

УДК 621.43.01

# ГАЗОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ОЦІНКИ РОБОЧОЇ СУМІШІ У ДОДАТКОВІЙ СИСТЕМІ ЖИВЛЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Л. В. Кнауб

Доктор технічних наук, доцент, професор  
Кафедра служби ракетно-артилерійського озброєння  
Військовий інститут Одеського Національного  
політехнічного університету  
м. Одеса, Україна, 65062  
Контактний тел.: (067) 682-86-70  
E-mail: knaubludmila@gmail.com

Н. Я. Маслич

Кандидат технічних наук, доцент, доцент  
Кафедра загальнотехнічних дисциплін та технологічної  
освіти  
Південноукраїнський Національний педагогічний  
університет ім. академіка К. Д. Ушинського  
вул. Рибальська, 8, м. Одеса, Україна, 65038  
Контактний тел.: 097-170 40 47  
E-mail: maslich\_natalia@mail.ru

*Запропонована математична модель оцінки якості робочої суміші у додатковій системі живлення дизелів для використання дешевих низькоцетанових та високов'язких палив, яка дозволяє визначати параметри робочої суміші перед початком всмоктування*

*Ключові слова: робоча суміш, додаткова система живлення, низькоцетанові палива, оцінка якості підготовки палива*

*Предложена математическая модель оценки качества рабочей смеси в дополнительной системе питания дизелей для использования дешевых низкоцетановых и высоковязких топлив, позволяющая определить параметры рабочей смеси перед началом всасывания*

*Ключевые слова: рабочая смесь, дополнительная система питания, низкоцетановые топлива, оценка качества подготовки топлива*

*The mathematical model of estimation of quality is offered working in the additional system of feed of diesels for the use of cheap low-cetane and high viscid fuels, allowing to define the parameters of working mixture before the beginning of suction*

*Key words: working mixture, additional system of feed, low-cetane fuels, estimation of quality of preparation of fuel*

## 1. Вступ

Для будь-якого теплового двигуна, тобто поршневого, газотурбінного або іншого виконання, проблема підвищення повноти згорання вирішується біля століття, тому що від неї (повноти) залежать економічні, потужнісні та екологічні показники. Крім того, що не менш важливо по відношенню до вказаних показників, повнота згорання та швидкість вигорання палива в заданих координатах на відведеному годинному інтервалі по камері згорання визначають жорсткі вимоги до використаних палив по теплофізичних параметрах, які впливають на розпилювання, випаровування та змішування з окислювачем. Звідси з'являються обмеження на використання альтернативних палив для теплових двигунів, наприклад таких як газоконденсат, метанол, палив з вузьким фракційним складом по вуглеводням та ін.

Рішення вказаної проблеми важливе для народного господарства України, особливо при рішенні задач енергонезалежності держави. Гострий дефіцит палив, а це не секрет, твердо зайняв свої позиції й диктує ціни майже на все (воду, хліб, тепло та ін.) і може стати головним аргументом у особливих умовах. Звідси впливає важлива науково-технічна задача послаблення цього аргументу – знайти можливості і науково обґрунтувати їхню реалізацію шляхом підготовки до горіння альтернативних палив так, щоб потужнісні, економічні та екологічні показники двигунів були б на рівні показників як і при роботі на стандартних паливах.

У зв'язку зі сказаним, виникає необхідність розширення сортності палив, які використовуються в існуючих двигунах.

Отже, задачею даної роботи являється розробка теорії оцінки якості підготовки альтернативного палива

до спалювання у дизельних двигунах з використанням додаткової системи живлення у вигляді вихрового випаровувача-змішувача.

## 2. Основна частина

Використання низькоцетанових і високов'язких палив для дизелів висуває задачу розподілу подачі на дві частини: першу, як основу, через вихрову систему та другу, як запальну дозу, що уприскується стандартною паливною апаратурою [1]. Іншою задачею для найвигіднішого використання роздільної системи живлення являється задача оцінки якості робочої суміші, коли середовище яке утворює вихровий процес являється повітря для дизелів з наддувом або відпрацьовані гази зі змінним тиском і температурою.

