

# ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Всеукраїнський науково-технічний журнал

2'2020

Видання засновано Національним технічним університетом

"Харківський Політехнічний Інститут" у 2002 році

Держвидання

Свідоцтво Держкомітету інформаційної політики,

телебачення та радіомовлення України КВ №6393 от 29.07.2002 р.

## РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор

*Марченко А. П.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Заступники головного редактора

*Єпіфанов С. В.*, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» Україна, *д.т.н., проф.*

*Парсаданов І. В.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Відповідальний секретар

*Рикова І. В.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *к.т.н., с.н.с.*

*Абрамчук Ф. І.*, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, *д.т.н., проф.*

*Білогуб О. В.*, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

*Варбанець Р. А.*, Одеський Національний Морський Університет, Україна, *д.т.н., проф.*

*Григор'єв О. Л.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

*Гричук І. В.*, Херсонська державна морська академія, Україна, *д.т.н., проф.*

*Грицюк О. В.*, Харківський національний автодорожній університет, Україна, *д.т.н., проф.*

*Гутаревич Ю. Ф.*, Національний транспортний університет, Україна, *д.т.н., проф.*

*Клименко Л. П.*, Чорноморський національний університет, Миколаїв, Україна, *д.т.н., проф.*

*Кухарьонко Г. М.*, Білоруський національний технічний університет, Білорусь, *д.т.н., проф.*

*Пильов В. О.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

*Полив'яничук А. П.*, Харківський національний університет міського господарства, Харків, Україна, *д.т.н., проф.*

*Прохоренко А. О.*, Харківський національний автодорожній університет, Україна, *д.т.н., проф.*

*Радковський С.*, Варшавська політехніка, Польща, *д.н., проф.*

*Самойленко Д.*, Варшавська політехніка, Польща, *д.н.*

*Сенчіла В.*, Литовська морська академія, Литва, *д.н., проф.*

*Тимошевський Б. Г.*, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна, *д.т.н., проф.*

*Ткачук М. А.*, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

*Чайнов М. Д.*, МГТУ ім. Баумана, Росія, *д.т.н., проф.*

*Чо Х. М.*, Кунцзюйський національний університет, Південна Корея, *д.н., проф.*

## АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ», кафедра ДВЗ

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89,

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua, dvs@kpi.kharkov.ua

Офіційний сайт видання: <http://dvs.khpi.edu.ua/>

Двигуни внутрішнього згоряння // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ». – 2020. – №2. – 108 с.

Всеукраїнський науково-технічний журнал з питань теорії і практики, моделювання та експериментальних досліджень робочих процесів, конструкцій, інноваційних технологій, виготовлення і експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Матеріали статей були рекомендовані Програмним комітетом XXV Міжнародного конгресу двигунобудівників до відкритої публікації в журналі і прийняті редакційною колегією.

З квітня 2013 р. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Двигуни внутрішнього згоряння» включений в довідник періодичних видань бази даних *Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)*, науково-метричні системи *Google Scholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, РИНЦ, ВИНИТИ*. Журнал пройшов планову переатестацію та згідно з наказом МОН України № 409 від 17.03.2020 включений до списку друкованих періодичних видань, які входять до Переліку наукових фахових видань України та присвоєна категорія «Б».

Видається за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ» протокол № 4 від 03.07.2020 р.

© Національний технічний університет "Харківський Політехнічний Інститут", 2020.

# ЗМІСТ

## КОНСТРУКЦІЯ ДВЗ

<i>Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурін, А.С. Познанський</i> <b>Вибір зазорів циліндро-поршневих сполучень роторно-поршневих двигунів. . . . .</b>	<b>3</b>
<i>О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, М.Ю. Сус</i> <b>Моделювання теплового стану циліндрової гільзи автотракторного дизеля. . . . .</b>	<b>9</b>
<i>І.В. Парсаданов, С.О. Ковальов, С.В. Плис</i> <b>Розроблення електронних мікропроцесорних блоків управління газовими двигунами. . . . .</b>	<b>14</b>
<i>М. С. Шелестов</i> <b>Розвиток системи наддуву високофорсованих дизелів. . . . .</b>	<b>20</b>

## РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДВЗ

<i>Н.В. Слободянюк</i> <b>Процес вприскування палива на скоростній характеристиці середнеоборотного дизеля при змінних режимах. . . . .</b>	<b>28</b>
<i>Е.В. Белоусов, І.В. Грицюк, Р.А. Варбанец, А.Е. Самарин</i> <b>Реалізація високоєфективних термодинамічних циклів в двохтактних твердопаливних поршневих двигачах внутрішнього згорання судового призначення. . . . .</b>	<b>37</b>

## ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

<i>О. М. Kondratenko, V. Yu. Koloskov, Yu. F. Derkach, S. A. Kovalenko</i> <b>Criteria-based assessment of fuel and ecological efficiency of exploitation process of reciprocating ICE of power plants considering of emission of sulfur oxides. . . . .</b>	<b>46</b>
---	-----------

## ВИПРОБУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДВЗ

<i>А.А. Лисовал</i> <b>Результати досліджень по використанню суміші біогазу і метану в газовому двигачі електростанції. . . . .</b>	<b>58</b>
<i>О.В. Грицюк, Д.В. Левченко</i> <b>Особливості уявлення моменту опору дизельного двигача як незалежного фактору впливу на його пускові якості. . . . .</b>	<b>64</b>
<i>А.Э. Хрулев, С.А. Дмитриев</i> <b>Влияние конструкции системы впуска на центрифугирование пыли и износ деталей современных ДВС. . . . .</b>	<b>73</b>

## ГІБРИДНІ СИЛОВІ УСТАНОВКИ

<i>Т.Н. Колесникова, В.Г. Заренбин, О.П. Сакно, В.С. Швецький</i> <b>Аналіз паливної економічності автомобілів з гібридною силовою установкою. . . . .</b>	<b>85</b>
<i>Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.І. Случак, О.Ф. Прищепов, О.В. Щесюк, Я.Ю. Давиденко</i> <b>Автоматизована ticker-система дистанційного відображення даних для світлодіодного табло в стендових випробуваннях двигачів внутрішнього згорання. . . . .</b>	<b>89</b>
<i>Л.В. Капітанова, О.В. Лось, В.І. Рябков</i> <b>Методика впливу заміни маршових двигачів на масу і злітно-посадкові характеристики модифікацій літаків. . . . .</b>	<b>95</b>

## ІСТОРІЯ ДВИГУНОБУДУВАННЯ, ОСОБИСТОСТІ, ЮВІЛЕЇ

<i>Парсаданов І.В.</i> <b>90 лет кафедре ДВС НТУ «ХПИ» . . . . .</b>	<b>102</b>
---	------------

*Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурін, А.С. Познанський*

## ВИБІР ЗАЗОРІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВИХ СПОЛУЧЕНЬ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Розглянуто та проаналізовано вплив величини зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 нової конструкції на його працездатність і надійність. Аналіз впливу зазору було виконано з урахуванням матеріалу, з якого виготовлено сполучні пари (поршень і робочий циліндр), та їх робочої температури. Як матеріал для виготовлення поршнів роторно-поршневого пневмодвигуна у першому випадку було обрано алюмінієвий ливарний сплав АК12М2МгН, а у другому – чавун із шароподібним графітом ВЧ 50. Як матеріал для виготовлення робочого циліндра (фактично – ротора) роторно-поршневого пневмодвигуна в обох випадках було обрано чавун із шароподібним графітом ВЧ 50. Діапазон змінення температури було обрано, базуючись на попередніх експериментальних дослідженнях дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5. Так, обраний діапазон температур складає від  $-25$  до  $100$  °С. Мінімальне значення температури обумовлене низькою температурою відпрацьованого повітря у впускному ресивері пневмодвигуна, а максимальне – температурою можливого підігріву стиснутого повітря на вході у впускний ресивер пневмодвигуна. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору оптимального зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 та встановлено, що номінальний торцевий зазор, який забезпечує нормальну роботу в діапазоні температур від  $-25$ ... $100$  °С, для чавунного поршня й чавунного робочого циліндра складає  $25$  мкм, а для варіанта виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву –  $33$  мкм. Запропоновані торцеві зазори не перевищують рекомендованих значень для подібних сполучних деталей подібних агрегатів. Правильність обраних торцевих зазорів сполучних деталей також була підтверджена стендовими випробуваннями дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна з подальшою дефектацією деталей. Визначено, що перевищення температури у  $100$  °С для варіанта виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву призводить до задиру поверхні робочого циліндра, заклинювання поршня з подальшим обривом рухомих ланок та пошкодженням бобишок поршня.

**Ключові слова:** зазор; роторний пневмодвигун; робочий циліндр; поршень; сполучення.

### Вступ

Широке використання пневмодвигунів у різних галузях промисловості (особливо у гірничодобувній [1], транспорті [2–4], підводних апаратах [5], авіації, системах утилізації енергії [6, 7]) обумовило велику кількість різноманітних конструкцій [8]. Однак незалежно від конструктивного виконання та призначення пневмодвигуни повинні забезпечувати максимальне енергоперетворення енергії потоку стиснутого повітря.

Потік стиснутого повітря, підведеного до робочого циліндра пневмодвигуна, можна умовно розділити на те, що використовується для здійснення роботи, й те, яке втрачається через зазори в місцях сполучення деталей. На величину втрат стиснутого повітря пневмодвигунів напряму впливають наступні чинники:

- спосіб ущільнення сполучних деталей;
- правильність обраних зазорів і точність виготовлення;
- середня швидкість поршня;
- значення робочого тиску стиснутого повітря у впускному ресивері;
- початкова температура стиснутого повітря та, відповідно, температура деталей циліндро-поршневої групи.

Урахування цих факторів на стадії проектування, виготовлення, а також експлуатації дозволить знизити втрати стиснутого повітря і тим самим підвищити ефективні показники пневмодвигунів.

### Постановка задачі

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» було спроектовано та виготовлено декілька зразків роторно-поршневих пневмодвигунів принципово нової конструкції (рис. 1), що підтверджено патентом на винахід України [9].

