

граммных испытаний на усталость. Под редакц. д.т.н. М.Э. Гарфа, "Наукова думка", Киев. – 1970. С.107...121.

**Bibliography (transliterated):**

1. Gritsyuk A.V., Abramchuk F.I., Savich V.K., Vrublevskii A.N., Revelyuk I.S. (2015), "Justification of damping method selection of crankshaft torsional vibration of 6DTNA high-rpm diesel at the stage of its design", *Internal combustion engines: All-Ukrainian scientific-technical journal* ["Obosnovanie vybora sposoba dempfirovaniya krutyl'nykh kolebaniy kolenchatogo vala vysokooborotnogo dizelya 6DTNA na etape ego proektirovaniya"], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukrainskii nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, no. 1, pp. 38–43. 2. Frolov K. V., Popov S. A., Musatov A. K. and other (1987), "Theory of gearing and machines: manual for higher education"

[*"Teoriya mekhanizmov i mashin: Ucheb. dlya vuzov"*], Vyssh. shk., Moscow, 496 p. 3. Frolov K. V. (1981), "Defence from vibration and shocks" Vol. 6, *Vibration in engineering: the quick reference. In 6 vol.* ["Zashchita ot vibratsii i udarov" t. 6, *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t.*], *Mashinostroenie, Moscow*, 456 p. 4. Popyk K.G. (1970) *Dynamic of automobile and tractor engines, 2<sup>nd</sup> edition, manual for higher education on specialty "Internal combustion engines"* [Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei. Izd. 2-e. *Uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya"*] "Vyssh. Shkola", Moscow, 328 p. 5. Timoshenko S. P. (1959), *Vibration problems in engineering [Kolebaniya v inzhenernom dele]*, GIFML publ., Moscow, 439 p. 6. Edited by Doctor of Technical Sciences Garf M.E. (1970), *Machines and equipment for programmatic fatigue tests [Mashiny i pribory dlya programmykh ispytaniy na ustalost']*, "Naukova dumka", Kiev, pp. 107...121.

Поступила в редакцію 10.06.2016 з.

**Грицюк Александр Васильевич** – доктор техн. наук, с.н.с., заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

**Ревелюк Иван Сергеевич** – аспирант кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: norad88@mail.ru

**Савич Виктор Константинович** – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

**Вахрушев Виктор Иванович** – начальник сектора Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

**МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ДО РОЗРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕВІРКИ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛІКОНОВИХ ДЕМПФЕРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ**

*О.В. Грицюк, І.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.І. Вахрушев*

Представлені результати методичного підходу до розробки експериментальної установки для перевірки ефективності силіконового демпфера. Сформульовано вимоги, яким повинна відповідати експериментальна установка, визначено її принцип дії, загальна компоновальна схема та описано результат її створення. Проведено апробацію роботи установки шляхом випробування серійних гасителів дизелів ЗТД-3А з визначенням необхідного коефіцієнта гасіння  $\Phi$ . Надано рекомендації щодо подальшого використання відпрацьованої бази для фізичного моделювання роботи демпфера, що проектується, дизелів 6ДТНА.

**A METHODOICAL APPROACH TO DESIGNING EXPERIMENTAL SETUP TO TEST THE EFFECTIVENESS OF SILICONE TORSIONAL OSCILLATION DAMPERS**

*A.V. Gritsyuk, I.S. Revelyuk, V.K. Savich, V.I. Vakhrushev*

Presents the results of a methodological approach to the development of the experimental setup to test the effectiveness of silicone damper. Formulated requirements, which should respond to the experimental setup, defined its method of operation, general layout scheme and describes the outcome of its creation. Approbation of the work set by testing serial mathematical diesels ЗТД-3А with a definition of the desired blanking coefficient  $f$ . recommendations regarding further use of the well-established framework for physical modeling work designed damper diesels 6DTNA.

УДК 621.43.06

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.06

**О.В. Триньов, С.О. Самійленко**

**ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОЗАХИСНОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ ПОЛПШЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ВИПУСКНИХ КЛАПАНІВ ФОРСОВАНОГО ДИЗЕЛЯ**

Наведені результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження. Проаналізовано вплив теплозахисного емалевого покриття на теплонапружений стан тарілки клапана. Відзначається зменшення амплітуди накидів і просідань термічних напружень на перехідних режимах, на випускних клапанах з теплоізолюючим покриттям. Використовується нестационарна математична модель на основі методу скінченних елементів.

**Вступ**

Процеси теплопередачі, які протікають в камері згоряння (КЗ) форсованих за літровою потужністю сучасних дизелів автотракторного типу, від-

значаються значною щільністю і нерівномірністю теплових потоків. При цьому рівень температур і термомеханічних напружень в деталях КЗ, зокрема у випускних клапанах, досягає критичних значень з

урахуванням теплофізичних властивостей матеріалів цих деталей. Теплові напруження в більшості випадків за своїм рівнем переважають механічні від сил тиску газів та сил інерції. Значним є також вплив процесів теплообміну на експлуатаційні показники ДВЗ, зокрема на процеси зношення, старіння моторного мастила, високотемпературну газозову корозію, моторесурс в цілому.

Для підвищення працездатності деталей КЗ, як відомо, можливі і використовуються на практиці три основні групи методів регулювання теплового стану деталей КЗ. Перша група методів передбачає поліпшення теплового стану за рахунок інтенсифікації їх охолодження. Недоліком цього підходу є збільшення теплових витрат в системі змащення і охолодження, енергетичних витрат по двигуну, що негативно впливає на економічні показники ДВЗ. При цьому також суттєво можуть зростати температурні градієнти в деталях і температурні напруження.

