

## РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ЗА ЦИКЛОМ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВУ І ПУСКУ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ

Грицук І.В., кандидат технічних наук  
Адров Д.С.  
Краснокутська З.І.  
Вербовський В.С.

**Вступ.** В Донецькому інституті залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту на кафедрі «Рухомий склад залізниць» продовжуються дослідження по застосуванню системи комбінованого прогріву (СКП) при здійсненні передпускового підігріву і прискореного прогріву після пуску на дизельному двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ)К461М1 (6ЧН 12/14). Особливість системи комбінованого прогріву полягає в тому, що вона включає в себе тепловий акумулятор (ТА) фазового переходу і елементи прискорено прогріву для забезпечення ефективної передпускової теплової підготовки ДВЗ і його прискореного прогріву після пуску в умовах низьких температур. ТА дозволяє накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів (ВГ). Кількість теплової енергії, яку накопичує ТА відповідає необхідній кількості теплової енергії, яка потрібна для попереднього прогріву двигуна від максимально низької температури оточуючого середовища (задається при проектуванні системи) до температури. Елементи прискореного прогріву включають електроклапани і рідинний насос, який дозволяє модулювати циркуляцію охолоджуючої рідини (ОР) в залежності від її температури, для забезпечення ефективного прогріву ДВЗ.

Особливість побудови і роботи СКП полягає в наступному, якщо температура теплоносіїв системи охолодження (СО) ДВЗ нижче гранично допустимого рівня ( $40^{\circ}\text{C}$ ), то для здійснення процесу прогріву і пуску ДВЗ спочатку запускається в роботу ТА й пропускає за допомогою власного насоса через ТА рідкий теплоносій СО, що забирає теплоту накопичену теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ) й транспортує її усередину малого кола циркуляції СО ДВЗ до досягнення в ній встановленої температури ( $40^{\circ}\text{C}$ ). Після цього здійснюється пуск ДВЗ і запускається система прискореного прогріву ДВЗ, а після досягнення температури теплоносіїв у малому колі ДВЗ значення  $80^{\circ}\text{C}$  в СКП ДВЗ відбувається зарядка ТА, для можливості повторного його використання. У випадку підвищення температури теплоносія більше допустимої норми (більше  $90^{\circ}\text{C}$ ) спрацьовують електромагнітні клапани на відключення відповідних елементів системи. У рамках поставленого завдання СКП працює в автоматичному режимі і виконує наступні функції: зчитує значення датчиків температури охолоджуючої рідини; проводить порівняльний аналіз температурних характеристик з метою виявлення стану теплоносіїв СО ДВЗ; керує всіма елементами при здійсненні прогріву, відповідно до отриманої інформації, а саме: вибирає режими прогріву; коректує роботу відповідних елементів у випадку збільшення температур теплоносіїв СО вище допустимої норми.

**Аналіз останніх досліджень.** За результатами стендових випробовувань двигуна 6ЧН 12/14, оснащеного СКП з ТА фазового переходу[1], отримано, що при застосуванні СКП покращується паливна економічність (сумарна витрата палива на прогрів) при здійсненні пуску та прогріву після пуску ДВЗ при його роботі на режимі холостого ходу. Крім цього, суттєво зменшується час прогріву ДВЗ в інтервалі від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та до температури, при якій можливо здійснити приймання

навантаження двигуном. При цьому покращуються екологічні показники двигуна, зокрема зменшуються викиди оксидів азоту та викиди твердих часток, в такому ж інтервалі робочих температур. Були також визначені температурні параметри циліндра ДВЗ за висотою порожнини охолодження.

За результатами моніторингу системи охолодження двигуна були отримані залежності зміни температур в різних місцях системи рідинного охолодження ДВЗ у часі в залежності від зміни температур оточуючого середовища [2, 3].

За результатами стендових випробувань експериментального зразка теплового акумулятора фазового переходу за часом його зарядки і розрядки при різних вхідних параметрах [4] отримано, що при застосуванні даної конструкції ТА в системі охолодження стаціонарного ДВЗ підвищуються пускові температури двигуна в холодних кліматичних умовах і підвищується ефективність його пуску. ТА забезпечує необхідні характеристики при розряджанні і заряджанні, які в повному обсязі відповідають потребам досліджуваної СКП.

