

Таблица 1. Значения индикаторного КПД при различных вариантах аппроксимации индикаторной диаграммы

Модель цикла	η_i , %	Погрешность, %
Результаты испытаний	30,2	–
Цикл Стирлинга	32,8	+8,6
Цикл Стирлинга с учетом неполноты регенерации	25,9	-14,6
Регенеративный цикл Отто [3]	49,8	+64,6
Цикл с изохорной регенерацией и политропными процессами внешнего теплообмена [4]	28,7	-5,0
Псевдоцикл Стирлина [5]	49,8	+64,6
Цикл Треска [5]	26,3	-12,9
Цикл Рейллиса [5]	45,2	+49,7
Обобщенный цикл [6]	29,2	-3,3
Уточненная модель цикла	29,6	-2,0

Заключение

Как следует из материалов статьи, предложенная термодинамическая модель (состоящая из

восьми политроп) позволяет с наименьшей ошибкой отражать энергетические явления, протекающие во внутреннем контуре двигателя Стирлинга, и открывает возможность использования для исследования реальной энергетической картины процессов современного мощного термодинамического аппарата.

Список литературы:

1. Двигатели Стирлинга / В.Н. Даниличев [и др.]; под ред. М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1977. – 150 с.
2. Бойко С.В. Комплексная оптимизация внутреннего контура двигателя с внешним подводом теплоты по эксергетическим характеристикам его элементов: Дис. ... канд. Техн. Наук. – Л., 1983. – 186 с.
3. Ридер Г. Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Ч. Хупер; пер. с англ. С.С. Ченцова, Е.Е. Черейского, В.И. Кабакова. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
4. Бундин А.А. Термодинамический анализ цикла Стирлинга // Машиностроение (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 12. – С. 106–109.
5. Rallis C. Optimum compression ratios of Stirling cycle machines / C. Rallis, I. Urielli // Univ. of Witwatersrand Dept. of mechanical Engineering, Report № 68 - 1976. – June. – P. 17–22.
6. Евенко В.И. Обобщенный термодинамический цикл двигателя Стирлинга / В.И. Евенко // Двигателестроение. - 1979. – № 1. – С. 15–17.

УДК 621.43.013

В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.О. Хандримайлов, канд. техн. наук, Е.С. Грайворонский, асп.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСО – І ТЕПЛОБМІНУ У ПАЛИВНОМУ СТРУМЕНИ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗПОДІЛЕННЯМ ПАЛИВА

Актуальність проблеми. Підвищення паливної економічності та зниження кількості викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами у двигунах з іскровим запалювання (ІЗ) можливо при застосуванні безпосереднього вприскування палива (БВП). Для покращення показників двигуна, ефективності протікання процесів згоряння необхідно удосконалити процеси сумішоутворення. Тому проведення досліджень процесів масо – і теплообміну в паливному струмені являється актуальною проблемою при організації внутрішнього сумішоутворення.

Аналіз публікацій. Заслуговує на увагу модель процесів масо – і теплообміну в паливному струмені на базі теорії аеродинамічного сліду, яку запропонував Петриченко Р.М. [1]. В моделі враховується взаємодія крапель при русі струменя. Але модель для дослідження процесів сумішоутворення використовувалася стосовно дизельних двигунів,

що відрізняється від умов протікання процесів внутрішнього сумішоутворення у двигунах з ІЗ та БВП.

На двигуні з ІЗ та БВП були проведені дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені на основі теорії аеродинамічного сліду при формуванні суцільного фронту в струмені [2]. Але при розробці нового способу організації робочого процесу з БВП [3] застосовується паливний струмінь з периферійним розподіленням палива. Тому необхідно уточнити математичну модель та провести дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з порожниною усередині.

Паливний конусоподібний струмінь направляє таким чином, щоб міжелектродний проміжок свічки запалювання знаходився усередині конусоподібної порожнини струменя, що дозволяє запобігти шунтуванню міжелектродного проміжку свічки запалювання.

Метою даної роботи є дослідження процесів сумішоутворення в чотиритактному двигуні 2Ч 7,8/6,8 на базі розробленого нового способу організації процесів внутрішнього сумішоутворення при БВП [3].

