

УДК 621.436

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковський, д-р техн. наук, В.В. Пильов, асп., В.В. Матвєєнко, асп., С.В. Обозний, інж.*

## ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ СТІНКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПОРШНЯ З ШАРОМ НАГАРУ

### Постановка проблеми

Відомо, що частково-динамічна теплоізоляція камери згоряння двигуна внутрішнього згоряння корундовим шаром може покращити його економічність, екологічні показники та зносостійкість циліндро-поршневої групи [1, с. 119-121; 2; 3].

Позитивний вплив такої теплоізоляції на перебіг робочого процесу дизеля 4ЧН12/14 було розкрито у [4]. При цьому розмах високочастотного коливання температури поверхні камери згоряння поршня підвищується у 6-7 разів порівняно із конструкцією без теплоізоляції. Сумісне моделювання робочого процесу та високочастотного нестационарного стану поршня виконано у [5].

Важливо, що при застосуванні корундового покриття камери згоряння, на відміну від традиційних конструкцій, нагароутворення на поршні усувається чи мінімізується [6].

Поверхні шару нагару на поршні також притаманне значне коливання температури. Воно може перевищувати коливання температури поверхні з керамічним покриттям у 3,5 рази [7, с. 377-383]. Таким чином, нагар виступає природною частково-динамічною теплоізоляцією камери згоряння.

Водночас відомо, що явище нагароутворення в камерах згоряння підчас процесу експлуатації ДВЗ в певних випадках зменшує їх потужність і комплекс показників, які визначають економічність, надійність і ресурс [8, с. 108; 9; 10].

Зазвичай, через малу зміну температурні поверхні поршня без теплоізоляції протягом циклу, при моделюванні робочого процесу приймають припущення її незмінності, наприклад, як у роботах [11, 12]. Врахування теплоізолюючого впливу нагару може виступити фактором уточнення таких моделей.

### Аналіз публікацій

Згідно досліджень [8, с. 110-114; 10], перші 50-100 годин роботи двигуна шар нагару збільшується особливо стрімко, досягаючи певної товщини, властивої для досліджуваного двигуна і конкретної зони його камери згоряння. Ця товщина збері-

гається до 900-1000 годин експлуатації двигуна, підчас яких нагар підвищує густину і твердість. Надалі нагар знову починає збільшуватись, поки не сягне товщини стабілізації. Вигляд поршнів зі значним шаром нагару приведено на рис. 1. Тут можна спостерігати явище локального відшаровування нагару від поверхні деталі. В таких зонах процес нагароутворення починається з початку.



а)



б)

Рис. 1. Зовнішній вигляд поршнів з нагаром:  
а – дизель; б – бензиновий двигун

Отже, слід очікувати, що вплив нагару на робочий процес буде посилюватись підчас експлуатації двигуна у зв'язку з ростом нагаровідкладень.

Про доцільність урахування нагару при моделюванні теплообміну робочого тіла зі стінкою камери згоряння свідчить необхідність прийняття до уваги нагароутворення при експериментальному вимірюванні високочастотних температур. Шар відкладень на поверхневій термоділянці змінює її показання відносно притаманних дійсній поверхні контакту з робочим тілом. У [13, с. 207] навіть рекомендується виконувати очистку поверхонь від нагару кожного разу після зняття показань в кількох точках роботи двигуна. Але зрозуміло, що отримані результати не відбиватимуть реальних експлуатаційних показників.

#### Мета дослідження

У зв'язку з наведеним, необхідним є порівняльне дослідження ефектів частково-динамічної теплоізоляції з штучним покриттям поршня та нагару при різних товщинах останнього; оцінка доцільності урахування шару нагару при моделюванні робочого процесу.

**Порівняння впливу шарів нагару та корундового покриття** на температурний стан поршнів виконувалось на прикладі дизеля 6ЧН13/11,5. Моделювання здійснювалось за одновимірною високочастотною нестационарною моделлю, приведеною у [5]. Розрахунок проводився для зони денця камери згоряння, у якій коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  збігається середнім по поверхні камери, а радіальні теплові потоки є незначними. Товщина стінки у вказаній зоні становить  $l = 16,3$  мм.