Якщо для запальної порції оцінка робиться тільки за параметрами факела, диференціальною характеристикою уприскування та якістю розпилення, то для основної дози факела не існує, а параметри суміші після вихрової трубки, як аерозольного гетерогенного середовища, змінюються в широких межах за навантаженням та частотою обертання колінчастого валу. Газодинамічні параметри на всмоктуванні визначають наповнення, параметри початку стиснення та ін., тобто усі процеси випаровування, змішування та горіння. Враховуючи наведені факти, наведемо теорію визначення основних газодинамічних параметрів робочої суміші на виході з вихрової системи живлення з урахуванням теплообміну на випаровування та змішування палива з вихровою повітряною фазою, враховуючи стінки вихрового апарата адіабатними.

З теорії вихрового ефекта можна досить точно визначити не тільки розподіл температури вихрового гетерогенного середовища, а й газодинамічні функції за заданими параметрами на вході в тангенціальне сопло, будь-якої форми перерізу [2]. Випробування вихрових апаратів як додаткової системи живлення показали позитивні результати використання для дизелів низькоцетанових та високов'язких палив (стабільних газоконденсатів та ін. з ОЧ – 30-32) із попередньою підготовкою. При цьому вихідні ефективні показники дизелів та динамічні якості транспортних засобів залишаються майже на стандартному рівні [3].

Таким чином, параметрами оцінки робочої суміші на виході з вихрового прямооточного випаровувача-змішувача слід вважати густину, тиск, температуру та швидкість руху шарів робочої суміші, які виражаються через газодинамічні функції. При цьому додатковою умовою слід вважати те, що підведення палива у вихровий потік здійснюється як ежектором.

Початковими даними для оцінки газодинамічних параметрів являються:

- температура газу на вході у вихровий випаровувач-змішувач ( $T_{01}$ );
- тиск на вході ( $p_{01}$ );
- тиск на виході з урахуванням втрат за довжиною випаровувача-змішувача і витрат роботи на випаровування ( $p_2$ );
- безрозмірна швидкість газу на вході, що визначається як

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{w}{a(p)}; \\ \lambda &= \left( \frac{k+1}{k-1} \right)^{\frac{1}{2}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $w, a$  - швидкості потоку та звуку з урахуванням густини середовища відповідно;

$k$  - показник адіабати.

Геометричні параметри вихрового випаровувача-змішувача (ширина  $b_1$  та висота  $h_1$  тангенціального входу, внутрішній діаметр  $d_T$ , діаметр діафрагми  $d_2$ ) вибираються за витратою повітря дизелем для режиму максимальної потужності  $Ne_{max}$  і частоти обертання колінчастого валу  $n_{max}$ . Довжина вихрової зони  $l_T$  для повного випаровування вибирається нами звичайно за в'язкістю палива, яке використовується, наприклад, при стандартній системі живлення, діаметр краплі 30 мкм, при параметрах кінця стиснення паливо повністю випаровується у стоячому середовищі за пробіг 0,150-0,180 м. У вихровому випаровувачі-змішувачі шлях суміші, яка проходить від входу до виходу (вважаючи наявність невиварених крапель), при діаметрі вихору 0,08 м, з частотою вихору  $12000 \frac{1}{XB}$  знаходиться в межах сотні метрів, на підставі чого для отримання аерозолю палива у вихровому потоці  $l_T \approx (7 - 10)d_T$ .

Порядок оцінки вихрового випаровувача-змішувача наведемо наступною послідовністю [2].

Геометричні параметри вхідного сопла визначаються як

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \frac{G_1 \sqrt{T_{01}}}{m p_{01} q(\lambda_1)}; \\ b_1 &= \sqrt{F_1}; \\ d_1 &= 2h_1. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $F_1$  - площа вхідного сопла;

$m = \frac{p_2}{p_{01}}$  - відносний тиск за координатою потоку;

$q(\lambda_1)$  - витратна газодинамічна функція, яка визначається за рівнянням

$$q(\lambda_1) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_1 \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3)$$

Кут нахилу площини вхідного сопла до осі вихрової зони для регулювання числа витків краплі, що випаровується, (шляху пробігу) та повітряної фази вибирається з умов

$$\varphi = \arcsin \frac{b_1}{\pi d_T}. \quad (4)$$

Робота, яка утворюється осьовими шарами над периферійними з урахуванням витрат на випаровування від початку до кінця вихрової зони, дорівнює

$$L_{01-2} = -\frac{k}{k-1} R T_{01} \left[ \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + q(q_u), \quad (5)$$

де  $p_2$  - абсолютний тиск на виході;

$q(q_u)$  - схована теплота пароутворення.