З метою організації робочого процесу з БВП дороблено конструкцію двигуна: в голівці циліндра змінена форма камери згоряння, відповідно змінено нахил розташування впускного та випускного клапанів; свічку запалювання розташовано в голівці циліндра по вісі циліндра; в стінку циліндра встановлено паливну форсунку (рис. 1).

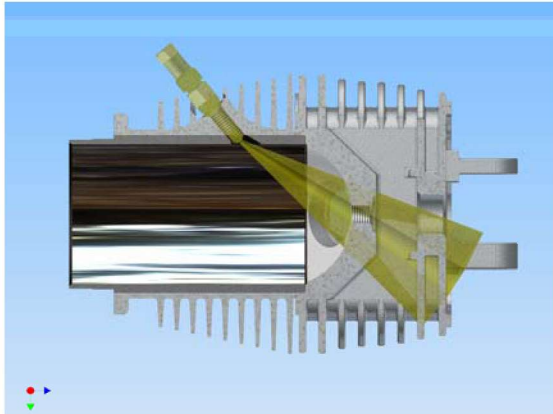


Рис. 1. Організація внутрішнього сумішоутворення в чотиритактному двигуні 2Ч 7,8/6,8 з іскровим запалюванням

При дослідженні процесів сумішоутворення у паливному струмені уточнені моделі, які враховують розподілення палива на периферії струменя (рис. 1, 2).

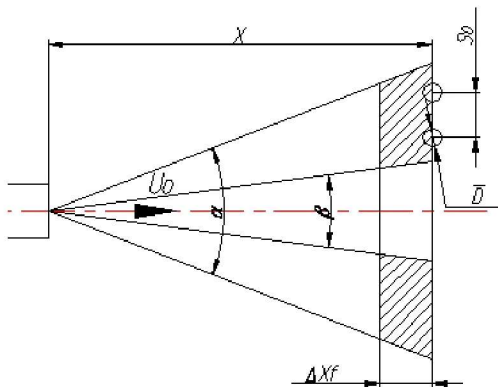


Рис. 2. Схема паливного струменя з периферійним розподіленням палива

Модель розрахунку масо- і теплообміну в паливному струмені [4] базується на моделі і динаміці руху паливного струменя. Припускається, що крапля пального в шлейфі газом не обтикається.

За даними експериментів ЦНДПА, основний аеродинамічний опір сприймають лише периферійні шари розпиленого струменя пального, шари фронту і мантиї. Шлейфні краплі, що рухаються за фронтальними краплями, практично не втрачають своєї початкової швидкості.

У фронті струменя вище температура повітря, середовище не насичене парами пального, краплі рухаються назустріч повітрю. Все це сприяє швидкому прогріву і гальмуванню часток, якщо врахувати зменшення їх розміру при інтенсивному теплообміні. Випаровування, що утворюються, здуваються з крапель і зупиняються в тому місці, де відбулося випаровування, і поширюються навколо.

При діаметрі крапель D і їх початковій температурі, що дорівнює температурі насичення T_s , за час dt краплі отримують від газу теплоту

$$\begin{aligned} dQ &= \alpha_0 F_k (\Phi_C - \bar{\Phi}_S) dt = \\ &= \alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \bar{\Phi}_S) dt \end{aligned} \quad (1)$$

Приймається, що потік повітря, що набігає, не насичений парами пального і теплота, що підводиться, повністю витрачається на випаровування. Елементарна маса палива, що випарувалася:

$$dM = \frac{dQ}{r_1} = \frac{\alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \bar{\Phi}_S)}{r_1} dt, \quad (2)$$

де r_1 – прихована теплота пароутворення.

При паливному струмені з периферійним розподіленням палива (рис. 2) лобова поверхня фронту струменя F_Φ складає:

$$F_\Phi = pR^2 = pU^2 (tg^2 \beta - tg^2 \nu), \quad (3)$$

а число крапель у фронті при середній відстані між ними S_0 :

$$N_\Phi = \frac{F_\Phi}{S_0^2} = p \left(\frac{U}{S_0} \right)^2 (tg^2 \beta - tg^2 \nu). \quad (4)$$

По глибині фронту ΔX_Φ число крапель складає:

$$N_0 = \frac{\Delta U_\Phi}{\chi_0 S_0}, \quad (5)$$

де χ_0 – коефіцієнт зближення крапель ($\chi_0 < 1$).