Друга група методів базується на управлінні параметрами індикаторного процесу за рахунок вибору і підтримання оптимальних параметрів робочого процесу. У цьому зв'язку можна навести найбільш суттєві з них: коефіцієнт надлишку повітря, тиск наддувного повітря та його температура, фази газорозподілу, частота обертання колінчастого вала, кут випередження впорскування палива.

В проведеному дослідженні основна увага зосереджена на методах третьої групи регулювання теплового стану деталей КЗ і випускних клапанів зокрема. Методи цієї групи ґрунтуються на використанні теплового захисту деталей КЗ, застосованні теплозахисного покриття.

Ідея теплового захисту теплообмінної поверхні деталей КЗ за допомогою керамічного та іншого покриття відома давно, в певний період навіть розглядалась як засіб кардинального поліпшення економічних показників ДВЗ (адіабатний ДВЗ), про що свідчить проведений в дослідженні аналіз літературних джерел. Однак запровадження в практику двигунобудування цих методів управління тепловим станом деталей КЗ, як раніше, так і зараз ускладнюється через низькі показники міцності покриття при змінних механічних і термічних навантаженнях, критичних напруженнях, що виникають в самому теплоізоляційному прошарку та на границі метал – покриття.

Таким чином, актуальною залишається задача вибору параметрів покриття, яке б поєднувало високий теплозахисний ефект, досконалу технологію нанесення на деталі КЗ та достатню міцність при прикладанні експлуатаційних навантажень.

В публікації наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану (ТНС) емалевого покриття, нанесеного на тарілку клапана випускного клапана швидкохідного дизеля з характерною для дизелів автотракторного типу розмірністю – 4ЧН12/14. Математична модель ТНС базується на даних експериментального дослідження дизеля на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження.

#### Аналіз публікацій

Значний обсяг публікацій щодо використання різних видів теплозахисного покриття пов'язаний з розробками адіабатного двигуна, зменшення втрат теплоти згоряння палива в системі змащення та охолодження. Найбільша щільність таких досліджень припадає на період з 1980 по 1988 роки. Узагальнення отриманих результатів, в тому числі і моторних експериментів, знаходимо, наприклад, у роботах [1, 2, 3].

Так у роботах [1, 2] аналізуються результати досліджень фірми Cummins, пов'язані з запровадженням теплоізоляційного покриття на основі діоксиду цирконію ( $ZrO_2$ ) товщиною  $\Delta = 0,64$  мм. Покриття було нанесено методом плазменного напилення на днище поршня, поверхню головки циліндрів зі сторони КЗ, а також на поверхні випускних клапанів, опорні фаски клапанів газорозподілу. Відзначається зниження витрат теплоти для 6 – циліндрового адіабатного двигуна потужністю  $N_e = 120$  кВт від 28,3 до 12%, підвищені робочі температури деталей КЗ до 700 – 1000°C та ККД від 35,6 до 48%. При цьому маса дизеля зменшилася на 190 кг (двигун без системи охолодження).

В роботі [3] проаналізовано теплофізичні властивості різних видів керамічного покриття, яке найчастіше застосовується у двигунобудуванні, а також розглянуто технологічні питання, пов'язані з подальшою обробкою керамічних деталей. Основні властивості керамічних та конструкційних матеріалів наведені в табл.1. Зазначена таблиця надає можливість провести порівняльний аналіз властивостей відомих видів теплоізоляційного покриття з властивостями досліджуваного в даній роботі емалевого покриття випускного клапана (табл.2).

При використанні керамічного покриття, крім теплоізоляційного ефекту, не менш важливим чинником є його довговічність та надійність. Ці питання, стосовно саме емалевого покриття на поверхні днища поршня, розглядалися в роботах професора А.Ф. Шеховцова. Так в роботі [4] запропонована спрощена методика розрахунку термічних напружень в емалевому прошарку, яка враховує адгезію покриття з основним матеріалом, відносні термічні деформації прошарку ізоляції і матеріалу поршня,

нерівномірне нагрівання поверхні поршня від центру до периферії, механічні навантаження на

емалевий прошарок від сил тиску газів.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика керамічних матеріалів та конструктивних металів

Матеріал	$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$\alpha \cdot 10^6$ , град <sup>-1</sup>	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$E$ , ГПа	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{\text{н}}$ , МПа
Чавун	7,67	13	65	110	280	280
Al-сплави	2,8	21	160	75	220	220
SiC	3,1	4,6	100	410	500	420
SiN <sub>4</sub>	2,5	3,0	18	160	300	230
ZrO <sub>2</sub>	5,7	9,8	2,5	200	650	500
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> + TiO <sub>2</sub>	3,0	2,5	2,0	15	50	35

Зазначається, що на критичний рівень напружень в практиці в основному впливають коефіцієнт теплопровідності емалі  $\lambda$ , товщина прошарку емалі  $\Delta$ , різниця в коефіцієнтах лінійного розширення емалі і матеріалу поршня. При цьому зменшення  $\lambda$  та збільшення  $\Delta$  з метою збільшення теплоізоляційного ефекту призводить до суттєвого зростання стискаючих напружень. Вплив  $\lambda$  сильніше проявляється в області більших  $\Delta$ . При  $\lambda < 0,2$  Вт/(м·К) для  $\Delta > 0,5$  мм напруження стискання в кераміці перевищують допустимий рівень. Вказано на помірний теплоізолюючий ефект (20 – 40 °С), який проявляється на незначній відстані від теплообмінної поверхні алюмінієвого поршня, але при цьому суттєво знижуються амплітуди періодичних та аперіодичних температурних хвиль (при  $\Delta \leq 0,5$  мм) на поверхні деталі, що, безумовно, позитивно впливає на термоутриму міцність матеріалу поршня [4].