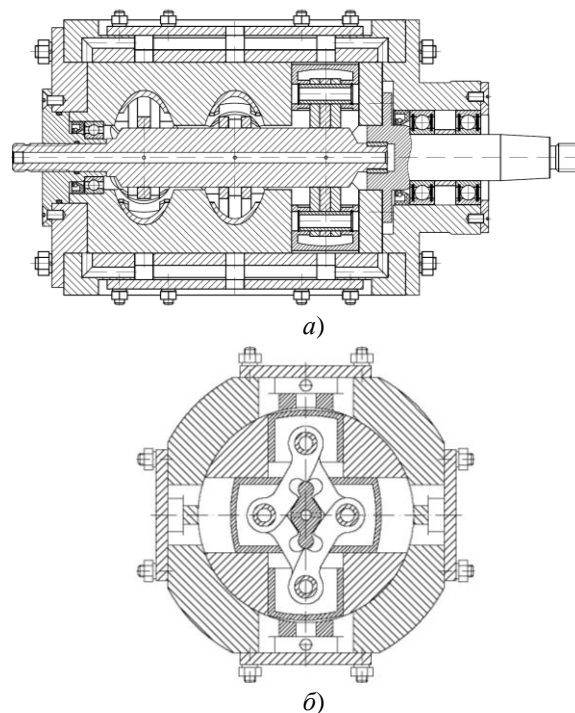


Рис. 1. Роторно-поршневий пневмодвигун РПД-4,4/1,75: а – поздовжній розріз; б – поперечний розріз

У корпусі пневмодвигуна розміщено центральний ротор у якому радіально виконано дванадцять попарно-опозитних циліндра. У циліндрах зворот-но-поступово рухаються поршні. Поршні разом з рухомими ланками та пальцями утворюють шарнірний чотирикутник (рис 2). У корпусі пневмодвигуна також виконані впускні та випускні ресивери з повітряними каналами. При повороті, центральний ротор відкриває впускні отвори і стиснуте повітря з впускного ресивера поступає до робочого циліндра пневмодвигуна де стиснене повітря розширюється та передає зусилля на два симетрично розташованих поршня й відповідно зв'язаним з ними рухомим ланкам. При цьому поршні, які рухаються до центра ротора здійснюють робочий хід, а інші два (зв'язані з ними у шарнірному чотирикутнику) – допоміжний хід, тобто забезпечують випуск відпрацьованого повітря. Внаслідок цього центральний ротор починає обертатися. У центрі шарнірного чотирикутника розміщено регулюючий кулачок, який дозволяє регулювати ступінь наповнення (регулювати режими роботи пневмодвигуна), а також дозволяє змінювати напрямок обертання центрального ротора.

Особливістю пневмодвигуна є механізм руху, який відрізняється від класичних схем (наприклад, кривошипно-шатунний механізм), та його деталі (рис. 2).



Рис. 2. Рухомий чотирикутник у зборі з поршнями механізму руху роторно-поршневого пневмодвигуна

Саме нова конструкція обумовлює необхідність розробки практичних рекомендацій щодо проектування та виготовлення роторно-поршневих пневмодвигунів різного призначення й умов експлуатації.

**Мета дослідження** – розробка практичних рекомендацій щодо вибору зазорів циліндро-поршневих сполучень роторно-поршневих двигунів.

#### Виклад основного матеріалу

Негативний вплив на роботу роторно-поршневого двигуна має як надмірний зазор, так і недостатній. Так, надмірний зазор між поршнем та робочим циліндром призводить до наступного:

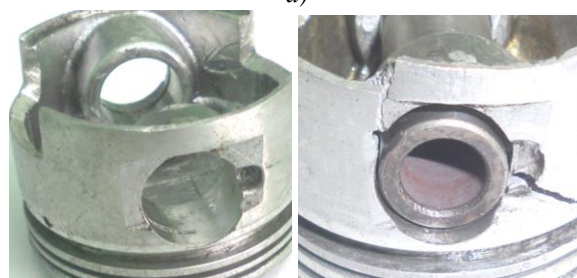
- підвищення витоків стиснутого повітря, що призводить до спаду ефективної потужності та зростання питомої витрати повітря;
- збільшується інтенсивність ударів поршня по стінках циліндра;
- підвищується рівень шуму;
- збільшується зношування поршня та втулки.

Недостатній зазор може призводити:

- до виникнення задирів поршня та робочого циліндра;
- до заклинювання поршня з подальшим розривом рухомих ланок механізму руху та пошкодженням бобишок поршня (рис. 3).



а)



б)

Рис. 3. Пошкодження деталей руху роторно-поршневого пневмодвигуна внаслідок неправильно обраних зазорів: а – розрив ланки рухомого чотирикутника; б – пошкодження бобишок поршня

На величину необхідного зазору між поршнем та робочим циліндром, а також центральним ротором і корпусом роторно-поршневого двигуна мають вплив, перш за все, матеріали, з яких вони виготовлені, а також початкова температура стисну-

того повітря перед розширенням. Матеріал деталей впливає на величину зазору через коефіцієнт лінійного розширення, а початкова температура стиснутого повітря – на кінцеву температуру відпрацьованого повітря на виході з пневмодвигуна.

На відміну від двигуна внутрішнього згоряння у пневмодвигуні не відбувається згоряння, а лише розширення попередньо стиснутого повітря. При редукуванні повітря до робочого тиску та розширенні у пневмодвигуні відбувається зниження температури, яке може доходити до від’ємних температур. Так, на рис. 4 наведена залежність зміння температури відпрацьованого повітря роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 без попереднього підігріву на вході у впускний ресивер.

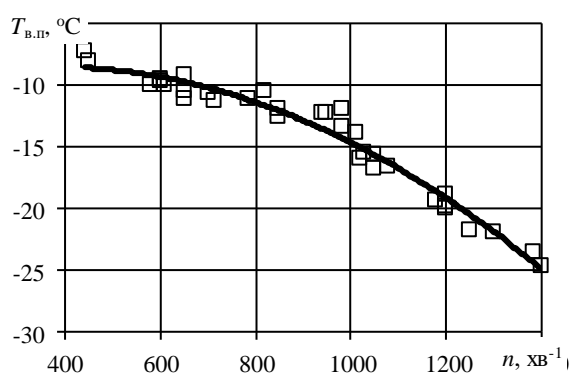


Рис. 4. Характеристика зміння температури відпрацьованого повітря на виході з пневмодвигуна

Відповідно до поданого графіку мінімальна температура повітря без попереднього підігріву на вході в ресивер пневмодвигуна може складати до  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для підвищення ефективних показників пневмодвигуна може використовуватися попередній підігрів стиснутого повітря [10]. Значення підігріву може досягати  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Відповідно зазор циліндропоршневого сполучення повинен забезпечувати нормальну роботу пневмодвигуна для діапазону температур робочого тіла та його елементів у межах  $-25\dots 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Сполучна пара поршень–робочий циліндр для роторно-поршневого двигуна була виготовлена у двох варіантах:

- поршень з алюмінієвого сплаву, робочий циліндр чавунний;
- чавунний поршень та чавунний робочий циліндр.

Так, відповідно до рекомендацій [11] значення величини зазору між сталевим поршнем та чавунним робочим циліндром у поршневому компресорі малої потужності без ущільнюючих кілець має складати:

$$\Delta = 3\dots 4 \cdot D_c / 10, \text{ мкм},$$

де  $D_c$  – діаметр робочого циліндра, мм.

Для компресорів великої потужності при використанні ущільнюючих кілець:

- для поршня з алюмінієвого сплаву та чавунного робочого циліндра

$$\Delta = 7\dots 8 \cdot D_c / 10, \text{ мкм};$$

- для поршня зі сталі та чавунного робочого циліндра

$$\Delta = 5\dots 6 \cdot D_c / 10, \text{ мкм}.$$

Основні характеристики циліндро-поршневого сполучення дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна з урахуванням рекомендацій [11] наведені в табл. 1. Відповідно до поданих у табл. 1 даних номінальний зазор між чавунним поршнем та чавунним робочим циліндром складає  $25\text{ мкм}$ , а для алюмінієвого поршня –  $33\text{ мкм}$ .

Таблиця 1. Основні характеристики циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5

Деталь	Параметр	Значення
Поршень з алюмінієвого сплаву	Матеріал	Алюмінієвий ливарний сплав АК12М2МгН
	Номінальний діаметр, мм	$44^{+0,025}_{-0,041}$
	Твердість, НВ	90
	Шорсткість, мкм	0,16
	Середня швидкість поршня $C_m$ , м/с	0,50...1,65
Чавунний поршень	Матеріал	Чавун із шароподібним графітом ВЧ 50
	Номінальний діаметр, мм	$44^{+0,009}_{-0,025}$
	Твердість, НВ	153...245
	Шорсткість, мкм	0,16
	Середня швидкість поршня $C_m$ , м/с	0,50...1,65
Чавунний робочий циліндр	Матеріал	Чавун із шароподібним графітом ВЧ 50
	Номінальний діаметр, мм	$44^{+0,025}$
	Твердість, НВ	153...245
	Шорсткість, мкм	0,16
	Середня швидкість поршня $C_m$ , м/с	0,50...1,65

Для розрахунку величини діаметрального зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 скористаємося відомою залежністю [12]

$$\Delta_d = D_c (1 + \alpha_c t_c) - D_p (1 + \alpha_p t_p),$$

де  $D_p$  – діаметр робочого циліндра, мм;  $\alpha_c$ ,  $\alpha_p$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалів циліндра та поршня, відповідно,  $1/^{\circ}\text{C}$ ;  $t_c$ ,  $t_p$  – відповідно, температури циліндра та поршня,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для оцінки величини обраних зазорів циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна коефіцієнт температурного (лінійного) розширення обирається залежно від матеріалу та температури з графіка на рис. 5 [12].

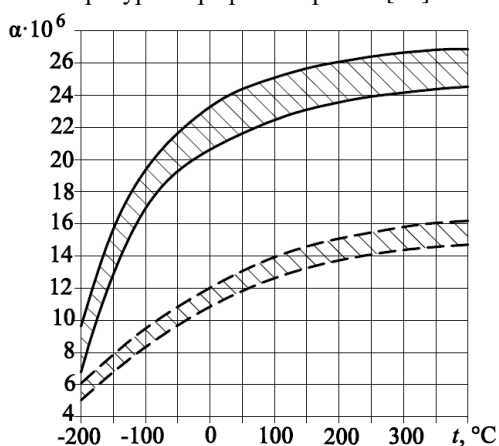


Рис. 5. Коефіцієнт лінійного розширення у функції температури: — — — алюмінієві сплави; - - - - чавуну

Результати розрахунку змінення діаметрів робочого циліндра й поршня для різних матеріалів та їх температур подано на рис. 6, а зміна поля допуску – на рис. 7.