Коефіцієнт χ_0 функціонально пов'язаний зі швидкостями на межах ділянки ΔU_Φ , тобто з відношенням u/u_0 . Припускається, що в першому наближенні при середній відстані між краплями S в потоці по осі фронту:

$$\chi_0 = \frac{S}{S_0} = \frac{u}{u_0}. \quad (6)$$

Загальне число крапель у фронтальній зоні:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{стр}} N_0 = \frac{p \cdot \chi^2 \Delta \varphi_{\Phi} (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha)}{\chi_0 S_0^3}, \quad (7)$$

і сумарна кількість пального, що випарувалася:

$$dM_{\Sigma} = N_{\Sigma} dM = \frac{p \chi^2 \Delta \varphi_{\Phi} (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha)}{\chi_0 S_0^3} \times \frac{\alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \Phi_S)}{r_1} dt. \quad (8)$$

Кількість пального, що випарувалася за час просування струменя на відстань \bar{Q} від розпилювача форсунки ($\bar{Q} = \frac{Q}{d}$ – відносна довжина струї пального. $\bar{S}_0 = \frac{S_0}{d}$ – відносна відстань між краплями):

$$M_{\Sigma} = m \frac{\alpha_0 \cdot d^2}{u_0} \bar{Q}^2 \left[\bar{Q} + \frac{1}{K} \ln \frac{1 + \chi \cdot e^{-K \bar{Q}}}{1 + \chi} \right]. \quad (9)$$

Оскільки $\frac{\Delta \varphi_{\Phi}}{\chi_0 \cdot \bar{S}_0} = \frac{\Delta \varphi_{\Phi}}{\chi_0 \cdot S_0 \cdot d} = N_0$, то

$$m = C \cdot p^2 \times \frac{(1 + \chi)^{5/3} \cdot N_0 \cdot d \cdot (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha) (\Phi_C - \Phi_S)}{r_1 \cdot S_0^2} \quad (10)$$

При русі паливного струменя в його об'єм потрапляє елементарна маса повітря:

$$dM_{\text{пов}} = p \cdot X^2 (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha) \rho_{\text{пов}} dx \quad (11)$$

$$\text{або } M_{\text{пов}} \int_0^X = \frac{p}{3} \rho_{\text{пов}} X^3 (\text{tg}^2 \alpha - \text{tg}^2 \beta) \quad (12)$$

Використовуючи формули (9) і (12), можна визначити осереднений коефіцієнт надлишку повітря в паливному струмені в розрахунку на долю пального, що випарувалася. L_0 – стехіометрична кількість повітря, необхідна для згорання 1кг пального. З урахуванням

$$\Delta \varphi_{\Phi} = \chi_0 \cdot \bar{S}_0 \cdot H_0 = \chi_0 \cdot S_0 \cdot d \cdot H_0$$

$$\tilde{\delta} = \frac{M_{\text{пов}}}{M_{\Sigma} \cdot L_0} = \frac{p/3}{C \cdot p^2 \cdot L_0} \times \frac{\chi_0 \cdot c_{\text{пов}} \cdot \bar{S}_0^3 \cdot r_1 \cdot u_0 \cdot \bar{Q} \cdot d}{(1 + \chi)^{5/3} \Delta \varphi_{\Phi} (\Phi_C - \Phi_S) \alpha_0 \left[\bar{Q} + \frac{1}{K} \ln \frac{1 + \chi e^{-K \bar{Q}}}{1 + \chi} \right]} \quad (13)$$

Моделювання процесів сумішоутворення проводилося на базі експериментальних даних. При розрахунках динаміки руху паливного струменя враховувалась експериментальна характеристика паливоподачі. В першому наближенні діаметр

фронтальних крапель при розрахунках процесів у паливному струмені приймається середнім ($d=70 \cdot 10^{-6}$ м) на основі зареєстрованого експерименту [5].