Результати розрахунку ТНС емалевого прошарку, нанесеного на охолоджувану зовнішню поверхню чавунної (СЧ 21 – 40) гільзи циліндрів швидкохідного дизеля, розглядаються в роботі [5]. В даному випадку ставилася задача за допомогою покриття вирівняти температуру по висоті робочої поверхні гільзи, по-перше, локально охолоджуючи верхню, нагріту, частину гільзи і, по-друге, зменшуючи тепловідведення в охолоджуючу рідину на її нижній частині. Таким чином, змінюючи параметри охолоджувача (стиснене повітря) і підбираючи товщину  $\Delta$  емалевого покриття, вдалося досягти оптимального рівня (160 – 170 °С) температур, при яких змащувальне мастило також має оптимальну в'язкість, зменшуються механічні витрати на тертя, підвищуються ефективні показники двигуна. При цьому для вирішення поставленої задачі було запропоновано використовувати емалеве покриття товщиною  $\Delta = 0,5$  мм. При значеннях температур 160 – 170 °С на внутрішній поверхні гільзи і 95 – 100 °С на поверхні емалі зі сторони охолоджувальної рідини інтенсивність напружень в емалевому прошарку склала 80 ... 90 МПа – значне, але не критичне для емалі. Розроблена математична мо-

дель (ММ) ТНС локально охолоджуваної гільзи з емалевим покриттям була реалізована з використанням програмного забезпечення KROK (розроблено в ІПМаш НАН України) на основі методу скінченних елементів [5].

#### Мета та задачі дослідження:

Метою даної роботи було проведення розрахункового аналізу ефективності і надійності емалевого покриття на тарілці випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля.

В роботі ставилися і були вирішені наступні задачі:

- аналіз ефективності (теплоізолюючого ефекту) різних видів керамічного покриття, надійності, довговічності при нанесенні на деталі КЗ;
- уточнення, розширення можливостей ММ нестационарного ТНС випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля, пов'язаних з використанням теплової ізоляції;
- розрахункове моделювання ТНС випускного клапана для усталених і перехідних режимів скидання – накидання навантаження, змінюючи параметри покриття, а саме товщину  $\Delta$ .

#### Основні результати дослідження

Об'єктом дослідження, як вже зазначалося, є випускний клапан швидкохідного дизеля 4ЧН 12/14. Вибір саме цієї конструкції, незважаючи на припинення виробництва цих дизелів в Україні, зумовлений розповсюдженістю цієї і близьких до неї розмірностей для двигунів автотракторного типу зарубіжних провідних виробників, а також значним обсягом, як розрахункових, так і експериментальних, що особливо важливо, досліджень з аналізу ТНС деталей клапанного вузла цього дизеля [6].

При визначенні впливу емалевого покриття на ТНС випускного клапана в проведеному дослідженні була використана розроблена раніше на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» нестационарна ММ серійного випускного клапана дизеля 4ЧН 12/14 ( $N_e = 66,3$  кВт,  $n = 1800$  хв<sup>-1</sup>) [6]. Розробка і уточнення

такої моделі передбачали проведення в тому числі моторних випробувань на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження. В ході проведених експериментів з термометрії випускних клапанів були уточнені ГУ задачі теплопровідності на усталених режимах від режиму холостого ходу до номінального, а також побудовані управляючі функції  $\Phi_{\alpha}(\tau)$  та  $\Phi_{\lambda}(\tau)$  на окремих ділянках теплообмінної поверхні випускного клапана, які дозволяють змоделювати в часі  $\tau$  зміну ГУ 3-го роду на перехідних режимах скидання – накидання навантаження.

Слід зауважити, що конструктивні зміни, які в даному випадку зводяться до нанесення тонкого теплоізоляційного шару (товщини шару в розрахунку задавалися в межах  $\Delta = 0,5 - 1,5$  мм) на тарілку клапана, ніяким чином не можуть вплинути на зовнішні умови термічного і механічного навантаження. Можна зробити висновки, що розроблені раніше граничні умови та управляючі функції для серійного клапана можуть бути використані і для клапана з емалевою ізоляцією без змін.

В будь-якому випадку вирішення нестационарних задач теплопровідності і механіки вимагає задання теплофізичних властивостей клапанної сталі та емалевого покриття в залежності від температури, а також ГУ задачі теплопровідності та законів зміни ГУ управляючими функціями.

Розглянемо задання перелічених характеристик. Грунтовний аналіз теплофізичних властивос-

тей емалей, технології її нанесення на різні матеріали, досвід використання в різних галузях машинобудування наведено в книзі проф. Брагіної Л.Л [7]. Відзначаються насамперед низькі коефіцієнти теплопровідності ( $\lambda = 0,84 - 1,24$  Вт/(м·К)), добра адгезія з металом, технології забезпечують можливості нанесення суцільного прошарку оптимальної товщини. За даними [7] в табл.2 наводяться основні теплофізичні властивості емалевого покриття, а також, для порівняння і зручності, властивості клапанної сталі 4Х9С2 (матеріал досліджуваного клапана, прийнятий в ММ).

