 = c \frac{0.33(4g_{e2} - g_{a2} - 3\theta_{m2})}{1 + \frac{2c}{k_4} \bar{M}_G^{0.33}}, \quad (12)$$

$$b_2 = c \frac{0.33m_2(g_{e2} - g_{a2} - 2\theta_m)}{\bar{M}_G \left(1 + \frac{2c}{k_4} \bar{M}_G^{0.33}\right)}, \quad (13)$$

$$c_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_4 \bar{M}_G^{0.33}} + \frac{1}{2c\bar{M}}}, \quad (14)$$

$$T_2 = \frac{cm_2}{k_4 \bar{M}_G^{0.33} + 2c\bar{M}}, \quad (15)$$

$T_2$  – стала часу, яка характеризує інерцію теплосприйняття конвективною частиною щодо топкової камери.

Реалізацію розглянутої моделі з урахуванням роботи «Водогрійна котельня як об’єкт керування потужності» [6, с. 109–115] зроблено за допомогою частини схеми, наведеної на рис. 1.

Входами моделі є  $dQ$  – відхилення теплотворної спроможності палива,  $Q_{pot}$  – номінальне значення теплотворної спроможності палива (номінальним прийняте значення для природного газу),  $Gf$  – відхилення витрати палива,  $G_a$  – відхилення

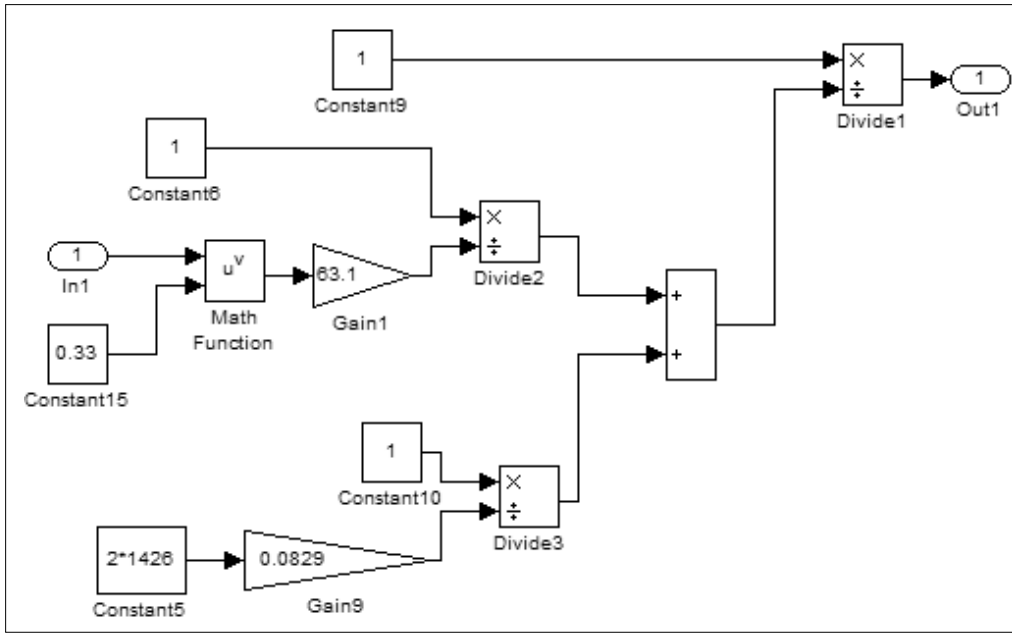


Рис. 4. Схема розрахунку коефіцієнта  $c_2$  (14)

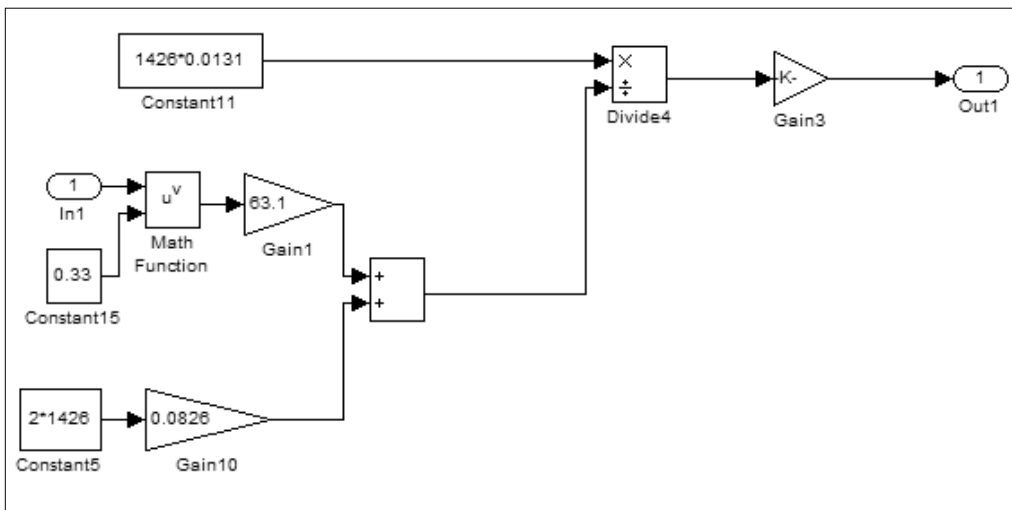


Рис. 5. Схема розрахунку коефіцієнта  $T_2$  (15)