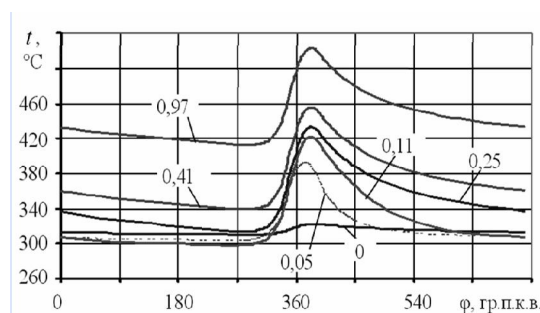
Моделювався режим роботи двигуна при потужності  $N_e = 130$  кВт та частоті обертання колінчастого вала  $n = 2100$  хв<sup>-1</sup>. Відповідні функції зміни коефіцієнту тепловіддачі та температури робочого тіла для граничних умов третього роду приведені у [14, с. 172].

Теплофізичні властивості сплаву АЛ25 і корундового покриття прийнято з [5]. Для шару нагару було задано значення теплопровідності  $\lambda = 1,7$  Вт/(м·К), питомої теплоємності  $c = 1260$  Дж/(кг·К) і густини  $\rho = 2000$  кг/м<sup>3</sup> [7, с.376-377].

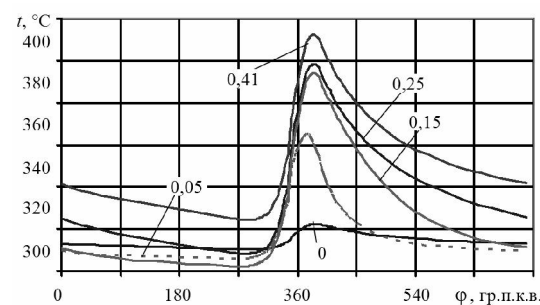
Отримані коливання температури поверхні камери згоряння подані на рис. 2.

Встановлено, що на такті наповнення (0-180 гр. п.к.в.) при товщині нагару  $\delta_n \leq 0,21$  мм температура поверхні камери згоряння є меншою, а в процесі згоряння більшою, ніж у поршня без нагару ( $\delta_n = 0$ ). На рис. 2а цьому ефекту відповідають

криві при  $\delta_n = 0,05$  мм та при  $\delta_n = 0,11$  мм. Подальше зростання шару нагару приводить до збільшення температури поверхні. Слід очікувати, що це погіршить наповнення циліндру та інтенсифікує процеси передчасного виділення теплоти при згорянні на такті стиску, тобто до 360 гр.п.к.в. (див. криві при  $\delta_n \geq 0,25$  мм). Також встановлено, що максимальна температура поверхні камери згоряння при  $\delta_n \geq 0,41$  мм перевищує критичну температуру фазового переходу палива, що становить 440°C. Згідно [14, с. 150] це породжує утворення поблизу стінки перезбагаченої зони, що приводить до падіння швидкості тепловідлення та погіршення робочого процесу.



а)



б)

Рис. 2. Температурний стан поверхні камери згоряння поршня двигуна 6ЧН13/11,5. Цифри біля кривих – товщина шару нагару (а) та корундового покриття (б) в мм

Внаслідок теплопровідності корундового шару, більшої ніж у нагару, порівняно з ним мінімальна і максимальна температури циклу та розмах температурної хвилі є меншими. Наприклад, при товщині шарів нагару та корунду 0,41 мм мінімальні температури складають 340°C і 325°C, максимальні – 460°C і 410°C, відповідно розмахи коливань – 120 К і 85 К.

Це, зважаючи на зафіксований у [5] вплив корундового покриття на робочий процес, свідчить про не меншу необхідність врахування впливу на

нього нагару.

На основі порівняння температурного стану поверхні камери згоряння поршня з природною та штучною теплоізоляцією, можна зробити висновок, що застосування штучної теплоізоляції, як і виникнення нагару, може спричинити і позитивний, і негативний вплив на робочий процес дизеля. Це не суперечить таким даним, як [1, с. 123; 15], де спостерігалось погіршення і покращення економічності двигуна зі штучною теплоізоляцією камери згоряння. А покращення ефективних показників ДВЗ на протязі певного часу з початку експлуатації, згідно відомостей з практики українських конструкторських бюро з двигунобудування пов'язують, крім іншого, з початковим нагароутворенням.

При цьому перевагою штучної теплоізоляції над природною є її фіксована товщина в часі, що стабілізує показники робочого процесу на певному обраному рівні, тоді як з ростом нагару на поверхні КЗ традиційної конструкції може відбутися перехід до області значень товщини шару нагару, що відповідає негативним ефектам.

