

О.М. МАНДРИК, Ю.Д. МИХАЙЛЮК
Івано-Франківський національний університет нафти і газу

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КАМЕРИ ЗГОРАННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ НА РІЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РЕЖИМАХ

В статті розглянуто основні питання підвищення екологічної безпеки сучасних стаціонарних газотурбінних двигунів. Розроблено математичну модель діагностики камери згорання з урахуванням основних параметрів експлуатації газотурбінної установки (ГТУ) на різних технологічних режимах, які враховують температуру повітря на вході осевого компресора, температуру робочого тіла на вході в направляючий апарат турбіни високого тиску, а також температуру навколишнього середовища.

Ключові слова: камера згорання, математична модель, газотурбінний двигун, екологічні характеристики, робоче тіло.

O.M. MANDRYK, J.D. MYKHAILIUK
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine

RESEARCH OF WORK OF COMBUSTION OF GAS-TURBINE SETTING CHAMBER ON DIFFERENT TECHNOLOGICAL MODES

Abstract - The article presents the basic issues of ecological safety improvement of present-day steady-state gas-turbine units. It has been developed the mathematic model diagnostics of combustion chamber considering the basic parameters of gas-turbine unit (GTU) operation under different technological modes including the intake air temperature of the axial-flow compressor, the intake temperature of the actuating medium of the directing set of the high pressure turbine as well as the temperature of the environment.

Keywords: combustion chamber, mathematic model, gas-turbine engine, ecological characteristics, actuating medium.

Вступ. Проблема зниження токсичності продуктів згорання газоперекачувальних агрегатів (ГПА), що перебувають в експлуатації на компресорних станціях магістральних газопроводів, є складовою програми науково-технічного прогресу газової промисловості [1]. На основі аналізу сучасних способів організації робочого процесу і тенденцій покращення ефективності роботи паливоспалюючих пристроїв вже сформульовані основні вимоги, яким повинні відповідати низькоемісійні камери згорання [2–7]. Для їх впровадження необхідно підвищувати ефективність проектування низькоемісійних камер згорання.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Основними напрямками зниження токсичності продуктів згорання в паливкових системах різного призначення є: застосування підвищених надлишків повітря (В.А. Христин, Г.Н. Любчик, Н.К. Ріск, Д. Велс); використання стадійного горіння (І.Я. Сигал, А.Г. Тумановский, А. Лефер); гомогенізація зони горіння (Г. Леонард, С.М. Кореа); застосування мікрофакельного горіння (С.Д. Сердюк, Н.П. Даниленко, Г.Б. Варламов, А.М. Маркушин, А.М. Постненков, В.П. Савченко); застосування каталітичних технологій горіння (Г.Н. Любчик, Г.С. Марченко, Б.И. Шелковский, С. Вілкес, С.В. Сантанам).

Результати випробувань пристрою фірми Solar (у складі камери згорання ГПА ГТК –10І) [8] показали, що при збільшенні надлишку повітря вище приведеного рівня різко зростає емісія CO. При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha \rightarrow 2,0$ концентрація CO у продуктах згорання, приведена до $O_2 = 15\%$, досягає 100 мг/м³, що може бути причиною підвищеного хімічної неповноти згорання палива, а при зменшенні надлишку повітря нижче приведеного рівня не тільки істотно зростає емісія NO_x і CO, але і виникають проблеми, пов'язані з появою вібраційного горіння, зривом і проскакуванням полум'я [8]. Фірми, що використовують дану технологію (Solar, Rolls-Royce, Siemens і ін.), усувають даний недолік за допомогою складних систем регулювання складу суміші в зоні горіння, застосування змінної геометрії камер згорання і проточної частини компресора.

Математичне моделювання робочих процесів у камерах згорання розглядаємо як один із перспективних методів, який дозволяє зменшити вартість дослідних робіт. Зокрема, розроблена Г. Б. Мостіпаненко [9] математична модель тривимірних хімічно реагуючих потоків, дає можливість прогнозувати вихідні температурні й екологічні характеристики камер згорання, що працюють на газоподібному паливі.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

На жодній з ділянок газового тракту газотурбінного агрегату не вимірюється ні витрата повітря, ні робочого тіла. Більш того, реєстрація витрати існуючими методами неприпустима, оскільки це призводить до гідравлічних втрат, що знизить потужність і економічність циклу. Єдиною витратою, яку можна вимірити на практиці, є витрата паливного газу. Очевидно, відомим можна вважати його компонентний склад.

Метою дослідження є розробка математичної моделі діагностики камери згорання з урахуванням основних параметрів експлуатації ГТУ на різних технологічних режимах, які відрізняються температурою повітря на вході осевого компресора, температурою робочого тіла на вході в направляючий апарат турбіни високого тиску, а також температурою навколишнього середовища.

Висвітлення основного матеріалу

Камера згорання газотурбінної установки призначена для приготування робочого тіла, яке в процесі

розширення на лопатках турбіни виконуватиме корисну роботу. З цією метою в камері згорання відбувається процес горіння газового пального в середовищі первинного повітря з утворенням чистих продуктів згорання і процес їх змішування з вторинним повітрям для досягнення допустимої температури робочого тіла. Тому склад робочого тіла може бути умовно представлений у вигляді суміші чистих продуктів згорання з вторинним повітрям. Для характеристики робочого тіла вводять поняття коефіцієнту надлишку повітря α , який є відношенням сумарної витрати повітря (первинного L і вторинного L_0) до витрати первинного повітря, теоретично необхідного для згорання 1 кг паливного газу [1].

$$a = \frac{L + L_0}{L_0} \tag{1}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг паливного газу відомого компонентного складу з щільністю r' , може бути розрахована за формулою:

$$L_0 = \frac{1,293}{21\rho} [0,5(\text{CO}) + 0,5(\text{H}_2) + 2(\text{CH}_4) + \sum (m+n/4)(C_m H_n) + 1,5(\text{H}_2\text{S}) - (\text{O}_2)]. \tag{2}$$

Тут символи в дужках означають об'ємні частки кожного компонента в суміші газів.

Надлишок повітря в камері згорання в порівнянні з його теоретично необхідною кількістю призводить до охолодження робочого тіла. Коефіцієнт надлишку повітря пов'язаний з максимальною температурою циклу співвідношенням:

$$a = \frac{Q_H^p h_k + C_{II} t_{II} + C_p'' t_3}{L_0 (C_p'' t_3 - C_p'' t_2)}, \tag{3}$$

де C_{II}, t_n – теплоємність і температура паливного газу.

Не вдаючись у питання визначення теплотворної здатності палива Q_H^p і його теплоємності C_t , зазначимо, що на основі вимірів температур паливного газу t_t , повітря після осьового компресора t_2 і робочого тіла перед газовою турбіною t_3 можна з (3) знайти коефіцієнт надлишку повітря. Тоді масова витрата робочого тіла і повітря може бути виражена через масову витрату паливного газу

$$M'' = \alpha(L_0 + 1)M_{II}, \tag{4}$$

$$M' = \alpha(L_0 - 1)M_{II}, \tag{5}$$

Об'ємна витрата повітря, приведена до умов входу в перший ступінь осьового компресора

$$Q_1 = \frac{L_0 (\alpha - 1)M_{II}}{P_1} 287T_1 \tag{6}$$

Таким чином, використовуючи (3) і (6), можна для кожного режиму роботи газотурбінного агрегату визначити продуктивність осьового компресора, що дозволить визначити діагностичні ознаки.

Однак для використання рівняння (3) необхідно визначити середні питомі теплоємності повітря C'_m у діапазоні температур (t_1, t_2) і робочого тіла $C''_{p'm'}$ у діапазоні температур (t_4, t_3). Якщо визначення теплоємності повітря, середньої у відомому діапазоні температур, не викликає утруднень, то визначення середньої масової теплоємності робочого тіла $C''_{p'm'}$ не очевидно, оскільки невідомий склад робочого тіла. Тому для визначення коефіцієнта надлишку повітря варто застосувати метод послідовних наближень. Алгоритм розрахунку такий:

1. У першому наближенні задаються значенням теплоємності робочого тіла $C''_{p'm'}$, що дорівнює теплоємності повітря за тих самих умов

$$C''_{pm} = C'_{pm}. \tag{7}$$

2. По (3) розраховують перше наближення коефіцієнта надлишку повітря.

3. Визначають масову витрату робочого тіла в розрахунку на 1 кг витрати паливного газу

$$M'' = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}, \tag{8}$$

де

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{0,44}{22,4} [(\text{CO}_2) + (\text{CO}) + \sum m(C_m H_n)], \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{0,18}{22,4} [(\text{H}_2) + 2(\text{CH}_4) + \sum \frac{n}{2}(C_m H_n)], \\ M_{\text{N}_2} &= 0,769L_0\alpha^{(1)}, \\ M_{\text{O}_2} &= 0,231L_0 (\alpha^{(1)} - 1). \end{aligned} \tag{9}$$

4. Визначають масові частки кожного з зазначених компонентів у робочому тілі:

$$\begin{aligned} m_{\text{CO}_2} &= M_{\text{CO}_2} / M''; & m_{\text{H}_2\text{O}} &= M_{\text{H}_2\text{O}} / M''; \\ m_{\text{O}_2} &= M_{\text{O}_2} / M''; & m_{\text{N}_2} &= M_{\text{N}_2} / M''. \end{aligned} \quad (10)$$

5. Розраховують теплоємність робочого тіла:

$$C_{pm}'' = m_{\text{CO}_2} C_{pm}^{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{pm}^{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{O}_2} C_{pm}^{\text{O}_2} + m_{\text{N}_2} C_{pm}^{\text{N}_2}. \quad (11)$$

6. По (3) уточнюють значення коефіцієнта надлишку повітря і виконують розрахунки до досягнення заданої точності ε :

$$|\alpha^{i-1} - \alpha^i| < \varepsilon_0. \quad (12)$$

Складність процесів, що відбуваються в камері згорання, вимагає прийняття ряду припущень при формалізації. Так, для вузького діапазону зміни коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери згорання можна припустити, що температура горіння не залежить від надлишку повітря і є постійною.

Якщо вважати відомим тиск і температуру повітря після осевого компресора, а також витрати повітря і паливного газу, то для процесу руху в камері згорання можна записати таку систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} + \frac{c^2}{F} \left(\frac{dM'}{dx} + ML_0(a+1)d(x-x_0) \right) = 0, \\ \frac{dP}{dx} + \left(X_k / 2pF^2 \right) M^2 + \frac{1}{F} \frac{dM}{dt} = 0, \\ \frac{dM}{dt} + \frac{M'}{r'F} \frac{dT}{dx} + \frac{ML_0(a+1)C_p'}{p''C_p''F} T_2 d(x-x_0) - a \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{pD(T_0-T)}{p''C_p''F} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Зазначеними рівняннями задається зв'язок між основними параметрами робочого тіла (тиском P , температурою T і масовою витратою M) для різних моментів часу t і різних ділянок камери згорання, що характеризуються лінійною координатою x . На границі зони горіння і зони змішування ($x=x_0$) спостерігається ступінчате збільшення витрати, викликане подачею вторинного повітря з витратою M_1 . Таким чином, витрати робочого тіла як функція лінійної координати може бути виражена рівнянням

$$M = M_r(L_0 + 1) + M L_0(a-1)S(x-x_0), \quad (14)$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива;

a – коефіцієнт надлишку повітря;

$S(x-x_0)$ – одинична функція Хевісайда;

$$S(x-x_0) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } x > x_0 \\ 0, & \text{якщо } x < x_0 \end{cases} \quad (15)$$

Для моделювання ступінчатої зміни витрати температури в точці подачі вторинного повітря ($x=x_0$) у рівняннях використана функція джерела Дірака $d(x-x_0)$.

Варто врахувати також, що для деяких типів камер згорання діаметр D і площа перетину F можуть змінюватися по лінійній координаті x .

Щільність повітря r' , робочого тіла r'' і чистих продуктів згорання r при робочих умовах у камері згорання можуть бути виражені через тиск і температуру

$$r' = \frac{P}{R'T}, \quad r'' = \frac{P}{R''T}, \quad r = \frac{P}{RT}. \quad (16)$$

Таким чином, система (13) представляє замкнену систему диференціальних рівнянь, що зв'язують параметри роботи камери згорання з її характерними розмірами і фізичними властивостями робочого тіла. У систему входять також коефіцієнт гідравлічного опору камери згорання X_k і коефіцієнт теплообміну з навколишнім середовищем K . Практика експлуатації газотурбінних агрегатів показала, що саме ці коефіцієнти відбивають реальний стан камери згорання. Отже, коефіцієнт гідравлічного опору камери згорання і повний коефіцієнт теплообміну з навколишнім середовищем K можуть бути використані як діагностичні ознаки.

Спрощення математичної моделі наведеної у формулі (13) для стаціонарного режиму виконано шляхом поділу газодинамічних і термодинамічних процесів.

Для стаціонарного газодинамічного процесу в камері згорання рівняння руху може бути представлено у вигляді:

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{\varepsilon_k M'^2}{2DpF^2}. \quad (17)$$

Витрата робочого тіла може бути визначена через виміряну витрату паливного газу M_T і коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння, розрахований за методикою, наведеною вище

$$M'' = a(L_0 + 1)M_{II}. \quad (18)$$

По розрахованому складу робочого тіла визначається його газова постійна з залежності

$$\frac{1}{R''} = \sum_{i=1}^4 \frac{m_i}{R_i}, \quad (19)$$

де m_i, R_i – масові частки i -го компонента в робочому тілі і його газова постійна. Середні тиск і температура в зоні змішування визначаються як середні арифметичні

$$P_c = \frac{1}{2}(P_2 + P_3), \quad (20)$$

де P_2, P_3 – тиски на вході і виході камери згоряння, що визначаються шляхом вимірів; T_{2L} – температура повітря на вході в зону змішування камери згоряння, принцип визначення якої буде викладено нижче; T_3 – виміряна температура на виході з камери згоряння.

Тоді густина робочого тіла при середніх умовах у камері згоряння визначиться з рівняння стану

$$P_c = (P_2 + P_3)/2; \quad T_c = (T_{2L} + T_3)/2, \\ \rho = \frac{P_c}{R''T_c} \quad (21)$$

Розв'язок (17) представляється у вигляді

$$\frac{P_2 - P_3}{L} = \frac{\xi_k M''^2}{2\rho F^2}, \quad (22)$$

де L, F – відповідно довжина і площа перетину камери згоряння.

З (22) може бути визначений коефіцієнт опору камери згоряння у вигляді

$$x_k = 2rF^2(P_2 - P_3)/(LM''^2) \quad (23)$$

Стационарний теплообмін робочого тіла, що рухається в жаровій трубі після зони змішування, з потоком вторинного повітря в умовах протитоку має вигляд

$$K_1 p D (T_3(x) - T_2(x)) dx = M'' c_p'' dT_3(x), \quad (24)$$

де K_1 – коефіцієнт теплопередачі від робочого тіла до повітря; D – діаметр жарової труби (приведений); $M'' = M_{II}(L_0 + 1)a$ – масова витрата робочого тіла; C'' – теплоємність робочого тіла при температурі T_3 .

Стационарний теплообмін вторинного повітря з робочим тілом і навколишнім середовищем може бути описаний рівнянням:

$$K_1 \pi D (T_3(x) - T_2(x)) dx - K_2 \pi D_0 (T_2(x) - T_0(x)) dx = M' C_p' dT_2, \quad (25)$$

де K_2 – коефіцієнт теплопередачі від вторинного повітря в навколишнє середовище через обшивку з приведеним діаметром D_0 при температурі навколишнього середовища T_0 ; C_p – теплоємність повітря при температурі T_2 .

Рівняння балансу тепла для зони горіння має вигляд:

$$T_{30} C_p'' (\alpha L_0 + 1) = \alpha L_0 C_p' T_{2L} + (\alpha_1 L_0 + 1) C_p T_{03}, \quad (26)$$

де T_{30} – температура робочого тіла на вході в зону змішування; T_{03} – температура факела в зоні горіння; T_{2L} – температура первинного повітря на вході в зону горіння, що надходить з коефіцієнтом надлишку a_1 ; C_p – теплоємність продуктів згоряння при температурі T_{03} .

Спільне рішення рівнянь (23) – (25) при заданих температурі вторинного повітря на вході в камеру згоряння T_2 і температурі робочого тіла на вході в лопаті направляючого апарата турбіни високого тиску T_3 може бути представлено у вигляді:

$$\begin{aligned} &(((T_{2i} - T_{0i}) / (1 - W_T (K_T / W_m + K_0 / W_{II}) - \sqrt{(K_T / W_m + K_0 / W_m) - 4K_0 K_T / W_T W_{II}}) / \\ &2K_T + T_{0i}) C_p'' (aL_0 + 1) - (aL_0 + 1) C_p T_{03} / aL_0 - T_{0i} = 1 - W_T (K_T / W_m + K_0 / W_{II}) - \\ &\sqrt{(K_T / W_m + K_0 / W_m) - 4K_0 K_T / WW_{II}} / 2K_T) (T_{3i} - T_{0i} - (a_1 L_0 + 1) C_p T_{03} / aL_0 - \\ &T_{0i} (\exp(-((K_T / W_m + K_0 / W_{II}) + \sqrt{(K_T / W_m + K_0 / W_m) - 4K_0 K_T / W_T W_{II}})) \frac{L}{2} - \\ &(\exp(-((K_T / W_m + K_0 / W_{II}) - \sqrt{(K_T / W_m + K_0 / W_m) - 4K_0 K_T / W_T W_{II}})) \frac{L}{2})), \end{aligned} \quad (27)$$

де $W_{\text{п}}, W_{\text{т}}$ – водяні еквіваленти повітря і робочого тіла відповідно;

$$W_{\text{п}} = C_p M' \quad W_{\text{т}} = C_p'' M''; \quad (28)$$

W_m – змішаний водяний еквівалент;

$$W_m = W_{\text{п}} W_{\text{т}} / (W_{\text{п}} + W_{\text{т}}), \quad (29)$$

K, K_0 – приведені коефіцієнти теплопередачі від робочого тіла до вторинного повітря і від вторинного повітря в навколишнє середовище.

Висновки

Запропонована математична модель дозволяє визначити приведені коефіцієнти теплопередачі K_n і K_0 , а також температуру вторинного повітря на вході в зону змішування камери згорання T_{2L} , якщо відомі параметри експлуатації ГТУ на трьох режимах. При цьому технологічні режими, по параметрах яких проводиться діагностика камери згорання, відрізняються температурою повітря на вході осевого компресора, температурою робочого тіла на вході в направляючий апарат турбіни високого тиску, а також температурою навколишнього середовища. Крім того, виконуються умови стаціонарності роботи ГТУ на кожному з режимів.

Таким чином, наведена математична модель процесів горіння камери згорання дасть можливість не тільки визначити основні характеристики камери згорання, але і проводити дослідження основних технологічних режимів щодо зменшення викидів забруднюючих речовин прилеглих територій КС.

Такий підхід дозволить провести різноманітні розрахунки й дослідження, а також визначити номінальні показники викидних продуктів згорання та побудувати екологічні характеристики на різних робочих режимах ГТУ.

Література

1. Патон Б. Концепція (проект) державної науково-технічної програми «Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісник НАН України. – 2008. – № 4. – С. 3–9.
2. Романовський Г.Ф. Камери згорання суднових газотурбінних двигунів : навчальний посібник / Романовський Г.Ф., Сербін С.І. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с. – ISBN 5-87848-019-0.
3. Постников А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ / Постников А.М. ; под ред. Гриценко Е.А. – Самара : Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. – 286 с. – ISBN 5.93424-081-1.
4. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / Лефевр А. ; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
5. Христич В.А. Газотурбинные двигатели и защита окружающей среды / Христич В.А., Тумановский А.Г. – К. : Техника, 1983. – 144 с.
6. Willis J.D. Industrial RB211 DLE Gas Turbine Combustion Update / Willis J.D., Moran A.J. // ASME, 2000. – GT2000-109. – 6 p.
7. NOx Emissions Reduction in an Innovative Industrial Gas Turbine Combustor (GE10 Machine): A Numerical Study of the Benefits of a New Pilot System of Flame Structure and Emissions / [A. Andreini, B. Facchini, L. Mangani A. Asti, G. Ceccherini, R. Modi] // ASME, 2005. – GT2005-68364. – 13 p.
8. Wilkes C., Mongia H.C., Santanam C.B. An ultra – low NOX combustion system for a 3,5 MW industrial gas turbine // ASME Pap. – 1990 №GT – 83. P. 1–7.
9. Мостіпаненко Г. Б. Вдосконалення характеристик камери згорання газотурбінного двигуна з використанням методів тривимірного моделювання [Електронний ресурс] / Г. Б. Мостіпаненко, С. І. Сербін // Вісник Національного університету кораблебудування : електронне видання. – Миколаїв : Видавництво НУК, 2010. – № 1. – Режим доступу : <http://ev.nuos.edu.ua>
10. Шнез Я.И. Теория газовых турбин / Шнез Я.И. – М. : Машиностроение, 1979.

Рецензія/Peer review : 16.1.2016 р.

Надрукована/Printed : 11.2.2016 р.

Рецензент: д.т.н., проф. Олійник А.П.

Рецензент: д.т.н., проф. Банахевич Ю.В.