Задання ГУ задачі теплопровідності. Розглядається вісесиметрична модель, приймаємо, що клапан постійно знаходиться в закритому стані. Для розробки ММ серійного клапана ГУ 3-го роду задачі теплопровідності попередньо розраховуються на основі теплового балансу, складеного для теплообмінної поверхні клапана, а потім уточнюються на основі результатів термометрії в моторному експерименті шляхом вирішення так званої «оберненої» задачі теплопровідності. Таким же чином і також на основі експериментальних результатів були побудовані і уточнені управляючі функції  $\Phi_{\alpha}(\tau)$  та  $\Phi_{\lambda}(\tau)$ . Такий підхід в практиці математичного моделювання при вирішенні інженерних задач є переважаючим і основним. Для розв'язання задачі нестационарного ТНС випускного клапана з емалевим покриттям використовується програмне забезпечення КРОК.

Таблиця 2. Теплофізичні властивості клапанної сталі 4Х9С2 [6]/ та емалеве покриття [7]

Характеристики	Значення характеристик при $t$ °С						
	100	200	300	400	500	600	700
$\lambda$ , Вт/(м·К)	14/0,84	17/0,845	20/0,845	21/0,85	22/0,85	22/0,85	23/–
$\alpha \cdot 10^6$ , град <sup>-1</sup>	–/9,3	11,1/9,5	12/9,7	14,2/9,7	–	14,3/9,8	14,3/–
$E$ , ГПа	–/78	209/77	206/75	199/75	190/75	175/74	154/74
$\sigma_B$ , МПа	750/80	750/80	600/80	400/80	350/70	300/–	200/–

В дослідженні була використана схема розбиття теплообмінної поверхні на окремі ділянки теплообміну, представлена на рис.1. В даному випадку схема включає 12 ділянок теплообмінної

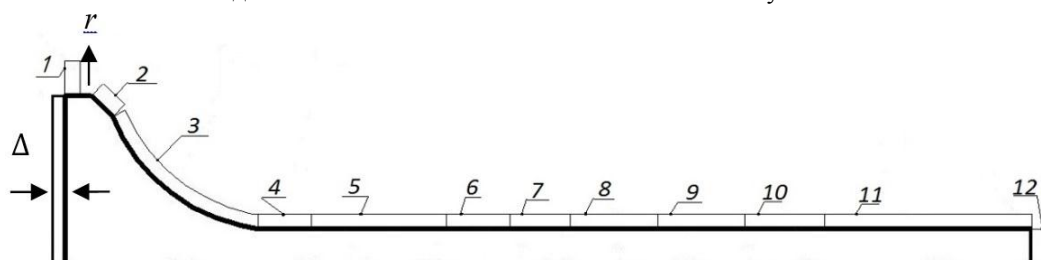


Рис.1. Схема задання ГУ задачі теплопровідності по ділянкам теплообмінної поверхні випускного клапана

поверхні, які відрізняються значеннями ГУ. Теплоізолюючий емалевий шар товщиною  $\Delta$  нанесений лише на нижній площині і віднесено до першої ділянки теплообміну.

В табл.3 наведено ГУ 3- го роду для режимів холостого ходу ( $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ , режим А) та режиму, близького до номінального (режим Б,  $N_e = 66,3 \text{ кВт}$ ,  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ). Вибір цих режимів обумовлений тим, що саме для них в експерименті і в розрахунках моделювалися перехідні режими скидання –

накидання навантаження і були відпрацьовані управляючі функції  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_T(\tau)$ .

Як зазначалося, моделювання перехідних режимів скидання – накидання навантаження має вирішальне значення для оцінки ТНС випускного клапана.

Таблиця 3. Граничні умови задачі теплопровідності для розрахункових режимів А і Б

№ ділянки		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	180	177	65	180	170	177	130	130	130	450	370	63
	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	248	178	35	240	135	178	179	180	119	66	48	35
Б	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	650	650	65	650	190	650	650	650	650	450	370	65
	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	732	510	52	732	260	500	490	480	400	150	135	60

Для моделювання перехідних режимів скидання – накидання навантаження ( $n = 800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 66,3 \text{ кВт}$ ) при розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності були використані управляючі функції  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_T(\alpha)$ , розроблені на основі термометрії серійного клапана по 4-м контрольним точкам на відповідних перехідних режимах [6].

Розглядалися наступні розрахункові варіанти.

1. Режим Б (усталений), розраховується ТНС серійного випускного клапана без емалевого покриття (базовий варіант).

2. Режим Б, товщина покриття становить  $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ .

3. Накид навантаження на режимах А, Б ( $A \rightarrow B$ ), товщина покриття  $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ .

4. Скидання навантаження на режимах А, Б ( $B \rightarrow A$ ), товщина покриття  $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ .

5. Режим Б, товщина покриття  $\Delta = 1,0 \text{ мм}$ .

6. Режим Б, товщина покриття  $\Delta = 1,5 \text{ мм}$ .

7. Перехідний режим накиду навантаження  $A \rightarrow B$ , товщина покриття  $\Delta = 1,5 \text{ мм}$ .

8. Перехідний режим скидання навантаження  $B \rightarrow A$ , товщина покриття  $\Delta = 1,5 \text{ мм}$ .

Важливими для подальших порівняльних висновків є змодельовані режими скидання – накидання навантаження ( $A \leftrightarrow B$ ) для серійного клапана. Ці результати були запозичені з роботи [6].

Розглянемо і проаналізуємо отримані результати для окремих варіантів.

1. Серійний клапан (базовий варіант). Температурне поле серійного клапана на нефорсованому режимі Б (середній ефективний тиск  $p_e = 0,69 \text{ МПа}$ ) характеризується помірним рівнем температур. Для оцінки теплозахисного ефекту емалевого покриття основний інтерес представляє розподіл температур на нижній поверхні тарілки, яка виходить в КЗ і зазнає максимального термічного навантаження. Температури цієї поверхні змінюється в межах від

645 °С в центрі тарілки і до 625 °С поблизу опорної фаски клапана. В поверхневому прошарку тарілки на відстані до 5 мм від поверхні, рівень температур знижується на 15 – 20 °С. Характер проходження ізотерм в цілому є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів (рис. 2). Можна вказати на недостатнє тепловідведення в головку циліндрів через вставне сідло клапана, про що свідчать порівняно низькі температурні градієнти в радіальному напрямку тарілки.