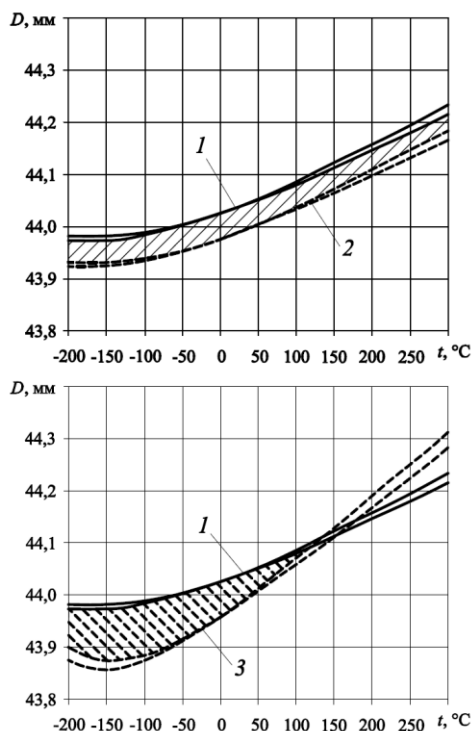


Рис. 6. Зміна зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 для різних значень температури деталей: 1 – чавунний робочий циліндр; 2 – чавунний поршень; 3 – поршень з алюмінієвого сплаву

Так, відповідно до отриманих графіків значення зазору між сполученням поршня з робочим циліндром при виготовленні їх із чавуну є практично сталим та забезпечує гарантований зазор на всьому діапазоні роботи. Для варіанта виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву зазор між сполучними поверхнями забезпечується лише до температури  $100^\circ\text{C}$ . Перевищення значення цієї температури призведе до заклинювання поршня у робочому циліндрі з подальшим розривом рухомих ланок та пошкодженням поршня й поверхні робочого циліндра (див. рис. 3). Також варто відзначити, що на режимі низьких температур спостерігається значне збільшення зазору з відповідним збільшенням втрат стиснутого повітря.

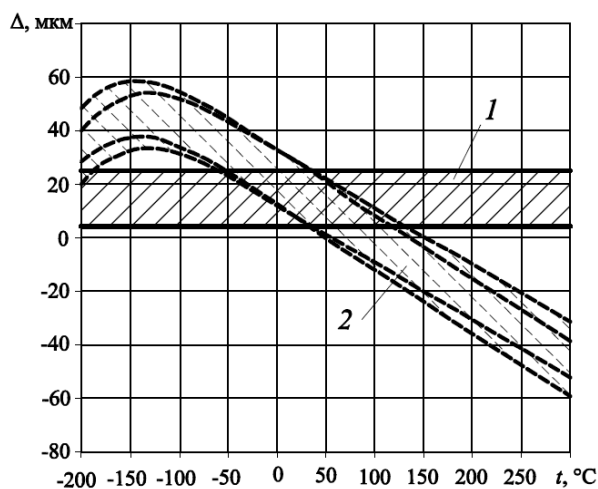


Рис. 7. Зміна поля допуску торцевого зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 для різних значень температури деталей: 1 – чавунний робочий циліндр та поршень; 2 – чавунний робочий циліндр та поршень з алюмінієвого сплаву

Була проведена серія випробувань роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 на різних режимах роботи з подальшою розборкою та дефектацією деталей. Візуальний огляд і заміри показали, що встановлені зазори є коректними та забезпечують необхідне ущільнення робочого циліндра (підтверджено отриманими ефективними показниками роботи пневмодвигуна).

### Висновки

1. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору оптимального зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 з урахуванням матеріалу й температури сполучних деталей.
2. Проаналізовано вплив обраного матеріалу та температури сполучних деталей пневмодвигуна

на величину зазору. Так, номінальний торцевий зазор, який забезпечує нормальну роботу роторно-поршневого пневмодвигуна у діапазоні температур від  $-25$  до  $+100$  °С, для чавунного поршня та чавунного робочого циліндра складає 25 мкм, а для поршня з алюмінієвого сплаву й чавунного робочого циліндра – 33 мкм.

3. Установлено, що перевищення температури у 100 °С для варіанта виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву та чавунного робочого циліндра призводить до заклинювання поршня з пошкодженням деталей руху.

### Список літератури:

1. Зиневи́ч В.Д. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования [Текст] / В.Д. Зиневи́ч, Л.А. Гешлин. – М.: Недра, 1982. – 200 с. 2. Абрамчук Ф.И. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной установки [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 48. – С. 200–206. 3. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля [Текст] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.И. Харченко, А.И. Шилов // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 22. – С. 7–13. 4. Пневмодвигатель для автомобильной гибридной силовой установки [Текст] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2009. – Вып. 24. – С. 7–10. 5. Митюков Н.В. О возможности конструктивной реализации подводного буксировщика на основе пневматической машины [Текст] / Н.В. Митюков, В.В. Тулумбасов // Новый университет. Серия: Технические науки. – 2012. – № 3. – С. 78–79. 6. Прилуцкий А.И. Применение поршневых расширительных машин в установках утилизации энергии сжатого природного газа [Текст] / А.И. Прилуцкий // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 3. – С. 26–30. 7. Research into the recovery of exhaust gases from ICE using an expansion machine and fuel conversion [Text] / Mytrofanov O., Poznanskyi A., Proskurin A., Shabalin Yu. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 4/5 (100). – P. 32–38. doi: 10.15587/1729-4061.2019.174061, <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/174061>. 8. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели [Текст] / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с. 9. Митрофанов О.С., Шабалин Ю.В., Бірюк Т.Ф., Єфеніна Л.О. (2019). Пат. на винахід України № 120489. Поршнева машина; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р., бюл. № 23. 10. Воронков А.И. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации [Текст] / А.И. Воронков, Э.В. Тесленко, Т.А. Удовик // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 75. – С. 100–108. 11. Кавахара М. Герметичные холо-

дильные компрессоры [Текст] / М. Кавахара // Рэбто кумё кидзюцу. – 1970. – № 248. – С. 11–21. 12. Орлов П.И. Основы конструирования [Текст] / П.И. Орлов: справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 1. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.

### Bibliography (transliterated):

1. Zinevich, V.D., Geshlin, L.A. (1982), Piston and gear pneumatic motors of mining equipment [Porshnevyie i shesterennyye pnevmodyvateli gornoshahtnogo oborudovaniya], Nedra, Moscow, 200 p. 2. Abramchuk, F.I., Voronkov, A.I., Nikitchenko, I.N. (2010), «On the merits and feasibility of using a piston air motor as part of an automotive hybrid installation», KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr., [«O dostoinstvah i tselesoobraznosti primeneniya porshnevoogo pnevmodyvatel'ya v sostave avtomobilnoy gibridnoy ustanovki», Vestnik HNADU: sb. nauchn. tr.], № 48, pp. 200-206. 3. Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I., Harchenko, A.I., Shilov A.I. (2008), «On the choice of the parameters of a piston air motor operating in a hybrid power plant of a car», Automobile transport, [«O vyibore parametrov porshnevoogo pnevmodyvatel'ya, rabotayushchego v sostave gibridnoy energoustanovki avtomobilya», Avtomobilnyy transport], № 22, pp. 7-13. 4. Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I. (2009), «Air Motor for Automobile Hybrid Power Plant», Automobile Transport: a collection of scientific papers HNADU, [«Pnevmodyvatel dlya avtomobilnoy gibridnoy silovoy ustanovki», Avtomobilnyy transport: sb. nauch. tr. HNADU], № 24, pp. 7-10. 5. Mityukov, N.V., Tulumbasov, V.V. (2012), «On the possibility of the constructive realization of an underwater towing vehicle based on a pneumatic machine», New University. Series: Technical Sciences, [«O vozmozhnosti konstruktivnoy realizatsii podvodnogo buksirovshchika na osnove pnevmaticheskoy mashinyi», Novyy universitet. Seriya: Tehnicheskie nauki], № 3, pp. 78-79. 6. Prilutskiy, A.I. (2008), «The use of piston expansion machines in installations for the utilization of the energy of compressed natural gas», Chemical and oil and gas engineering, [«Primeneniye porshnevyyih rasshiritel'nyih mashin v ustanovkakh utilizatsii energii szhatogo prirodnoogo gaza», Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie], № 3, pp. 26-30. 7. Research into the recovery of exhaust gases from ICE using an expansion machine and fuel conversion / Mytrofanov O., Poznanskyi A., Proskurin A., Shabalin Yu. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. Vol. 4/5 (100). P. 32-38. doi: 10.15587/1729-4061.2019.174061 <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/174061>. 8. Zelenetskiy, S.B., Ryabkov, E.D., Mikerov, A.G. (1976), Rotary Pneumatic Motors [Rotatsionnyye pnevmaticheskyye dvigateli], Mashinostroenie, Leningrad, 240 p. 9. Mytrofanov O. S., Shabalin Yu. V., Biryuk T. F., & Yefenina L. O. Pat. na vynakhid Ukrainy № 120489. Porshneva mashyna; zayavl. № a201902189 10.09.2019 r.; opubl. 10.12.2019 r., byul. № 23 [Patent for the invention of Ukraine No. 120489. The piston machine; claimed No. a201902189 on September 10, 2019; publ. December 10, 2019, bul. № 23]. 10. Voronkov, A.I., Teslenko, E.V., Udovik, T.A. (2016), «Determination of the minimum required heating of compressed air at the entrance to the automobile air motor under various operating conditions», KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr., [«Opredeleniye minimalno neobhodimogo podogreva szhatogo vozduha na vhode v avtomobilnyy pnevmodyvatel pri razlichnyih usloviyah ekspluatatsii», Vestnik HNADU: sb. nauch. tr.], № 75, pp. 100-108. 11. Kawakara, M. (1970), «Hermetic refrigeration compressors / M. Kawahara», Rebto kume kidzutsu [«Germetichnyye kholodil'nyye kompressory», Rebto kume kidzutsu], № 248, pp. 11-21. 12. Orlov, P.I. (1977), Design Basics. Reference manual in 3 books. Prince 1. Ed. 2nd, reslave. and add. [Osnovy konstruirovaniya. Spravochno-metodicheskoye posobiye v 3-kh knigakh. Kn. 1. Izd. 2-ye, pererab. i dop.], Mashinostroyeniye, Moscow, 623 p.

Надійшла до редакції 15.06.2020 р.