Проведена оцінка спроможності ТА на протязі довгого часу підтримувати теплову здатність забезпечення «гарячого пуску», що повністю достатньо для забезпечення робото здатності СКП й виконання поставлених задач по здійсненню режиму передпускової теплової підготовки від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості прийняття навантаження.

**Постановка задачі.** Для оцінювання ефективності застосування СКП доцільно визначити паливну економічність та екологічні показники стаціонарного ДВЗ за циклом передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску на математичній моделі при застосуванні системи комбінованого прогріву.

**Основний матеріал.** Створення ефективної розрахункової методики дослідження і аналізу паливної економічності і екологічних показників ДВЗ при застосуванні системи комбінованого прогріву під час здійснення пуску і прогріву є своєчасною і актуальною науково-дослідною задачею. При створенні математичної моделі був врахований досвід відомих учених О.О. Чиркова, О.К. Костіна, Р.М. Петриченко, Н.О. Іващенко, Н.Д. Чайнова, Б.С. Стефановського, О.Л. Новеннікова, Г.Б. Розенбліта, Д.Б. Кузнєцова[10] у області дослідження інтенсивності процесу теплообміну в порожнинах охолодження гільзи й головки циліндра ДВЗ. Загальною особливістю всіх робіт є те, що у рівняннях, що визначають коефіцієнт тепловіддачі (у формі чисел Нусельта) у критерій Рейнольдса входить величина середньовитратної швидкості, що визначається за витратою рідини через порожнину охолодження й еквівалентним діаметром. Б.С. Стефановським і О.Л. Новенніковим [10] було показано, що необхідно досліджувати локальні особливості теплообміну для прогнозування температурного стану деталей ДВЗ, що також біло враховано в розробленій математичній моделі.

В процесі досліджень розроблена, а після проведення експериментальних досліджень, уточнена математична модель розрахунку паливної економічності і екологічних показників дизеля K461M1 (6ЧН 12/14) при застосуванні СКП під час здійснення пуску і прогріву [5], яка дозволяє отримати термінові (годинні) параметри, показники паливної економічності та екологічні показники двигуна в процесі здійснення ним режиму передпускової теплової підготовки від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості прийняття навантаження. Математична модель враховує особливості застосування СКП на дизелі 6ЧН 12/14.

Для формування бази вихідних даних розробленої математичної моделі були використані експериментальні дані щодо конструкції і робочого процесу ДВЗ, а також розраховані вихідні дані робочого процесу досліджуваного ДВЗ. Для цього був використаний програмний комплекс (програма класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна розглядаються в ній як відкриті термодинамічні системи) Diesel-RK [6], що призначений для розрахунку, аналізу і дослідження двотактних і чотиритактних ДВЗ. В результаті проведеної підготовки необхідних вихідних даних були отримані залежності

тиску, температури в циліндрі та температури у випускному колекторі в залежності від повороту колінчастого валу ДВЗ при частоті обертання  $700 \text{ хв}^{-1}$ , які в подальшому були використані в математичній моделі.

Також в математичну модель закладені поліноміальні залежності, отримані опрацюванням результатів стендових досліджень двигуна 6ЧН 12/14 а саме, залежності витрати палива при прогріві ДВЗ: зі штатною системою охолодження, з встановленими в СО ДВЗ елементами прискореного прогріву двигуна (СППД), з встановленою на ДВЗ дослідною СКП та попереднім прогрівом двигуна до температур «гарячого пуску», а саме:  $40^\circ\text{C}$ ,  $50^\circ\text{C}$  та  $60^\circ\text{C}$ . Крім цього, були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують характер зміни температур прогріву елементів конструкції блоку циліндрів та головки блоку циліндрів дизелі 6ЧН 12/14. Уточнені були також коефіцієнти тепловіддачі СКП в елементах системи утилізації теплової енергії тепловим акумулятором (СУТТА), а саме в теплообмінниках та СО ДВЗ, а також були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують процеси заряджання та розряджання ТА в процесі роботи [7].

