

6. Korohodskyi, V., Leontiev, D., Rogovyi, A., Kryshtopa, S. et al. Research of Spark Ignition Engine and Internal Mixture Formation Using Single-Zone, Two-Zone and Three-Zone Calculation Model of It Working Process. *SAE Technical Paper* 2022-01-1000, 2022, doi: <https://doi.org/10.4271/2022-01-1000>

7. Корогодський В.А. Дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з периферійним розподіленням палива / В.А. Корогодський, А.А. Хандримайлов, Є.С. Грайворонський. *Двигуни внутрішнього згорання*. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – №2. – С. 22–27. <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/61358>

8. Корогодський В.А. Уточнення математичної моделі процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з периферійним розподіленням палива зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 117. – С. 64-72.

9. Корогодський В.А. Визначення впливу конструктивних особливостей надпоршевого об'єму двотактного двигуна на інтенсивність руху робочого тіла в камері згорання / В.А. Корогодський, О.О. Усов, О.О. Матиско, М.А. Хомутов, О.А. Журавель // Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців: Міжнар. наук.-практ. конф., 23-25 жовтня 2023 р.: наук. праці. – Харків: ХНАДУ, 2023. – С. 122–128.

УДК 641.43

ТЕПЛООБМІН У ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Нікітченко Ігор Миколайович, канд. техн. наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: igor.nikitchenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9481-4296

Трофіменко Дмитро Олександрович, бакалавр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dimatrof59@gmail.com

Теплопередача є одним із головних факторів у двигунобудуванні, який може впливати на коефіцієнт корисної дії, на знос деталей та їх надійність. Головною метою дослідження теплопередачі в двигунобудуванні є покращення процесів теплообміну між деталями та середовищами у двигуні, а також зниження теплових втрат.

У двигуні внутрішнього згорання виникає тепло внаслідок згорання паливо-повітряної суміші [1]. Робоча суміш, що згоріла, набуває форми газу, омиває стінки, які обмежують внутрішній об'єм циліндра і тепло передається від внутрішньої поверхні до зовнішньої. Зовнішня поверхня циліндра омивається охолоджувальною рідиною. Це і є основою охолодження двигуна.

Теплообмін у двигуні тісно пов'язаний з конвективним теплообміном, оскільки газ завжди нагріватиме стінки циліндра, які охолоджуватимуться ззовні [2]. У цьому і загальна риса рідинної та повітряної систем охолодження,

бо гаряча зовнішня поверхня циліндра в першому випадку охолоджується рідиною, яка рухається завдяки рідинному насосу, а в другому випадку – повітрям, яке спрямовується на циліндр.

У разі охолодження повітрям добре відомі додаткові ребра на поверхні циліндра. Вони очевидні, потрібно розуміти фізичний контекст їх застосування. Для розрахунку густини теплового потоку при конвективному теплообміні використовується Закон Ньютона-Ріхманна. У ньому, густина теплового потоку дорівнює коефіцієнту тепловіддачі та різниці температур. Для того, щоб отримати з формули, яка описує цей закон, розрахунок кількості теплоти, необхідно всі її складові помножити на площу циліндра. При збільшенні площі циліндра збільшується кількість теплоти, яку поверхня циліндра може віддати зовнішньому середовищу, тобто повітрю. Повітря має нижчу теплопровідність у порівнянні з водою, а саме тому перевага надається саме рідинній системі охолодження.

Кількість теплоти, що передається в стінки деталей камери згоряння, можна визначити за Законом Ньютона-Ріхмана [2]:

$$Q = \alpha_{\Sigma} \cdot F \cdot (T_{Г} - T_{СТ}) \cdot \Delta\tau, \quad (1)$$

де: α_{Σ} – сумарний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·К;
 F – сумарна площа поверхонь деталей камери згоряння, м²:

$$F = F_{П} + F_{Г} + F_{Ц}, \quad (2)$$

де: $F_{П}$ – площа поверхні поршня, м²;
 $F_{Г}$ – площа поверхні головки, м²;
 $F_{Ц}$ – площа поверхні гільзи циліндра, м²;
 $T_{Г}$ – середня термодинамічна температура газів, К;
 $T_{СТ}$ – середня температура стінки, К;
 $\Delta\tau$ – час, с:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\varphi_i}{(6 \cdot n)}, \quad (3)$$

де: n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;
 $\Delta\varphi_i$ – розрахунковий кутовий крок, °ПКВ.

Однак на внутрішній поверхні циліндра з'являється граничний шар газу, який створює перешкоду (опір) для теплообміну між газом від згорілої суміші та стінкою циліндра. Як правило, ближче до стінки циліндра знаходиться статичніший шар газу.

Г. Вошні довів за допомогою експерименту, що за значного підвищення температури всередині циліндра граничний шар звужується. Таким чином покращується процес теплопередачі від газів до охолоджуючої рідини через

збільшення кількості теплоти, яка може передаватися через стінку циліндра [2,3].

Також, для розрахунків Вошні не виділяє теплообмін випромінюванням як окремий спосіб теплопередачі. Він враховує складний взаємозв'язок між теплообміном конвекцією та випромінюванням.

Унікальність формули Г. Вошні полягає в тому, що для неї він використав теорію подібності. В якості вихідного рівняння Вошні використав критеріальний вираз Нуссельта:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n, \quad (4)$$

де: C – сталий коефіцієнт;

Re – критерій Рейнольдса, який описує рух в'язкості газу/рідини;

Pr – критерій Прандтля, який визначає вплив фізичних властивостей на процес конвективного теплообміну.