Тимошевський Борис Георгійович – доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація», Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: borys.tymoshevskiy@nuos.edu.ua, тел.: +380509482222, Orcid Athor ID: 0000-0002-4649-702X.

**Митрофанов Олександр Сергійович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація», Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, тел.: +380634183014, Orcid Athor ID: 0000-0003-3460-5369.

**Проскурін Аркадій Юрійович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація», Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, тел.: +380932048026, Orcid Athor ID: 0000-0002-5225-6767.

**Познанський Андрій Станіславович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andreypoznansky@gmail.com, тел.: +380730381825, Orcid Athor ID: 0000-0003-4351-7504.

## ВЫБОР ЗАЗОРОВ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Б.Г. Тимошевский, А.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурин, А.С. Познанский*

Рассмотрено и проанализировано влияние величины зазора цилиндра-поршневого соединения роторно-поршневого пневмодвигателя РПД-4,4/17,5 новой конструкции на его работоспособность и надежность. Анализ зазора был выполнен с учетом материала, из которого изготовлены соединительные пары (поршень и рабочий цилиндр), и их рабочей температуры. В качестве материала для изготовления поршней роторно-поршневого пневмодвигателя в первом случае был выбран алюминиевый литейный сплав АК12М2МгН, а во втором - чугун с шарообразным графитом ВЧ 50. В качестве материала для изготовления рабочего цилиндра (фактически - ротора) роторно-поршневого пневмодвигателя в обоих случаях был избран чугун с шарообразным графитом ВЧ 50. Диапазон изменения температуры был избран основываясь на предыдущих экспериментальных исследованиях опытного образца роторно-поршневого пневмодвигателя РПД-4,4/17,5. Так, выбранный диапазон температур составляет от -25 до 100 °С. Минимальное значение температуры обусловлено низкой температурой отработанного воздуха в выпускном ресивере пневмодвигателя, а максимальное - температурой возможного подогрева сжатого воздуха на входе во впускной ресивер пневмодвигателя. Разработаны практические рекомендации по выбору оптимального зазора цилиндра-поршневого соединения роторно-поршневого пневмодвигателя РПД-4,4/17,5 и установлено, что номинальный торцевой зазор, который обеспечивает нормальную работу в диапазоне температур от -25...100 °С, для чугунного поршня и чугунного рабочего цилиндра составляет 25 мкм, а для варианта изготовления поршня из алюминиевого сплава - 33 мкм. Предложенные торцевые зазоры не превышают рекомендованных значений для подобных соединительных деталей подобных агрегатов. Правильность выбранных торцевых зазоров соединительных деталей также была подтверждена стендовыми испытаниями опытного образца роторно-поршневого пневмодвигателя с последующей дефектацией деталей. Определено, что превышение температуры в 100 °С для варианта изготовления поршня из алюминиевого сплава приводит к задиру поверхности рабочего цилиндра, заклинивание поршня с последующим обрывом подвижных звеньев и повреждением бобышек поршня.

**Ключевые слова:** зазор; роторный пневмодвигатель; рабочий цилиндр; поршень; соединение.

## SELECTION OF CYLINDER-PISTON CLEARANCES OF ROTOR-PISTON ENGINES

*B.G. Tymoshevskyy, O.S. Mytrofanov, A. Y. Proskurin, A. S. Poznanskyi*

The effect of the clearance amount of the cylinder-piston connection of the new design RPD-4.4/17.5 rotary-piston pneumatic engine on its performance and reliability is considered and analyzed. The clearance analysis was carried out taking into account the material from which the connecting pairs (piston and working cylinder) are made, and their operating temperature. In the first case, AK12M2MgN aluminum casting alloy was selected as a material for the manufacture of pistons of a rotary-piston pneumatic engine, and in the second case, cast iron with spherical graphite VCh 50 was selected. In both cases cast iron with spherical graphite HF 50 was selected as a material for manufacturing the working cylinder (actually, the rotor) of a rotary-piston pneumatic engine. The temperature change range was selected based on previous experimental studies of a prototype RPD-4.4/17.5 rotary piston pneumatic engine. Thus, the selected temperature range is from -25 to 100° C. The minimum temperature is due to the low temperature of the exhaust air in the pneumatic engine exhaust receiver, and the maximum is the temperature of the possible heating of the compressed air at the inlet to the inlet receiver of the pneumatic engine. Practical recommendations have been developed for choosing the optimal clearance of the cylinder-piston connection of the RPD-4.4/17.5 rotary-piston pneumatic motor and it has been found that the nominal end clearance, which ensures normal operation in the temperature range from -25...100° C, for a cast-iron piston and a cast-iron working cylinder is 25 microns, and for a variant of manufacturing a piston from an aluminum alloy - 33 microns. The proposed end clearances do not exceed the recommended values for similar connecting parts of such units. The correctness of the selected end clearances of the connecting parts has also been confirmed by bench tests of a prototype rotary piston pneumatic engine with subsequent fault finding of parts. It has been determined that a temperature increase of 100° C for an aluminum alloy piston manufacturing option results in a scuffing on the working cylinder surface, jamming of the piston followed by breakage of the movable links and damage to the piston bosses.

**Keywords:** clearance; rotary pneumatic engine; cylinder; piston; connection.



О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, М.Ю. Сус

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Характерною особливістю циліндрових гільз сучасних автотракторних та інших типів ДВЗ, що підтверджуються численними моторними випробуваннями, є значний перепад температур по висоті робочої поверхні – дзеркала. В залежності від рівня форсування двигуна температури можуть змінюватися від 250–300 °С в верхній частині, до 80–90 °С в нижній, охолоджуваній рідинним охолоджувачем. З точки зору забезпечення оптимальних умов тертя, які визначаються і залежать від в'язкості моторного мастила при заданій робочій температурі дзеркала гільзи, такі температури як у верхній, так і у нижній частинах гільзи не є оптимальними. Погіршення умов тертя призводить до зростання механічних витрат, зниження ефективних показників двигуна в цілому. Як засвідчив проведений аналіз літературних джерел, поліпшенню ефективних показників, зменшенню механічних витрат по циліндро-поршневій групі сприятимуть заходи по вирівнюванню температур гільзи в зоні роботи компресійних кілець та наближенню значень температур до рівня 160–170 °С. В представленому розрахунковому дослідженні, яке можна розглядати як проміжний етап робіт з доводки конструкції циліндрової гільзи з метою оптимізації температурного профілю робочої поверхні, розглядається вплив площі охолоджуваної зовнішньої поверхні гільзи. Аналізується варіант серійної гільзи дизеля 4ЧН12/14, виготовленої з чавуну СЧ21-40, та дослідний варіант за умови його виготовлення з алюмінієвого сплаву АЛ19 з корундовою робочою поверхнею. Як засвідчили раніше проведені розрахункові дослідження, конструктивні варіанти циліндрової гільзи з внесенням незначних змін в базовий варіант, при яких зберігаються основні геометричні розміри деталі, зокрема відстань між верхнім та нижнім посадковими поясами, не вирішують поставлену задачу оптимізації температурного профілю гільзи як для чавунних гільз, так і гільз з алюмінієвого сплаву. В проведеному дослідженні аналізуються варіанти, які передбачають внесення більш суттєвих змін як у конструкцію самої гільзи, так і в конструкцію блоку циліндрів, а саме у розміщення поясів ущільнення гільзи. Для розрахункового дослідження використовується скінченоелементна математична модель теплонапруженого стану гільзи, уточнена в ході моторних експериментів.

**Ключові слова:** автотракторний дизель; циліндрова гільза; тепловий стан.

### Вступ

Зростання вимог до економічних показників сучасних дизелів автотракторного типу вимагає розробки та запровадження на практиці конструктивних заходів, направлених на зменшення механічних витрат, зокрема витрат на тертя по циліндро-поршневій групі. Одним з таких заходів може стати оптимізація температури робочої поверхні гільзи по висоті – температурний профіль. Критерієм оптимізації слугує в'язкість моторного мастила на робочій поверхні гільзи, при якій досягаються мінімальні витрати на тертя в спряженні поршень-гільза. Дослідження в цьому напрямку були започатковані на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» проф. Є.І. Третьяком, який аналізував тепловий стан циліндрової гільзи суднового ДВЗ та на основі результатів моторного експерименту підтвердив можливість зниження таким чином механічних витрат і питомої ефективної витрати палива в межах 3 – 4 г/(кВт год).

Проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» розрахунково-експериментальні дослідження теплового стану циліндрової гільзи автотракторного дизеля 4ЧН12/14 дозволили оцінити вплив на температуру робочої поверхні гільзи таких чинників як наявність вставки-теплового бар'єру у верхній частині гільзи, теплоізолюючого емалевого покриття на зовнішній охолоджуваній поверхні гільзи, матеріалу гільзи (чавун СЧ, алюмінієвий сплав

АЛ19 з корундовим зносостійким покриттям на робочій поверхні). При цьому за наявності окремих позитивних результатів щодо поліпшення теплового стану, наближення температури робочої поверхні до бажаного рівня температур (160–170 °С), не вдалося на розрахунковому рівні повністю вирішити поставлену проблему, зокрема підняти температуру гільзи в її нижній частині на ділянці роботи компресійних кілець.

В роботі проведена розрахункова оцінка впливу площі охолоджуваної поверхні гільзи на температуру робочої поверхні з використанням скінченоелементної математичної моделі ТНС гільзи дизеля 4ЧН12/14. Розглядаються варіанти для серійної гільзи з чавуну СЧ21-40 та варіанти гільзи з алюмінієвого сплаву АЛ19.