#### Дослідження температурного стану поверхні камери згоряння при мінімальному нагароутворенні

Для дизеля 4ЧН12/14 з використанням вихоретокового товщиноміру було здійснено визначення товщин шару нагару, що утворився на поршнях зі сплаву АЛ25 без корундового покриття в їх окремих точках. Вимірювання проводилось після 25 годин роботи при багаторазових змінах режиму в усьому полі властивих двигуну частот обертання

колінчастого валу та навантажень. Результати вимірювання для одного з поршнів подано на рис. 3.

Видно, що товщина нагару, який утворився за цей час змінюється від  $\delta_n = 0$  до 0,19 мм по поверхні поршня, а в досліджуваній зоні складає 0,02 – 0,16 мм.

Відповідне моделювання температурного стану стінки поршня здійснювалось на двох режимах роботи дизеля: номінальному  $N_e = 100$  кВт,  $n = 2000$  хв<sup>-1</sup> та частковому  $N_e = 40$  кВт,  $n = 1000$  хв<sup>-1</sup>. Умови моделювання відповідають даним роботи [5], визначеним з експерименту.

Розрахунок проводився при товщині нагару  $\delta_n = 0,05$  мм. Отриманий температурний стан стінки за розмахом температурної хвилі мало відрізняється від стану стінки зі штучною частково-динамічною теплоізоляцією товщиною  $\delta_n = 0,25$  мм, отриманого у [5], що представлено на рис. 4.

Таким чином ефект від нагару є досить відчутним і вимагає врахування з самого початку експлуатації двигуна.

Також стає зрозумілим, що порівняння показників двигуна з теплоізолюючим покриттям, нанесеним на поршні, у разі схильності базової конструкції до нагароутворення, повинно проводитись по відношенню не до випадку її роботи з поршнями без нагару, а при його товщинах, притаманних переважному періоду експлуатації, що є справедливим як для математичного моделювання так і для експериментальних досліджень.

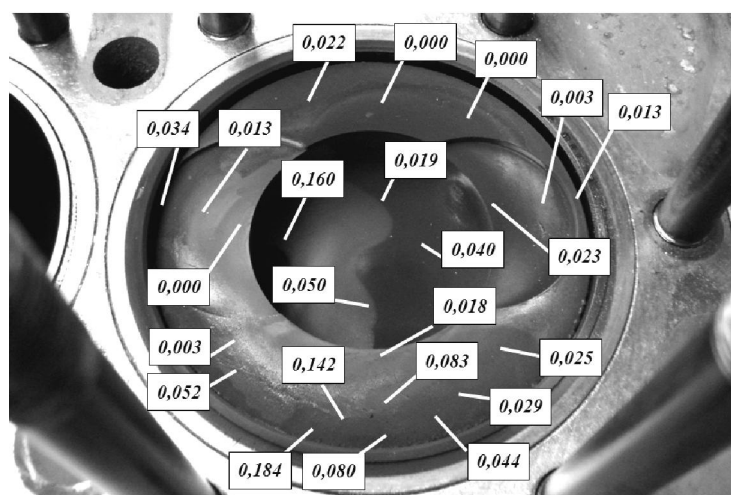


Рис. 3. Виміряні товщини шару нагару (мм) на поверхні поршня дизеля 4ЧН12/14

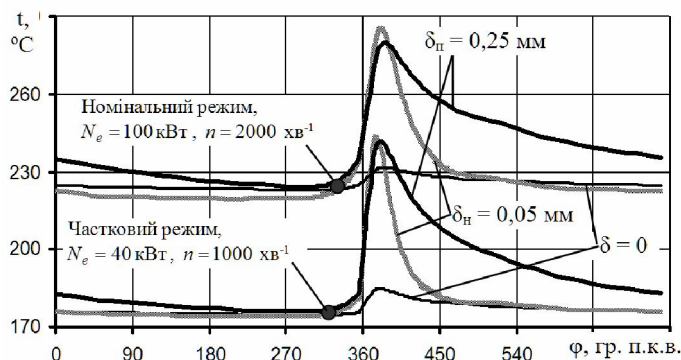


Рис. 4. Порівняння впливів нагару вимірної товщини на температурний стан поверхні камери згоряння поршня та корундового покриття, застосованого у [5] на двох режимах роботи двигуна 4ЧН12/14

### Висновки

Перевагою штучної теплоізоляції над природною є її фіксована товщина в часі, що стабілізує показники робочого процесу на певному високому рівні.