Вприскування бензину забезпечувалося форсункою з клапанним розпилювачем при тиску $P_{\text{впр}}=3,5-4,0$ МПа. Зовнішній кут розкриття паливного струменя $\alpha=24^{\circ}$, внутрішній кут $\beta=18^{\circ}$.

Результати розрахунків динаміки руху паливного струменя практично відповідають експериментальним даним.

Для розрахунку процесів масо - і теплообміну у паливному струмені з урахуванням уточнень моделі прийняті наступні вихідні дані: циклова подача палива $B_{\text{ц}}=22,71$ мг/ц; щільність бензину А-80 при температурі $T_{\text{т}}=323$ К – $\rho_{\text{пал}}=706$ кг/м³; d – середній діаметр крапель; $S_0 = \bar{S} / d = 8$ – осереднена відстань між центрами крапель у паливному факелі; $N_0=6$ – число крапель, які розганяють газ у сліди до початкової швидкості крапель палива U_0 .

Параметри свіжого заряду у циліндрі та необхідні значення коефіцієнтів: тепловіддачі від газу до крапель; теплопровідності повітря; кінематичної в'язкості повітря; значення критеріїв Рейнольдса при русі паливного струменя прийняті з розрахунку робочого процесу двигуна. При цьому додатково були виконані розрахункові дослідження швидкості руху свіжого заряду у тривимірному вимірі у проточній порожнині впускного каналу і в циліндрі.

Утворена вихідна твердотільна модель (рис. 3) з проточної порожнини впускного каналу і області циліндра. На основі твердотільної моделі побудована сітчаста модель (рис. 4) для положення поршня.

Опис сітчастої моделі, чисельний аналіз і обробка результатів виконані з використанням програмного комплексу MTFS [6]. Принципова схема деформування сітки і тестування розрахункового методу представлені в роботі [7].

Початкове положення поршня - ВМТ. Вихідна висота підйому клапанів – 0,3 мм. Дискретність сітчастої моделі у початковому положенні поршня складала ~ 300 тис. елементів, і збільшувалась по мірі просування поршня до НМТ. Сітка гексаедральна із організацією згущення поблизу твердих меж розрахункової області.

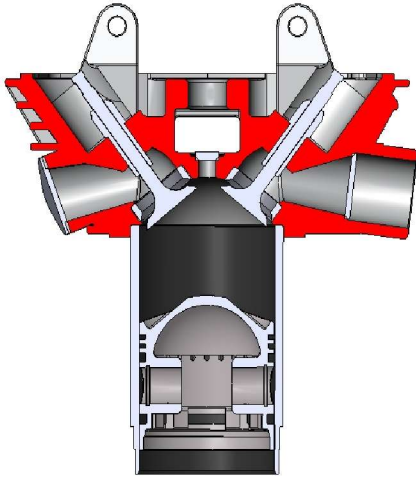


Рис. 3. Моделивання циліндра двигуна на базі твердотільної тривимірної моделі

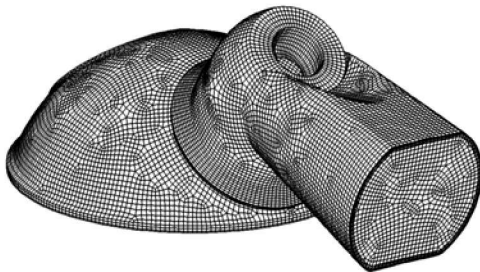


Рис. 4. Зразки сітчастого опису розрахункових областей двигуна

Розрахунки проведені із використанням диференційної моделі турбулентності Спаларта-Аллмараса (SA) (рис. 5). Робочим тілом є повітря. В якості початкових умов для розрахунку задані тиск і температура у розрахунковій області моделі ($P=96300$ Па; $T=1000$ К). На вхідній межі впускних каналів тиск і температура гальмування задавалися постійними ($P=96300$ Па; $T=300$ К). Їх значення відповідають осередненим параметрам у впускному колекторі, які визначені по результатам розрахунку робочого процесу.