### Аналіз літератури

В розрахунковому дослідженні [1] проаналізовано вплив конструктивних факторів на ТНС циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14. Опис математичної моделі ТНС, зокрема задання граничних умов (ГУ) задач теплопровідності та механіки, знаходимо в публікації [2]. Як і для решти наступних варіантів, які розглядаються в даній публікації, розрахунки проведено для номінального режиму навантаження дизеля ( $N_e=73,6$  кВт;  $n = 1800$  хв<sup>-1</sup>). При розробці математичної моделі враховані результати моторних експериментів [3], проведених на ustalених та перехідних режимах роботи дизеля

4ЧН12/14, зокрема, запропонована в роботі [3], схема задання граничних умов задачі теплопровідності. В публікації [1] розглядаються, зокрема, варіант гільзи (матеріал СЧ21-40), у верхній частині якої над першим компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ запресоване кільце зі сталі ЭИ-69 з більш низькою теплопровідністю у порівнянні з чавуном СЧ21-40. Таким чином моделюється теплоізолюючий ефект в цій зоні. Також розглянуто варіанти, які передбачають нанесення на поверхні теплообміну як на внутрішній, так і на зовнішній, емалевого покриття товщиною до 0,5 мм. Вибір саме емалевого покриття, його переваги перед іншими теплоізолюючими матеріалами в публікації [1] та в інших роботах, які розглядалися, базується на результатах досліджень [4, 5]. Як зазначається у висновках [1], проведені розрахунки підтвердили недоцільність використання вставного теплоізолюючого кільця, його несуттєвий вплив на температури робочої поверхні гільзи на ділянці роботи компресійних кілець. При цьому відзначено помітний вплив емалевого покриття, нанесеного на зовнішній поверхні гільзи. Як також зазначається в публікації [1], вирівнюванню температур по висоті гільзи, досягненню оптимальних значень температур (160–170 °С) перешкоджає, насамперед, низький коефіцієнт теплопровідності чавуну, характер розподілу теплових потоків в циліндрі, при якому основне теплопідведення здійснюється зі сторони камери згоряння (КЗ), сприймається, головним чином, верхньою частиною гільзи [1].

В публікаціях [6, 7] як основний засіб оптимізації температурного профілю робочої поверхні гільзи розглядається конструкція з алюмінієвого сплаву АЛ19, який відзначається більш високою теплопровідністю у порівнянні з чавуном СЧ. Зокрема, в роботі [6] наведені результати розрахункового моделювання теплового стану циліндрової гільзи, її робочої поверхні в залежності від товщини корундового прошарку, яка змінюється від 0,2 до 0,3 мм. Прошарок, головним чином, забезпечує зносостійкість робочої поверхні, але має певний вплив також і на температурне поле гільзи. Можливість практичного отримання прошарку, регулювання його товщини підтверджується в публікаціях [8, 9]. Як зазначається в [6], використання алюмінієвого сплаву АЛ19 з високою теплопровідністю ( $\lambda=121-159$  Вт/(м К)) у робочому діапазоні температур дозволяє за рахунок більш інтенсивного відведення теплоти від верхнього посадкового поясу гільзи суттєво зменшити температури в цій найбільш напруженій зоні (від 278 °С для чавунної гільзи до 214 °С). Зниження температур на 30–50 °С спостерігається також і у прилеглих зонах робо-

чої поверхні. В той же час теплоізолюючий ефект корундового прошарку як на робочій, так і на зовнішній охолоджуваній поверхнях є мінімальним, оцінюється в межах 2–5 °С. Цей прошарок товщиною 0,2–0,3 мм можна розглядати лише як засіб захисту робочої поверхні гільзи від зношення [6].

В публікації [7] для дослідної гільзи зі сплаву АЛ19 пропонується з метою оптимізації її теплового стану застосувати як варіанти нанесення теплоізоляційного емалевого покриття товщиною до 0,5 мм, а також збільшення товщини стінки гільзи для охолоджуваної поверхні до 1 мм. Найкращий результат щодо наближення температурного профілю робочої поверхні гільзи до оптимальних значень на ділянці роботи компресійних кілець було досягнуто для розрахункового варіанта зі збільшеною товщиною стінки. Розраховані температури змінювалися від 159 °С у верхній частині гільзи (положення першого компресійного кільця при знаходженні поршня у ВМТ) до 121 °С у нижній частині [7].

В публікації [10] для оптимізації теплового стану циліндрової гільзи середньообертового судового дизеля як основні розглядалися три варіанти. В першому випадку для підвищення температури нижнього переохолодженого поясу серійної гільзи в цій зоні на зовнішній поверхні було створено штучно повітряний прошарок товщиною 1,5–2 мм. З цією метою в нижній частині гільзи встановлювалась бандажна втулка, яка і утворювала з гільзою зазначений прошарок. В другому випадку теплоізоляція нижнього поясу забезпечувалася органічним покриттям ( $\lambda=0,26$  Вт/(м К)) товщиною до 1 мм. Третій варіант передбачав зменшення майже в два рази площі охолоджуваної поверхні, охолодження переважно лише верхнього поясу гільзи. Саме для цього та серійного варіантів були проведені порівняльні експериментальні випробування. Результати випробувань підтвердили доцільність зменшення поверхні охолодження гільзи. Поліпилися температурні умови тертя, що супроводжувалося зменшенням витрати палива. Підвищилася кавітаційна стійкість гільзи, поліпшився теплонапружений стан гільзи внаслідок вирівнювання температури по висоті гільзи та зменшення температурних градієнтів [10].

#### Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є поліпшення економічних показників сучасних дизелів автотракторного типу за рахунок зменшення витрат на тертя в спряженні поршень-циліндрова гільза, підтримання оптимальної в'язкості моторного мастила на робочій поверхні гільзи.

В дослідженні вирішувалися такі задачі:

- а) аналіз та вибір найбільш ефективних конструктивних рішень, які дозволяють наблизити температурний профіль робочої поверхні гільзи до оптимальних значень для зниження витрат на тертя;
- б) розрахункове моделювання теплового стану для вибраних конструктивних варіантів циліндрових гільз.

**Основні результати дослідження**

Проведений попередній аналіз впливу окремих конструктивних факторів, зокрема, наведений в публікаціях [1, 6, 7, 10], дозволив визначитися і вибрати найбільш ефективні конструктивні рішення, які дозволяють наблизити розподіл температур по висоті робочої поверхні гільзи на ділянці роботи компресійних кілець до оптимальних значень (160–170 °С). Такі рішення передбачають зменшення площі охолоджуваної зовнішньої поверхні гільзи для підвищення температур зі сторони нижнього посадочного поясу, а також використання для виготовлення гільзи алюмінієвих сплавів зі зносостійким корундовим прошарком на робочій поверхні.

Як зазначалося, в розрахунковому дослідженні моделюється тепловий стан циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі навантаження. Розроблена математична модель [2] побу-

дована і уточнена на основі результатів моторних експериментів [3]. Для оцінки ефективності окремих запропонованих рішень, порівняння з результатами раніше проведених досліджень, зокрема [6, 7], збережено схему розміщення контрольних точок на поверхні гільзи, для яких наводяться розрахункові значення температур (рис. 1).

Розглядаються такі розрахункові варіанти:

- 1) Гільза, як і серійний варіант, виготовлена з чавуну СЧ21-40. Площа охолоджуваної поверхні обмежена за рахунок зменшення розміру  $A$  (рис. 1) від  $A=126$  мм для серійного виконання до  $A_1 = 100$  мм. При цьому товщина стінки гільзи на ділянці контакту з охолоджуючою рідиною збільшилася на 2 мм;
- 2) Гільза за варіантом 1, розмір  $A$  зменшено до  $A_2 = 80$  мм;
- 3) Гільза з алюмінієвого сплаву АЛ19, виготовлена за кресленнями серійної гільзи. На робочій поверхні утворено корундовий зносостійкий прошарок товщиною 0,2 мм за технологією мікродугового окислювання (МДО) [9]. Обмеження поверхні охолодження передбачає також зменшення розміру  $A$  до  $A_1 = 100$  мм.
- 4) Гільза за варіантом 3, розмір  $A$  зменшено до  $A_2 = 80$  мм.

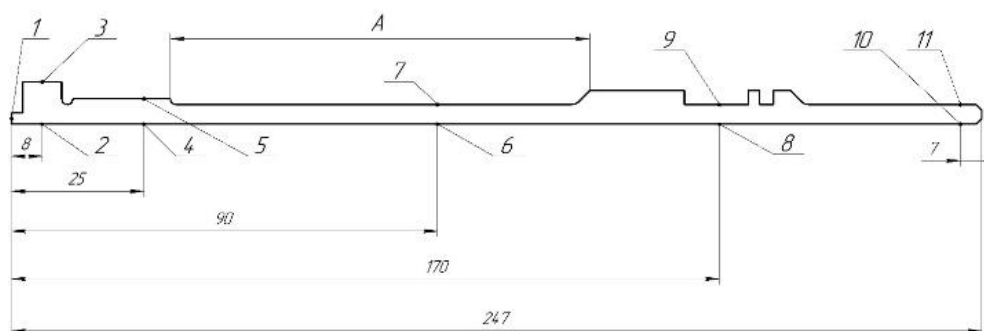


Рис. 1. Схема розміщення контрольних точок

Слід зазначити, що запропоновані варіанти, у порівнянні, наприклад, з проаналізованими раніше [1, 6, 7], вимагають для їх практичної реалізації внесення змін в конструкцію блока циліндрів, зміщення нижнього посадочного поясу і, відповідно, ущільнення порожнини охолодження.

Результати розрахунків теплового стану дослідних варіантів 1-4, а також серійної гільзи наведені в табл.

Аналізуючи отримані результати, можна відзначити, що для всіх розглянутих варіантів на ділянці роботи компресійних кілець (точки 4, 6, 8) вла-

лося (на рівні розрахунку) наблизити температури робочої поверхні до оптимальних значень (160 - 170°С). У порівнянні з серійним варіантом перепад температур між максимальним значенням в точці 4 (182 °С) та мінімальним значенням в точці 8 (138°С) зменшено для гільзи з алюмінієвого сплаву до 22 °С. Прослідковується для всіх варіантів зростання температур в нижній частині гільзи. Для дослідних варіантів – чавунних гільз позитивним результатом є помітне зростання температури в точці 6.

Таблиця. Значення температур в контрольних точках циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі для розрахункових варіантів, °С

Номер точки	Варіант розрахунку				Серійна гільза
	1	2	3	4	
1	280	282	230	231	278
2	255	258	217	217	250
3	210	212	193	195	202
4	185	186	173	174	182
5	145	146	167	168	139
6	140	145	168	169	125
7	110	110	102	103	102
8	140	141	150	152	138
9	138	139	145	145	134
10	128	128	135	136	120
11	121	121	135	135	119

### Висновки

Проведені розрахункові дослідження теплового стану циліндрової гільзи дозволили кількісно оцінити вплив площі охолоджуваної поверхні гільзи на розподіл температур робочої поверхні. Результати розрахунків підтвердили доцільність застосування для досягнення оптимальних значень температур робочої поверхні гільзи зменшення площі охолоджуваної поверхні за рахунок зміщення нижнього посадкового поясу. На даному етапі дослідження як найбільш перспективний слід розглядати варіант гільзи з алюмінієвого сплаву.

