

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ УТВОРЕННЯ ОКСИДІВ АЗОТУ В РОБОЧОМУ ПРОЦЕСІ ДВИГУНА

Матейчик В.П., доктор технічних наук
Козачук І.С., кандидат технічних наук
Яновський В.В., кандидат технічних наук
Мошко М.С.

В статті викладені особливості математичної моделі робочого процесу двигуна, яка дозволяє визначати вміст оксидів азоту в продуктах згоряння у відповідності до термічного механізму їх утворення в двозонній моделі згоряння.

The paper presents features of mathematical model of engine workflow that allows to define the content of nitrogen oxides in the combustion products in accordance with the thermal mechanism of their formation in two-zone model of combustion.

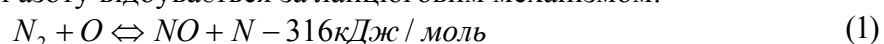
На сьогоднішній день надзвичайно важливим є питання покращення екологічних показників енергоустановок транспортних засобів [1]. Для застосування ефективних способів зменшення вмісту забруднюючих речовин у відпрацьованих газах двигунів важливо знати природу утворення окремих компонентів продуктів згоряння.

В останні роки у зв'язку зі збільшенням викидів атмосфери оксидів азоту NO_x з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння було проведено багато досліджень для з'ясування механізму утворення оксидів азоту в циліндрах двигунів різних типів і впливу параметрів робочого процесу на вміст NO_x у відпрацьованих газах. Дослідження процесу утворення NO_x в циліндрі двигуна є дуже складним процесом та ускладнюються зміною об'єму камери згоряння (через рух поршня), гетерогенністю паливоповітряної суміші, рухом суміші в камері згоряння, дисоціацією продуктів згоряння, нерівномірністю розподілу палива по окремих циліндрах, цикловою нерівномірністю.

Для опису утворення оксидів азоту в циліндрі двигуна мали місце спроби застосування бімолекулярного механізму. У деяких випадках при використанні зазначеного механізму було отримано достатньо хороший збіг дослідних і розрахункових концентрацій NO_x [2]. Однак розрахунки показують, що за умов, існуючих в циліндрі двигунів в процесі згоряння, частка бімолекулярного механізму в загальному процесі утворення NO_x незначна (у порівнянні з ланцюговим механізмом).

Загальноприйнятою теорією утворення оксиду азоту з атмосферного азоту і кисню в процесі згоряння є термічна теорія [3]. Основні положення цієї теорії можна сформулювати наступним чином.

1. Окислення азоту відбувається за фронтом полум'я в зоні продуктів згоряння.
2. Вихід оксиду азоту визначається максимальною температурою горіння, концентрацією азоту і кисню в продуктах згоряння і не залежить від хімічної природи палива, що бере участь в реакції (при відсутності в паливі азоту).
3. Окислення азоту відбувається за ланцюговим механізмом:



Визначальною є реакція (1), швидкість якої залежить від концентрації атомарного кисню. В умовах, коли в газовій суміші містяться пари води, механізм

процесу утворення NO може бути комбінованим і може включати поряд з реакціями (1) і (2) такі реакції:



Проте основним механізмом термічного утворення є ланцюгова реакція через атоми кисню (1).

4. Вихід оксидів азоту залежить від швидкості охолодження продуктів згорання.

5. У бідних сумішах (при малій рухливості реакції) вихід NO визначається максимальною температурою вибуху, тобто кінетикою її утворення. У багатих сумішах вихід NO перестає залежати від максимальної температури вибуху і визначається кінетикою розкладу, тобто «загартуванням» утвореного оксиду азоту.

6. Концентрація оксидів азоту не перевищує рівноважну при максимальній температурі вибуху.

7. Махе-ефект (нерівномірний розподіл температури в зоні продуктів згорання) помітно впливає на вихід NO при горінні бідних сумішей і слабо при горінні багатих сумішей.

Для моделювання утворення оксидів азоту в робочому процесі двигуна уточнено математичну модель, що дозволяє досліджувати вплив параметрів робочого процесу на індикаторні, ефективні та екологічні показники двигуна в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів з врахуванням особливостей утворення оксидів азоту.

Для математичного описання процесів, які протікають в циліндрі двигуна, використовуються рівняння дійсних фізичних явищ. Для цього дійсний чотиритактний цикл умовно розділяється на декілька ділянок, кожна з яких характеризується певними фізичними явищами і тому математично описується відповідними рівняннями [4]. Ці ділянки відокремлюються фазами газорозподілу, моментом запалювання робочої суміші і тривалістю її горіння. Для розрахунку процесів на кожній з ділянок в математичній моделі розрахунку робочого процесу ДВЗ використано метод об'ємного балансу [5, 6], який не суперечить фізичній природі процесів і дає найбільш точні результати. Ця модель була адаптована для розрахунку робочого процесу бензинового [7] і газового двигунів [8]. За допомогою даної моделі можна визначити параметри і склад робочого тіла в циліндрі по куту повороту кривошипа, що дозволяє розрахувати показники робочого процесу циліндра, а також вплив зміни складу і параметрів робочого тіла на показники робочого процесу.