витрати повітря,  $t_{in}$  – відхилення температури води на вході в котел. Крім того, на цьому етапі дослідження прийняті постійними номінальні значення витрати палива –  $M_b$  та стехіометричної витрати повітря –  $V_0$ . Вихідним параметром моделі є температура води на виході з котла.

Після теплового розрахунку котла були отримані коефіцієнти диференціальних рівнянь, що наведені вище.

**Висновки.** У роботі розглянуто вплив теплотворної спроможності палива на статичні та динамічні властивості водогрійного котла.

Отримала подальший розвиток математична модель водогрійного котла: відомі лінійні диференціальні рівняння були доповнені нелінійною

залежністю їхніх коефіцієнтів від величини збурення теплотворною спроможністю палива.

Виявлено, що у разі збільшення теплотворної спроможності палива в десять разів температура води після котла зростає не в 10 разів, як це прогнозує лінійна модель, а лише в 5 разів. Тобто коефіцієнт передачі по каналу «тепловторна спроможність – температура води після котла» зменшився удвічі порівняно зі значенням при роботі на базовому паливі.

Цей факт можна пояснити складними теплогидравлічними процесами, які відбуваються в конвективних поверхнях нагріву, а саме зміною коефіцієнта теплопередачі від газів до стінок конвективної поверхні.