Урахування наявності нагару малої товщини є необхідним для уточнення розмаху модельованого температурного коливання поверхні деталей камери згоряння, а також пов'язаного робочого процесу.

Поліпшення показників двигуна з теплоізованими поршнями може проявитися після значного напрацювання, а в експериментах на новому двигуні, чи такому, що зазнав очищення поршнів, може не фіксуватись. Це є справедливим через близькість впливу на робочий процес теплоізолюючого корундового покриття та нагару при початкових товщинах останнього.

### Список літератури:

1. А.К. Костин Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, В.И. Михайлов. – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с.
2. Парсаданов И.В. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / И.В.Парсаданов, А.П. Поливанчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 97-100.
3. Шпаковский В.В. Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндропоршневой группы / В.В. Шпаковский, В.В. Осейчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 101-105.
4. Марченко А.П. Экспериментальные исследования рабочего процесса в камере сгорания ДВС с теплоизолированным поршнем / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 49-53.
5. Марченко А.П. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69.
6. Шпаковский В.В. Научно-технические основы улучшения показателей ДВС застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. докт. техн. наук. : 05.05.03 / Шпаковский Володимир Васильевич. – Харків, 2010. – 37 с.
7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособ. для вузов / Кавта-

- радзе Р.З. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
8. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ / За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2004. – 324 с.
9. Папок К.К. Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях / К.К. Папок, А.В. Виппер. – М.: Машигиз, 1956. – 156 с.
10. Николаенко А.В. Количественные характеристики ухудшения работы тракторного дизеля при нагароотложениях в цилиндрах / А.В. Николаенко, А.П. Картошкин, А.И. Проскурин // Двигательное устройство. – 1984. – №8. – С. 45-49.
11. Зеленцов А.А. Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ: автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 2012. – 16 с.
12. Барченко Ф.Б. Расчет рабочего цикла дизеля с учетом локальных температур поверхности камеры сгорания: автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 2011. – 16 с.
13. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p.
14. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. ; под ред. А.Ф.Шеховцова. – К. : Техника, 1992. – 272 с.
15. Woschni G. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines, 1987. – 13 pp.

### Bibliography (transliterated):

1. A.K. Kostin Teplonaprjazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.K. Kostin, V.V. Larijonov, V.I. Mihajlov. – L. : Mashinostroenie, 1979. – 222 s.
2. Parsadanov I.V. Ocenka vlijanija gal'vanoplazmennogo pokrytija porshnja avtotraktor-nogo dizelja na vybrosy tverdyh chastic s otrabotavshimi gazami / I.V.Parsadanov, A.P. Polivjanчук // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – №2. – S. 97-100.
3. Shpakovskij V.V. Vlijanie korundovoj poverhnosti porshnej dizelja teplovoza ЧМЭ-3 na jekspluatacionnye harakteristiki cilindroporshnevoj grupy / V.V. Shpakovskij, V.V. Osejchuk // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – №1. – S. 101-105.
4. Marchenko A.P. Jeksperimentalnye issledovanija rabocheho processa v kamere sgoranija DVS s teploizolirovannym porshnem / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №2. – S. 49-53.
5. Marchenko A.P. Ocenka vlijanija rezhimnyh faktorov na parametry temperaturного vysokochastotного kolebanija v poverhnostnom korundovom sloe porshnja / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij, I.I. Sukachev i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №1. – S. 65-69.
6. Shpakovskij V.V. Nauchovo-tehnični osnovi polipshennja pokaznikov DVZ zastosuванням porshniv z korundovim шаром : avtoref. dis. doкт. tehn. nauk. : 05.05.03 / Shpakovskij Volodimir Vasil'o-vich. – Harkiv, 2010. – 37 s.
7. Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teplo-obmen v porshnevnyh dvigateljah: Ucheb. posob. dlja vuzov / Kavtaradze R.Z. – M.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Bauman, 2007. – 472 s.
8. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikov u 6 tomah. T.6. Nadijnist' DVZ / Za red. A.P. Marchenka, A.F. Shehovcova. – Harkiv: Vidavnicтво HNADU, 2004.