Математична модель представляє систему рівнянь балансу елементарних змін об'єму робочого тіла, обумовлених переміщенням поршня, надходженням свіжого заряду, виходом робочого тіла у випускний трубопровід, теплопідводом, хімічними реакціями, тепловіддачею в стінки на окремих ділянках робочого циклу, рівняння адіабати в диференційній формі та рівняння стану:

Рівняння об'ємного балансу

$$dV = dV_n - dV_s + dV_e - dV_{Q_T} + dV_{Q_x} + dV_m$$

де dV_n , dV_s , dV_e , dV_m , dV_{Q_x} , dV_{Q_T} – елементарні зміни об'єму, обумовлені відповідно переміщенням поршня dV_n , поступанням свіжого заряду dV_s , виходом робочого тіла в випускний трубопровід dV_e , теплопідводом dV_{Q_T} , теплопідводом dV_{Q_x} , зміною кількості речовини і температури в хімічних реакціях dV_m .

Рівняння адіабати

$$dp = -\frac{k \cdot p}{V} \cdot dV$$

де k - показник адиабати, p – тиск робочого тіла, V – об'єм робочого тіла, dV – елементарна зміна об'єму робочого тіла.

Рівняння стану

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV_{\Pi} - dV_X}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{T}$$

dM - елементарна зміна маси робочого тіла, обумовлене надходженням свіжого заряду dM_S і виходом робочого тіла з циліндра dM_B ($dM = dM_S - dM_B$); $dV_{\Pi} - dV_X$ - елементарна зміна об'єму робочого тіла, викликана переміщенням поршня і зміною кількості молей робочого тіла внаслідок хімічних реакцій окислення.

При математичному моделюванні процес згоряння був умовно розділений на дві зони: зону свіжої суміші і зону продуктів згоряння. Зона свіжої суміші являє собою суміш залишкових газів з повітрям, що надійшли у циліндр при наповненні. Перед початком згоряння ця зона займає весь об'єм циліндра. У ході згоряння відбувається збільшення об'єму зони продуктів згоряння. При розробці двозонної математичної моделі процесу згоряння прийнято припущення, що горіння палива в циліндрі протікає з локальним коефіцієнтом надміру повітря в зоні горіння, значення якого в процесі згоряння змінюється від його початкової величин $\alpha_{ГН} < 1$ до 1. Поточне значення α_G на ділянці згоряння визначається лінійною залежністю:

$$\alpha_G = \alpha_{ГН} + \frac{1 - \alpha_{ГН}}{\varphi_Z} \varphi$$

де: φ_Z - тривалість процесу згоряння, град. п. к. в.; φ - поточне значення кута повороту кривошипа від початку згоряння, град. п. к. в.

Особливості розробленої методики:

- розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згоряння здійснюється для вісімнадцяти компонентів на кожному кроці розрахунку;
- кінетичний розрахунок утворення термічних оксидів азоту здійснюється за ланцюговим механізмом Я.Б.Зельдовича.

Розрахунок температури продуктів згоряння в зоні згоряння виконується за формулою:

$$T_{PC} = \frac{\sqrt{B^2 - 4A \left(\frac{1 - r_{PC}}{r_{PC}} [H_{CM}(T_{CM}) - H_{CM}(T_{CP})] - AT_{CP}^2 - BT_{CP} \right)} - B}{2A}$$

де A і B - коефіцієнти рівняння для ентальпії продуктів згоряння виду:

$$H_{PC}(T_{PC}) = A \cdot T_{PC}^2 + B \cdot T_{PC} + C, \text{ кДж/кмоль};$$

(коефіцієнти A , B , C визначаються в результаті спеціальних розрахунків)

r_{PC} – частка продуктів згоряння в заряді циліндра; P – тиск в циліндрі в кінці розрахункового ділянки, МПа; T_{CM} – температура свіжої суміші в кінці розрахункового ділянки, К; T_{CP} – середня температура заряду в кінці розрахункового ділянки К; H_{CM} – ентальпія свіжої суміші, кДж/кмоль:

$$H_{CM}(T_{CM}) = \left[a_{CM} + 8,314 + \frac{b_{CM} \cdot T_{CM}}{2} + \frac{c_{CM} \cdot T_{CM}^2}{3} \right] \cdot T_{CM}$$

a_{CM} , b_{CM} , c_{CM} – коефіцієнти рівняння істинної мольної ізохорної теплоємності заряду, що стискається.