Параметри розрахунку: $t = 0.01 \frac{2\pi}{360 \cdot \omega_{\text{кв}}}$ – крок

по фізичному часу, де $\omega_{\text{кв}}$ – кутова швидкість колінчастого вала; $\tau = t/20$ – крок по псевдочасу.

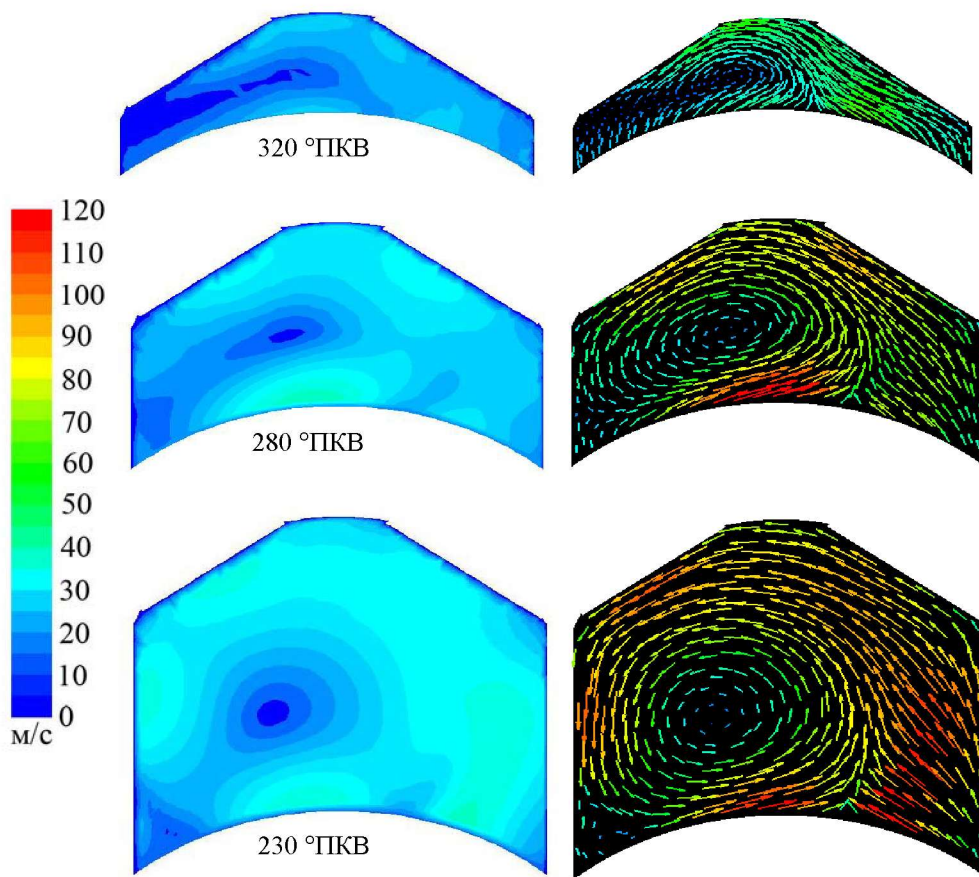
В роботі не розглядався період перекриття клапанів, і не враховувався газодинамічний вплив попереднього циклу роботи двигуна. Розрахунки проведені без врахування теплообміну повітряного заряду зі стінками моделі.

В зоні фронту процес випаровування крапель

прискорюється за рахунок обдування крапель відносно гарячим зарядом, тому при розрахунках процесів масо - і теплообміну у паливному струмені враховується визначена швидкість потоку газів у циліндрі на такті стиску (рис. 5).

З попередніх розрахунків визначено, що час на прогрівання крапель до температури насичення у фронті становить $\Delta\tau_s=1,07 \cdot 10^{-3}$ с. Відповідно, краплі в зоні фронту струменя пройдуть відстань близько 50 мм. Таким чином можливо визначити, що фронт струменя на відстані близько 50 мм від розпилювача форсунки складається з крапель, які досягли температури насичення. Розрахункові значення випаровування маси пального $M_{\text{п}}$, та маси повітря $M_{\text{пов}}$ при русі паливного струменя визначені в залежності від інтегральної характеристики паливоподачі σ . Використовуючи наведену методику, можна оцінити осереднений коефіцієнт надлишку повітря α' в об'ємі струменя при розрахунку на долю пального, що випарувалася ($M_{\text{п}}/M_{\text{цп}}$) (рис. 6).