Напружений стан, якщо його оцінювати по інтенсивності напружень, далекий від критичних для матеріалу клапана (сталь 4Х9С2,  $\sigma_b = 200 \text{ МПа}$  при  $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ ) і не перевищує 60 – 65 МПа в найбільш напружених зонах тарілки клапана (нижня, вогнева поверхня тарілки, зона опорної фаски клапана). Серед компонентів тензора напружень переважають колові напруження, максимальні значення яких на даному режимі не перевищують 60 – 63 МПа і зосереджені на нижній поверхні тарілки. Тарілка клапана стиснута до центру, максимальні напруження спостерігаються саме в центральній частині тарілки і на незначному віддаленні від нього.

Одним з розповсюджених дефектів випускних клапанів в умовах експлуатації з частими і різкими скиданнями і накиданнями навантаження є тріщини в зоні опорної фаски клапана. Використовуючи результати досліджень ТНС деталей клапанного вузла дизеля 4 ЧН 12/14 на стаціонарних режимах, проведених на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» [6], можна стверджувати, що причиною розтріскування є динамічні навантаження на перехідних режимах, а не статичні на усталених режимах при навіть значних рівнях форсування.

2. Для клапана з покриттям товщиною  $\Delta = 0,5 \text{ мм}$  теплоізоляційний ефект прослідковується на незначній відстані (5–10 мм) від ізольованої поверхні. Зниження температури по перетину складає

20– 30 °С. При цьому зменшується температурний градієнт в радіальному напрямку від центра тарілки до опорної фаски (610 – 615 °С – в центрі та 600 –605 °С – в зоні опорної фаски). Рівень найбільших колових напружень на металевій поверхні тарілки складає 50 – 52 МПа, напруження стискаючі. При цьому в самому емалевому прошарку також переважають колові стискаючі напруження в межах 30 – 75 МПа. Лінія максимальних напружень (40 – 75 МПа) чітко проходить по границі розділу металу і емалі.

3. Накид навантаження від режиму А до режиму Б для клапана з покриттям супроводжується зростанням температур у всіх 4-х (рис. 2) контрольних точках тарілки клапана, але при цьому темп зростання уповільнюються, про що свідчать результати розрахунків. Для порівняльного аналізу розглядається найбільш напружена у нестационарному перехідному процесі зона тарілки (точка 3) серійного клапана. Результати розрахунків колових напружень (стискаючих «–») для серійного клапана і клапана з покриттям ( $\Delta = 0,5$  мм) наведені в табл.4. Спостерігається в обох випадках закид термопружних колових напружень ( $\tau = 20$  с), але за рахунок уповільнення приросту температури у ви-

падку теплоізолюваної поверхні тарілки закид (амплітуда) зменшується.

Спостерігається також закид термопружних стискаючих напружень у самому емалевому прошарку 205 МПа (на стискання емалеве покриття витримує напруження до 1200 МПа).

4. Особливості протікання перехідного процесу скидання навантаження від режиму Б до режиму холостого ходу А для клапана з покриттям  $\Delta = 0,5$  мм в найбільш напруженій зоні тарілки можна проаналізувати за результатами розрахунків, наведених в таблиці 5.

Аналізуються зміни колових напружень в точці 3.

Як слідує з розрахунку ТНС, процес скидання навантаження супроводжується зміною знаку напружень, стискаючі напруження переходять у розтягуючі ( $\tau = 3,5 – 60$  с), при цьому виникає так звана просадка напружень, що і сприяє виникненню термоутомних напружень в експлуатації з частою зміною режимів навантаження, появи тріщин в зоні опорної фаски клапана. Теплоізоляційний шар відслідковує зміни в основному матеріалі, в ньому також виникають розтягуючі напруження з амплітудою до 62 МПа (критичні розтягуючі напруження для емалі – 80 МПа).

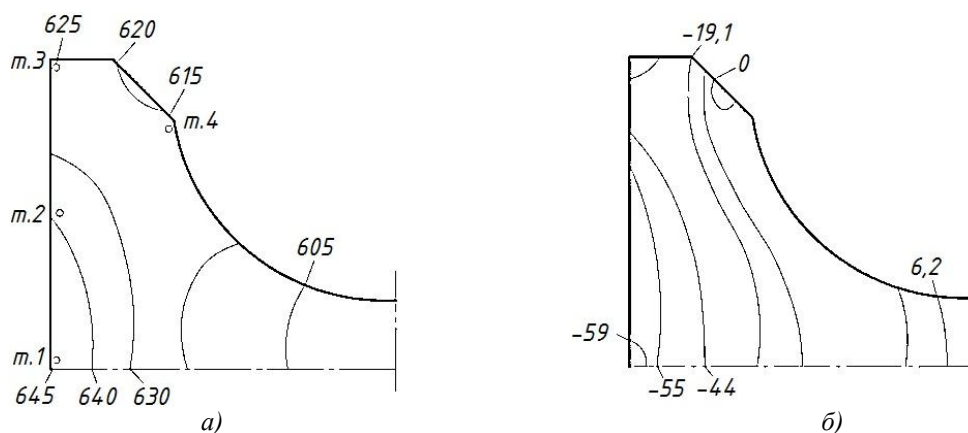


Рис. 2. Теплонапружений стан серійного клапана на усталеному режимі Б ( $N_e=66,3$  кВт,  $n=1800$  хв<sup>-1</sup>): а – температурне поле; °С; б – колові напруження, МПа