Як складові математичної моделі, за положеннями [2], були уточнені рівняння розробленої методики моніторингу теплових параметрів системи охолодження дизеля 6ЧН 12/14 за даними натурної характеристики СО. В першу чергу це стосується закономірностей процесу охолодження двигуна. В математичну модель, в якості домінуючого параметру при виборі критерію допустимого охолодження дизеля K461M1, введені параметри зміни температури на вході в блок циліндрів двигуна. Завдяки цьому отримана можливість в математичній моделі прогнозувати динаміку падіння температурних показників двигуна у часі та давати відповідні рекомендації щодо кількості теплової енергії, інтервалів та тривалості передпускової підготовки двигуна від теплового акумулятора фазового переходу СКП.

Для урахування особливості застосування СКП в СО ДВЗ в математичну модель закладено умови, основні припущення і модельні уявлення, необхідні для побудови математичної моделі функціонування СКП ДВЗ з ТА прийнятої конструкції, при яких відбувається включення, робота і відключення СКП. Серед них такі:

- СКП, встановлена на ДВЗ, працює однаково, при будь яких температурах, означених в дослідженні;
- в СО відсутні витоки ОР, вона не утримує в собі не розчиненого в ній повітря;
- робота ТА СКП при різних температурних параметрах оточуючого середовища відбувається однаково при сталих власних параметрах;
- виходячи з отриманих результатів моніторингу теплових параметрів ДВЗ і його системи охолодження з СКП, можливо передбачити, що робота ДВЗ з СКП в різних температурних умовах оточуючого середовища відбувається у відповідності із попередньо отриманими результатами;
- тепловий стан ДВЗ оцінюється за змінною в часі температурою його деталей, дотичних з ОР;
- у процесах зарядки і розрядки ТА теплові втрати в навколишнє середовище від трубопроводів СКП незначні, тому температура охолоджуючої рідини на вході в ТА дорівнює її температурі на виході з ДВЗ, а температура охолоджуючої рідини на виході з ТА дорівнює її температурі на вході в ДВЗ. Аналогічно, теплові втрати в навколишнє середовище ТА в процесі його розрядки, а також теплові втрати на нагрів сусідніх з двигуном, агрегатів не враховуються;
- оскільки всі елементи теплообмінника ТА розташовані у вигляді послідовно-паралельних циліндричних поверхонь мають у радіальному напрямку той самий розмір (товщину), а коефіцієнти тепловіддачі в усіх елементах (контурах) теплообмінника однакові, то процес фазового перетворення ТАМ у всіх контурах ТА буде відбуватися практично синхронно. Це означає, що поле температур усередині ТАМ, температура стінок контурів і щільність теплового потоку в кожний момент  $\tau$  часу передбачаються однаковими для всіх капсул;

- у початковий момент часу  $\tau = 0$  в період зарядки ТА ТАМ знаходиться в твердому стані, а в період розрядки - в рідкому, при цьому його температура вирівняна за обсягом ТА і дорівнює температурі  $T$ ;
- у зворотних процесах фазового переходу ТАМ плавлення-кристалізація-плавлення кордони розділу фаз сформовані, температурне поле ТАМ в зростаючій фазі лінійно, а температура зникаючої фази дорівнює температурі фазового переходу;
- теплопровідність ТАМ в поздовжньому напрямку ТА відсутня;
- процес фазового перетворення ТАМ приймається одномірним. При цьому межі розділу фаз незмінні за формою і в кожний момент часу представляють циліндричні поверхні, розташовані концентрично по відношенню до стінок теплообмінників;
- коефіцієнти переносу (тепловіддачі, теплопередачі, теплопровідності) і питомі теплоємності постійні і не залежать від температури, а коефіцієнти тепловіддачі ОР в різних контурах теплообмінника рівні між собою;
- кожний контур теплообмінника ТА можливо розглядати у вигляді так званої тонкої стінки, товщина якої мала у порівнянні з діаметром. В цьому випадку допускається процес теплообміну розраховувати стосовно до плоскої стінки, аналогічно (1);
- термічний опір стінки теплообмінника ТА не враховується.