### Список літератури:

1. Триньов О.В. Конструктивні засоби оптимізації теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2017. - №2. - С. 29-34. 2. Тринева А.В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.В. Тринева, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - №1. - С.35-41. 3. А.Ф. Шеховцов Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузениях./ А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. - 1993. - №54. - С. 9-22. 4. Шеховцов А.Ф. Исследование напряженного состояния эмалевых покрытий деталей двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. - 1974. - Вып.19. - С. 108-120. 5. Технология эмали и защитных покрытий: учеб. пособие / Под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. - Х.: НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). - 2003, - 484 с. 6. Триньов О.В. Дослідження теплового стану циліндрової гільзи з алюмінієвого сплаву / О.В. Триньов, С.С. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. -

2019. - №1. - с. 39-45. 7. Триньов О.В. Вплив конструктивних факторів на тепловий стан циліндрової гільзи / О.В. Триньов, С.С. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. - 2019. - №2. с. 9-13. 8. Чигринова Н.М. Оксидные керамические покрытия - эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ / Н.М. Чигринова, В.В. Чигринов, В.Е. Чигринов // Автомобильная промышленность. - 2004. - №6. - с. 30-34. 9. Шпаковский В.В. Повышение ресурса и снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания: учеб. пособие / В.В. Шпаковский, - Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. - 132 с. 10. Третьяк Е.И. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6ЧН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндра / Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов и др. // Двигатели внутреннего сгорания. - 1987. - Вып. №45. - с. 33-39.

### Bibliography (transliterated):

1. Trinov O.V. Korostichenko V.V., Bugytsov R.Yu. (2017), Constructive means for optimizing the heat-leaky state of a cylinder sleeve of high-speed diesel, [Konstruktivni zasobi optimizacii teplonapruzhennogo stanu cilindrovoi gil'zi shvidkohidnogo dizelja], Internal combustion engines, №2, p. 29-34, DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.06. 2. Trinev A.V., Kalantaj V.I. (2012), Calculation modeling of an optimum thermal state of a cylinder liner of a high-speed diesel engine [Raschetnoe modelirovanie optimal'nogo teplovogo sostojanija gil'zy cilindra bystrohodnogo dizelja], Dvigateli vnutrennego sgoranija., pp.35-41.3. Shekhovcov A.F., Gontarovskij P.P., Abramchuk F.I. (1993), Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of a high-speed diesel engine under nonstationary stresses [Teplovoe i napryazhenno deformirovanoe sostojanie gil'zy cilindra bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnyh naprya-zheniyah], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 9-22. 4. Shekhovcov A.F. (1974), Investigation of the stressed state of enamel coatings of internal combustion engine parts [Issledovanie napryazhennogo sostojaniya emaljevych pokrytij detalej dvigatelej vnutrennego sgoranija], Internal Combustion Engines, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no.19, pp. 108-120 5. Braginoj L.L., Zubekhina A.P. (2003), Technology of enamel and protective coatings [Tekhnologiya emali i zashchitnyh pokrytij: uchebn. posobie], Kharkov NTU «HPI»; Novocherkassk: YURGTU (NPI), 484p. 6. Trinov O.V., Kravchenko S.S. (2019), Investigation of the thermal state of a cylinder liner made of aluminum alloy, [Doslidzhennja teplovogo stanu cilindrovoi gil'zi z aljuminievogo сплаву], Internal combustion engines, №1, p. 39-45, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.02. 7. Trinov O.V., Kravchenko S.S. (2019), Influence of design factors on the thermal state of the cylinder liner, [Vpliv konstruktivnih faktoriv na teplovij stan cilindrovoi gil'zi], Internal combustion engines, №2, p. 9-13. 8. Chigrinova N.M. Chigrinov V.V., Chigrinov V.E. (2004), Oxide ceramic coatings - effective thermal protection of working surfaces of parts of the CPG, [Oksidnye keramicheskie pokrytija - effektivnaja teplovaja zashhita rabochih poverhnostej detalej CPG], Automotive industry, №6, pp.30-34. 9. Shpakovsky V.V., (2012), Increasing the resource and reducing the fuel consumption of the internal combustion engine through the use of partial-dynamic thermal insulation of the combustion chamber: study guide, [ovyshenie resursa i snizhenie rashoda topliva DVS putem primenenija chastichno-dinamicheskoi teploizoljicii kamery sgoranija: uchebn.posobie], Kharkov: NTU "KPI", 132p 10. Tretjak Ye. I., Gockalo B.L., Kinjalov O.S. (1986), Estimation of improving the fuel efficiency of the marine diesel 6CHN26 / 34 with thermal protection of the cylinder sleeve [Ocenka vozmozhnosti uluchsheniya toplivnoj ehkonomichnosti sudovogo dizelja 6CHN26/34 pri teplovoj zashchite gil'zy cilindrov], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 45, pp. 33-39.

Надійшла до редакції 24.06.2020 р.

**Триньов Олександр Володимирович** – канд. техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: trinaleksandr427@gmail.com

**Коростиченко Владислав Вадимович** – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: vladislav.korostichenko@gmail.com

**Сус Максим Юрійович** – студент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: maxim.zum.122@gmail.com

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

*А.В. Тринева, В.В. Коростиченко, М.Ю. Сус*

Характерной особенностью цилиндровых гильз современных автотракторных дизелей, что подтверждается многочисленными моторными испытаниями, является значительный перепад температур по высоте рабочей поверхности - зеркала. В зависимости от уровня форсирования двигателя температуры могут изменяться от 250-300 °С в верхней части гильзы, вблизи камеры сгорания, до 80-90°С в нижней части, охлаждаемой жидким охладителем (вода или антифриз). С точки зрения обеспечения оптимальных условий трения, которые в значительной степени определяются и зависят от вязкости моторного масла при заданной рабочей температуре зеркала гильзы, такие температуры как для верхней, так и для нижней частей гильзы не являются оптимальными. Ухудшение условий трения приводит к росту механических потерь, снижению эффективных показателей двигателя. Как показал проведенный анализ литературных источников, улучшению эффективных показателей, уменьшению механических потерь по цилиндру-поршневой группе способствуют мероприятия по выравниванию температур гильзы в зоне работы компрессионных колец и приближению значений температур до уровня 160–170 °С. В представленном расчетном исследовании, которое можно рассматривать как промежуточный этап работ по доводке конструкции цилиндрической гильзы с целью оптимизации температурного профиля рабочей поверхности, рассматривается влияние площади охлаждаемой внешней поверхности гильзы. Анализируется вариант серийной гильзы дизеля 4СН12/14, изготовленной из чугуна СЧ21-40, и опытный вариант при условии его изготовления из алюминиевого сплава АЛ19 с корундированной рабочей поверхностью. Как показали ранее проведенные расчетные исследования, конструктивные варианты цилиндрической гильзы с внесением незначительных изменений в базовый вариант, при которых сохраняются основные геометрические размеры детали, в частности расстояние между верхним и нижним посадочными поясами, не решают поставленную задачу оптимизации температурного профиля гильзы как для чугунных гильз, так и гильз из алюминиевого сплава. В проведенном исследовании анализируются варианты, предусматривающие внесение более существенных изменений как в конструкцию самой гильзы, так и в конструкцию блока цилиндров, а именно в размещении поясов уплотнения гильзы. Для расчетного исследования используется конечноэлементная математическая модель теплонапряженного состояния гильзы, уточненная в ходе моторных экспериментов.

**Ключевые слова:** автотракторный дизель; цилиндрическая гильза; тепловое состояние.

## MODELING THE HEAT CONDITION OF A CYLINDER HOUSING OF A VEHICLE DIESEL

*A. V. Trineva, V. V. Korostichenko, M. Yu. Sus*

A characteristic feature of the cylinder liners of modern automotive and other types of internal combustion engines, which is confirmed by numerous engine tests, is a significant temperature difference along the height of the working surface - mirrors. Depending on the level of engine boost, temperatures can vary from 250-300°C in the upper part of the liner, near the combustion chamber, to 80-90 °C in the lower part, cooled by a liquid cooler (water or antifreeze). From the point of view of ensuring optimal friction conditions, which are largely determined and depend on the viscosity of the engine oil at a given working temperature of the liner mirror, such temperatures for both the upper and lower parts of the liner are not optimal. The deterioration of friction conditions leads to an increase in mechanical losses, a decrease in the effective performance of the engine as a whole. As shown by the analysis of literature, the improvement of effective indicators, the reduction of mechanical losses in the cylinder-piston group is facilitated by measures to equalize the temperature of the liner in the working area of the compression rings and to bring temperatures to the level of 160–170 °C. In the presented calculation study, which can be considered as an intermediate stage of refining the design of the cylinder liner in order to optimize the temperature profile of the working surface, the influence of the area of the cooled outer liner surface is considered. An analysis is made of a variant of a serial diesel engine liner 4СН12 / 14 made of cast iron SCH21-40, and an experimental version, provided that it is made of aluminum alloy AL19 with a corundum working surface. As shown by previous computational studies, the constructive options for a cylindrical sleeve with minor changes to the basic version, which preserve the basic geometric dimensions of the part, in particular the distance between the upper and lower seat faces, do not solve the task of optimizing the temperature profile of the sleeve as for cast-iron sleeves, and liners made of aluminum alloy. The study analyzes the options that provide for more significant changes both in the design of the liner itself and in the design of the cylinder block, namely in the placement of the liner seal belts. For computational research, we use a finite element mathematical model of the thermally stressed state of the liner, refined during engine experiments.

