

В. П. Герасименко

**ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПРОЕКТУВАННЯ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

В. П. Герасименко

**ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПРОЕКТУВАННЯ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2020

УДК 621.438.068.01:504.5(075.8)
Г37

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. О. П. Усатий,
канд. техн. наук Г. В. Курілов

Герасименко, В. П.

Г37 Екологічні аспекти проектування газотурбінних установок [Електронний ресурс] : навч. посіб. / В. П. Герасименко. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського “Харків. авіац. ін-т”, 2020. – 33 с.

Викладено основні механізми утворення екологічно шкідливих речовин зі згорянням палива та вимоги до проектування камер згорання ГТД щодо забезпечення санітарних норм їх викидів з вихлопними газами. Наведено методики розрахунку гранично допустимих концентрацій та методики їх вимірювання в експлуатаційних умовах. Теоретично обґрунтовано виникнення вібраційного горіння повітряно-вуглеводневих сумішей у малоемісійних камерах згорання ГТД. Описано заходи щодо зменшення шкідливих викидів, різних за походженням.

Для студентів, що навчаються за спеціальностями “Газотурбінні установки та компресорні станції”, “Авіаційні двигуни і енергетичні установки”, при виконанні курсового та дипломного проектування, а також випускних робіт магістрів дослідного характеру.

Іл. 5. Табл. 1. Бібліогр.: 12 назв

УДК 621.438.068.01:504.5(075.8)

© Герасименко В. П., 2020

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”, 2020

ПЕРЕДМОВА

Безпечна експлуатація компресорних станцій (КС) газотранспортних магістралей, підземних сховищ газу, газопереробних заводів, газорозподільчих комплексів і мереж у значній мірі визначається надійністю роботи газоперекачувальних агрегатів та обладнання, а також кваліфікованим їх обслуговуванням. Для такого обслуговування передбачається певний перелік нормативних документів, серед яких, перш за все, мають бути:

- регламент компресорної станції;
- правила технічної експлуатації газоперекачувального агрегату (ГПА);
- керівництво з технічної експлуатації основних систем обладнання КС;
- інструкції з управління ГПА та контролю їх характеристик з методиками вимірювань і оброблення даних;
- з найбільш відповідальних заходів щодо контролю характеристики з методичними рекомендаціями існують також галузеві стандарти (СОУ - стандарти організації України).

Контроль теплотехнічних, вібраційних та екологічних характеристик ГПА є основним видом контролю у газовидобувній та газотранспортній галузях України.

Метою навчальної дисципліни «Екологічні аспекти проектування газотурбінних установок» відповідно СОУ 60.3-30019801-011:2004 «Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик ГПА» передбачається надання знань майбутнім фахівцям з експлуатації та створення ГПА про утворення шкідливих речовин у вихлопних газах газотурбінних двигунів (ГТД) ГПА та про заходи щодо їхнього зменшення; про виникнення шуму в ГТД та інший шкідливий вплив енергетичних об'єктів на людину, а також запобігання захисту довкілля від такого впливу.

Завданням є: засвоєння механізмів утворення шкідливих речовин при згорянні палив у камерах згорання ГТД та шуму і заходів щодо запобігання шуму і зниження шкідливих викидів.

ВСТУП

Катастрофічні темпи змінення клімату на Землі привертають увагу людства до прояву цих змінень у повсякденному житті практично на кожному кроці цивілізації, що прослідковується на різних рівнях життєдіяльності – від обговорення наслідків проблем змінення на найвищому міжнародному рівні за участі керівників держав на засіданнях Генеральної асамблеї ООН чи саметах, як, наприклад, на Давоському саметі у січні 2020 р., і прийняття Законів держав «Про охорону навколишнього природного середовища», а інколи, і організації політичних партій «Зелених» до часто малопомітних позначок на більшості ярликів продуктів харчування «Без ГМО», між якими, на перший погляд, відсутні причинно-наслідкові зв'язки. Надто широкий перелік питань, спрямованих, у першу чергу, на захист людини як живої істоти у навколишньому середовищі, поєднаний зазвичай у науку «екологію» (гр. oikos – дім, житло + Logos – поняття, наука) – умовний розділ біології, що вивчає взаємозв'язок організму людини з навколишнім середовищем. Зважаючи на надзвичайно важливу галузь знань, що охоплює екологія, їй в Україні приділено належну увагу в освіті. А саме, існує однойменна спеціальність чи спеціалізації, а також деякі дисципліни з більш поглибленим вивченням фізико-хімічних явищ, необхідних інженерам-фахівцям для здійснення своєї професійної підготовки при створенні і експлуатації енергетичного обладнання. Саме таку мету передбачає дисципліна «Екологічні аспекти проектування газотурбінних установок». Причому надто велика схожість як об'єктів дослідження, так і фізико-хімічних явищ, що у них відбуваються, а також особливо у взаємовпливі їх на людину як біологічну істоту є певною перепорою в оцінюванні досяжної мети. Не можна не враховувати і те, що останнім часом, як з'ясувалося, обмеження емісії камер згоряння безпосередньо пов'язане з проблемою вібраційного горіння, яке необхідно також усувати задля забезпечення безаварійної і надійної роботи обладнання.

1. ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ ТА УСТАНОВКИ – ДЖЕРЕЛО ШКОДИ ДОВКІЛЛЮ

1.1. Забруднення атмосфери вихлопними газами енергетичних виробництв і транспортних засобів зі згорянням вуглеводневих палив

Відомо, що за добу через легені людини проходить у середньому 10 тисяч літрів повітря. Із цього об'єму організм вживає до 300 літрів кисню і виділяє приблизно стільки ж вуглекисню. За рік у середньому людина вживає 1031,9 кг (більше тони) кисню. Із нього взимку 26 % – на 2 % більше, ніж влітку. Звичайно, зазначена статистика наведена для умов незабрудненого повітря. Для умов же забрудненої атмосфери слід чекати інших показників, особливо, якщо брати до уваги нанесення шкоди людині забруднювачами.

Основними продуктами згоряння вуглеводневих палив у камерах згорання (КЗ) енергетичних установок (ЕУ) і транспортних двигунів є парникові гази: двоокис вуглецю CO_2 і пари водяної вологи H_2O , які створюють глобальну небезпеку на Землі через змінення клімату, проте безпосередньо для людини вони не є небезпечними. Що ж стосується шкідливих викидів у вихлопних газах, то незважаючи на їхню малу кількість, яка становить (у межах похибки вимірювань), вони можуть створювати для людей небезпеку. Чадний газ, потрапляючи до крові людини через легені, перешкоджає червоним кров'яним тільцям транспортувати повітряний кисень до тканин тіла та мозку. Оксиди азоту та сірчаний ангідрид, з'єднуючись з вологою легенів, бронхів та дихальних каналів, утворюють речовини, що пошкоджують тканини легенів. До таких викидів відносяться:

- чадний газ CO і недогорівші вуглеводні C_nH_m , що визначаються коефіцієнтом повноти згорання η_r палива (1.5);
- із загальною відомою у природі семи видів окислів азоту, оксиди азоту NO і NO_2 , що утворюються в ГТД, і які часто визначають як NO_x ;
- сажа;
- сірчаний ангідрид SO_3 , який може утворюватися у разі наявності сірки у паливі;
- бензапирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ (канцерогенна речовина, що спричиняє злоякісні пухлини у легенях людини).

Серед зазначених шкідливих речовин CO і NO , що утворюються в ГТД, часто досягають майже гранично допустимих концентрацій щодо впливу на дихальні органи людини. А зважаючи на їхнє взаємне

підсилення при спільній дії на дихальні органи, контролю та нормуванню їхнього вмісту у вихлопних газах приділяють велику увагу. Згідно статистичних даних, для існуючих камер згоряння авіаційних ГТД об'ємні відсоткові концентрації CO і NO у вихлопних газах майже протилежно залежать від основних параметрів камери згоряння, що видно із напівемпіричних формул [1]:

$$NO = \frac{AVp^{1,2} \exp(0,009T)}{G_{\Pi}T(\Delta P/P)^{0,5}} \cdot 10^{-4};$$

$$CO = \frac{Cf^2G_{\Pi}T(\Delta P/P)^{0,5} P^b}{V \exp(cT)} \cdot 10^{-4},$$

де V – об'єм зони горіння (камери згоряння); T – температура первинної зони; P – тиск у камері згоряння; ΔP – перепад тиску на паливних форсунках; G_{Π} – витрата повітря через камеру згоряння; A, C, b, c – статистичні коефіцієнти.

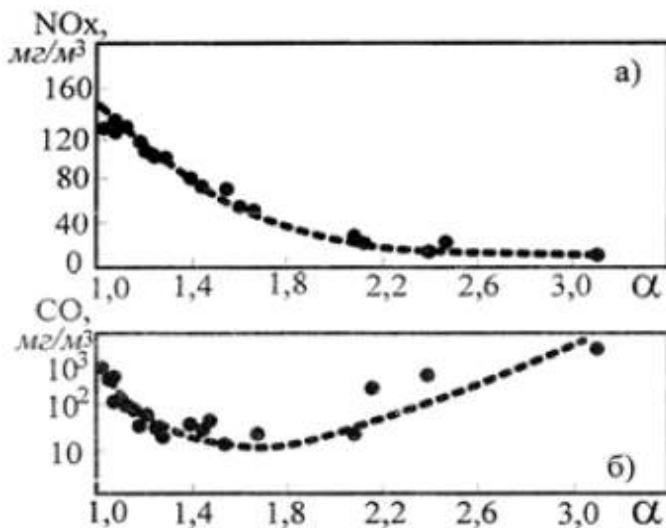


Рис. 1.1. Вплив α на утворення NO_x і CO зі згорянням природного газу

Для задоволення вимог щодо одночасної мінімізації викидів CO і NO_x потрібен пошук компромісного рішення. Прикладом може бути залежність масових викидів від коефіцієнта надлишку повітря α (рис. 1.1) [2] для паливкових пристроїв з дифузійним сумішеутворенням у допалювальних камерах.