За основу моделі прийнята відома формула [8, 9] для визначення питомого теплового потоку через плоску стінку:

$$q = \frac{t_h - t_f}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f}} \quad (1)$$

де  $t_h$  і  $t_f$  температура газів в циліндрі і охолоджуючої рідини, відповідно;

$\alpha_h$  і  $\alpha_f$  - коефіцієнт тепловіддачі газів до стінки і від стінки в рідину, відповідно;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності,

$\delta$  - товщина стінки.

Оскільки для даного випадку температура газу не потрібна, перетворимо формулу (1), забравши з неї  $t_h$  і  $\alpha_h$  і ввівши в неї значення температури стінки з боку газу ( $t_w$ ), отримуємо:

$$t_w = t_f + q \left( \frac{1}{\alpha_f} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \quad (2)$$

Аналізуючи формулу (2), можна відзначити, що зміна  $t_w$  за заданим законом можлива, або впливаючи на температуру охолоджуючої рідини  $t_f$ , що мало ефективно, або на інтенсивність тепловіддачі  $\alpha_f$ . Інші параметри або постійні для даної конструкції ( $\frac{\delta}{\lambda}$ ), або задаються режимом роботи двигуна ( $q$ ).

Математичне моделювання проводилось за умов встановлення СКП на дизель К461М1 стаціонарного дизель-електричного агрегату ДГМА-75М1, параметри якого закладені в математичну модель. Моделювання проводилось за наступних умов при застосуванні утилізатора теплової енергії ВГ:

- без застосування СКП;
- при застосуванні СКП з працюючими елементами СППД з відключеними елементами СУТТА;
- при застосуванні СКП з працюючими елементами СППД і СУТТА.

В процесі моделювання формувався цикл передпускового прогріву і пуску ДВЗ від початку розряджання ТА (початок теплової підготовки ДВЗ) до повного його заряджання, що визначається температурою фазового переходу ТАМ.



При моделюванні розглядалися процеси передпускового прогрівання ДВЗ К461М1 при різних фіксованих температурах оточуючого середовища, але результати вибирали для найбільш характерних для регіону температур, а саме: 20 °С, 0 °С, -20 °С.

На обумовлених температурних режимах СКП працює наступним чином: прогрів ДВЗ від ТА триває 862с., 1433с., 1956с. відповідно, потім після досягнення в СО температури ОР 50°С відбувається запуск ДВЗ та комбінований прогрів його від ТА та теплової енергії згорання палива, працюючого ДВЗ, до температури ОР в СО 85°С за 570с. Після досягнення температури ОР 85°С відбувається зарядка ТА, яка триває 460с., 1697с., 1876с. відповідно. Для порівняння, у тих же умовах, прогрів ДВЗ класичним методом (без використання СКП) буде тривати 1350с., 1810с. та 2715с. відповідно.

З отриманих залежностей видно, що ДВЗ від СКП (без запуску) прогрівається до температури  $t^{\circ}\text{C} = 40$  (50/60) °С відповідно за 1343 (1433/1541)с., що менше на 486с. (27%) (396с. (21%) / 288с. (16%)) у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50°С, яка становить 1829с.

При такому прогріванні з СКП дизель витрачає менше палива відповідно на 0,378 (0,323 / 0,249)кг., що менше на 0,605кг. (62%) (0,660кг. (67%) / 0,734кг. (75%)) у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50°С, яка становить 0,983кг.

Викиди оксидів азоту  $\text{NO}_x$  дизеля при такому прогріванні з СКП зменшуються відповідно до 0,327 (0,212 / 0,107)г., що менше на 4,653г. (93%) (4,777г. (96%) / 4,882г. (98%)), у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50°С, яка становить 4,989г. (100%).

Викиди твердих часток  $K$  зменшуються відповідно до 1,071 (8,149 / 0,489)мг., що менше на 7,87мг. (88%) (4,698мг. (91%) / 8,452мг. (94%)) відповідно у порівнянні з прогрівом ДВЗ класичним методом зі штатною СО (без СКП) до температури 50°С, яка становить 8,941мг. (100%).