Таблиця 4. Зміни температур  $t$ , °С, та колових напружень  $\sigma_\theta$ , МПа, в контрольній зоні тарілки при накиданні навантаження

Контрольна точка 3		Тривалість перехідного режиму $\tau$ , с											
		0	1,25	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180	240
Серійний клапан	$t$ , °С	187	188	192	198	208	261	410	501	585	618	620	625
	$\sigma_\theta$ , МПа	-29,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Покриття $\Delta = 0,5$ мм	$t$ , °С	167	168	175	177	191	250	390	480	490	525	595	601
	$\sigma_\theta$ , МПа	-29,1	-	-	-	-	-95,5	-	-	-	-	-	-

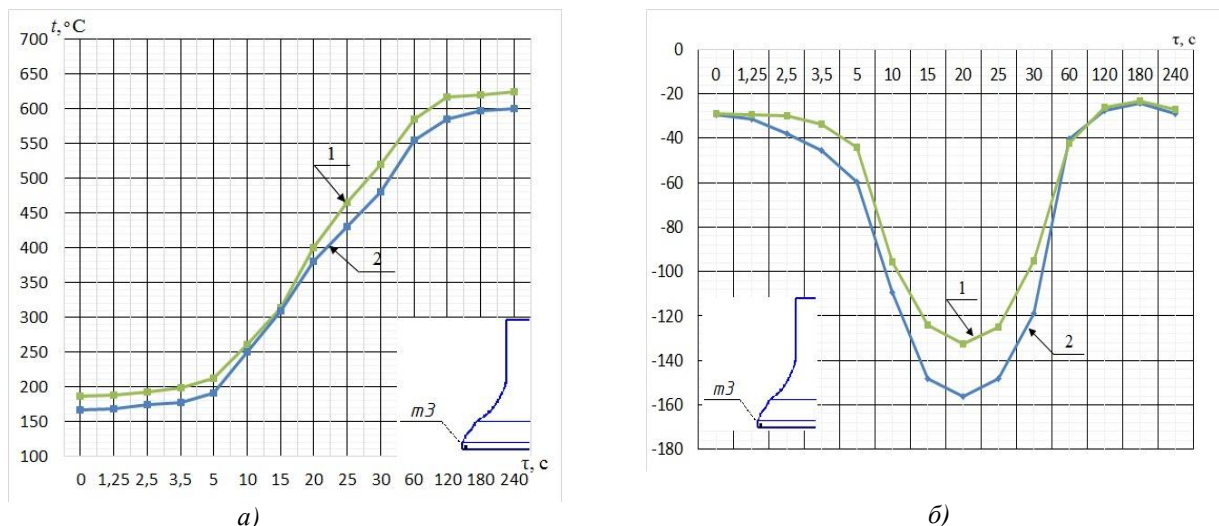


Рис. 3. Графіки зміни температури (а) і колових напружень (б) при накиданні навантаження:  
1–серійний клапан; 2–покриття  $\Delta=0,5\text{мм}$

Таблиця 5 – Зміни температур  $t$ , °С та колових напружень  $\sigma_{\theta}$ , МПа, в контрольній зоні тарілки при скиданні навантаження

Контрольна точка 3		Тривалість перехідного режиму $\tau$ , с											
		0	1,25	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180	240
Серійний клапан	$t, ^\circ\text{C}$	625	620	611	600	585	544	483	438	342	243	204	190
	$\sigma_{\theta}$ , МПа	-22,9	-18,0	-2,4	2,2	14,1	34,3	46,3	42,6	22,2	-5,2	-20,1	-26
Покриття $\Delta = 0,5$ мм	$t, ^\circ\text{C}$	605	605	600	593	580	550	435	383	261	190	181	120
	$\sigma_{\theta}$ , МПа	-26,8	-19,1	-10,2	1,3	10,8	28,1	32,5	30,1	17,2	-4,3	-16,1	-28,9

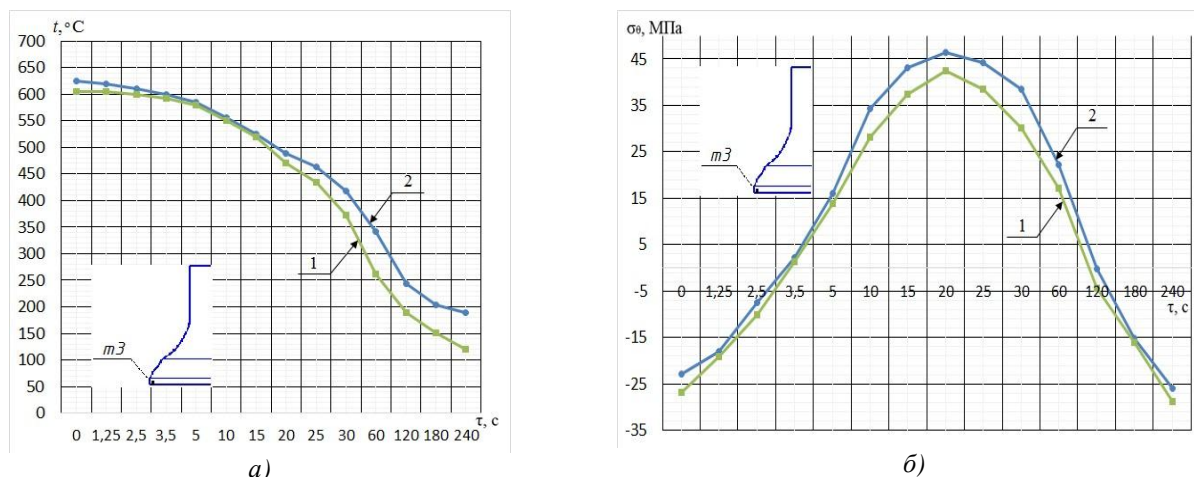


Рис. 4. Графіки зміни температури (а) і колових напружень (б) при скиданні навантаження:  
1–серійний клапан; 2–покриття  $\Delta=0,5\text{мм}$