**Key words:** automotive diesel engine; cylindrical sleeve; thermal condition.

*І.В. Парсаданов, С.О. Ковальов, С.В. Плис*

## РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОННИХ МІКРОПРОЦЕСОРНИХ БЛОКІВ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМИ ДВИГУНАМИ

Обґрунтована доцільність конвертування дизелів транспортних засобів у газові двигуни внутрішнього згорання з іскровим запалюванням. Показані переваги використання газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу. Проаналізовані способи подачі та види впорскування зрідженого нафтового газу до впускного трубопроводу газового двигуна. Показано, що найпростішим способом переобладнання дизелів у газові двигуни є обладнання двигуна підсистемою живлення і подачі зрідженого нафтового газу до впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач у поєднанні із застосуванням безконтактної електронної підсистеми запалювання з рухомим розподільником напруги. Такий спосіб переобладнання кваліфіковано як перший рівень складності, тобто рівень «А». Для обмеження максимальної частоти обертання газових двигунів, обладнаних згідно рівню «А» з двома підсистемами, розроблено і виготовлено електронний мікропроцесорний блок управління Avenir Gaz 37 «А». Описано принцип роботи блока управління Avenir Gaz 37 «А». Проведені випробування газового двигуна Д-240-LPG-«А» із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 «А», які підтвердили його працездатність. Показано, що другому рівню складності переобладнання дизелів у газові двигуни відповідає обладнання двигуна акумулятивною підсистемою живлення та багатоточкового групового або послідовного впорскування зрідженого нафтового газу (типу Common Rail) у поєднанні із застосуванням безконтактної електронної підсистеми запалювання з рухомим розподільником напруги та підсистемою управління наповнення циліндрів зарядом робочої суміші. Такий спосіб переобладнання кваліфіковано як другий рівень складності, тобто рівень «В». Для роботи газових двигунів, обладнаних згідно рівню «В» із трьома підсистемами, розроблено і виготовлено електронний мікропроцесорний блок управління Avenir Gaz 37 «В». Описано принцип роботи кожної з трьох підсистем, якими обладнано газовий двигун Д-240-LPG-«В». Проведені випробування газового двигуна Д-240-LPG-«В» з блоком управління Avenir Gaz 37 «В», які підтвердили його працездатність.

**Ключові слова:** електронний мікропроцесорний блок управління, газовий двигун внутрішнього згорання, електронна система управління газовим двигуном, зріджений нафтовий газ.

### Вступ

За останні десятиліття у світі і в Україні збільшилась увага до підвищення ефективності роботи транспорту, в першу чергу, за такими аспектами як екологія, енергозбереження і впровадження альтернативних (газових) моторних палив.

Відомо, що для збільшення частки альтернативних джерел енергії у загальній структурі енергозабезпечення транспорту з метою зменшення їх експлуатаційних витрат, а також витрат від забруднення довкілля транспортом, доцільно виробництво або переобладнання (конвертація) дизелів транспортних засобів (ТЗ) у двигуни внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, які працюють тільки на газовому моторному паливі [1 - 3].

До найбільш розповсюджених у світі та в Україні екологічно чистих і, разом з тим, дешевих газових моторних палив відносяться зріджений нафтовий газ (ЗНГ), природний газ, суміші природного газу з воднем тощо.

При цьому, в Україні за останні роки найбільш дешевим газовим моторним паливом є ЗНГ (на англ. мові скорочено – LPG). До речі, споживання ЗНГ за останні три роки перевищило споживання ТЗ традиційних бензинів.

Відомо, що переобладнання (конвертація) дизелів ТЗ у ДВЗ із іскровим запалюванням вимагає як часткового розбирання дизеля з повним демонтажем систем живлення та впорскування дизельного палива (включаючи дизельні паливні баки, тру-

бопроводи, фільтри, паливний насос високого тиску разом з регулятором частоти обертання, дизельні форсунки тощо), так і внесення деяких змін до його конструкції. До змін конструкції двигуна відноситься доопрацювання головки блоку циліндрів дизеля (зокрема її отворів від дизельних форсунок) для монтажу свічок запалювання, а для зменшення ступеня стиснення – встановлення нових поршнів із збільшеними об'ємами камер згорання [3 - 5].

До того ж, двигун має бути дообладнано двома такими головними підсистемами:

- підсистемою живлення та подачі газового палива або
- акумулятивною підсистемою живлення та багатоточкового впорскування газового палива (типу Common Rail);
- підсистемою примусового, зокрема, іскрового запалювання.

Слід зауважити, що підсистема живлення та подачі газового палива конструктивно передбачає подачу палива до об'єднаного впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач, встановлений перед дросельним пристроєм (дросельною заслінкою).

У свою чергу, акумулятивна підсистема живлення та впорскування газового палива (типу Common Rail) конструктивно передбачає впорскування палива газовими електромагнітними форсунками до патрубку впускного трубопроводу кожного

циліндру.

Акумулятивні підсистеми живлення та багаточислового впорскування газового палива (типу Common Rail) залежно від способу управління газовими електромагнітними форсунками підрозділяються на системи, що забезпечують [6]:

- синхронне впорскування (при якому кількість палива, необхідна для згорання, ділиться на дві рівні частини і кожна з них всіма газовими форсунками одночасно впорскується на кожному обороті колінчастого вала);

- групове впорскування (при якому повна кількість газового палива, необхідна для згорання, по чергово впорскується тільки відповідною парою газових форсунок);

- послідовне впорскування (при якому повна кількість газового палива, необхідна для згорання, впорскується у послідовності, яка відповідає порядку роботи циліндрів);

- індивідуальне впорскування (при якому газове паливо впорскується як і при послідовному впорскуванні, але момент початку впорскування для кожного циліндра індивідуальний).

З чотирьох приведених вище способів впорскування синхронне впорскування ЗНГ, в результаті деяких недоліків (впорскування ЗНГ через деякі відкриті впускні клапани, різний час на створення гомогенної газоповітряної суміші в циліндрах тощо) на цей час не застосовується.

У свою чергу, для реалізації індивідуального впорскування ЗНГ, яке потребує достатньо високу частоту опитування датчика частоти обертання, а також високу швидкість оброблення інформації, необхідно застосовувати електронний блок управління, створений на платформі високопродуктивного 32-х розрядного мікроконтролера. До того, мікроконтролер повинен мати високу обчислювальну потужність (продуктивність). Застосування такого електронного блока управління доцільно для реалізації індивідуального впорскування ЗНГ разом із електронною підсистемою запалювання з нерухомим розподільником напруги та двохіскровими або індивідуальними котушками запалювання. Для зменшення шкідливих викидів у ВГ двигуна, електронний блок управління має управляти підсистемою нейтралізації відпрацьованих газів (з трикомпонентним каталітичним нейтралізатором і двома лямбда-зондами та додатковим накопичувальним нейтралізатором), підсистемою рециркуляції відпрацьованих газів, підсистемою управління детонацією та іншими підсистемами.

Отже, синхронне (враховуючи достатню кількість недоліків) та індивідуальне впорскування (яке є темою окремого дослідження) у цій статті не розглядаються.

Другою головною підсистемою є підсистема примусового, зокрема, електронного іскрового за-

палювання. Для комплектації газового ДВЗ обрано безконтактну електронну систему запалювання (БЕСЗ) з рухомим розподільником напруги.

Крім того, газовий ДВЗ має бути дообладнано підсистемою управління наповнення циліндрів зарядом робочої суміші (що складається з дросельної заслінки з механічним приводом із датчиком кута повороту заслінки) і механізмом байпасного регулювання потоку повітря.

Крім цього, газовий ДВЗ для виконання відповідних екологічних вимог може бути дообладнаний такими додатковими підсистемами як: підсистема нейтралізації відпрацьованих газів (з трикомпонентним каталітичним нейтралізатором і одним або двома лямбда-зондами), підсистема рециркуляції відпрацьованих газів (ВГ) та ін.

Таким чином, стає очевидним, що ефективне управління роботою газового ДВЗ може здійснюватися тільки системами електронного мікропроцесорного управління, основою яких є електронні мікропроцесорні блоки управління.

**Мета роботи** – розроблення електронних мікропроцесорних блоків управління різного рівня складності для забезпечення ефективного управління роботою газових ДВЗ із підсистемами живлення та подачі ЗНГ або багаточислового впорскування ЗНГ (типу Common Rail), безконтактною електронною підсистемою запалювання з рухомим розподільником напруги та підсистемою управління наповнення циліндрів зарядом робочої суміші.

#### **Основна частина**

Для управління роботою газового ДВЗ, укомплектованого двома такими головними системами як: системою живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змішувач) до впускного трубопроводу, а також БЕСЗ з рухомим розподільником напруги, було розроблено електронний блок управління Avenir Gaz 37 «А», який відповідає першому рівню складності (класифікованому як рівень «А»).

Необхідність розроблення цього блоку обґрунтована тим, що за відсутності у газовому ДВЗ (з такою найбільш простішою комплектацією) механічного або електронного регулятора частоти обертання двигуна, демонтованого разом з паливним насосом високого тиску при роботі на режимах примусового холостого ходу, максимальна частота обертання двигуна може бути перевищена. Таке перевищення максимальної частоти обертання газового ДВЗ може привести до його руйнування. Отже, з метою уникнення перевищення максимальної частоти обертання газового ДВЗ (встановленої заводом-виробником для відповідної моделі дизеля) було розроблено і виготовлено мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «А» (далі - Avenir Gaz 37 «А»), який показано на рис. 1.

Працює електронний блок управління Avenir Gaz 37 «А» наступним чином [7]. Сигнал від штатного датчика Холла, що входить до складу трамблера системи запалювання, подається на клему її електронного комутатора і дублюється до блоку Avenir Gaz37 «А». Цей сигнал, частота імпульсів якого пропорційна поточній частоті обертання колінчастого вала, обробляється блоком Avenir Gaz 37 «А» і порівнюється з наперед запрограмованою величиною максимальної частоти. У разі, коли величина поточної частоти обертання двигуна досягає величини запрограмованої максимальної частоти обертання, електронний блок управління знімає сигнал (напругу) +12 V з котушки реле, що знаходиться на платі електронного блока управління. В результаті, контакти реле розмикаються і запірні електромагнітні клапани системи живлення і подачі ЗНГ (інтегровані у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) закриваються. Водночас, подача ЗНГ від газового балона до газоповітряного змішувача припиняється.



а) б) в)  
Рис. 1. Електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «А»:

а – зовнішній вигляд ЕБУ Avenir Gaz 37 «А»;  
б – плата електронного блока управління;  
в – газовий ДВЗ Д-240-LPG-«А»

Як наслідок, двигун по інерції продовжує обертатися, але частота обертання колінчастого вала (за відсутності подачі ЗНГ) падає і після її зменшення (на величину наперед запрограмованого гістерезису) блок управління подає на котушку реле сигнал +12 V. Контакти реле замикаються і запірні електромагнітні клапани (інтегровані у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) знов відкриваються. ЗНГ від газового балона знову надходить до газоповітряного змішувача. Двигун запускається, але працює вже на меншій частоті обертання колінчастого вала.

Блок управління запрограмований таким чином, що через контакти реле подає сигнал +12 V до запірних електромагнітних клапанів (інтегрованих у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) тільки на момент початку запуску (момент початку обертання) газового двигуна. Таким чином, блок управління унеможливує подачу ЗНГ до газоповітряного змішувача та впускного трубопроводу до моменту початку запуску газового двигуна, що підвищує безпеку його експлуатації.