Це можна пояснити тим, що в процесі прогріву досліджуваний ДВЗ з СКП спочатку прогрівається від запасеної теплоти ТА, коли ДВЗ взагалі не працює, а після пуску дизеля зразу ж прогрівається від розробленої системи прискореного прогріву, а не від штатного водяного насоса (помпи) ДВЗ. При чому, передпусковий прогрів здійснюється для різних температурах ОР в СО досліджуваного дизеля, тобто до  $t^{\circ}\text{C} = 40$  (50/60)°С, а вже після досягнення цієї температури запускається дизель і починає працювати система прискорено прогріву ДВЗ у складі СКП. На відміну від ДВЗ зі штатною СО (без СКП), коли двигун починає працювати на х.х. від самого моменту пуску до досягнення температури «гарячого пуску» (40 (50/60)°С), з усіма існуючими в практичній експлуатації ДВЗ недоліками прогріву таким способом на режимі х.х. роботи дизеля.

Таким чином, порівнюючи отримані параметри: час прогріву  $\tau$ , с., годинні витрати  $G_T$  дизельного палива (сумарна витрата палива на прогрів), викиди оксидів азоту  $\text{NO}_x$ , твердих часток  $K$  під час виконання пуску і прогріву ДВЗ до температури «гарячого пуску» видно, що СКП дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 16-27%), екологічності (для  $\text{NO}_x$  до 93-98%, а для  $K$  до 88-94%) й паливної економічності (до 62-75%) дослідного ДВЗ при вирішенні проблем холодного запуску на основі ТА й прискорення прогріву ДВЗ за допомогою СКП.

Результатами проведеного дослідження є також те, що при збільшенні швидкості циркуляції потоку ОР в СО ДВЗ з 0,08 м/с (що відповідає швидкості циркуляції ОР при прогріві ДВЗ на холостих обертах зі штатним насосом) до 0,22 м/с (що відповідає характеристикам циркуляційного насоса СКП), ми отримуємо зменшення часу прогріву  $\tau$ , с. в середньому на 14%, витрати палива  $G_T$  на 25%, зменшити викиди твердих часток  $K$  на 28%, а оксидів азоту  $\text{NO}_x$  – на 23%.

**Висновок.** Таким чином оцінювання ефективності застосування СКП за циклом передпускового прогріву і пуску ДВЗ підтвердило покращення паливної економічності при роботі із застосуванням системи комбінованого прогріву, а також ефективність застосування

СКП, як одного з напрямків покращення екологічних показників ДВЗ без погіршення паливної економічності.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Адров Д.С., Грицук І.В., Александров В.Д., Постников В.А., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І., Вербовський В.С., Краснокутська З.І. Експериментальні дослідження системи комбінованого прогріву двигуна з тепловим акумулятором // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2012– Випуск №31. с. 158-167,
2. Сычушкин, И.В. Автоматизированная система идентификации тепловых параметров водяной системы энергоустановки транспортного средства [Электрон. ресурс] / И.В. Сычушкин (Эффективность системы электроэнергетики и экономии электрической энергии) – Режим доступа: [http://www1.nntu.nnov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology\\_2005/section02.doc](http://www1.nntu.nnov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology_2005/section02.doc)
3. Грицук І.В., Адров Д.С. Покращення паливної економічності дизеля К-461М1 застосуванням системи комбінованого прогріву при здійсненні пуску і прогріву // Сучасний стан і проблеми двигунобудування. Матеріали 2-ої Міжнародної науково-технічної конференції: 28-29 листопада 2012р., Миколаїв: НУК, 2012. с. – 170-178.
4. Адров Д.С., Грицук І.В., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур // Зб. наук. праць ДонІЗТУкрДАЗТ, вип. 27.- Донецьк, 2011.- С. 117 – 126.
5. Комп'ютерна програма «Математична модель і результати розрахунку екологічних показників і паливної економічності двигуна внутрішнього згорання, обладнаного системою прискореного прогрівання і тепловим акумулятором (ТА) на режимі його прогрівання» Свідectvo про реєстрацію авторського права на твір № 43344 от 17.04.2012. Заявка від 16.02.2012 №43416 / Грицук І.В., Адров Д.С., Гутаревич Ю.Ф., Краснокутська З.І., Гуцин А.М. – 2с.
6. [www.diesel-rk.bmstu.ru](http://www.diesel-rk.bmstu.ru)
7. Адров Д.С., Грицук І.В., Постников В.А. Математичні моделі функціонування теплового акумулятора фазового переходу системи комбінованого прогріву ДВЗ // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. - Випуск №133. с. 270-277
8. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. – 415с.
9. Юдаев Б.Н. Теплопередача. М.: Высшая школа, 1981. - 319с.
10. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств.- СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2005. – 286с.