Абсолютний тиск на виході дорівнює

$$P_2 = \frac{P_{01}}{\pi(\lambda_2)\pi(\lambda_{5z})}, \tag{6}$$

а температура на виході

$$T_2 = T_0 \cdot \tau(\lambda_{5z}), \tag{7}$$

де  $\tau(\lambda_{5z})$  - температурна газодинамічна функція.

Газодинамічна функція на виході дорівнює

$$\pi(\lambda_2) = f[\pi(\lambda_{5z})], \tag{8}$$

де  $\pi(\lambda_{5z})$  - узагальнена газодинамічна функція для всього потоку, яка дорівнює

$$\pi(\lambda_{5z}) = \frac{P_2}{P_{01}}. \tag{9}$$

Тоді повна температура газу на виході з випаровувача-змішувача дорівнює

$$T_2 = \frac{G_1 T_{01} - G_2 T_{02} - q(q_{\text{ц}})}{G_1 + G_2 + q_{\text{ц}}}, \tag{10}$$

де  $G_2$  - сумарний ваговий вихід робочої суміші з випаровувача-змішувача;

$q_{\text{ц}}$  - витрата палива у перерахунку на 1 цикл.

Оскільки  $0,8q_{\text{ц}}$  палива знаходиться під дією відцентрових сил у периферійній зоні, а  $0,2q_{\text{ц}}$  у осьових шарах, то теплообмін між шарами набуває важливого значення для отримання якісної робочої суміші на виході із випаровувача-змішувача з урахуванням розмірів перерізів потоків:

- середнього значення площини осьового потоку

$$F_{2\text{cp}} = \frac{G_2}{\rho_{2\text{cp}} v_{\text{cp}}};$$

- середньої висоти осьового потоку

$$h_{2\text{cp}} = (F_{2\text{cp}} h_2 b_2^{-1})^{\frac{1}{2}};$$

- еквівалентного діаметра осьового потоку

$$d_{2\text{екв}} = h_{2\text{cp}}.$$

Тоді по Сатерленду динамічна в'язкість осьового потоку на виході із випаровувача-змішувача (наприкінці вихрової зони)

$$\mu_2 = \mu_0 \frac{T_2}{T_{2\text{cp}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{T_{2\text{cp}}}{273}\right)^3}, \tag{11}$$

числа Рейнольдса і Прандтля дорівнюють відповідно

$$Re = v_{2\text{cp}} d_{2\text{екв}} \rho_{2\text{cp}} \frac{1}{\mu_{2\text{cp}}}; \tag{12}$$

$$Pr = \frac{4k}{9k - 5}; \tag{13}$$

коефіцієнти теплопровідності:

- периферійних шарів

$$\lambda_1 = \frac{\mu_1 c_p}{Pr}; \tag{14}$$

- осьових шарів

$$\lambda_2 = \frac{\mu_2 c_p}{Pr}; \tag{15}$$

- палива

$$\lambda_3 = \frac{\mu_n c_p}{Pr}, \tag{16}$$

де  $c_p$  - ізобарна теплоємність;

коефіцієнти тепловіддачі:

- периферійних шарів

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda_1}{d_{1\text{екв}}}; \tag{17}$$

- осьових шарів

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda_2}{d_{2\text{екв}}}, \tag{18}$$

де  $Nu$  - критерій Нуссельта, який визначається режимом руху і дорівнює

$$Nu = c Re_1^{m_1} Pr_1^{m_2} Gr^{m_3} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{cr}}}\right)^{m_4}, \tag{19}$$

де  $c, m_1, m_2, m_3, m_4$  - сталі показники потоків в функції від режиму руху та параметрів стану осьових і периферійних шарів в суміші з паливом;

$Gr$  - критерій Грасгофа;

$Pr_2, Pr_{\text{cr}}$  - критерії Прандтля для потоку та стінки відповідно.

Кількість тепла, яка передається периферійними шарами через площу дотику їх від початку вихрової зони до кінця у будь-якому перерізі вихрової зони осьовим шарам з урахуванням випаровування палива визначається як

$$\left. \begin{aligned} Q &= KF_{\text{cp}} (T_{1\text{cp}} - T_{2\text{cp}}); \\ \Delta t_1 &= \frac{Q}{c_p G_1}; \\ \Delta t_2 &= \frac{Q}{c_p G_2}; \\ -\Delta t_3 &= q(q_{\text{ц}}), \end{aligned} \right\} \tag{20}$$

де  $K$  - середній показник теплопередачі між шарами.