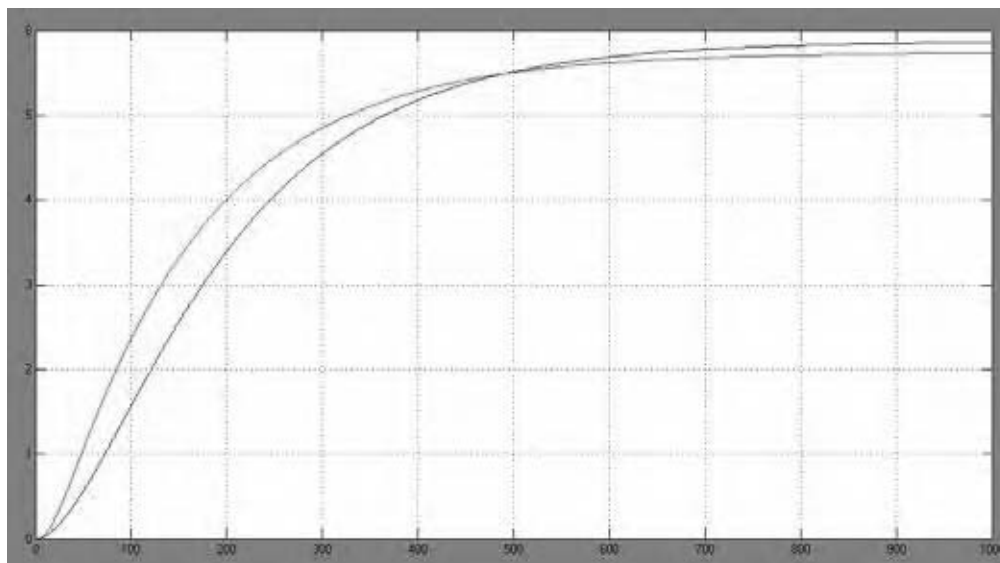


Рис. 6. Перехідний процес відхилення при  $\Delta Q=1,54$  МДж/м<sup>3</sup>

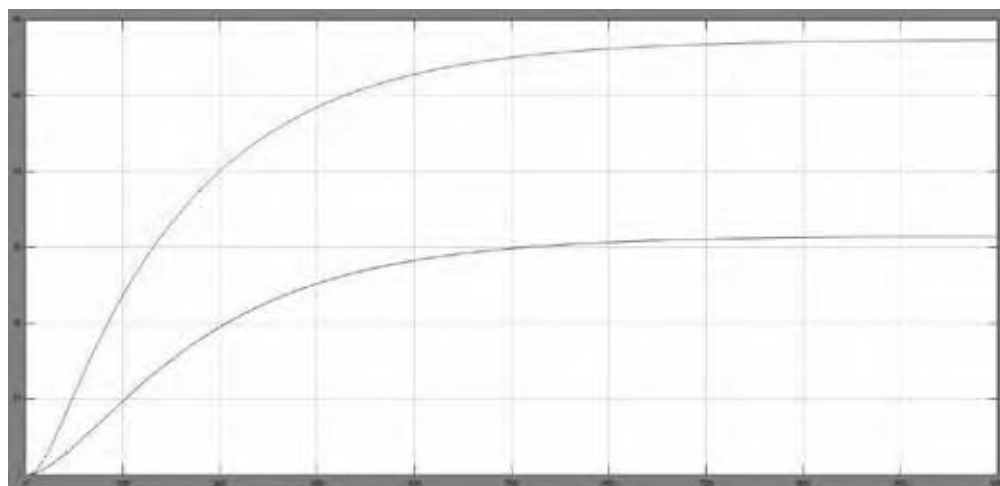


Рис. 7. Перехідний процес відхилення при  $\Delta Q=15,4$  МДж/м<sup>3</sup>

#### Список літератури:

1. Maksimov M.V., Lozhechnikov V.F., Dobrovolskaya T.S., Bondarenko A.V. Mathematical model of non-certified burning fuels. East European journal of advanced technologies. 2014. Vol. 2. No 8 (68). P. 44–52. URL: <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/22420/21760>.
2. Brunetkin O.I., Gorban S.O. Heat transfer optimization of heat exchange surfaces of boiler equipment with decrease in consumption of combustion products. Proceedings of the Odessa Polytechnic University. 2017. Vol. 3(53). С. 32–36.
3. Brunetkin O.I., Gusak A.V. Determination of the range of change of the convective heat transfer coefficient during the burning of alternative types of gaseous fuel. Proceedings of the Odessa Polytechnic University. Vol. 2(46). С. 79–84.
4. Лысюк А.В. Усовершенствование АСУ барабанного котла для сжигания горючих искусственных газов. Автоматика–2017: XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління (м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 р.). Київ, 2017.
5. Лысюк А.В., Беглов К.В. Оптимизация работы группы котельных агрегатов при сжигании несертифицированного топлива. Автоматика–2017: XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління (м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 р.). Київ, 2017.
6. Вовк І.В., Дуба І.Е., Конушбаєва Т.В., Беглов К.В. Водогрійна котельня як об'єкт керування потужності. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. 2018. Том 29 (68). № 3. Ч. 1. С. 109–115.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ ПРИ ГЛУБОКИХ ВОЗМУЩЕНИЯХ ПО СОСТАВУ ТОПЛИВА

*Использование биогаза является одним из перспективных направлений развития энергетики Украины, но замена природного газа биогазом вызывает ряд проблем при эксплуатации теплогенерирующего оборудования. Основной проблемой является колебания состава газа, идущего на горение. Из-за различного состава газа происходят значительные колебания расхода воздуха и, как следствие, меняются свойства газовоздушного тракта и теплообменных процессов. Рассмотрено влияние изменения состава топлива, подаваемого к топочному устройству на мощность водогрейной котельной. Для достижения поставленной цели усовершенствована математическая модель сжигания газообразного топлива путем учета нелинейной зависимости количества тепла, подаваемого к топочному устройству и учета изменения условий теплопередачи при значительных колебаниях расхода дымовых газов. На базе разработанной имитационной модели 3-х котлов КВГМ-50 проанализированы динамические характеристики в виде кривых разгона, полученных при возбуждении теплотворной способностью топлива.*

**Ключевые слова:** биогаз, водогрейные котлы, глубокое возмущение, переходный процесс.

## MODELING OF WATER BOILERS IN FUEL CONTAMINATED FLUID FUELS

*The use of biogas is one of the most promising directions for the development of Ukraine's energy sector, but the replacement of natural gas with biogas causes a number of problems with the operation of heat generating equipment. The main problem is the fluctuations in the composition of the combustion gas. Due to the different composition of gas, there are significant fluctuations in air flow and, as a consequence, varying properties of the gas path and heat transfer processes. The influence of changes in fuel composition, which is fed to the furnace unit on the power of a water heating boiler, is considered. To achieve this goal, a mathematical model for combustion of gaseous fuels has been improved by taking into account the nonlinear dependence of the amount of heat supplied to the furnace device and taking into account the change in the heat transfer conditions at significant fluctuation fluctuation fluctuations. Based on the developed simulation model of 3 boilers KVGM-50, dynamic characteristics are analyzed in the form of acceleration curves obtained when disturbed by the calorific value of fuel.*

**Key words:** biogas, water heating boilers, deep perturbation, transition process.