#### РЕФЕРАТ

Грицук І.В., Адров Д.С., Краснокутська З.І., Вербовський В.С. Результати розрахунку паливної економічності та екологічних показників двигуна внутрішнього згорання за циклом передпускового прогріву і пуску при застосуванні системи комбінованого прогріву / Ігор Валерійович Грицук, Дмитро Сергійович Адров, Зоя Ігорівна Краснокутська, Валерій Степанович Вербовський // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2013. – Вип. 27.

У статті наведені результати математичного моделювання роботи стаціонарного двигуна внутрішнього згорання при застосуванні системи комбінованого прогріву з тепловим акумулятором фазового переходу за циклом передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску.

Об'єкт дослідження – показники паливної економічності та екологічні показники двигуна внутрішнього згорання при здійсненні пуску і прогріву.

Мета роботи – визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна на математичній моделі за циклом передпускового прогріву при застосуванні системи комбінованого прогріву з тепловим акумулятором фазового переходу.

Метод дослідження – розрахунковий метод визначення показників теплового стану двигуна, масових викидів шкідливих речовин та витрати палива в процесі прогріву його при різних умовах навколишнього середовища.

При експлуатації двигунів внутрішнього згорання в умовах низьких температур виникає проблема їх запуску й попереднього передпускового прогріву для роботи з навантаженням, що пояснюється порушенням їх нормального теплового стану. Ефективність використання ДВЗ і його екологічна безпека суттєво залежить від часу, що витрачається на передпускову підготовку, яка містить у собі комплекс заходів, що забезпечують впевнений і безаварійний пуск двигуна й прискорену підготовку його до прийняття навантаження. Усунення вищевказаних проблем доцільно виконувати шляхом використання системи комбінованого прогріву з тепловим акумулятором фазового переходу в процесі передпускової підготовки двигуна. В статті наведені результати визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна на математичній моделі роботи стаціонарного ДВЗ при застосуванні системи комбінованого прогріву з тепловим акумулятором фазового переходу за циклом передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску.

Результати статті можуть бути впроваджені в конструкціях систем комбінованого прогріву з тепловими акумуляторами двигунів при виконанні їх передпускового прогріву і прискореного прогріву після пуску.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження - пошук відповідної конструкції системи комбінованого прогріву з тепловим акумулятором фазового переходу, що забезпечує оптимальний передпусковий прогрів двигуна.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ВІДПРАЦЬОВАНІ ГАЗИ, ВИТРАТА ПАЛИВА, СИСТЕМА КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ, ТЕПЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ.

#### ABSTRACT

Gritsuk I.V., Adrov D.S., Krasnokutskaya Z.I., Verbovsky V.S. The results of calculations of fuel efficiency and environmental performance of the internal combustion engine in a cycle preheating and start using the system of combined heating / Igor Gritsuk, Dmitriy Adrov, Zoe Krasnokutskaya, Valery Verbovsky // Herald of the National Transport University. – K.: NTU – 2013. – Issue. 27.

In the article the prospect of results of mathematical modeling of the stationary internal combustion engine using a combined heating system with thermal batteries phase transition for cycle preheating, start-up and rapid warm-up after starting.

Object of study - fuel economy and environmental performance of the internal combustion engine during start-up and implementation of the warm-up.

Purpose - to determine the fuel efficiency and environmental performance of the engine on the mathematical model of the cycle of preheating when used with a combined heating with heat storage phase transition.