Якщо проаналізувати в цілому перехідний цикл зі зміною режимів від різкого скидання до накидання навантаження, то розмах амплітуд (закід – просадка) для варіанту клапана з емалевим покриттям ( $\Delta = 0,5$  мм) зменшиться з 203,4 МПа до 165 МПа. В цьому полягає основний позитивний ефект від використання теплоізоляції тарілки. В даному випадку розглядається ненапружений ек-

сплуатаційний режим ( $p_e = 0,69$  МПа), при досягнутому рівні форсування, наприклад до  $p_e = 1,5$  МПа, сучасними автотракторними дизелями розмах амплітуд при різких скиданнях – накиданнях навантаження суттєво зростає, як і позитивна роль емалевого покриття, що обмежує цей розмах.

5. У випадку покриття з товщиною  $\Delta = 1,0$  мм спостерігається зниження температур тарілки на

35 – 40 °С по перетину клапана на відстані 10 – 12 мм від вогневої поверхні. Зростають також стискаючі напруження в емалевому покритті по границі розділу метал – покриття 45 – 80 МПа.

6. При товщині покриття до  $\Delta = 1,5$  мм теплоізолюючий ефект розповсюджується майже на весь перетин тарілки, досягає до 50°С. Стискаючі колові напруження становлять 80 – 82 МПа по границі розподілу метал – покриття.

7, 8. Моделювання циклу скидання – накидання навантаження при товщині покриття  $\Delta = 1,5$  мм підтверджує ефект зменшення швидкостей зміни температури і відповідних термопружних навантажень в нестационарному процесі. При цьому відзначається зменшення розмаху амплітуди до 140,5 МПа, тобто приблизно на 60 МПа у порівнянні з базовим варіантом. При товщині  $\Delta = 1,5$  мм в емалевому покритті виникають небезпечні розтягуючі напруження  $\sigma_0 = 75$  МПа, що наближаються до критичних значень.

#### Висновки

1. Проведений порівняльний аналіз різних типів теплозахисного покриття, його пристосованості до умов в КЗ форсованих ДВЗ показав переваги емалевого покриття.

2. Значний теплозахисний ефект ( $\Delta = 0,5$  мм,  $\Delta t = 20 - 30$  °С) цього покриття підтверджує актуальність розробки жаростійких емалей, які відзначаються надійним зчепленням зі сталлю, алюмінієвими та іншими матеріалами деталей КЗ. При цьому основну увагу слід звернути на збільшення ударної міцності, стійкості при різких змінах режимів навантаження та для різних коефіцієнтів лінійного розширення емалі та основних для КЗ матеріалів. Це дозволить застосувати прошарки емалі з найбільшою товщиною для збільшення теплозахисного ефекту.

3. Проведене дослідження підтвердило теплозахисний ефект емалевого покриття, як при роботі дизеля на усталених режимах, так і особливо при різких скиданнях – накиданнях навантаження.

4. Розроблена ММ ТНС випускного клапана з покриттям дозволяє, задаючи товщину покриття та його теплофізичні властивості, моделювати протікання перехідних процесів в прошарку ізоляції, визначати критичні напруження, прогнозувати ресурс покриття.

#### Список літератури:

1. Горбунов В.П., *Применение керамики в ДВС [Текст] / В.П. Горбунов // Автомобильная промышленность США. – 1984. – №10. – С. 43 – 47.*
2. Пасхин Е.Б., *Керамический адиабатный двигатель / Е.Б. Пасхин // Автомобильная промышленность США. – 1984. – №5. – С. 20 – 27.*
3. Warer P., Zarnger M., *Hochtemperaturkeramik für Kraftmaschinen Mtz / P. Warer, M. Zarnger // Motortechische Zeitschrift. – 1986. – №44. – С. 225 – 229.*
4. Шеховцов А.Ф. *Процессы в перспективных дизелях / под ред. А.Ф. Шеховцова // Х.: «Основа» при Харьк. ун-те. – 1992. – 352 с.*
5. Тринёв А.В., Калантай В.И., *Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.В. Тринёв, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 35 – 41.*
6. Тринёв О.В., *Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Тринёв. – Харків: «Підручник НТУ «ХПИ». 2014. – 240 с.*
7. *Технология эмали и защитных покрытий. учеб. пособие / Под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков: НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). 2003. – 484 с.*