Випаровування маси бензину при просуванні паливного струменя визначене без врахування взаємодії струменя зі стінками камери згоряння. Виявлена характерна залежність зміння α' у струмені від його просування. При русі струменя від розпилювача форсунки на відстань більш, ніж 50 мм відбувається інтенсивне протікання процесу нагрівання паливних крапель. Однак, фактична кількість пального, що випарувалося на цій ділянці незначна. Це пояснюється тим, що паливний струмінь ще не повністю розкрився, і в його об'єм потрапила незначна кількість повітря. Основна частина випарування пального і подрібнення його часток відбувається на відстані від 55 мм до 85 мм від розпилювача форсунки. У цьому інтервалі руху паливного струменя, в залежності від динаміки подачі пального і геометрії струменя, відбувається ефективно випаровування пального. При просуванні струменя на відстань більш ніж на 55 мм значення α' стабілізується. За даними проведених розрахунків при відстані від розпилювача форсунки до поверхні стінки камери згоряння 55-85 мм у випаровування перейде близько 4,6 % пального у струмені. Решта пального потрапить на поверхню стінки камери згоряння, яка розташована у голівці циліндра.



а) б)
 Рис. 5. Швидкість руху свіжого заряду в циліндрі на такті стиску
 а) поля швидкостей руху свіжого заряду в циліндрі;
 б) векторна картина руху свіжого заряду в циліндрі

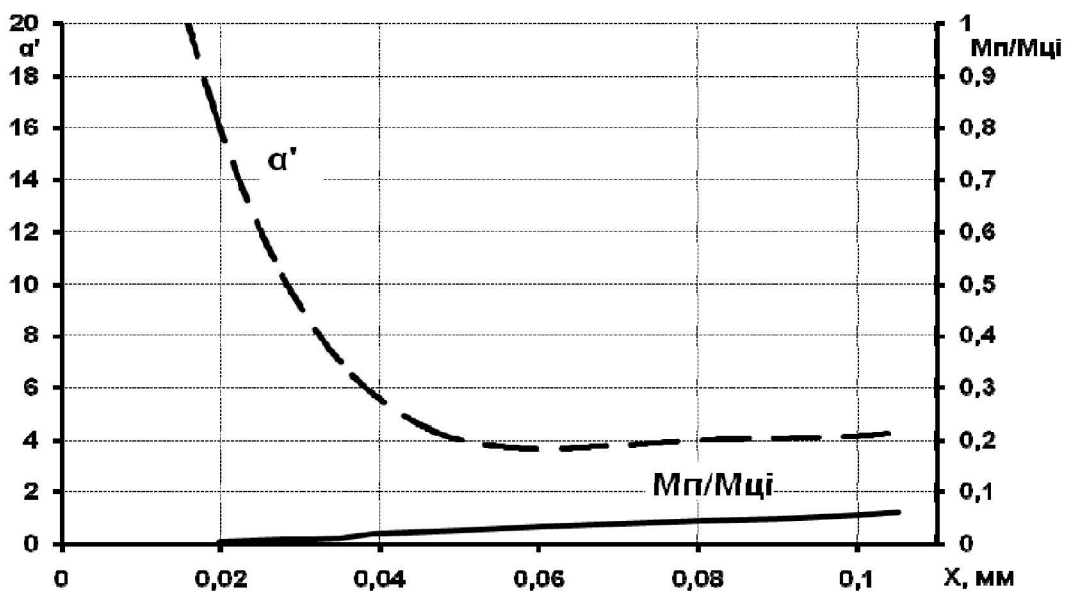


Рис. 6. Залежність частки пального, яка випарувалася, та коефіцієнту надлишку повітря в паливному струмені від відстані, яка пройдена фронтом струменя

Висновки. Модернізовано чотиритактний опозитний двигун 2Ч 7,8/6,8 з іскровим запалюван-

ням виробництва Київського мотоциклетного заводу системою БВП під новий робочий процес. Дороблена конструкція двигуна: змінена форма камери згоряння в головці циліндра; свічка запалювання встановлена по осі циліндра в центрі камери згоряння; змінено нахил впускного й випускного клапанів; у стінці циліндра встановлена форсунка.

Для розрахунку процесів масо – і теплообміну в паливному струмені уточнена математична модель, яка заснована на теорії аеродинамічного сліду. Базова модель дозволяє розраховувати процеси сумішоутворення з розподілом часток палива по всьому об'єму паливного струменя, а в наведеній уточненій моделі – з урахуванням периферійного розподілу палива в струмені й з повітряною порожниною усередині. Модель ураховує зміну зовнішнього й внутрішнього кутів розкриття струменя, що сприяє уточненню протікання процесів сумішоутворення в конкретній конструкції двигуна.

З урахуванням розрахунку робочого процесу двигуна, динаміки руху паливного струменя й розрахунків полів руху заряду в циліндрі на базі тривимірного моделювання процесів, визначена маса палива, яка випарувалася у фронті струменя. При цьому, в об'ємі струменя з урахуванням маси парів палива, й маси повітря, яке потрапило до нього, визначений коефіцієнт надлишку повітря α' . По даним розрахунків процесів масо – і теплообміну в паливному струмені визначено, що найбільш раціональна відстань між розпилювачем форсунки й поверхнею камери згоряння – 55–85 мм. При цьому

у парову фазу перетвориться близько 5% вприснутого палива. Решта палива досягне стінок камери згоряння.

Список літератури:

1. Петриченко Р.М. *Физические основы Внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Роман Михайлович Петриченко // Учеб. Пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та., 1983. – 244 с.*
2. Корогодський В.А. *Дослідження процесів плівкового сумішоутворення у двигуні з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / В.А. Корогодський, О.В. Василенко, О.П. Савельєв // Зб. наук. пр. Українська державна академія залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ. – 2009. – Вип. 103. – С. 249-256.*
3. Пат. 87733 С2, Україна, МПК⁷ F02В 17/00. *Спосіб сумішоутворення в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння і двигун внутрішнього згоряння з розширюванням паливовітряного заряду та із примусовим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / Корогодський В.А., Кирилюк І.О., Ломов С.Г.; заявник і власник – Корогодський В.А., Кулигін В.І., Кирилюк І.О., Ломов С.Г. - №а200710939; заявл. 03.10.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.*
4. Петриченко Р.М., Русинов Р.В. *Теплообмен в топливном факеле / Р.М. Петриченко, Р.В. Русинов // Двигателестроение. – 1983. – №1. – С. 9-12.*
5. Астахов В.А. *Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с расслоением заряда в дополнительной камере сгорания: дис... канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Алексеевич Астахов. – Харьков, 1987. – 230 с.*
6. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. *Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, №5921, 16.07.2002.*
7. Хандримайлов А.А. *Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы: Сб. науч. тр. – Харьков: Нац. аэрокосмич. ун-т "ХАИ". – 2006. – Вып. 2. – С. 212 – 233.*

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук, С.В. Алексеев, инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ НАДДУВА ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Введение

Возможность улучшения эксплуатационных показателей дизелей применением газотурбинного наддува в значительной мере ограничивается проблемами, связанными с повышением температуры воздушного заряда в цилиндрах и неудовлетворительным качеством воздушно-пальмового топлива на нерасчетных режимах. Особенно заметно отмеченные недостатки проявляются при эксплуатации двигателя в условиях жаркого климата. Высокая температура окружающей среды обуславливает падение

мощности установки ввиду ограничения цикловой подачи топлива из-за снижения плотности воздуха (массового заряда воздуха) и недопустимости превышения максимальной температуры цикла, пределов термонапряженности материалов турбины и цилиндропоршневой группы.

При этом уменьшение отношения граничных температур термодинамического цикла предопределяет снижение к.п.д. установки в среднем на 6.3 % на каждые 10 К повышения температуры воздуха на входе в турбокомпрессор.