Оскільки для умов згоряння палива у двигунах визначальним є утворення "термічних" NO , то у пропонованій моделі всі розрахунки проводяться з термічного механізму.

Окислення азоту відбувається за ланцюговим механізмом, основні реакції якого:



Визначальною є реакція (7), швидкість якої залежить від концентрації атомарного кисню.

Розрахунок утворення NO за рівнянням ланцюгового механізму здійснюється для зони згоряння, потім визначається середня концентрація NO по камері згоряння. Об'ємна частка оксиду азоту в продуктах згоряння r_{NO} , що утворилися в зоні на даному кроці розрахунку:

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{P \cdot 2,333 \cdot 10^7 \cdot e^{-\frac{38020}{T_{PC}}} \cdot r_{N_2 eq} \cdot r_{O eq} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_{NO}}{r_{NO eq}} \right)^2 \right]}{RT_{PC} \cdot \left(1 + \frac{2346}{T_{PC}} \cdot e^{\frac{3365}{T_{PC}}} \cdot \frac{r_{NO}}{r_{O_2 eq}} \right)} \cdot \frac{1}{\omega}$$

де: P – тиск в циліндрі, Па; T_{PC} – температура в зоні продуктів згоряння, К; R – універсальна газова стала, Дж/(моль К); ω – кутова швидкість колінчатого валу, рад/с; $r_{NO eq}$, $r_{N_2 eq}$, $r_{O eq}$, $r_{O_2 eq}$ – рівноважні концентрації оксиду азоту, молекулярного азоту, атомарного і молекулярного кисню відповідно.

Частка оксиду азоту в цілому по камері згоряння (циліндру):

$$r_{NO \text{ ц}} = r_{NO} \cdot r_{PC}$$

Частка оксиду азоту в "сухих" продуктах згоряння:

$$r_{NO CVX} = \frac{r_{NO}}{1 - r_{H_2O}}$$

де: r_{H_2O} – об'ємна частка водяної пари в камері згоряння.

"Суха" частка оксиду азоту в камері згоряння:

$$r_{NO \text{ ц}}^{CVX} = \frac{r_{NO}}{1 - r_{H_2O}}$$

Питомий викид оксиду азоту NO , г/(кВт год):

$$e_{NO} = \frac{30 \cdot r_{NO} \cdot M_{PC}}{L_{\text{ц}} \cdot \eta_M} \cdot 3600000$$

де: M_{PC} – кількість продуктів згоряння в кінці процесу згоряння, кмоль; $L_{\text{ц}}$ – робота, виконана за весь робочий цикл, кДж; η_M – механічний ККД двигуна.

Перевірка адекватності моделі з розрахунку утворення NO проводилась шляхом зіставлення результатів розрахунку з дослідними даними, отриманими при випробуваннях двигуна VW BBU по 13-тиступінчастому циклу, показала, що модель потребує уточнення окремих залежностей параметрів процесу згоряння і подальшої експериментальної перевірки.

Висновок. Уточнена математична модель розрахунку робочого процесу двигуна, що дозволяє досліджувати вплив параметрів робочого процесу на індикаторні,

ефективні та екологічні показники двигуна в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів з врахуванням особливостей утворення оксидів азоту, однак потребує уточнення окремих залежностей параметрів процесу згоряння і експериментальної перевірки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: Монографія. – К.: НТУ, 2006. – 216 с.
2. Woschni G., Fieger I. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangs Koeffizienten im Ottomotor // MTZ. - 1981, 42. -№ 6. - S. 229 - 234.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение. - 1973. - 200 с.
4. Дьяченко В. Г. Дифференциальные уравнения процессов газообмена двигателей внутреннего сгорания / Двигатели внутреннего сгорания. – Х., 1970. – Вып. 11. – С. 17 – 24.
5. Глаголев Н.М. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания.– К.: Машгиз, 1951.- 481 с.
6. Дьяченко В.Г. Основы теории рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. – К.:УМК ВО, 1988. – 95 с.
7. Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П. Математична модель розрахунку показників автомобільного бензинового двигуна за різних способів регулювання потужності // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Західний науковий центр Транспортної академії України. – 1997. – С. 22 – 25.
8. Матейчик В.П., Яновський В.В., Козачук І.С. Перевірка адекватності математичної моделі розрахунку показників двигуна з іскровим запалюванням при роботі на газовому паливі // Вісник НТУ і ТАУ, Київ –2003. - № 7. – С.55-59.