– 324 с. 9. Papok K.K. Naga-ry, lakovye otlozhenija i osadki v avtomobil'nyh dvigateljah / K.K. Papok, A.V. Vipser. – M.: Mashgiz, 1956. – 156 s. 10. Niko-laenko A.V. Kolichestvennye karakteristiki uhudshenija rabo-ty traktornogo dizelja pri nagarootlozhenijah v cilindrah / A.V. Nikolaenko, A.P. Kartoshkin, A.I. Proskurin // Dvigatel-lestroenie. – 1984. – №8. – S. 45-49. 11. Zelencov A.A. Issledo-vanie lokal'nogo teploobmena v kamere sgoranija dizelja, kon-vertirovannogo na prirodnyj gaz: avtoref. dis. kand. tehn. nauk. – M., 2012. – 16 s. 12. Barchenko F.B. Raschet rabocheho cik-la dizelja s uchetom lokal'nyh temperatur poverhnosti kamery

sgoranija: avtoref. dis. kand. tehn. nauk. – M., 2011. – 16 s. 13. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 r. 14. Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejev i dr. ; pod red. A.F. Shehovcova. – K. : Tjehnika, 1992. – 272 s. 15. Woschni G. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines, 1987. – 13 pp.

УДК 621.436:681.51

**А.А. Прохоренко, канд. техн. наук**

## СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

Для разработки системы автоматического регулирования (САР) частоты вращения коленчатого вала дизеля необходимо знать статические свойства ее элементов. В такую САР обычно входят два элемента – собственно двигатель, как объект регулирования, и регулятор. В случае дизеля, оснащенного современной аккумуляторной системой топливоподдачи с электромагнитным управлением, такой регулятор может быть только электронным [1].

В работах [2-4] рассмотрены динамические свойства перечисленных элементов САР, получены дифференциальные уравнения, описывающие их поведение.

Настоящая статья посвящена описанию способа получения и анализу статических характеристик электронных регуляторов: ПД-регулятора, ПИ-регулятора и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном. При проведении исследования применен подход, основанный на анализе дифференциальных уравнений звеньев системы, записанных в операторной форме после применения преобразования Лапласа, и учитывающий конечное время переходных процессов [5].

Исходя из известного положения, что по окончании процесса регулирования САР приходит в установившееся равновесное состояние, можно сказать, что при  $t \rightarrow \infty$  все колебательные и апериодические процессы заканчиваются, то есть в анализируемых операторных уравнениях переменная Лапласа:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (p) = 0.$$

Все статические характеристики рассмотрены в относительных безразмерных координатах: регулирующего воздействия  $x$ ; частоты вращения ко-

ленчатого вала  $\varphi$ ; величины нагрузки на двигатель  $\alpha$ ; внешнего управляющего воздействия, вызванного принудительным перемещением органа управления двигателем (электронной педали)  $\alpha_p$ .

### Регуляторная характеристика САР с ПД-регулятором

В работе [2] получено дифференциальное уравнение дизеля с аккумуляторной топливной системой как объекта регулирования:

$$\left[ T_{AK} T_d p^2 + (k_p T_d + k_d T_{AK}) p + (k_p k_d + \theta_p k_\varphi) \right] \varphi = \left[ T_{AK} p + (k_p - \theta_p) \right] x - (T_{AK} p + k_p) \theta_n \alpha + \theta_p \theta_f f, \quad (1)$$

где  $T_{AK}$  – постоянная времени аккумулятора;  $k_\varphi$  – коэффициент усиления по угловой скорости коленчатого вала;  $k_p$  – коэффициент самовыравнивания аккумулятора;  $\theta_f$  – коэффициент усиления по сигналу ШИМ;  $T_d$  – постоянная времени собственно двигателя;  $k_d$  – коэффициент самовыравнивания;  $\theta_p$  – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе;  $\theta_n$  – коэффициент усиления по нагрузке.

В работе [3] выведено дифференциальное уравнение ПД-регулятора:

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x + \delta_z x = T_r p \varphi + \varphi + 0,5 T_K p \alpha_p + \delta_z \alpha_p, \quad (2)$$

где  $T_p$  – характерное собственное время ЭБУ, включающего электронный регулятор;  $T_K$  – время вязкого трения регулятора;  $\delta_z$  – местная степень неравномерности;  $T_r$  – время воздействия по ускорению коленчатого вала.

Статическая характеристика регулятора является зависимостью вида  $\varphi = f(x)$ , которую можно