Також використана формула для розрахунку швидкості робочого тіла в циліндрі складається із двох складових, м/с:

$$W = C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \Delta p \quad (5)$$

де: C_1 і C_2 – сталі коефіцієнти;

Δp – різниця тисків, бар:

$$\Delta p = p - p_0 \quad (6)$$

де: p – тиск в циліндрі під час процесу згоряння, бар;

p_0 – тиск в циліндрі без процесу згоряння, бар.

Взагалі, найбільш складним для визначення в теплопередачі є коефіцієнт тепловіддачі α , який є функцією розмірів, температури поверхні, швидкості руху газу, температури газу, коефіцієнта теплопровідності, теплоємності, густини та інших факторів. Тому визначення кількості теплоти, що передається в стінки деталей камери згоряння, зводиться до визначення сумарного коефіцієнту тепловіддачі α_Σ .

Формула Вошні може втрачати точність при екстремальних режимах роботи двигуна, таких як дуже високі або дуже низькі показники температури та тиск. Це пов'язано із тим, що вона не враховує всіх фізичних ефектів, таких як нерівномірність розподілу температури в камері згоряння та складні процеси теплопередачі при перехідних режимах.

При дослідженні тихохідних двигунів, які мають частоту обертання колінчастого валу до 1000 хв^{-1} можна обмежитися вищенаведеними залежностями. Але при роботі ДВЗ з частотою обертання колінчастого валу

більше 1000 хв^{-1} для розрахунків більш доцільно застосовувати формулу В. Аннанда [2,3], $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{\Sigma} = C_1 \cdot \lambda \cdot \frac{\rho^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\eta^{0,7} \cdot D^{0,3}} + C_2 \cdot (T_{\Gamma}^4 - T_{CT}^4) \quad (7)$$

де: C_1, C_2 – коефіцієнти емпіричності, які відрізняються для кожного двигуна;

λ – теплопровідність пристінкового шару газу при середній температурі, $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$;

$$\lambda = 0,000361 \cdot T_{CP}^{0,75} \quad (8)$$

де: T_{CP} – середня температура, К :

$$T_{CP} = \frac{T_{\Gamma} + T_{CT}}{2} \quad (9)$$

ρ – густина робочого тіла, кг/м^3 ;

η – динамічна в'язкість робочого тіла визначена при середній температурі, $\text{Па} \cdot \text{с}$:

$$\eta = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T_{CP}^{0,62} \quad (10)$$

C_m – середня швидкість поршня, м/с ;

D – діаметр циліндра, м .

Фізично, сумарний сумарний коефіцієнт тепловіддачі можна записати як суму цих складових, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_K + \alpha_B \quad (11)$$

де α_K – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;

α_B – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.

Формула Аннанда досить проста, бо включає невелику кількість вихідних даних ($\rho, C_m, \eta, D, \lambda, T_{\Gamma}, T_{CT}$). Це робить її придатною для розрахунків за умов, коли детальні дані про потік газу відсутні. Вона була розроблена спеціально для умов, характерних для двигунів внутрішнього згорання, враховуючи високі

температури в камері згоряння, а також вплив конвективних та радіаційних процесів.

Але недоліком її використання є те, що використовуються емпіричні дані для конкретних умов роботи двигуна. Це означає, що її точність залежить від коректності підбору коефіцієнтів C_1 і C_2 , які можуть змінюватися в залежності від типу двигуна та умов його експлуатації. Ці коефіцієнти можуть вимагати додаткового підбору в залежності від конкретної конструкції двигуна та вживаного палива, що обмежує її універсальність.

Спираючись на результати проведених раніше численних експериментів існує можливість провести порівняльну оцінку формул Аннанда та Вошні через відсутність інформації про похибки розрахунку кількості тепла, що було передано до стінок циліндру [3]. Це порівняння є важливим напрямком подальших досліджень.

1. Schechter M. (1999). New cycles for automobile engines, SAE Technical Paper 1999-01-0623.

2. Kawtaradse R.S. (1988). Zur Berechnung der Temperaturfelder fur Bauteile des Dieselmotor, Schniffbauforschung.

3. Кабанов О.М. Вибір методики розрахунку процесу тепловіддачі в газовому двигуні з іскровим запалюванням / О.М. Кабанов // Автомобільний транспорт: зб. наук. пр. – 2012. – Вип. 30. – С. 96–102.

УДК 621.43

ВИГОТОВЛЕННЯ ВИПУСКНОГО КОЛЕКТОРУ ДО ДВИГУНА БМВ М54В30, ДЛЯ ПІДВОДУ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДО ТУРБІННОГО КОЛЕСА

Пашков Вадим Геннадійович, студент,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: motocrosspart@gmail.com, ORCID: 0009-0007-4113-6798

Авраменко Андрій Миколайович, пров. наук. співр.¹, професор²,

1 - Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України,

2 - Харківський національний автомобільно-дорожній університет
e-mail: an0100@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8130-1881,

Круговий Андрій Олегович, аспірант

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: zrt@ukr.net, ORCID: ORCID 0009-0007-4114-5771

Розглянуто шляхи форсування двигуна з індексом М54, який вироблявся концерном BMW з 2000-2006 рік.

Проведене форсування рядного шестициліндрового двигуна, встановлений турбокомпресор, посилені шатуни, ковані поршні, доопрацьовані канали головки блока циліндрів, встановлені розподільні вали нової