На підставі системи рівнянь (20) середня температура на виході з вихрової зони у всмоктувальний колектор дизеля при використанні відпрацьованих газів

$$T_2 = T_1 - \Delta t_3. \tag{21}$$

Оскільки  $\Delta t_1 = -\Delta t_2$ , а  $\Delta t_3 \Rightarrow$  підігріву суміші у всмоктувальному тракті, отже  $T_2 = T_1$  при використанні повітря.

### Висновки

1. Запропонована математична модель оцінки якості робочої суміші при використанні додаткової вихрової системи живлення для спалювання низькоцетанових та високов'язких палив дозволяє в межах допуску визначати параметри робочої суміші перед початком всмоктування.

2. Процес сумішоутворення у вихровій зоні для розрахунку режиму роботи дизеля можна наблизити до ідеального, а суміш отримувати близькою до стехіометричної незалежно від теплових параметрів суміші.

Література

1. Двигатель внутреннего сгорания. Барсуков С.И., Кнауб Л.В., Манаенко В.П. А.С. № 1686212 СССР. Оpubл. Б.И. № 39, 23.10.91 г.
2. Кузнецов В.И. Теория и расчет эффекта Ранка. – Омск: ОмПИ, 1995. – 218 с.
3. Кнауб Л.В., Верламов А.М. Анализ изменения эксплуатационных и динамических характеристик автомобиля КАМАЗ-5410 с дополнительной системой питания, работающего на низкокотановом топливе. Науч.-техн. сб. “Динамика систем”, Вып. 2. – Одесса: ОИСВ, 1995. – С. 29 – 30.

УДК 621.226

# РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ В СТЕНДІ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ГІДРОАПАРАТІВ

**П.М. Андренко**

Доктор технічних наук, професор  
Кафедра “Гідропневмоавтоматика і гідропривод”  
Національний технічний університет “Харківський  
політехнічний інститут”  
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002  
Контактний тел. (057) 707-61-28

**М.С. Свинарченко**

Асистент  
Харківський державний університет будівництва та  
архітектури  
вул. Сумська, 40, м. Харків, 61002  
Контактний тел. (057) 700-02-46  
E-mail: m\_a\_k\_s\_i\_m@ua.fm

*Проведено порівняльний аналіз пульсацій тиску в стенді для випробування гідроапаратів при наявності гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів та без нього*

*Ключеві слова: пульсації тиску, стенд для випробування, гаситель, осцилограми*

*Проведен сравнительный анализ пульсаций давления в стенде для испытаний гидроаппаратов при наличии гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров и без него*

*Ключевые слова: пульсации давления, стенд для испытаний, гаситель, осциллограммы*

*The comparative analysis of pulsations of pressure in the stand for tests of hydrodevices is lead at presence extinguisher pulsations of pressure with automatic fine tuning parameters and without it*

*Key words: pulsations of pressure, stand for tests of hydrodevices, extinguisher, oscillogram*

## 1. Вступ

Гідравлічні апарати знайшли широке застосування в сучасних об'ємних гідроагрегатах (ГА) мехатронних систем технологічного обладнання, транспортних машин, іншому гідрофікованому обладнанні. Це обумовлено тим, що такі ГА мають високу довговічність, надійно захищені від перевантажень, забезпечують їм механічну жорсткість по відношенню до навантаження та високу позиційну точність реверсу. Вони значно спрощують автоматизацію промислових процесів та підвищують якість машин, дозволяють суттєво зменшити їх вагу і габарити, надійно працю-

ють в любых кліматичних умовах [1]. Всі типи гідроапаратів, за виключенням логічних гідроклапанів та дроселюючих гідророзподільників, проходять контрольні випробування згідно з ДСТУ [2]. Ці випробування проводять на спеціальних стендах, при розробці і проектуванні яких необхідно забезпечити високу точність підтримування тиску чи витрати на вході в гідроапарат, комфортні умови праці. Для зменшення пульсацій тиску робочої рідини в гідравлічній системі випробувального стенда, шуму та вібрації нами пропонується встановлювати після об'ємного насоса гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів (ППТ) [3].