#### Bibliography (transliterated):

1. Gorbunov, V.P., (1984), «The use of ceramics in ICE», [«Primeneniye keramyky v DVZ»], *US auto industry*, №10. pp. 43–47.
2. Pashkin, E.B., (1984), «Ceramic ADIA-engine», [«Keramicheskyy adyabatnyy dyuzhatel'»], *US automotive industry*, №5. pp. 20–27.
3. Warer, P., Zarnger, M., (1986), *High-temperature ceramics for engine Mtz / MTZ worldwide*, №44. – pp. 225–229.
4. Shekhovtsov, A.F., (1992), *Processes in promising diesel [Protsessy v perspektivnykh dyuzelyakh]*, Kh, "Osnova" Kharkov University, 352 p.
5. Trynov, A.V., Kalantaev, V.I., (2012), «Numerical modeling of the optimum thermal state of the cylinder liner-speed diesel», [«Raschetnoye modelirovaniye optimal'nogo teplovogo sostoyaniya gyl'zy tsylindra bustrokhodnogo dyuzelya»], *Internal combustion engines*, №1. – pp. 35–41.
6. Trynov, A.V., (2014), *Scientific basis of local cooling teplonapruzhenykh details ICE: Monograph [Naukovi osnovy lokal'nogo okholodzhennya teplonapruzhenykh detaley DVZ: monohrafiya]*, Kharkiv, NTU "KPI", 240 p.
7. Bragina, L.L., Zubehin, A.P., (2003), *Technology and enamel coatings. Monograph [Tekhnolohyya emaly u zashchytnykh pokrytuy: monohrafiya]*, Kharkov, NTU "KPI", Novocherkassk, SRSTU (NPI), 484 p.

Надійшла в редакцію 15.06.2016 р.

**Тринёв Александр Владимирович** – канд. тех. наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПИ», Харків, Україна, e-mail: atrinev@gmail.com.

**Самійленко Сергій Олександрович** – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПИ», Харків, Україна, e-mail: samoyla1945@gmail.com.

#### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОЗАЩИТНОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

*А.В. Тринёв, С.А. Самойленко*

Приведены результаты расчетных исследований теплонапряженного состояния выпускного клапана быстроходного автотракторного дизеля на установившихся и переходных режимах сброса – наброса нагрузки. Проанализировано влияние теплоизоляционного эмалевого покрытия на теплонапряженное состояние клапана. Отмечается уменьшение



амплитуды забросов и просадок термических напряжений на переходных режимах на выпускных клапанах с теплоизолирующим покрытием. Используется нестационарная математическая модель на основе метода конечных элементов.

USE A THERMAL COATING FOR IMPROVED HEAT EXHAUST VALVES CONDITION FORCED DIESEL

A. V. Trynov, S.A. Samiylenko

Are the results of the calculation research Heat-Stress exhaust valve status fast tractor diesel engine at steady-state and transient conditions reset-failed to load. The influence of the insulating enamel coating on the Heat-Stress status of the valve. Note the decline in the amplitude of casting and drawdowns on transient thermal stresses on the exhaust valves with thermal insulation coating. Non-stationary used a mathematical model based on the finite element method.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.07

Т.М. Колеснікова, В.Г. Заренбін

АНАЛІЗ ДВИГУНІВ З МОДУЛЬНИМ ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ

*Розглядаються існуючі конструкції автомобільних двигунів, що реалізують різні способи відключення циліндрів. Виявлено недоліки і переваги двигунів з різними способами відключення циліндрів. Відмічається, що модульні двигуни мають найбільшу паливну економічність, однак вони відрізняються складністю та ненадійністю конструкції. Також наведено, що у безштанному двигуні з кривошипно-кулісним механізмом крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується модульне відключення циліндрів.*

**Вступ**

Пріоритетним напрямком розвитку автомобільних чотиритактних бензинових ДВЗ на сучасному етапі, як і раніше, є поліпшення їх паливної економічності і зниження токсичності відпрацьованих газів (ВГ). На сьогодні такі ДВЗ у процесі доробки і тривалої експлуатації прийшли до свого логічного завершення, класична схема з кривошипно-штанунним механізмом (КШМ) вже не в змозі забезпечити подальше удосконалення двигуна і покращення його експлуатаційних властивостей, тобто резерви покращення показників сучасних ДВЗ практично вичерпано. Основною причиною погіршення економічних характеристик бензинових ДВЗ в часткових режимах є дроселювання суміші на впуску. Серед альтернативних способів регулювання навантаження можна виділити регулювання робочого об'єму двигуна шляхом зміни кількості працюючих циліндрів – так зване відключення циліндрів. В сучасному двигунобудуванні метод регулювання потужності відключенням циліндрів набуває широкого практичного застосування. Системи відключення групи циліндрів застосовують на двигунах багатьох провідних автомобілебудівних фірм. Найбільш перспективним вважається, так зване, модульне відключення циліндрів на малих і середніх навантаженнях, на яких двигун працює основну частину часу. Однак існують проблеми реалізації модульного відключення циліндрів в існуючих ДВЗ, а саме в модульних двигунах з

КШМ колінчасті вали відповідних модулів з'єднуються розміщеною поміж ними муфтою, до якої пред'являються дуже високі вимоги. Робота муфти повинна бути строго синхронізована з роботою систем (живлення, запалювання, газорозподілу) модулів, що підключаються, також модульний двигун значно поступається класичному ДВЗ по габаритам і масі, має дуже складну і ненадійну конструкцію.

На сьогодні дослідження ДВЗ з модульним відключенням циліндрів (модульних двигунів) ведуться в США, Німеччині, Японії, Швеції, Росії та ін. країнах.

У статті приведено аналіз двигунів з відключенням циліндрів.

**Регулювання робочого об'єму двигуна**

Як вже зазначалося вище, ДВЗ, що застосовуються на автомобільному транспорті працюють у постійно змінюваних навантажувальних режимах. При цьому більшість часу займають режими малих навантажень та холостого ходу. При цьому, номінальна потужність двигуна використовується лише частково. Як відомо з теорії ДВЗ, ефективна потужність двигуна, крім ефективного середнього тиску, тактності, частоти обертання, залежить також і від робочого об'єму двигуна. Тобто, за інших рівних умов, доцільно було б мати для кожного навантажувального режиму двигун з певним робочим об'ємом. Іншими словами, при зниженні навантаження робочий об'єм повинен зменшуватись і на-