Як видно із рисунку, викиди NO_x і CO мінімальні для $\alpha = 1,7 \dots 2,0$. Аналогічні залежності очікуються і для основних камер згоряння ГТД. Тоді як для форсажних камер

турбореактивних двигунів з форсажною камерою (ТРДФ), у тому числі РД-9Б, як представника другого покоління авіаційних ГТД [3] (1953 – 1960 р.р. випуску) і ще коли про екологічні проблеми викидів не йшлося, широко відома у таких двигунів інша важлива проблема – «вібраційне горіння» у форсажних камерах [4 - 7]. Тоді цю проблему вирішували шляхом застосування антивібраційних екранів для запобігання руйнуванню корпусу камери демпфіруванням коливань, не борючись з першопричиною вібрації.

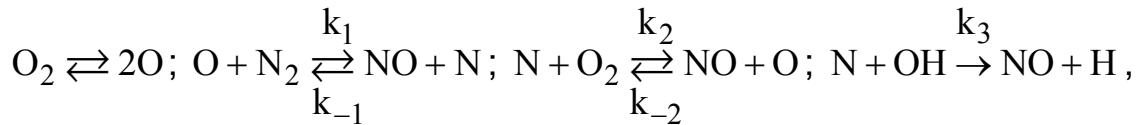
У сучасних умовах такий підхід боротьби з наслідками коливань звичайно не може бути прийнятним, оскільки вібраційне горіння як явище розглядають у ряду нестійких режимів роботи ГТД загалом, які часто призводять до більш катастрофічних наслідків особливо у авіаційному застосуванні. Як з'ясувалося в останні роки, згідно з нормами ІКАО [3], нормування шкідливих викидів з вихлопними газами набуло важливого значення для цивільної пасажирської і транспортної авіації, де в основному застосовуються ТРД, ТРДД, ТГД і ТГВД, і викиди є показниками експлуатаційних якостей поряд з економічністю, надійністю та іншими головними характеристиками. Посилення вимог до екологічних характеристик пояснюється зростанням інтенсивності руху повітряного транспорту. А тому для розроблення заходів щодо задоволення екологічних норм потрібне більш глибоке дослідження процесів утворення шкідливих речовин та супроводжувальних явищ, як наприклад, виникнення вібраційного горіння.

Таким чином, для мінімізації утворення основних шкідливих викидів NO_x і CO зі згорянням вуглеводневих палив необхідно забезпечити у зоні горіння коефіцієнт надлишку повітря у діапазоні $\alpha = 1,7 \dots 2,0$ (рис. 1.1). Проте спеціальні дослідження стабільності горіння природного газу і гасу у повітрі засвідчують умову «бідного» зриву полум'я при $\alpha \approx 1,67$ незалежно від тиску [7, 9]. Зрив полум'я спричиняє збурення для розвитку вібраційного горіння у камерах згоряння ГТД.

Спільне дослідження умов виникнення вібраційного горіння у результаті намагання покращити екологічні характеристики ГТД сприяє комплексному одночасному вирішенню взаємопов'язаних складних проблем. Хоча методи дослідження цих проблем суттєво відрізняються. Так якщо для дослідження вібраційного горіння доцільно використовувати методи математичної фізики з залученням гідродинамічної теорії порушення стійкості, методів збурень, біфуркацій, акустики та розвитку коливань, то для опису утворення шкідливих речовин, як екологічно небезпечних, достатньо обмежитись хімічними перетвореннями з залученням математичної статистики щодо узагальнення результатів експериментальних досліджень з утворення шкідливих викидів, як це отримано з напівемпіричних статистичних вищенаведених залежностей [1] для NO і CO . Тобто поряд з експериментальними методами дослідження утворення шкідливих викидів у вихлопних газах ГТД з конкретними камерами згоряння важливими залишаються розрахункові методи оцінювання утворення цих викидів, взаємно доповнюючи один одного.

На прикладі утворення окислів азоту NO наглядно підтверджується така стратегія досліджень. На цей час загально визнано, що серед «швидких» (надрівноважних), «паливних» (за наявності азоту N_2 у паливі)

та «повітряних» (термічних) окислів азоту, що утворюються у камерах згоряння ГТД зі згорянням гасу, біля 75 % становлять термічні NO [3] і підпорядковуються ланцюговому механізму утворення Я. Б. Зельдовича з початковим утворенням атомарного кисню:



де прямі реакції з коефіцієнтами Арреніуса K_1, K_2, K_3 збільшують кількість NO, а обернені реакції з коефіцієнтами K_{-1} і K_{-2} , навпаки, зменшують концентрацію NO. Отже загальну швидкість утворення термічних NO, якщо обмежитись першим порядком, можна записати залежністю

$$d[NO]/dt = K_1[O][N_2] - K_{-1}[NO][N] + K_2[N][O_2] - K_{-2}[NO][O] + K_3[N][OH], \quad (1.1)$$

де коефіцієнти Арреніуса $K_i = z \exp(-E/RT)$ прямих і обернених реакцій визначаються рівнями температури у зоні горіння та енергіями активації E , серед яких коефіцієнт K_1 має максимальне значення, а саме [3]:

$$K_1 = 1,439 \cdot 10^{14} \exp(-17910/RT); K_{-1} = 3,09 \cdot 10^{13} \exp(-79/RT);$$

$$K_2 = 6,427 \cdot 10^9 T \exp(-1490/RT); K_{-2} = 1,45 \cdot 10^9 T \exp(-9160/RT); K_3 = 4,2 \cdot 10^{13}.$$

Якщо достатньо кисню O_2 у зоні горіння ($\alpha_{зг} \geq 1,0$), і зважаючи на лімітоване значення першої реакції з коефіцієнтом K_1 , записаному рівнянню надамо вигляд [1, 3]

$$\frac{d[NO]}{dt} = \lambda K_1 [O][N_2] \frac{1 - K_{-1} K_{-2} [NO]^2 / K_1 [N_2] K_2 [O_2]}{1 + K_{-1} [NO] / (K_2 [O_2] + K_3 [OH])}, \quad (1.2)$$

де коефіцієнт $\lambda = f(n, m)$ враховує частку утворення швидких NO і залежить від кількості вуглецю n і водню m у молекулі палива $C_n H_m$ у зв'язку з тим, що швидкі NO утворюються у фронті зони горіння та опосередковано HCN. Тобто «швидкі» NO спостерігаються лише у полум'ї вуглеводневих палив і відсутні зі згорянням водню, вуглецю чи CO.

Необхідно зазначити, що ланцюг утворення NO зі згорянням гасу складається із 196 проміжних прямих і зворотних реакцій [8], а тому вищеподаний опис являє собою модель «сумарної реакції» [2], що підтверджується формою запису рівняння (1.2), у якому за поточні концентрації речовин прийнято початкові концентрації прямих і зворотних реакцій. Таке подання швидкостей реакцій дозволяє спростити інтегрування за часом перебування для визначення концентрації NO у вихлопних газах ГТД.

Щодо утворення чадного газу CO і недогорівшого палива $C_n H_m$ існують такі пояснення механізмів:

– на ділянках багатих паливноповітряних сумішей (ППС) за $\alpha < 1,0$ зони горіння CO утворюється через недостатню кількість кисню O_2 для повного окислення вуглецю;

– на ділянках стехіометричних ППС ($\alpha \approx 1,0$) відбувається дисоціація CO_2 до CO за високих температур $T_{зг}$, у тому числі з реакцією, $CO_2 + H \rightleftharpoons CO + OH$;

– за нижчих температур $T_{зг}$ – $CO_2 + H_2 \rightleftharpoons CO + H_2O$;

– у проміжній зоні, де CO окислюється до CO_2 , необхідне поступове підмішування повітря з пологим пониженням температури, тому що у протилежному випадку відбувається «замороження» продуктів недогорання з CO, у тому числі через виніс цих продуктів охолоджувальним повітрям жарової труби біля її стінок.

Димність газів ГТД пояснюється утворенням дисперсних частинок сажі, що складається на 96 % з вуглецю, який утворюється завдяки піролізу палива у «багатому» полум'ї за високої температури і відсутності вільного кисню.

Необхідною умовою утворення бензапирену $C_{20}H_{12}$, що може спричиняти захворювання зі злоякісними пухлинами, є наявність трьох вихідних речовин:

C_6H_2 – напіврадикала зародиша сажі,

C_2H_2 і C_2H – елементарних будівних блоків.

Тобто: $C_6H_2 + 3C_2H_2 + 4C_2H = C_{20}H_{12}$ за структурною схемою (рис. 1.2) Беджера - Лаврова з використанням бензольних кілець, поєднаних у пирен.

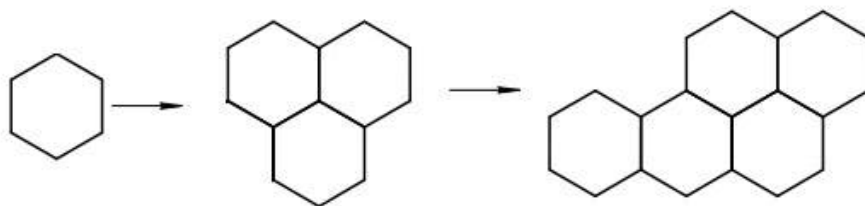


Рис. 1.2. Схема утворення бензапирену

Наявність сірки в авіаційних паливах не допускається, а тому її видаляють із нафти шляхом рафінування.

1.2. Гранично допустимі концентрації шкідливих викидів ГТД та їх нормування

Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих викидів у відпрацьованих газах газотурбінних двигунів (ГТД) як отруйливих речовин

(ОР) визначаються санітарно-гігієнічним нормативом вмісту шкідливих речовин у навколишньому середовищі, що практично не впливає на стан здоров'я людини і не спричиняє несприятливих наслідків. Тобто під ГДК мають на увазі деяке граничне значення (рівень) шкідливого фактора, нижче якого цілком безпечно для перебування людини.

Слід зазначити, що однакові ГДК однієї й тієї ж речовини можуть відрізнятися залежно від умов довготривалості перебування людини у середовищі її дії, а саме:

- максимально-разове значення у повітрі;
- середньодобове значення;
- значення у виробничій зоні;
- значення у житловій зоні.

Наприклад, максимально-разове значення встановлюється для попередження рефлекторних реакцій організму людини за короткочасової дії домішків. Середньодобове значення встановлюється для попередження загальнотоксичної, канцерогенної, мутагенної та сенсабілізуючої дії (підвищеної чутливості) речовини на організм людини.

Значення ГДК містяться у міжнародних і Держстандартах, санітарних нормах та в інших нормативно-правових документах, і є обов'язковими для виконання залежно від типу документа. Їх враховують при проектуванні технологічних процесів, обладнання і експлуатаційних регламентах. Санітарний нагляд за їх дотриманням покладено на санітарно-епідеміологічні служби, що повинні здійснювати систематичний контроль за додержанням ГДК. Для встановлення числових значень ГДК або їх уточнення використовують розрахункові методи і комп'ютерне моделювання, результати медично-біологічних досліджень, а також матеріали динамічних спостережень за станом здоров'я персоналу, що зазнає небезпечного впливу шкідливих речовин.

Необхідно мати на увазі, що для нормування шкідливих викидів у відпрацьованих газах ГТД у різних нормативно-правових документах використовують різні одиниці вимірювань, між якими існують відповідні зв'язки.

Так, об'ємні концентрації шкідливих речовин [NO], [NO₂], [CO], [SO₂] вимірюють у р.р.т. одиницях, що становлять частку 10⁻⁶ у 1 м³, тоді як відомо, що об'ємні концентрації складових речовин повітря вимірюють у відсотках (%). Масові ж концентрації шкідливих викидів C_{NO}, C_{NO₂}, C_{CO}, C_{SO₂} вимірюються в одиницях мг/м³, що поєднуються з одиницями об'ємних концентрацій р.р.т. через питомі густини ρ у вигляді:

- оксид азоту NO 1 ppm = 1,34 мг/м³;
- діоксид азоту NO₂ 1 ppm = 2,05 мг/м³;

- оксид вуглецю CO 1 ppm = 1,25 мг/м³;
- діоксид сірки SO₂ 1 ppm = 2,86 мг/м³,

де числові величини визначають густину відповідних речовин.

Таким чином, масові концентрації визначають за вимірюваними об'ємними концентраціями за нормальних умов (T = 273 K; P = 0,1013 МПа), тобто мг/н.м³.

Якщо вимірювання здійснюються розповсюдженими у газовій галузі України газоаналізаторами типу «Testo-350» [10] з попереднім осушуванням – пробопідготовкою вихлопних газів у «Testo-339» (видаленням вологи продуктів горіння – пари H₂O), а також з приведенням концентрацій викидів до «стандартизованих продуктів» згорання з 15-відсотковою концентрацією кисню, коли із 21-відсотковою об'ємною концентрацією кисню у стандартному атмосферному вихідному повітрі на стехіометричне окислення вуглеводнів палива у камері згорання витрачається 6 %, а не використаного кисню залишається у продуктах згорання 21 – 6 = 15 %. Тобто умовний коефіцієнт надлишку повітря дорівнює $\alpha_y = 21/6 = 3,5$. А масові концентрації речовин CO і NO_x визначають за формулами

$$C_{CO}^{15} = C_{CO} (\alpha_{сп}/\alpha_y), \quad C_{NO_x}^{15} = C_{NO_x} (\alpha_{сп}/\alpha_y),$$

де $C_{CO} = 1,25[CO]$; $C_{NO} = 1,34[NO]$; $C_{NO_2} = 2,054[NO_2]$;
 $C_{NO_x} = C_{NO_2} + 1,53C_{NO}$.

Тобто концентрацію речовин NO і NO₂ перераховують на діоксид азоту як сумарну концентрацію C_{NO_x} двох складових окиснення азоту, де враховується те, що NO₂ утворюється із NO уже за камерою згорання при понижених температурах продуктів згорання.

Зв'язок коефіцієнтів надлишку повітря у вологих і сухих продуктах згорання визначається формулою

$$\alpha = 0,895\alpha_{сп} + 0,105, \quad (1.3)$$

де $\alpha_{сп} = 0,21 / (0,21 - [O_2]_{сп})$. Знаходять як відношення об'ємної концентрації кисню у вихідному повітрі до величини, на яку зменшиться ця концентрація у результаті окислення палива, а відношення концентрації кисню у вологих [O₂] і сухих [O₂]_{сп} продуктах згорання називають коефіцієнтом відношення об'ємних концентрацій кисню і визначають як співвідношення об'ємних витрат сухих і вологих продуктів згорання:

$$K_{сп} = [O_2] / [O_2]_{сп} = (\alpha - 0,105) / (\alpha + 0,105). \quad (1.4)$$

Цей коефіцієнт використовують для перерахування концентрацій шкідливих речовин, що вимірені газоаналізатором у сухих продуктах згорання, до їхніх дійсних концентрацій у вологих вихлопних газах.

Зважаючи на те, що загально визнаними механізмами утворення шкідливих викидів CO, NO і NO₂ зі згорянням вуглеводневих палив у камерах згоряння ГТД є високотемпературні процеси, що підлягають спеціальним розрахункам при їх створенні, важливо з'ясувати можливості задоволення вимог обмеження викидів згідно існуючих нормативних документів.

Крім зазначених об'ємних і масових концентрацій шкідливих викидів та їх приведених до сухих і вологих продуктів з нормуванням у такому вигляді, наприклад у р.р.м. величинах, управління з охорони навколишнього середовища США – ЕРА використовує також одиниці вимірювань – питомий викид – індекс емісії EI (emission indeks) у грамах шкідливої речовини, що утворюється зі згорянням одного кілограму палива [г/кг]. Зокрема, широко використовується відома формула визначення впливу недогорання палива на утворення оксиду вуглецю та викидів недогорівших вуглеводнів C_nH_m [3]:

$$(1 - \eta_r) = (0,232EI_{CO} + EI_{C_nH_m}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.5)$$

де η_r – коефіцієнт повноти згоряння палива.

Нормування викидів у районі аеропортів згідно з ІСАО (Міжнародної організації цивільної авіації) здійснюють у грамах шкідливої речовини, що приходить на один кілоньютон злітної тяги літака, за злітно-посадочний цикл, що складається із чотирьох режимів (таблиця) [3].

Режим	Тяга \bar{P} , %	Час t , хв
Зліт	100	0,7
Набирання висоти	85	22
Заходження на посадку	30	4
Руління	7	26

Рівень викидів підраховують за формулою

$$\frac{M_j}{P_{зл}} = \sum_{i=1}^4 (EI_j) G_{пi} t_i / P_{зл} = \frac{1000}{3600} \sum_{i=1}^4 (EI_j) C_{пi} \bar{P}_i t_i, \quad (1.6)$$

де M_j – маса j -ї речовини, г, що утворюється за 1 цикл із i режимів; $P_{зл}$ – злітна тяга, кН; EI – питомий викид г/кг палива; $G_{пi}$ – витрата палива, кг/с; t_i – тривалість i -го режиму, с; $C_{пi}$ – питома витрата палива, кг/Н-год; $\bar{P}_i = P_i / P_{зл}$ – відносна тяга.

Згідно з нормами ІСАО допустимі рівні викидів для усіх ТРД і ТРДД дозвукових пасажирських літаків зі злітною тягою, більшою за 26,7 кН не повинні перевищувати величин для CO – 118 г/кН;

$$C_n H_m - 19,65 \text{ г/кН};$$

$$\text{NO}_x - (42 + 2\pi_{\text{кр}}^*) \text{ г/кН.}$$

Проте у газотранспортній галузі на відміну від ЕІ за питомий викид в ГТД ГПА використовують масу речовини в грамах, що приходить на одиницю витрати тепла [МДж], а також «потужність» викиду у грамах речовини, що утворюється за 1 секунду. Або валовий викид – кількість речовини, що утворюється протягом року одним ГПА [10].

При вимірюванні в ГТД ГПА об'ємної витрати паливного газу $Q_{\text{п}}$, $\text{нм}^3/\text{година}$, визначають об'ємну Q й масову G витрату повітря через двигун у нормальних умовах за коефіцієнтом надлишку повітря α і об'ємним стехіометричним коефіцієнтом L_0

$$Q = \alpha L_0 Q_{\text{п}} / 3600, \text{ нм}^3/\text{с}; \quad G = \rho_0 Q \equiv 1,293Q, \text{ кг/с.}$$

Витрата вихлопних газів при цьому становить:

$$Q_{\text{Г}} \approx Q + Q_{\text{п}} / 3600 \equiv (1 + 2L_0) Q_{\text{п}} / 3600, \text{ нм}^3/\text{с}; \quad (1.7)$$

$$G_{\text{Г}} \approx (1 + 1/\alpha L'_0) G, \text{ кг/с,} \quad (1.8)$$

де L'_0 – масовий стехіометричний коефіцієнт, кг/кг .

Враховуючи витрати вихлопних газів $G_{\text{Г}}$ й обмірюваних газоаналізатором концентрацій у сухих продуктах згоряння шкідливих речовин C_j , обчислюють потужність викидів кожної речовини (j):

$$M_j = Q_{\text{Г}} C_j K_{\text{сп}} \cdot 10^{-3}, \text{ г/с,} \quad (1.9)$$

яка дозволяє визначити питомий викид ГТД ГПА:

$$m_j = 3600 \frac{M_j}{Q_{\text{п}} H_u}, \text{ г/МДж,}$$

де H_u – теплота згоряння палива, МДж/м^3 .

Звичайно, для підрахунку концентрацій шкідливих викидів у відпрацьованих газах і їх нормування за вищезазначеними формулами слід знати паливо, що спалюється в ГТД. Так якщо розрахунки здійснюють для авіаційного двигуна, де паливом використано гас $\text{C}_{12}\text{H}_{24}$, то його сталі: це масовий стехіометричний коефіцієнт $L'_0 = 14,71 \text{ кг/кг}$ і нижча теплота згоряння $H_u = 43 \text{ МДж/кг}$. Для природного газу, що використовується у газотурбінних приводах ГПА на Україні, згідно галузевому СОУ 60.3-30019801, вважають паливний газ стандартної якості, основною складовою якого є метан CH_4 з нижчою теплотою згоряння $H_{u\text{ст}} = 34,54 \text{ МДж/м}^3$ ($50,5 \text{ МДж/кг}$) і стехіометричним коефіцієнтом $L_0 = 9,524 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ($17,16 \text{ кг/кг}$). Стехіометричні коефіцієнти можуть бути легко враховані за законом дії мас для моделі «сумарної реакції» (СР) згоряння паливоповітряної суміші (ППС) за умови повного згоряння палива ($\eta_{\text{Г}} \approx 1,0$).

Для процесу горіння ППС вуглеводневого палива зі структурною формулою C_nH_m за моделлю «СР» при $\eta_r \approx 1,0$ загальний вигляд рівняння з однією молекулою палива, де концентрації шкідливих речовин у продуктах згорання як малих величин, у порівнянні з основними продуктами відсутні (умовно не показані), має вигляд [10]:

$$C_nH_m + \alpha \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[O_2 + \left(\frac{1}{K_0} - 1 \right) N_2 \right] =$$

$$= nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O + \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[(\alpha - 1) O_2 + \left(\frac{1}{K_0} - 1 \right) \alpha N_2 \right], \quad (1.10)$$

де $K_0 = 0,21$ й $(1 - K_0) = 0,79$ – об'ємні частки O_2 й N_2 у повітрі;

$\frac{1}{K_0} \left(n + \frac{m}{4} \right) = L_0$ – об'ємний стехіометричний коефіцієнт.

Звідси об'ємні концентрації кисню у вологих і сухих продуктах згорання:

$$[O_2] = \frac{(n + m/4)(\alpha - 1)}{\alpha L_0 + m/4}; \quad [O_2]_{\text{сп}} = \frac{(n + m/4)(\alpha - 1)}{\alpha L_0 - m/4}. \quad (1.11)$$

А їх відношення – «коефіцієнт співвідношення об'ємних витрат сухих і вологих продуктів згорання» (1.4):

$$K_{\text{сп}} = [O_2] / [O_2]_{\text{сп}} = (\alpha L_0 - m/4) / (\alpha L_0 + m/4)$$

дозволяє отримати α у сухих продуктах згорання як відношення об'ємної концентрації кисню у вихідному повітрі до величини, на яку зменшилася ця концентрація у результаті окислення палива:

$$\alpha_{\text{сп}} = K_0 / \left(K_0 - [O_2]_{\text{сп}} \right).$$

Підставивши у цю формулу вираз для $[O_2]_{\text{сп}}$, отримаємо зв'язок коефіцієнтів надлишку повітря у сухих і вологих продуктах згорання (1.3):

$$\alpha = \alpha_{\text{сп}} - K_0 (\alpha_{\text{сп}} - 1) / (1 + 4n/m). \quad (1.12)$$

При зіставленні екологічних характеристик ГТД, крім обліку вологих вихлопних газів, заведено «приводити» концентрації викидів речовин j до «стандартизованих продуктів» згорання, як викладено вище, з 15-відсотковою концентрацією кисню за формулою

$$C_j^{15} = C_j (\alpha_{\text{сп}} / \alpha_y).$$

Якщо застосувати викладену методику до горіння однієї молекули метану у повітрі, що складається із 21 % кисню і 79 % азоту, згідно (1.11)

$$[O_2] = 2(\alpha - 1) / (9,524\alpha + 1); \quad [O_2]_{\text{сп}} = 2(\alpha - 1) / (9,524\alpha - 1),$$

коли, як отримано раніше (1.4), коефіцієнт відношення цих концентрацій дорівнює

$$K_{\text{сп}} = (9,524\alpha - 1)/(9,524\alpha + 1) = (\alpha - 0,105)/(\alpha + 0,105), \quad (1.13)$$

а коефіцієнти надлишку повітря зв'язані залежністю (1.3):

$$\alpha = 0,895\alpha_{\text{сп}} + 0,105.$$

У реальних умовах «бідного» ($\alpha > 1,0$) недогорання палива (1.5) $(1 - \eta_r) > 0$ рівняння (1.10) набуває вигляду

$$\begin{aligned} & C_n H_m + \alpha \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[O_2 + \left(\frac{1}{K_0} - 1 \right) N_2 \right] = \\ & = \eta_r \left(n CO_2 + \frac{m}{2} H_2O \right) + (1 - \eta_r) C_n H_m + \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[(\alpha - \eta_r) O_2 + \alpha \left(\frac{1}{K_0} - 1 \right) N_2 \right], \end{aligned} \quad (1.14)$$

Рівняння (1.14) являє собою модель горіння «бідної» вуглеводнеповітряної суміші. Звідки можна отримати концентрації палива $X_{\text{п}}$ і кисню X_{o} у продуктах згорання:

$$X_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta_r)/\alpha}{L_0 + 1/\alpha + (m/4 - 1)\eta_r/\alpha}; \quad X_{\text{o}} = \frac{(n + m/4) \cdot (1 - \eta_r/\alpha)}{L_0 + 1/\alpha + (m/4 - 1)\eta_r/\alpha}. \quad (1.15)$$

У цій моделі припускається, що паливо згоряє до CO_2 і H_2O , а шкідливі речовини NO_x та CO мають незначні частки у порівнянні з іншими складовими, а тому вони окремо не виділені. У зоні горіння повнота згорання звичайно не перевищує $\eta_r \approx 0,8 \dots 0,85$. Недогорівше паливо та кисень повітря, частки яких, відповідно, дорівнюють $(1 - \eta_r)$ і $(1 - \eta_r/\alpha)$, припускаються єдиними речовинами, що продовжують реагувати за основною зоною горіння зі зростанням η_r ($\eta_r \rightarrow 1,0$). Подальше використання залежностей (1.15) у рівнянні матеріального балансу [1] (1.16) дозволяє визначити вплив коефіцієнтів повноти згорання η_r та надлишку повітря α , як основних змінних, на утворення шкідливих речовин (1.15) і зриву полум'я.

Окремої уваги потребує нормування викидів у відпрацьованих газах поршневих двигунів (ПД) через відмінні особливості принципів роботи цих двигунів у порівнянні з газотурбінними. До основних відмінностей, що впливають на утворення токсичних речовин (отруйливих газів), необхідно відзначити: циклічний швидкозмінний перервний у часі характер здійснення робочого процесу зі змішаним підведенням теплоти у згоранні багатокomпонентного палива та з дуже коротким часом перебування паливоповітряної суміші (ППС) на етапі горіння з урахуванням того, що, як відомо, процес горіння вуглеводневих палив загалом складається з великої кількості проміжних фізико-хімічних реакцій. Крім того, при

використанні ПД у автомобільному транспорті в умовах руху по перетятій місцевості необхідна широкорежимність їх експлуатації. А цьому ГТД порівняно з ПД вважають звичайно більш екологічно чистими. Перераховані особливості враховують збільшенням режимів до 10 – 14 (на відміну з 4-ма злітно-посадковими умовами авіаційного ГТД) у багатоступеневому узагальненому експлуатаційному циклі автомобільних ПД, використанням більшої кількості стандартів за призначенням ПД для різних транспортних засобів, а також європейських стандартів міських транспортних засобів (ЄВРО). Крім того, шкідливі речовини у відпрацьованих газах розподіляють на 4 класи небезпечності за ступенем токсичності для людини:

1-й – надзвичайно небезпечні (бензапирен $C_{20}H_{12}$);

2-й – високонебезпечні (NO_x , SO_x – H_2SO_4 , бензол, фенол, фенантрен, β -нафтол, формальдегід, акролеїн, мурав'їна кислота);

3-й – помірнонебезпечні (біля 33 речовин);

4-й – малонебезпечні (біля 40 речовин).

Нормування небезпечних речовин у випадку ізольованої дії окремої і-тої речовини підпорядковується формулі

$$\frac{C_i}{ГДК_i} \leq 1,0.$$

Якщо ж у відпрацьованих газах одночасно знаходяться різні шкідливі речовини однонаправленої дії на одні і ті ж органи людини, то сума відносних концентрацій не повинна перевищувати одиницю:

$$\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ГДК_i} \leq 1,0.$$

До таких речовин із відомих 10-ти класів органічних сполук відносяться дві: органічні кислоти та кетони.

Складний вплив на органи людини мають кислотоутворювальні речовини (NO_2 , SO_2 , SO_3), альдегіди, Н-аміловий й аліловий спирти, гетероцикли, що мають загальнотоксичну дію.

До ядів крові відносяться: CO, NO, SO_2 , бензол. Хоча на кров вони діють по-різному. Сумісна дія CO, CO_2 порушує дихання людини через пошкодження тканин шляхів дихання. Група ж NO, NO_2 , SO_2 , SO_3 і альдегіди також подразнює дихальні органи людини, діючи з підсиленням. Так, наприклад, за одночасної присутності у відпрацьованих газах речовин CO і NO_x токсичність NO_x збільшується утричі, а CO – у півтора рази, а цьому спільну ГДК визначають за формулою

$$\frac{C_{CO}}{ГДК_{CO} : 1,5} + \frac{C_{NO_x}}{ГДК_{NO_x} : 3} \leq 1,0.$$

За таких обставин взаємовплив, таким чином, необхідно враховувати зменшенням у відповідне число разів кожної із ГДК окремої речовини.

Слід також зазначити, що група недогорівших вуглеводнів C_nH_m у відпрацьованих вихлопних газах виявляє наркотичну і наренхиметозну дію на людину. Враховуючи широке застосування ПД у міських транспортних засобах, здійснюються постійно заходи, особливо у технічно розвинених країнах, щодо зменшення шкідливого впливу на екологічне становище: прийняті більш вимогливі стандарти у цих країнах щодо допустимих ГДК. Це потребує як застосування нових видів палив та нетрадиційних джерел енергії, так і спеціальних засобів очищення відпрацьованих газів транспортних засобів у вигляді фільтрів з використанням платини, феноляту заліза та інших методів, наприклад, водопаливних емульсій, чи сировини для екологічно чистих палив цукрового тростнику, рапсу і т.і.

Задоволення вимог щодо обмеження шкідливих викидів з вихлопними газами ГТД потребує створення малоємісійних камер згоряння (МКЗ) ГТД [8].

1.3. Створення малоємісійних камер згоряння ГТД

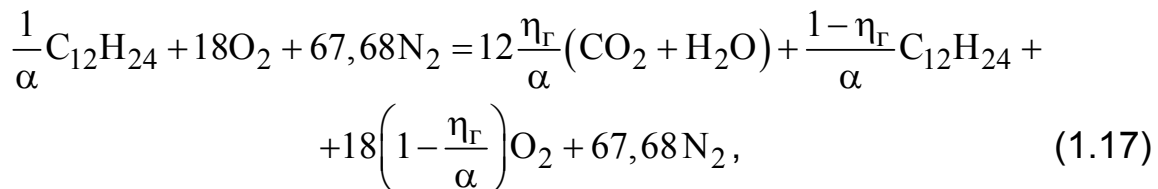
Створення малоємісійних камер згоряння ГТД шляхом використання двозонного горіння з обмеженням максимальної температури газів у основній зоні горіння ($T_{3Г} \leq 1800 \text{ K}$) як заходу щодо зменшення «термічних» NO потребує збільшення локального коефіцієнта надлишку повітря до значення $\alpha_{3Г} \approx 1,7$. Але за такого коефіцієнта α відбувається зрив полум'я (нестійкість) однозонного горіння. Для підтвердження такого висновку необхідно розглянути основні рівняння згоряння вуглеводневих палив у зоні горіння, серед яких рівняння матеріального (енергетичного) балансу, що записане для швидкості реакції між одним кілограмом палива і повітрям у залежності від α і коефіцієнта повноти згоряння $\eta_{Г}$:

$$\frac{G_{\Pi} \eta_{Г}}{\alpha} = C_{cf} V T^{0,5} \exp(-E/RT) \rho^b X_{\Pi}^a X_0^{b-a}, \quad (1.16)$$

де G_{Π} – витрата повітря; C_{cf} – фактор співударяння (стала швидкості реакції у коефіцієнті Арреніуса $K_f = C_{cf} T^{0,5} \exp(-E/RT)$); V – об'єм зони горіння; E – енергія активації (енергетичний бар'єр для початку горіння); R – газова стала; ρ – густина газу продуктів згоряння у зоні горіння згідно рівняння стану $\rho = p/RT$; X_{Π} і X_0 – концентрації палива і кисню у продуктах згоряння; a і b – сталі показники порядку швидкості реакції горіння. Їхні приблизні теоретичні значення $a = 1,0$ і $b = 2,0$. Проте, згідно узагальненим дослідним даним, більш ймовірними значеннями зі

згорянням гасу ($C_{12}H_{24}$) за моделлю «сумарної» реакції горіння ці величини використовують $a = 0,75$ і $b = 1,75$.

Скориставшись концепцією «сумарної» реакції [6] згоряння «бідної» гасо-повітряної суміші ($\alpha > 1,0$):



не важко отримати концентрації незгорівшого гасу $X_{C_{12}H_{24}}$ та невикористаного кисню X_{O_2} у продуктах згоряння (права частина рівняння (1.17)):

$$X_{C_{12}H_{24}} = \frac{(1-\eta_r)/\alpha}{85,68 + 1/\alpha + 5\eta_r/\alpha}; \quad X_{O_2} = \frac{18(1-\eta_r/\alpha)}{85,68 + 1/\alpha + 5\eta_r/\alpha}. \quad (1.18)$$

Слід звернути увагу на відсутність у правій частині рівняння (1.17) домішок оксидів азоту, чадного газу та інших шкідливих речовин, які становлять порівняно малі величини, а тому ними у цьому рівнянні знехтувано (хоча у випадку підрахування концентрації шкідливих викидів їм приділяють основну увагу).

Підставивши рівняння (1.18) у формулу (1.16) з урахуванням рівнянням стану газу $\rho = p/RT$, можна отримати залежність

$$\frac{G_{II}}{Vp^{1,75}} = \frac{C_{cf}}{R^{1,75}T^{1,25} \exp(E/RT)} \times \frac{\alpha^{0,25}(1-\eta_r)^{0,75}(1-\eta_r/\alpha)}{\eta_r}, \quad (1.19)$$

або пропорцію:

$$\frac{G_{II}}{Vp^{1,75}} \sim \frac{1}{T^{1,25} \exp(E/RT)} \times \frac{\alpha^{0,25}(1-\eta_r)^{0,75}(1-\eta_r/\alpha)}{\eta_r}, \quad (1.20)$$

де ліва частина характеризує швидкість тепловідведення. Залежність швидкості тепловиділення від коефіцієнта повноти згоряння палива (η_r) (права частина рівняння (1.19)) може бути надана графіком 2 на рис. 1.3, а. За низьких значень η_r швидкість тепловиділення мала через низьку температуру. З розвитком горіння зі збільшенням повноти згоряння температура T зростає і швидкість тепловиділення збільшується до свого максимуму з деякими величинами повноти згоряння $\eta_r = 0,7 \dots 0,9$. При максимальній температурі в зоні горіння $\eta_r \approx 0,8 \dots 0,85$ через дисоціацію продуктів згоряння. Подальше збільшення η_r з пологим пониженням T не може компенсувати зменшення швидкості реакції через зниження концентрації реагентів (кисню і вуглеводнів), а цьому швидкість

тепловиділення зменшується до нуля, що відповідає повному згорянню палива ($\eta_r = 1,0$).

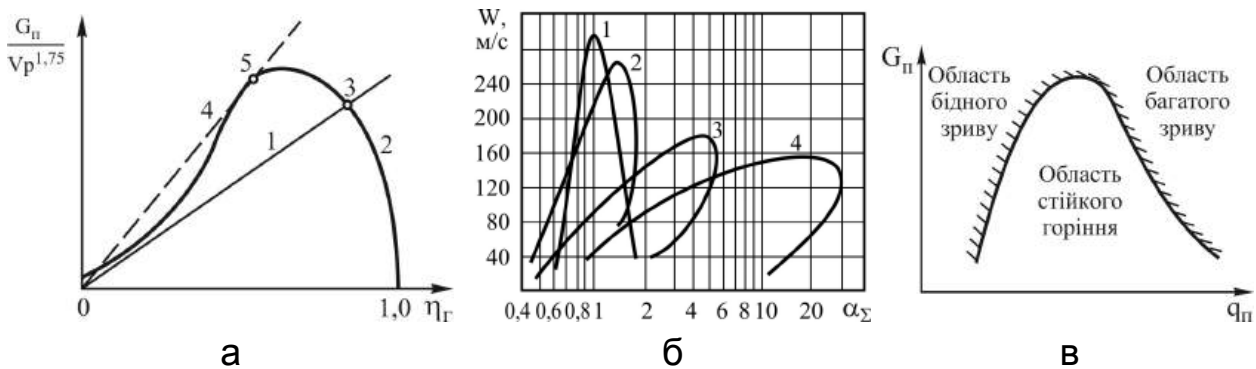


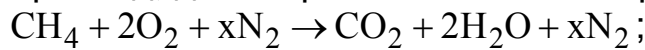
Рис. 1.3. Характеристики горіння – а, зриву – б і стабілізації – в полум'я; а (1, 4 – лінії швидкості тепловідведення-навантаження; 2 – швидкість тепловідведення; 3 – точка стабільного горіння; 5 – точка зриву полум'я); б (1 – гомогенна газо-повітряна суміш; 2 – розпил палива пневмофорсункою; 3,4 – неоднорідна за складом і фазою суміші); в (області стійкого та нестійкого горіння в камері згорання)

Лінія навантаження 1, що характеризує витрату тепла на підігрівання свіжої суміші до температури в зоні горіння, має прямий нахил. У точці перетинку 3 цієї лінії з кривою тепловиділення 2 відбувається стабільне рівноважне горіння. З подальшим збільшенням витрати паливно-повітряної суміші нахил прямої навантаження підвищується до деякої лінії 4, коли вона дотикається у точці 5 до кривої тепловиділення 2 без їх перетину, що відповідає зриву полум'я і виникненню вібраційного горіння у результаті статичного порушення стійкості. Перевищення швидкості тепловідведення над тепловиділенням є основною причиною зриву полум'я при запаленні свіжої ППС. З іншого боку, у випадку згорання багатой суміші також створюються умови для зриву полум'я. Тобто існують обмеження з «багатого» і «бідного» зриву полум'я [4, 5] (рис. 1.3, б, в), що підтверджується багаточисельними дослідними результатами для сумішей вуглеводневих палив з повітрям. Температура гранично багатого і бідного розповсюдження полум'я приблизно однакова і значно нижча за стехіометричну. Причому чим більше водню H_2 міститься у паливі, тим нижча ця температура. Більш леткі палива мають вузькі межі зриву полум'я по α . Причому, положення екстремумів на зривних характеристиках відповідає стехіометричній ППС і не залежить практично від тиску p . Аналогічних характеристик можна дістатися при згоранні метано-повітряної суміші.

Для розрахункового визначення меж стійкого горіння в камерах згорання ГТД існують різні критерії, що залежать від способу стабілізації полум'я, виду палива, температури ППС та її неомогенності. Ці критерії для оговорених умов можуть бути зведені до граничного значення коефіцієнта надлишку повітря бідного зриву [11]:

$$\alpha_{3p} = 1,38 \left\{ \frac{H_u \theta}{10^3 C_p^* \left[2,457 - 4,9 \left(\frac{H+O}{H+C+O} - 0,63 \right)^{1,22} \right]} \right\}^{1,3}, \quad (1.21)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива; $\theta = 0,24 \frac{T_0}{298} + 0,76$ – поправковий температурний коефіцієнт; T_0 – початкова температура; C_p^* – питома теплоємність стехіометричного складу продуктів згоряння при $T = 298$ К на моль палива. Наприклад, для згоряння метано-повітряної суміші:



$$C_p^* = 1 \times C_{p,CO_2} + 2 \times C_{p,H_2O} + x \times C_{p,N_2}$$

$$(C_{p,CO_2} = 37,048 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}; C_{p,H_2O} = 38,729 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}; C_{p,N_2} = 29,178 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}), \text{С},$$

H, O – кількість атомів вуглецю, водню і кисню у паливі.

2. ВІБРАЦІЙНЕ ГОРІННЯ В КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГТД

Вібраційне горіння – широко відоме явище у різних технічних системах зі згорянням палива. Проте це явище у камерах згоряння ГТД має певні особливості.

2.1. Зрив полум'я – першопричина вібраційного горіння

Збільшення ступеня негомогенності ППС у зоні горіння сприяє розширенню діапазону стійкого горіння завдяки наявності зон з кращим за стабілізацією полум'я складом суміші (див. рис. 1.3, б). Але зі зростанням α максимальна швидкість течії W , за якої відбувається зрив полум'я, знижується. Максимуми швидкості W або G_{II} та параметра навантаження $G_{II}/Vp^{1,75}$ співпадають по відносній витраті палива $q_{II} = 1/\alpha L_0$ (див. рис. 1.3, б, в), а також з мінімумом енергії спалаху.

Відомим чинником нестійкого горіння таких сумішей в поршневих двигунах є також детонація, що відбувається при високих тисках і стехіометричному співвідношенні ППС.

Проте зрив полум'я являє собою лише першопричину початку вібраційного горіння, але механізми та типи вібраційного (пульсаційного) горіння спостерігаються різної фізичної природи залежно від виду палива та типу установки його спалення.

У рідинних ракетних двигунах (РРД), де горіння близьке до умов стехіометричного, що створюють задля економічного використання як окислювача, так і пального з високими тисками і температурою горіння. Багатофакторність вібраційного горіння як прояв нестійкості горіння в РРД давно відома фахівцям. А тому існують відпрацьовані конструктивні засоби щодо його запобігання [1,3,9].

Проте, доки що відсутня єдина загальна точка зору на причини порушення стійкості горіння, незважаючи на наявність декількох капітальних монографій [1,4,5] з нестійкості горіння в РРД, де висвітлені багаточисельні теоретичні і експериментальні дослідження. На жаль, у більшості випадків викладені дослідження стосуються лише заходів не усунення причин чи запобігання нестійкості горіння шляхів демпферування коливань для запобігання руйнуванню конструкції камер РРД. Складність задачі порушення стійкості горіння в РРД пояснюється значною кількістю можливих причин такого порушення, серед яких є можливість періодичного виділення енергії, починаючи від способу запалення двокомпонентних палив до коливань їх підведення насосами з пульсаціями.

Слід мати на увазі, що на відміну від ГТД у КЗ РРД з використанням компонент палива у рідкому стані основною причиною вібраційного горіння є збурення процесу газоутворення.

У форсажних камерах згорання (ФКЗ) турбореактивних двигунів (ТРД) перших поколінь, наприклад ТРДФ РД-9Б, для захисту їх корпусів від руйнування, як правило, передбачали антивібраційний екран у вигляді гофрованого концентричного циліндра всередині камери без усунення причин власне коливань тиску зі згоранням палива. Останнім часом вібраційне горіння у форсажних камерах ГТД ТРДДФ усувають спеціальним розподілом палива паливними колекторами.

Щодо розвитку вібраційного горіння у малоємисійних основних камерах згорання ГТД, то таке горіння має декілька причин і механізмів розвитку. А тому потребує більш детального дослідження [3,6-8,11,12].

Відомі приклади створення на основі кільцевих камер згорання більш доскональних схем і конструкцій у вигляді двозонної двоярусної камери (рис. 2.1, а) фірмою «Дженерал Електрик» для двигуна CF6-50 та двозонної двоступінчатої камери типу «Ворбікс» (рис. 2.1, б) фірмою «Пратт-Уїтні» для двигуна JT9D-7, у яких здійснюють перерозподіл палива між зонами горіння залежно від режиму роботи двигуна [9].

Створення малоємисійних камер згорання ГТД газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на основі трубчатокільцевих конструкцій обумовило значне удосконалення процесів у зоні горіння з переходом від стехіометричних до «бідних» ППС, близьких до концентраційної межі зриву полум'я з виникненням вібраційного горіння, як однією із форм нестійкої роботи ГТД.

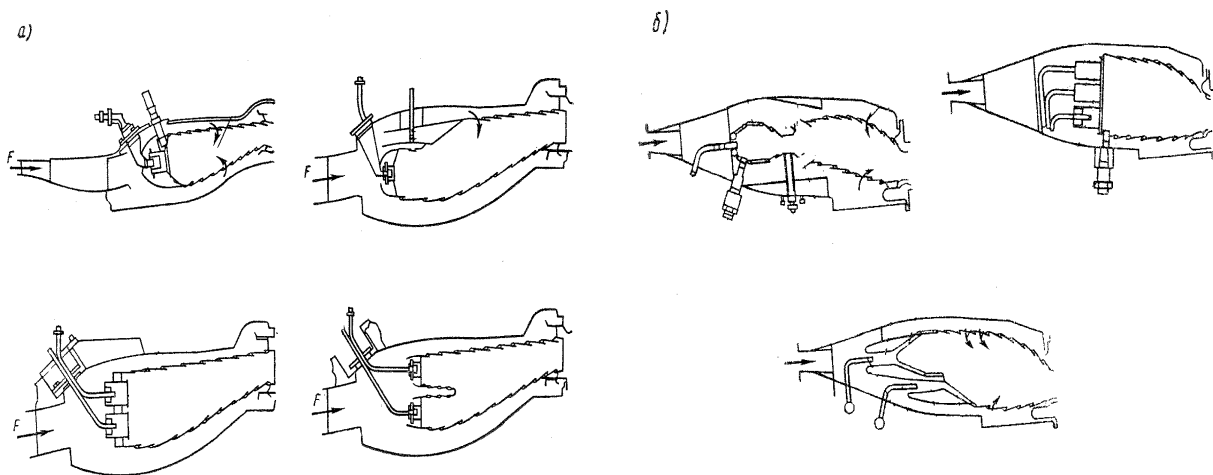


Рис. 2.1. Двоступінчаті камери згорання:

а – двоярусні камери фірми «Дженерал Електрик»;
 б – двоступінчаті камери типу «Ворбікс» фірми Пратт-Уїтні

Нестійка робота ГТД і незадовільний їх запуск з малоємисійними камерами згорання спостерігаються особливо за низьких зовнішніх температур, що звичайно потребує сезонного перелаштування системи регулювання двигуна. Такі обставини потребують поглибленого вивчення розвитку коливальних процесів з одночасним спостереженням за впливом параметрів течії (температури і тиску) в зоні горіння на фізико-хімічні явища.

Пониження температури у зоні горіння задля зменшення утворення оксидів азоту до $T_{зг} \leq 1800 \text{ K}$ шляхом збільшення місцевого коефіцієнта надлишку повітря до $\alpha = 1,67$ [8], що відповідає «бідному» концентраційному граничному спалаху природного газу, практично не залежить від тиску у діапазоні 0,01...5,0 МПа за мінімальної температури $T_{зг} \leq 1400 \text{ K}$ «бідної» межі розповсюдження полум'я і відповідає $\alpha \cong 2,0$ незалежно від указаного діапазону тиску, також як і «багата» межа α . Фактична температура полум'я у зоні горіння нижча максимальної адіабатичної через теплообмін випромінюванням та конвекцією, а також дисоціацію продуктів згорання, яка знижує повноту згорання η_T .

Отже, існуючі критерії зриву полум'я [4–7] залежать від способу його стабілізації, інтенсивності турбулентності, виду палива, тиску у камері згорання, температури і ступеня неомогенності ППС. Теоретичною основою їх отримання використовують модель реактора [1] або процесу запалювання [4], методи теорії подібності чи емпіричної залежності у відповідності принципу Ле-Шательє [8]. Ці критерії часто зводяться до граничного значення α щодо зриву полум'я.

Зрив полум'я, згідно більшості теорій (тепловій, контактній, гомогенного реактора і т.ін.), пояснюється перевищенням швидкості тепловідведення у запалюванні свіжої ППС порівняно з теплопідведенням. Додамо, що максимум швидкості зриву полум'я W (див. рис. 1.3, б), яка суттєво зменшується від $\sim 240 \dots 300$ м/с [4,8] для гомогенних сумішей вуглеводневих палив зі збільшенням α від 1,0 до 1,67, як і максимум витрати повітря G_{Π} , що визначає рівень параметра навантаження $G_{\Pi}/Vp^{1,75}$ на характеристиці стабільності полум'я (див. рис. 1.3, а) залежно від відносної кількості палива q_{Π} або α , які співпадають з мінімумом енергії активації (запалювання) ($E_{\min} \sim p^2$). А саме, екстремуми на цих зривних характеристиках звичайно відповідають стехіометричним ППС незалежно від тиску.

Збільшення коефіцієнта надлишку повітря призводить до зростання часу затримки запалення ($\tau \sim \alpha \exp(E/RT)$), де E – енергія активації [4].

2.2. Механізми утворення вібраційного горіння

Зривні характеристики камери згорання, з одного боку, визначають стійкий діапазон власне її режимів роботи, а з іншого – впливають на динамічні її якості з порушенням стійкості компресора та ГТД у цілому [1,2,4,5]. Тоді як порушення стійкої роботи ГТД, як компресорної системи, створює умови для зриву полум'я у камері згорання з причин «багатої» або «бідної» суміші.

До нестійких режимів роботи камери згорання відносять високочастотне, середньочастотне (акустичне) або низькочастотне вібраційне горіння (рис. 2.5) [4,7,11,12], причинами якого у малоемісійних камерах можуть бути явища акустичної, гідродинамічної чи фізико-хімічної природи [6, 8, 9, 11]:

- виникнення подовжніх звукових хвиль;
- значне зростання часу горіння «бідної» ППС;
- близькість концентраційної межі стійкого горіння;
- обернений вплив пульсацій тиску у камері згорання на витрату палива, а отже і на коливання α та $T_{зг}$ у зоні горіння, а також на швидкість тепловідведення та нерозповсюдження полум'я.

КС ГТД являють собою високофорсований реактор з високим тиском і безперервним тепловідведенням, де створюються умови для виникнення автоколивань, а тому у них часто відбувається пульсаційне горіння зі згоранням різних видів палив і особливо газоподібних палив.

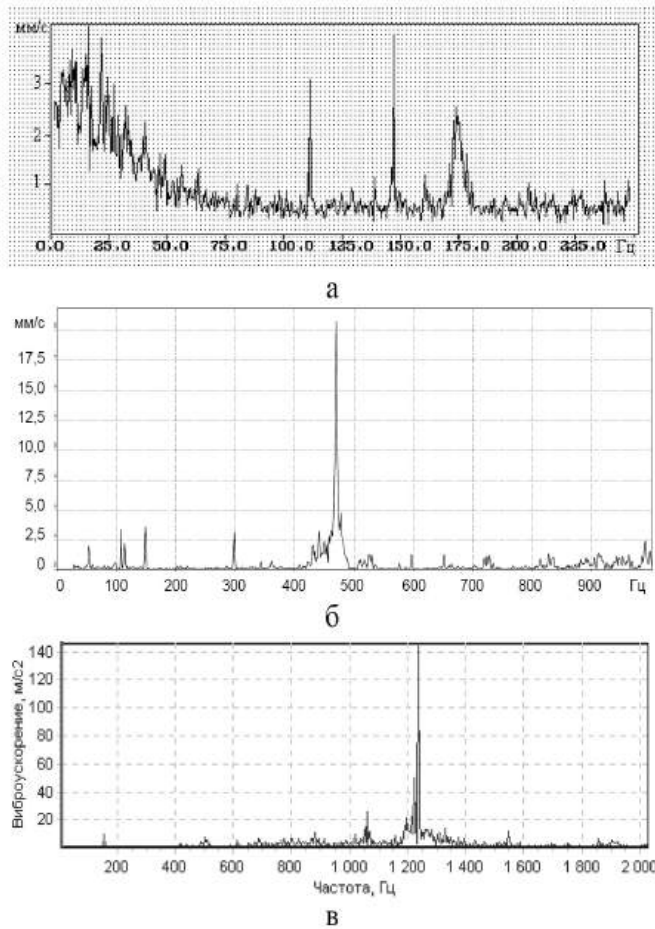


Рис. 2.2. Спектри вібрації двигуна ДН-80:

а – низькочастотне горіння; б – середньо-частотне; в – високочастотне

Самозбудження акустичних коливань зі згоранням палива або підведення тепла до течії газу достатньо відоме явище [1,4,5,12], як термічне збудження звуку.

Причиною низькочастотного вібраційного горіння ($f = 20 \dots 50$ Гц, рис. 2.2, а) є коливання витрати палива з періодичними змінами якості розпилення палива та коефіцієнта надлишку повітря у зоні горіння, за яких основне значення відіграє механізм оберненого зв'язку системи паливостачання з організацією горіння, а хвильові якості камери згорання майже не проявляються. Дослідження низькочастотного горіння на основі динамічної моделі зі сталим запізненням τ реакції горіння після потрапляння палива у камеру згорання, лінеаризованої за зміною тиску з малою швидкістю, та з

використанням характеристичного рівняння методом порушення стійкості Ляпунова привело до розв'язку відсутності такого горіння за умови [8]:

$$\frac{kV}{k-1} - \frac{H_u A \tau}{2\sqrt{p_{II} - p}} > 0, \quad (2.1)$$

де V – об'єм камери згорання; k – показник ізоентропії; H_u – теплота згорання палива; A – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики форсунки і температуру палива; p_{II} – тиск палива перед форсункою; p – тиск у камері згорання.

У випадку згорання в області високих коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha \geq 10$ можуть відбутися пульсації значної амплітуди з дуже малою частотою – 5 Гц.

Навпаки, основною причиною середньочастотного вібраційного горіння є хвильові акустичні явища у камері згорання з проміжними

частотами $f = 130 \dots 500$ Гц, (рис. 2.2, б). А саме: власна частота стовпа газу у жаровій трубі з одним закритим і одним відкритим вінцем, у довжині якої l розміщується четверта частина звукової хвилі, дорівнює

$$f = Na/4l, \quad (2.2)$$

де $N = 1, 3, 5 \dots$ – номер моди акустичного коливання; $a = \sqrt{kRT}$ – швидкість звуку. Тобто можна оцінити частоту коливань першої гармоніки (основного тона) $f = \sqrt{kRT}/4l$. Зокрема, у двигуна ДН-80 з довжиною жарової труби $l = 0,44$ м при згорянні «бідної» метано-повітряної суміші за умови $T_{зг} \cong 1800$ К; $R_r = 290$ Дж/кг·К і $k = 1,33$ отримаємо частоту звукових коливань $f = 473$ Гц [7]. Згідно теорії Релея, акустичні коливання підтримуються, якщо максимум тепла підводиться до газу, що коливається, у момент його максимального стиснення. Звукові коливання призводять до збурень швидкості течії повітря, і як результат, відбувається коливання коефіцієнта надлишку повітря, а отже – температури горіння і швидкості тепловиділення. Така послідовність відбувається з зсувом фаз – часом запізнювання горіння.

Високочастотне ($f = 1 \div 7$ КГц) вібраційне горіння – це найбільш небезпечний вид нестійкості, тому що частота коливань співпадає з однією із власних частот камери згорання як акустичного резонатора. Тобто, порушення стійкості має акустичну природу з подовжніми та поперечними коливаннями, а система паливопідведення не проявляється. Такого типу горіння частіше спостерігаються у форсажних камерах ТРДФ і ТРДДФ [5,11], де використовують стабілізатори горіння у вигляді поганообтічних тіл, за якими утворюються зривні вихори – періодичні стежки Кармана, що і визначають саме збуджувальні джерела коливань. Відносно ж основних камер згорання трубчато-кільцевого типу, то високочастотне вібраційне горіння повністю не досліджене, але теоретично очікується як можливе з частотами $f = 1 \div 2$ КГц, що було зареєстровано у двигуні ДН-80 (рис. 2.2, в) поряд з іншими видами вібраційного горіння.

При цьому загалом вібраційне горіння [7,12] супроводжується коливанням тиску і фронту полум'я з однаковою частотою, що у смузі середніх частот близька до власної частоти газового стовпа у жаровій трубі дослідженої камери згорання двигуна ДН-80. Тобто утрата стійкості відбувається внаслідок акустичного резонансу. Фазовий зсув між коливанням тиску і швидкості тепловиділення визначається деяким характерним часом «запізнювання» і частотою коливання. Причому щодо моделей віброакустичного горіння газоподібного палива слід звертати увагу на коливання теплоти, що підводиться, а не на витрати газового палива, як це припускають для рідинного палива. При цьому слід

враховувати ствердження відомого видатного американського фізика Р. Фейнмана у моделюванні: «Можна вважати, що ми розуміємо деяке явище лише тоді, коли ми уміємо його пояснити за допомогою декількох моделей». Проте в існуючих моделях аналіз акустичних коливань часто спрощують і зводять до розгляду подовжніх хвиль у одновимірному газовому потоці з поверхнею розриву параметрів, до якої умовно «стягують» зону горіння [3, 5-8,11,12]. При цьому виникнення вібраційного горіння розглядають як результат порушення стійкості за методом А.М. Ляпунова [7,8]. Незважаючи на те, що автоколивання у загальному випадку можуть бути описані нелінійними співвідношеннями, застосування методу малих збурень у аналізі втрати стійкості, припускає ці коливання малими з їх описом лінійними рівняннями. Амплітуди коливань параметрів або пульсації швидкості, тиску та густини газу вважають за їх збурення. Гідродинамічна, акустична та фізико-хімічна природа коливальних процесів у камерах згоряння визначила і різний спектр їх частот: 20...50 Гц [8], 130...500 Гц та >1000 Гц (1...7 КГц) [6,7]. Крім використання рівняння акустики, для визначення частотних характеристик вібраційного горіння доцільно застосувати три закони збереження, що забезпечить отримання співвідношень на межах зон горіння.

2.3. Визначення причин акустичних коливань

Для виявлення джерел (причин) акустичних коливань зі згорянням ППС у камерах згоряння ГТД доцільно процес описати хвильовим рівнянням. Для його отримання використаємо закони збереження маси та кількості руху. Щодо закону збереження енергії, то його буде уведено у пізніших викладах:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho C) = 0; \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} + (C \nabla) C = -\frac{1}{\rho} \nabla p; \quad (2.4)$$

де ρ – густина газу; C – вектор швидкості; p – тиск; t – час; ∇ – оператор Гамільтона.

З урахуванням того, що

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} = \rho \frac{\partial C}{\partial t} + C \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad \text{і} \quad \nabla(\rho C^2) = \rho C(\nabla C) + C \nabla(\rho C),$$

де згідно рівнянню (2.3) $C \frac{\partial \rho}{\partial t} = -C \nabla(\rho C)$, рівняння (2.4) можна подати у вигляді

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} + \nabla(\rho C^2) = -\nabla p. \quad (2.5)$$

Продиференціюємо рівняння (2.3) у часі, а рівняння (2.5) у просторі (∇). Складши результат, отримаємо

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2(\rho C^2) - \nabla^2 p = 0, \quad (2.6)$$

де $\nabla^2 = \Delta$ – оператор Лапласа (Лапласіан).

Представимо густину, швидкість і тиск як суми середніх у часі і пульсаційних складових: $\rho = \bar{\rho} + \rho'$; $C = \bar{C} + C'$; $p = \bar{p} + p'$. Так як для середніх

складових $\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial t^2} = 0$ і $\Delta(\bar{\rho} C^2) + \Delta \bar{p} = 0$, то рівняння (2.6) набуває вигляду

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta(2\bar{\rho} C C' + \bar{\rho} C'^2 + \rho' C^2 + 2C C' \rho' + \rho' C'^2) - \Delta p' = 0. \quad (2.7)$$

У рівнянні (2.7) друга і четверта складові у дужках є членами другого порядку малості, а п'ята – третього порядку. Нехтуючи ними, отримаємо

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' - \Delta \rho' C^2 - \Delta 2\bar{\rho} C C' = 0. \quad (2.8)$$

А з урахуванням оператора Даламбера $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$, де $a = \sqrt{p'/\rho'}$ – швидкість звуку, отримаємо неоднорідне акустичне хвильове рівняння для тиску:

$$-\square p' = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + \Delta \rho' C^2 + 2\Delta \bar{\rho} C C'. \quad (2.9)$$

На відміну від робіт [1,8], де було отримано хвильове рівняння для потенціалу швидкості у ізоентропійному процесі, рівняння (2.9) не виключає змінення ентропії. Урахування підведення теплоти у формі закону збереження енергії та рівняння стану додатково до (2.3) і (2.5) у загальному випадку забезпечує замкнену систему рівнянь. Одне із розв'язок подібного (2.9), але одновимірною рівняння, наведено у роботах [1, 2].

Права (неоднорідна) частина рівняння (2.9) являє собою акустичні джерела збурень. Перші два доданки (складові) зручно аналізувати разом. Якщо прийняти, що швидкість звуку поза зоною горіння незмінна у часі, хоча і різна для ділянок до і після зони горіння, то ці дві складові можуть бути об'єднані у вигляді рівняння

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{p'}{a^2} - \rho' \right) = 0, \quad (2.10)$$

де $a = \sqrt{p'/\rho'}$ – швидкість звуку. У протилежному випадку за умови нестационарного тепловиділення швидкість звуку змінюється у часі у кожній точці навколо зони горіння, що викликає акустичні коливання. Причому для газу як середовища властиві лише подовжні хвилі. Таким чином, це джерело акустичних коливань зумовлене нестационарним тепловиділенням. Вплив швидкості тепловиділення у рівнянні (2.9) характеризується першими двома складовими неоднорідної частини, що є акустичними джерелами збурень.

До механізму збудження коливань зі зміненням тепловиділення можна віднести накладення звукових хвиль. З підвищенням інтенсивності тепловиділення зростає швидкість звукових хвиль, у результаті чого наступна хвиля наздоганяє попередню і підсилює її, подібно накладенню слабких ударних хвиль [8].

У напівперіод зниження швидкості тепловиділення відбувається відставання хвиль через їх уповільнення. Отже частота акустичних збурень визначається періодичністю теплосмін, у результаті яких відбувається самозбурення акустичного коливального процесу.

Теплота, що виділяється зі згорянням палива і витрачається на підігрівання робочого тіла [1,12]:

$$dQ = \frac{H_u}{L_0} d \left(\frac{\eta_r}{\alpha} \right), \quad (2.11)$$

де H_u – теплота згоряння палива; L_0 – стехіометричний коефіцієнт; η_r – коефіцієнт повноти згоряння; α – коефіцієнт надлишку повітря.

Згідно першому закону термодинаміки у диференціальній формі

$$dQ_\Sigma = di - \frac{dp}{\rho}, \quad (2.12)$$

де $dQ_\Sigma = dQ + dQ_r$; $di = C_p dT$; dQ_r – теплота, що виділяється у результаті роботи утрат.

А для ідеального нев'язкого газу з урахуванням рівняння стану $\frac{p}{\rho} = RT$ або $\frac{dT}{T} = \frac{dp}{P} - \frac{d\rho}{\rho}$, рівняння (2.12) набуває вигляду [12]:

$$dQ = C_p T \left(\frac{dp}{k\rho} - \frac{d\rho}{\rho} \right) \equiv \frac{C_p T}{\rho} \left(\frac{dp}{a^2} - d\rho \right). \quad (2.13)$$

Тут $a = \sqrt{kRT}$ – середня швидкість звуку.

Підставивши вираз (2.11) у (2.13), отримаємо

$$\frac{H_u}{L_0} d\left(\frac{\eta_r}{\alpha}\right) = \frac{C_p T}{\rho} \left(\frac{dp}{a^2} - d\rho\right). \quad (2.14)$$

Рівняння (2.14) може бути записане з використанням пульсаційних складових параметрів

$$\frac{H_u \rho}{L_0 C_p T} \left(\frac{\eta_r}{\alpha}\right)' = \frac{p'}{a^2} - \rho'. \quad (2.15)$$

Враховуючи те, що $\sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = a_0$ – швидкість розповсюдження малих збурень у адіабатному процесі дорівнює адіабатичній швидкості звуку, за наявності підведення теплоти, згідно рівнянню (2.15), його права частина не дорівнює нулю. Причому, звертає до уваги те, що у лівій частині джерелом збурень є пульсаційний член у вигляді відношення коефіцієнта повноти згоряння до коефіцієнта надлишку повітря $\left(\frac{\eta_r}{\alpha}\right)'$.

2.4. Хвильовий аналіз вібраційного горіння

Зіставляючи праву частину рівняння (2.15) з першими двома доданками (складовими) неоднорідної частини рівняння (2.9), відзначимо підтвердження припущення про акустичну природу останніх, як джерел збурення коливань у результаті змінення швидкості тепловиділення. При цьому, застосувавши перетворення Фур'є для розповсюдження звукової хвилі у розв'язанні однорідного хвильового рівняння

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \quad (2.16)$$

розв'язку у загальному вигляді

$$p' = f_1(x - at) + f_2(x + at) \quad (2.17)$$

з процедурою розділення змінних типу $p' = X(x)T(t)$, за якої рівняння (2.16) приймає форму

$$\frac{1}{X} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \frac{1}{T} \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}, \quad (2.18)$$

де кожна із частин залежить лише від однієї змінної. Це стає можливим лише у випадку, коли вони являють собою деяку сталу величину $\frac{\omega^2}{a^2}$, де ω – циклічна частота. У цьому випадку, записавши рівняння (2.16) у вигляді

двох рівнянь

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \omega^2 T = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 X}{\partial t^2} + \frac{\omega^2}{a^2} X = 0, \quad (2.19)$$

і використавши розв'язки кожного із них, отримаємо окремий розв'язок хвильового рівняння (2.16) у вигляді

$$p' = (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) \left(A_3 \cos \frac{\omega}{a} x + A_4 \sin \frac{\omega}{a} x \right), \quad (2.20)$$

де сталі A_1, A_2, A_3, A_4 визначаються за крайовими та початковими умовами. При розділенні змінних використовують характеристику стану $\frac{\omega^2}{a^2}$, де $\frac{\omega}{a} = k$ – хвильове число, зв'язане з довжиною хвилі формулою

$\lambda = \frac{2\pi}{k}$, а частота коливань дорівнює

$$f = \frac{a}{\lambda} \equiv \frac{\omega}{2\pi}. \quad (2.21)$$

Викладений алгоритм припускає швидкість звуку сталою і прийнятий для калорично досконалого газу у ізоентропному процесі. Проте, у камерах згоряння ГТД з вібраційним горінням швидкість звуку не є сталою величиною через змінення температури. Це створює одну із основних труднощів у розв'язанні хвильових рівнянь (2.9), (2.16).

Але якщо частота змінення температури співпадає з ω , то швидкість тепловиділення як джерельний член у рівнянні (2.9) має вигляд

$$-\omega^2 \frac{H_u \rho}{L_0 C_p T} \left(\frac{\eta_{\Gamma}}{\alpha} \right)'. \quad (2.22)$$

Відмінний від викладеного приклад теоретичного дослідження вібраційного горіння газоподібного палива з розв'язанням неоднорідного хвильового рівняння для звукового тиску, у правій частині якого записано член у вигляді функції розподілу, що характеризує швидкість тепловиділення, запропоновано у роботі за посиланням [12].

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания ГТД /А. Лефевр; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
2. Герасименко, В. П. Загрязнение атмосферы выхлопными газами ГТД / В. П. Герасименко, В. В. Осипов // Авиац.-косм. техника и технология. – Харьков : ХАИ, 2008. – № 2/49. – С. 85–88.
3. Герасименко, В. П. Теорія авіаційних двигунів: Підручник / В. П. Герасименко. – Харків : ХАІ, 2003. – 199 с.
4. Мингазов, Б. Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Б. Г. Мингазов. – Казань : КГТУ, 2004. – 221 с.
5. Gas turbine theory / Н. I. Н. Saravanomuttoo, G. F. C. Roogers, H. Cohen, 2001.
6. Герасименко, В. П. О неустойчивости горения в камерах сгорания ГТД // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – № 2. – С. 83–85.
7. Герасименко, В. П. Проблемы неустойчивости горения в малоэмиссионных камерах сгорания ГТД / В. П. Герасименко // Авиац.-косм. техника и технология. – Харьков : ХАИ, 2007. – № 2/38. – С. 68–70.
8. Герасименко, В. П. Вибрационное горение в камерах сгорания ГТД / В. П. Герасименко, Н. Б. Налесный // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – С. 53–58.
9. Герасименко, В. П. Проектирование камер сгорания газотурбинных двигателей : учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию / В. П. Герасименко, А. А. Никишов. – Харьков : ХАИ, 1999. – 88 с.
10. Герасименко, В. П. Экологические аспекты проектирования газотурбинных установок : учеб. пособие по лаб. практикуму / В. П. Герасименко, А. А. Филоненко. – Харьков : ХАИ, 2009. – 32 с.
11. Оджерс. Бедные пределы срыва пламени в однородных газовых смесях / Оджерс, Кретчмер, Холпин // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. 1985. – № 1. – С. 9–17.
12. Герасименко, В. П. Механизмы вибрационного горения в камерах сгорания ГТД / В. П. Герасименко, Н. Б. Налесный // Авиац.-косм. техника и технология. – Харьков : ХАИ, 2006. – № 3/29. – С. 46–52.

ЗМІСТ

Передмова.....	3
Вступ.....	4
1. Газотурбінні двигуни та установки – джерело шкоди довкіллю.....	5
1.1. Забруднення атмосфери вихлопними газами енергетичних виробництв та транспортних засобів зі згорянням вуглеводневих палив.....	5
1.2. Гранично допустимі концентрації шкідливих викидів ГТД та їх нормування.....	9
1.3. Створення малоемісійних камер згоряння ГТД.....	17
2. Вібраційне горіння в камерах згоряння ГТД.....	20
2.1. Зрив полум'я – першопричина вібраційного горіння.....	20
2.2. Механізми утворення вібраційного горіння.....	23
2.3. Визначення причин акустичних коливань.....	26
2.4. Хвильовий аналіз вібраційного горіння.....	29
Бібліографічний список.....	31

Навчальне видання

Герасименко Володимир Петрович

**ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПРОЕКТУВАННЯ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

Редактор Є. О. Александрова

Зв. план, 2020

Підписано до видання 01.04.2020

Ум. друк. арк.1,8. Обл.-вид. арк. 2,06. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
<http://www.khai.edu>
Видавничий центр «ХАІ»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001