Method study- current method of determining the parameters of the thermal state of the motor, the mass of emissions and fuel consumption in the process of heating to different environmental conditions.

During operating the internal combustion engine at low temperatures there is a problem and they run prior to preheating under load, which is due to a violation of their normal thermal conditions. Efficient use of internal combustion engines and environmentally-essentially depends on the time spent in pre-start preparation, containing a range of measures in place to ensure trouble-free, and start the engine and accelerated training him to accept the load. Elimination of the above problems is advisable to make use of the system by a combined heating with heat storage phase transition in the pre-launch preparation engine. The paper presents the results of determining the fuel economy and environmental performance of the engine on a mathematical model of a

stationary internal combustion engines using the system combined with the warm heat storage phase transition cycle preheating, start-up and rapid warming after starting.

The results of the article can be incorporated in the construction of heating systems combined with heat storage in the performance of their engine preheating and accelerated warming after starting.

Forecast assumptions about the object of study - search for relevant system design, combined with the warm heat storage phase transition, providing optimum pre-start warming up the engine.

**KEYWORDS:** INTERNAL COMBUSTION ENGINE, EXHAUST GASES, FUEL CONSUMPTION, SYSTEMS OF COMBINED HEATING, HEAT STORAGE PHASE TRANSITION.

#### РЕФЕРАТ

Грицук И.В., Адров Д.С., Краснокутская З.И., Вербовский В.С. Результаты расчетов топливной экономичности и экологических показателей двигателя внутреннего сгорания по циклу предпускового прогрева и пуска при использовании системы комбинированного прогрева / Игорь Валериевич Грицук, Дмитрий Сергеевич Адров, Зоя Игоревна Краснокутская, Валерий Степанович Вербовский // Вестник Национального транспортного университета. – К.: НТУ – 2013. – Вып. 27.

В статье приведены результаты математического моделирования работы стационарного двигателя внутреннего сгорания при использовании системы комбинированного прогрева с тепловым аккумулятором фазового перехода по циклу предпускового прогрева, пуска и ускоренного прогрева после пуска.

Объект исследования – показатели топливной экономичности и экологические показатели двигателя внутреннего сгорания при осуществлении пуска и прогрева.

Цель работы – определение топливной экономичности и экологических показателей двигателя на математической модели по циклу предпускового прогрева при использовании системы комбинированного прогрева с тепловым аккумулятором фазового перехода.

Метод исследования – расчетный метод определения показателей теплового состояния двигателя, массовых выбросов вредных веществ и расхода топлива в процессе его прогрева при различных условиях окружающей среды.

При эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в условиях низких температур возникает проблема их запуска и предварительного предпускового прогрева для работы под нагрузкой, которая объясняется нарушением их нормального теплового состояния. Эффективность использования ДВС и его экологическая безопасность существенно зависят от времени, затрачиваемого на предпусковую подготовку, содержащую комплекс мероприятий, обеспечивающий уверенный и безаварийный пуск двигателя и ускоренную подготовку его к принятию нагрузки. Устранение вышеуказанных проблем целесообразно выполнять путем использования системы комбинированного прогрева с тепловым аккумулятором фазового перехода в процессе предпусковой подготовки двигателя. В статье приводятся результаты определения топливной экономичности и экологических показателей двигателя на математической модели работы стационарного ДВС при использовании системы комбинированного прогрева с тепловым аккумулятором фазового перехода по циклу предпускового прогрева, пуска и ускоренного прогрева после пуска.

Результаты статьи могут быть внедрены в конструкциях систем комбинированного прогрева с тепловыми аккумуляторами двигателей при выполнении их предпускового прогрева и ускоренного прогрева после пуска.

Прогнозные предположения относительно развития объекта исследования - поиск соответствующей конструкции системы комбинированного прогрева с тепловым аккумулятором фазового перехода, обеспечивающий оптимальный предпусковой прогрев двигателя.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ОТРАБОТАВШИЕ ГАЗЫ, РАСХОД ТОПЛИВА, СИСТЕМА КОМБИНИРОВАННОГО ПРОГРЕВА, ТЕПЛОВОЙ АККУМУЛЯТОР ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА.