УДК 534.142

[1]**Е.П. Ясиніцький,** канд. техн. наук
[2]**М.І.Торхов**, канд. техн. наук
[3]**С.В. Лозня**, канд. техн. наук
[4]**М.Б. Налісний**

МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ АВТОКОЛИВАНЬ ТИСКУ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ГОРІННІ В НИЗЬКОЕМІСІЙНИХ КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

[1]НАУ, кафедра авіаційних двигунів, e-mail: avsacosm@nau.edu.ua
[2, 3]ТОВ "Котрис" e-mail: [2]tmi@kotris.com.ua; [3]serge.loznya@kotris.com.ua
[4]Національна акціонерна компанія "Нафтогаз України", e-mail: transgaz@megastyle.com

Запропоновано підхід до математичного моделювання механізму автоколивань тиску газу при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння газотурбінних установок.

Вступ

Одна з вимог до сучасних газотурбінних установок (ГТУ) – низький рівень емісії токсичних речовин, в першу чергу, сполучень оксидів азоту NO_x та вуглецю CO.

У сучасних ГТУ ця вимога задовольняється розробкою та впровадженням низькоемісійних камер згоряння (КЗ), які функціонують на "бідних" паливно-повітряних сумішах (ППС). Однак вузький діапазон роботи малотоксичних "бідних" сумішей у КЗ, зрив полум'я, нестійке та вібраційне горіння змушують застосовувати різноманітні способи, що дозволяють поліпшити стійкість роботи КЗ.

Найбільш небезпечне явище при цьому – вібраційне горіння як вид нестійкого горіння, що характеризується низькочастотними (5–50 Гц) та високочастотними (400–600 Гц) автоколиваннями тиску газу в КЗ ГТУ. Основна причина – чутливість сумішо-, вихороутворення та горіння до коливань тиску газу в КЗ, що супроводжується різким збільшенням шуму, зривами полум'я, руйнуванням камери, виходом з ладу окремих вузлів та агрегатів ГТУ [1].

Для вирішення проблеми вібраційного горіння фірми Solar, ABB, Rolls-Royce, Siemens, Pratt & Whitney створюють складні та коштовні системи регулювання складу ППС у зоні горіння, змінюють геометрію КЗ і турбокомпресора, використовують датчики індивідуального контролю кожного пальника ГТУ [2].

Аналіз досліджень і публікацій

Аналіз публікацій [2; 3] свідчить, що основний шлях зниження концентрації оксидів азоту в продуктах згоряння ГТУ – зведення до мінімуму часу існування зон згоряння з температурою, що вище температури окиснення азоту в атмосферному повітрі ($T_г^* \le$ 1800 К), що реалізується двома різними схемами організації процесу згоряння:

– схема організації згоряння "багато-бідної" суміші: спалювання попередньо перемішаного палива в суміші "багатого" складу (коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{фу}$ = 0,7–0,8) з її швидким розбавленням і переведенням на "бідне" горіння до $\alpha_{кв}$= 1,6–1,8 та гашенням початкової температури факелу до $T_ф \le$ 1800 К;

– схема організації згоряння "бідної" суміші дифузійна: спалювання основної маси попередньо перемішаного палива в суміші "бідного" складу з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_{фу}$ = 1,8–2,0 та невеликої частини в черговому факелі з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_ф \approx$ 1,0.

Дослідження, що проводилися в 1995–2003 рр. науковцями Технологічного інституту штату Джорджія в США, показали [3]:

– основною причиною виникнення вібраційного горіння в низькоемісійних КЗ ГТУ є істотне збільшення часу протікання реакції горіння при збідненні ППС;

– основним механізмом виникнення низькочастотного або високочастотного автоколивального процесу є вплив пульсацій тиску газу в КЗ на витрату палива через форсунки;

– основною умовою виникнення автоколивань є зрівнювання часу запізнювання між коливаннями витрати газоподібного палива через форсунки з половинного періоду резонансних коливань тиску в КЗ.

Постановка завдання – визначення умов появи вібраційного горіння в низькоемісійних ГТУ, що функціонують на природному газі в режимах збіднених робочих сумішей.

Вирішення цього завдання в загальному випадку передбачає:

– створення математичного апарату, що відтворює умови автоколивань тиску газу в КЗ ГТУ при збідненні робочої суміші;

– підтвердження адекватності прийнятого в моделі механізму виникнення резонансних коливань тиску в КЗ умовам експериментальних досліджень серійної ГТУ;

– формування вимог до конструктивного виконання елементів КЗ та систем підготовки та керування витратою паливного газу ГТУ, що виключають умови виникнення механізмів резонансного автоколивального процесу.

Для розробки математичного опису механізму акустичних коливань при вібраційному горінні розглянемо особливості обох із зазначених схем організації згоряння в низькоемісійних КЗ на прикладі серійних ГТУ: ДН80Л, ДТ71, ДГ90 та Д049 розробки «Зоря-Машпроект» (м. Миколаїв) [2].

Особливості реалізації схеми організації згоряння "багато-бідної" суміші в двигуні ДН80Л

Газотурбінний двигун ДН80Л призначений для приводу нагнітача газоперекачувального агрегату має номінальну потужність N_e = 25 МВт, коефіцієнт корисної дії η = 34,8 %, частоту обертання вихідного вала 3700 об/хв.

Перший серійний двигун ДН80Л, виготовлений у 1998 р., мав традиційну КЗ (систему дифузійного горіння). Рівень викидів оксидів азоту NO_x на номінальному режимі знаходився в межах 350–400 мг/м^3. Оксид вуглецю СО дорівнював 10 мг/м^3 при 15 % O_2. Основні номінальні режимні параметри двигуна – температура газу за компресором T_{02} = 462°С, температура газу за КЗ T_{03} = 1245°С, тиск газу за компресором P_{02} = 21,1 кгс/см^2, витрата повітря $G_в$ = 86,4 кг/с, коефіцієнт надлишку повітря в КЗ $\alpha_{кс}$ = 2,7.

З березня 2001 р. впроваджена в серійне виробництво низькоемісійна КЗ, що забезпечує на номінальному режимі роботи двигуна $NO_x \le 50$ мг/м^3, СО ≤ 30 мг/м^3 при 15% O_2.

Трубчасто-кільцева протиточна КЗ двигуна ДН80Л складається з 16 жарових труб, що з'єднані між собою полум'яперекидаючими патрубками. Система охолодження жарової труби – плівкова.

Для двигуна ДН80Л розроблено малотоксичну систему спалювання газоподібного палива, в основі якої лежить спосіб спалювання попередньо підготовленої "бідної" ППС (рис. 1). Основним елементом малотоксичної системи є пальниковий пристрій, що складається з двох радіальних завихрювачів першого та другого каналів, за якими розташовані кільцеві камери змішування. Частка повітря, що надходить крізь завихрювач першого каналу, становить 12% сумарної витрати через жарову трубу.

Крізь завихрювач другого каналу надходить 61%. Газоподібне паливо розподіляється крізь отвори діаметром 0,6 мм у лопатках радіальних завихрювачів першого та другого каналів.

Запуск двигуна і вихід на режим 0,1 N_e здійснюються подачею палива тільки в завихрювач першого каналу, в якому паливо змішується з повітрям. Потік крізь завихрювач входить в кільцеву попередню камеру, де змішування завершується перед входом потоку в центральну передкамеру. В передкамері горіння стабілізується рециркуляційною зоною.

На режимі запуску двигуна і до режиму 0,1 N_e в завихрювачі першого каналу готується "багата" гомогенна ППС, що дозволяє на цих режимах підтримувати стійке горіння в основній зоні при коефіцієнті надлишку повітря в зоні горіння $\alpha_{кз}$ = 2,5–3,5.

З режиму 0,1 N_e здійснюється подача палива в завихрювач другого каналу, в якому починається і в кільцевій камері змішування закінчується підготовка "бідної" гомогенної ППС. Горіння "бідної" ППС, підготовленої в завихрювачі другого каналу, стабілізується горінням багатої суміші завихрювача першого каналу.

На режимі 0,7–1,0 N_e паливо розподіляється по каналах у співвідношенні, що забезпечує необхідні екологічні характеристики.

Паливна система двигуна двоканальна. Розподіл палива по каналах здійснюється згідно з алгоритмом залежно від температури повітря на вході в двигун і його навантаження.

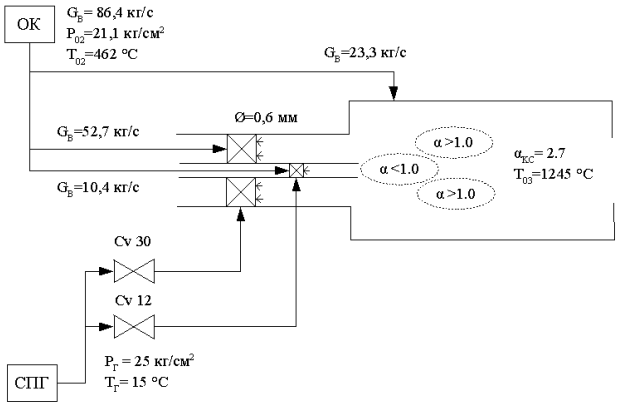

Рис. 1. Схема організації згоряння "багато-бідної" суміші в КЗ двигуна ДН80Л:
ОК – осьовий компресор; СПГ – система підготовки газу

Особливості реалізації схеми організації згоряння "бідної" суміші в двигунах ДГ90, ДТ71, Д049

Для двигунів ДГ90, ДТ71, Д049 зниження рівня NO_x забезпечується за рахунок більш значного збіднення ППС в зоні горіння та організації декількох дифузійних факелів, що дозволяє знизити температуру факела в первинній зоні і значно зменшити час перебування газів у зоні високих температур (рис. 2).

Паливна система двигунів – одноканальна. Таке рішення дозволило досягнути рівня $NO_x \le 150$ мг/м^3 та CO < 300 мг/м^3 для двигунів типу ДГ90 (N_e =16 МВт), ДТ71 (N_e =6 МВт), Д049 (N_e =2,5 МВт).

Мікрофакельна трипальникова КЗ ДГ90 має такі конструктивні особливості:

– фронтовий пристрій складається з трьох завихрювачів і охолоджуваної торцевої стінки;

– зони горіння порівняно з вихідною однопальниковою жаровою трубою скорочені в три рази;

– коефіцієнт надлишку повітря в зоні згоряння дорівнює 1,5–1,6.

Камера згоряння двигуна ДТ71 складається з десяти трипальникових жарових труб, кожний пальник – із завихрювача і попередньої камери змішування, де підготовляється ППС з $\alpha_{кз}$ = 1,2–1,3. Як і в двигуні ДГ90, коефіцієнт надлишку повітря в зоні згоряння жарової труби $\alpha_{кз}$ = 1,5–1,6.

Камера згоряння двигуна Д049 складається з двох п'ятипальникових жарових труб. Конструкція пальника аналогічна конструкції пальника двигуна ДТ71.

Механізм установлення автоколивань тиску при вібраційному горінні

Коливання тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних КЗ ГТУ (рис. 3) відбуваються внаслідок залежності коливань витрати повітря на впуску КЗ і палива в паливній магістралі, які призводять до флуктуації значення коефіцієнта надлишку повітря від коливань тепловиділення в КЗ. На рис. 4 показано основні елементи процесу горіння, який є характерним для низькоемісійних КЗ ГТУ, побудованих, за схемами як за "бідної", так і "багато-бідної " суміші.

Час запізнення розповсюдження тиску за форсункою відносно тиску в зоні горіння визначається як

$$\tau_{ci} \approx L_{ç.ã} / a ,$$

де $L_{з.г}$ – відстань зони горіння від форсунки; a – швидкість звуку в газі.

Процес коливань у КЗ ГТУ зобразимо у вигляді часової діаграми збурень параметрів (рис. 5).

Час запізнення коливань об'ємної витрати повітря на форсунці залежно від тиску за форсункою τ_{pv} обумовлюється характеристиками системи паливоживлення.

Час запізнення коливань коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння відносно його коливань на форсунці визначається як

$$\tau_{convect} = L_{ç.ã} / c ,$$

де c – швидкість потоку газу в зоні горіння.

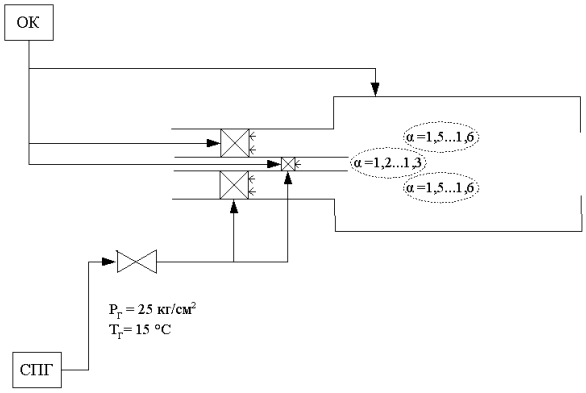

Рис. 2. Схема організації згоряння "бідної" суміші в КЗ двигунів ДГ90, ДТ71, Д049:
ОК – осьовий компресор; СПГ – система підготовки газу

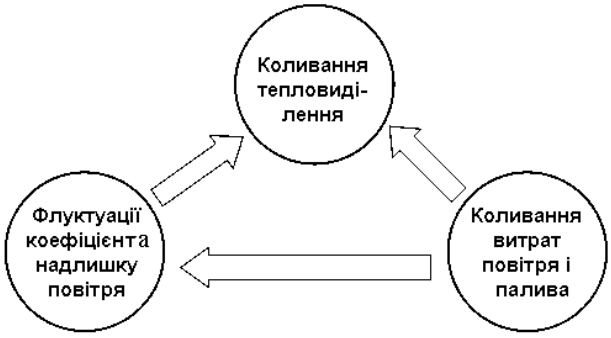

Рис. 3. Механізм акустичних коливань при вібраційному горінні в КЗ ГТУ

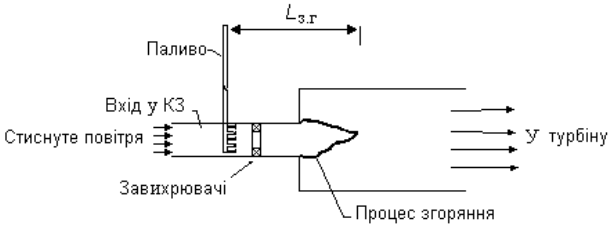

Рис. 4. Процес згоряння палива в камері згоряння ГТУ ($L_{з.г}$ – довжина зони горіння)

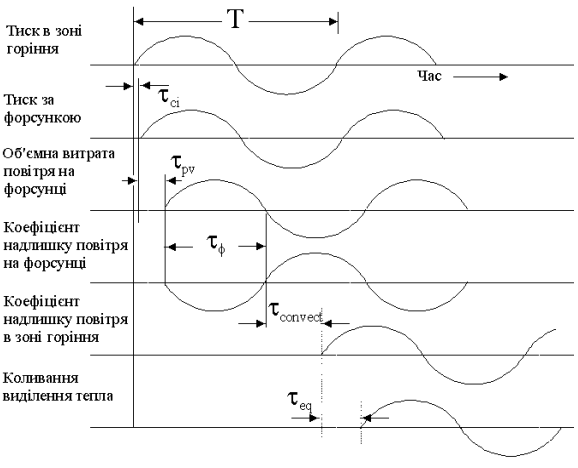

Рис. 5. Часова діаграма збурень параметрів при сталих коливаннях в КЗ ГТУ

Математичну умову додавання енергії до коливань тиску газу в КЗ ГТУ (умову виникнення сталих автоколивань) запишемо у вигляді:

$$\forall\left(\tau_{ci}+\tau_{pv}+\tau_{\varphi}+\tau_{convect}+\tau_{eq}\right)/T=1,2,3,\ldots, \qquad (1)$$

де $\tau_{\varphi}=\grave{O}/2$ – час запізнення коливань коефіцієнта надлишку повітря на форсунці відносно коливань об'ємної витрати повітря; T – період власних коливань тиску в КЗ; τ_{eq} – час запізнення коливань виділення тепла.

З погляду на часову діаграму, зображену на рис. 5, та з фізичних міркувань справедливі такі припущення:

– ураховуючи, що $à >> c$:

$\tau_{ci}/T\sim 0$;

– для дросельованої паливної форсунки:

$\tau_{\varphi}/T=1/2$;

– час τ_{eq} визначається об'ємом КЗ.

З урахуванням прийнятих припущень умову виникнення сталих автоколивань (1) перепишемо у вигляді:

$$\forall\left(\tau_{ci}+\tau_{pv}+\tau_{convect}+\tau_{eq}\right)/T=\frac{1}{2},\frac{3}{2},\ldots . \qquad (2)$$

Одержана умова (2) виникнення сталих автоколивань дозволяє виявити параметри, що визначають режим вібраційного горіння в КЗ ГТУ:

– період власних коливань тиску в КЗ: $T=1/f$;

– швидкість потоку газу c та розташування паливних форсунок, що впливають на час $\tau_{convect}$;

– характеристики системи паливоживлення, що впливають на час τ_{pv};

– конструктивні характеристики КЗ, що впливають на час τ_{eq} .

Висновок

Запропонований підхід до математичного опису механізму коливань тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних КЗ дозволяє здійснити розрахунок діапазону стійкого горіння в КЗ за параметрами робочого процесу ГТУ. Для практичної реалізації поставленого наукового завдання необхідна побудова (використання):

– динамічної моделі ГТУ, що забезпечує моделювання коливань середньомасових параметрів газового потоку в КЗ (температури, тиску, коефіцієнта надлишку повітря, витрати повітря та ін.) за коливаннями кількості тепла, підведеного до КЗ, з урахуванням динаміки зміни тиску та температури;

– моделі кінетики горіння збіднених ППС і доставки палива в зону горіння, що забезпечує моделювання коливань виділення тепла в КЗ від коливань витрати палива крізь форсунки;

– моделі системи подачі палива, що забезпечує моделювання коливань витрати палива крізь форсунки від коливань тиску в форсунках.

Синтез запропонованого підходу з зазначеними математичними моделями дозволить одержати залежності складових виразу (2) від конструктивних характеристик елементів КЗ та системи газоподібного палива досліджуваного ГТУ, оптимальними за умови виключення процесу вібраційного горіння.

Література

1. *Теория* и расчет воздушно-реактивных двигателей: Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. Под. ред. С.М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1987 – 568 с.

2. *Опыт* разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ: Материалы Первого межведомственного науч.-техн. семинара по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок, 14–16 дек. 2004 г. – М.: ЦИАМ, 2004. – 54 с.

3. *Применение* средств вибрационной диагностики для защиты от вибрационного горения / С.В. Лозня, С.С. Некрасов, В.Г. Соляник и др. // Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця, 2001. – №4 (20). – С. 57–60.

4. *Zinn B.T., Lieuwen T.* The Role of Unmixedness in Driving Combustion Instabilities in Low NOx Gas Turbines // Proc. Thesises of the 27th International Symposium on Combustion. 2–7 Aug. 1998. – Univ. of Colorado at Boulder/ Georgia Instit. of Technology. Atlanta, GA 30332.

Стаття надійшла до редакції 18.01.06.

Предложен подход к математическому моделированию механизма автоколебаний давления газа при вибрационном горении в низкоэмиссионных камерах сгорания газотурбинных установок.

Mathematical modelling method of the pressure self-oscillations mechanism at vibrating burning in low emission combustion chambers of the gas-turbine units is offered.