Електронний блок управління Avenir Gaz 37

«А» було побудовано на платформі 8-розрядного мікроконтролера PIC16F (Microchip Technology Inc.) з тактовою частотою 20 МГц. Обчислювальна потужність (продуктивність) мікроконтролера досягає 5 DMIPS.

Роботу блока управління Avenir Gaz 37 «А» було перевірено у складі конвертованого газового двигуна Д-240-LPG-«А» при проведенні стендових випробувань на електричному навантажувальному стенді Zöllner (рис. 1, в). Проведенні випробування показали працездатність блока управління Avenir Gaz 37 «А». Так, запірні електромагнітні клапани інтегровані у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник відкриваються тільки після моменту початку обертання газового двигуна. До того, блок управління Avenir Gaz 37 «А» забезпечив обмеження максимальної, наперед запрограмованої, частоти обертання газового ДВЗ, яка дорівнює  $2250 \text{ хв}^{-1}$  та гістерезис, який дорівнює  $50 \text{ хв}^{-1}$ .

Блок управління Avenir Gaz 37 «А» було розроблено і виготовлено з можливістю перепрограмування величини пускової частоти обертання газового ДВЗ, що відповідає моменту відкриття запірних електромагнітних клапанів при запуску газового двигуна, а також величин максимальної частоти обертання газового ДВЗ та гістерезису.

Роботи із розроблення та дослідження електронного блока управління Avenir Gaz 37 «А» на сьогодні завершені [7, 8].

На цей час проводяться роботи із розроблення та дослідження блока управління Avenir Gaz 37 другого рівня складності – рівня «В». Цей електронний блок управління призначено для керування роботою газового ДВЗ, укомплектованого двома такими головними підсистемами як: підсистема живлення і багатоточкового групового або послідовного впорскування газовими електромагнітними форсунками ЗНГ до впускного трубопроводу (підсистема типу Common Rail) та безконтактна електронна підсистема запалювання з рухомим розподільником напруги.

Для управління роботою підсистеми багатоточкового **групового впорскування ЗНГ** блоку управління Avenir Gaz 37 «В» достатньо отримувати інформацію (сигнал) лише величини частоти обертання колінчастого вала. Цей сигнал генерується датчиком частоти обертання колінчастого вала завдяки проходженню повз нього спеціального задаючого диску 60-2, встановленого (рис. 2) на доопрацьованому шківі колінчастого вала. Відмінностями розробленого блока управління Avenir Gaz 37 «В» є те, що він має зв'язок як з датчиком частоти обертання колінчастого вала, так і з датчиком Холла рухомого розподільника запалювання (трамблера) [9].

Це забезпечує можливість розрахунку величини



ни поточної частоти обертання колінчастого вала двигуна на підставі сигналів датчика частоти обертання та/або датчика Холла.



Рис. 2. Встановлення задаючого диску із шківом колінчастого вала та датчиком частоти обертання на газовому ДВЗ Д-240-LPG-«В»: а – задаючий диск типу 60-2; б – доопрацьований шків колінчастого вала; в – місце встановлення шківу із задаючим диском та датчиком частоти обертання на газовому ДВЗ

Тим самим, підвищується надійність роботи електронного блоку управління і забезпечується безаварійна робота двигуна при виході з ладу датчика частоти обертання.

Крім двох головних підсистем, блок управління керує підсистемою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші, яка складається з дросельної заслінки та регулятора холостого ходу (далі – РХХ) з конічним шибером. Елементи підсистеми наповнення наведено на рис. 3.



Рис. 3. Підсистема наповнення циліндрів зарядом робочої суміші: а – дросельна заслінка; б – регулятор холостого ходу; в – впускний колектор ДВЗ із підсистемою наповнення циліндрів

Ще однією особливістю електронного блоку управління є здатність розраховувати і змінювати величину мінімальної частоти обертання холостого ходу колінчастого вала двигуна залежно від температури охолоджуючої рідини двигуна. Зміна величини мінімальної частоти обертання холостого ходу відбувається за рахунок керування положенням заслінки (шибера) РХХ та величини подачі (впорскування) ЗНГ.

Блок управління здатний розраховувати і тимчасово збільшувати величину подачі (впорскування) ЗНГ та збільшувати відкриття заслінки (шибера) РХХ в період перехідного процесу при збільшенні навантаження на двигун.

Для управління роботою підсистеми багаточислового **послідовного впорскування ЗНГ** блоку управління Avenir Gaz 37 «В» необхідно отримувати інформацію (сигнал) як від датчика частоти обе-

ртання колінчастого вала, так і інформацію (сигнал) про положення розподільного вала. У разі відсутності у комплектації дизелів датчика положення розподільного вала та спеціального задаючого диска, встановленого на розподільному валу, реалізувати послідовне впорскування можливо шляхом модернізації безконтактної електронної підсистеми запалювання з рухомим розподільником напруги [10].

Крім головних функцій, електронний блок управління Avenir Gaz 37 «В» виконує таку додаткову функцію як регулювання системи нейтралізації відпрацьованих газів (з трьохкомпонентним каталітичним нейтралізатором та одним лямбда-зондом).

В результаті, блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В» (див. рис. 4) було розроблено для забезпечення групового або послідовного впорскування ЗНГ до впускного трубопроводу в поєднанні із безконтактною штатною або модифікованою електронною підсистемою запалювання з рухомим розподільником напруги, а також підсистемою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші.

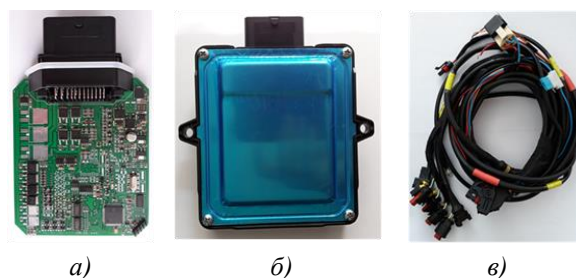


Рис. 4. Багатофункціональний мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 «В»: а – плата Avenir Gaz 37 «В» в зборі; б – зовнішній вигляд ЕБУ; в – джгути проводів з'єднання блока управління з датчиками і пристроями

Електронний блок управління Avenir Gaz 37 «В» було побудовано на платформі високопродуктивного 16-розрядного мікроконтролера PIC24F (Microchip Technology Inc.) з технологією nanoWatt XLP, яка забезпечує наднизьке енергоспоживання. Максимальна тактова частота – 32 МГц. Обчислювальна потужність (продуктивність) мікроконтролера при робочій частоті досягає 16 DMIPS.

Для візуалізації роботи системи електронного управління газового ДВЗ в цілому, використовується 20-ти символний 4-х рядковий рідкокристалічний індикатор (дисплей) моделі WH2004A-PLL-STVE.

Для проведення пуско-налагоджувальних робіт електронний блок управління підключається до персонального комп'ютера за допомогою перетворювача інтерфейсів USB-UART, створеного на базі мікроконтролера моделі PIC16F1825 і перетворювача інтерфейсу FT232.

На рис. 5 показано газовий ДВЗ Д-240-LPG-

«В» з підсистемою багатоточкового впорскування ЗНГ, безконтактною електронною підсистемою запалювання з рухомим розподільником напруги, підсистемою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші та блоком управління Avenir Gaz 37 «В».



а) б)  
Рис. 5. Газовий ДВЗ Д-240-LPG-«В» з електронним блоком управління Avenir Gaz 37«В»: а – газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG-«В»; б – підсистема наповнення циліндрів зарядом робочої суміші

Проведені безмоторні випробування електронного блока управління Avenir Gaz 37«В» та моторні випробування газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» з блоком управління Avenir Gaz 37«В», підтвердили його працездатність (виконання головних та додаткових функцій), які показали, що обчислювальна потужність (продуктивність) електронного блоку з мікроконтролером моделі PIC24F дозволяє управляти роботою газового ДВЗ в реальному масштабі часу.

### Висновки

Розроблено і виготовлено електронний мікропроцесорний блок управління Avenir Gaz 37 «А», призначений для обмеження максимальної частоти обертання газових ДВЗ з подачею ЗНГ до впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач та БЕСЗ.

Моторні випробування блока управління Avenir Gaz 37 «А» у складі газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» підтвердили його працездатність і виконання головних функцій.

Розроблено і виготовлено електронний мікропроцесорний блок управління Avenir Gaz 37 «В», призначений для керування роботою газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» з підсистемою багатоточкового групового або послідовного впорскування ЗНГ, безконтактною штатною або модифікованою електронною підсистемою запалювання з рухомим розподільником напруги та підсистемою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші.

Моторні випробування газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» з блоком управління Avenir Gaz 37«В» на пускових режимах та режимах навантаження підтвердили його працездатність і виконання головних та додаткових функцій.

Подальший напрямок робіт пов'язано з визначенням енергетичних, ефективних та екологіч-

них параметрів газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» на електричному навантажувальному стенді.

### Список літератури:

1. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 896 с. 2. Генкин К. И. Газовые двигатели. М., Машиностроение, 1977. 196 с. 3. Ковальов С.О. Розроблення електронної системи управління газовими ДВЗ з примусовим запалюванням, переобладнаними на базі дизелів для роботи на зрідженому нафтовому газі / С.О. Ковальов // Науково-виробничий журнал «Автошляховик України». – 2018. – № 4. – С. 12 – 18. 4. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с. 5. Ковальов С. О. Камера згоряння газового ДВЗ, конвертованого на базі дизеля для роботи на зрідженому нафтовому газі / Ковальов С.О. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 1. – С. 15 – 20. 6. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил. 7. Ковальов С.О., Плис С.В., Ковальчук В.В. Патент України на корисну модель № 142853. Система управління роботою газового двигуна внутрішнього згоряння із іскровим запалюванням та електронним блоком управління. Заявка № и 2020 01334 від 27.02.2020; опубліковано 25.06.2020. Бюлетень № 12. 8. Ковальов С. О. Розроблення та дослідження газового двигуна Д-240-LPG, конвертованого на базі тракторного дизеля / Ковальов С.О. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 2. – С. 18 – 25. 9. Ковальов С. О., Плис С.В. Система управління роботою двигуна внутрішнього згоряння із електронним блоком управління, для забезпечення групового впорскування газового палива. Заявка на патент України на корисну модель № и 2020 03041 від 21.05.2020. 10. Ковальов С. О. Система управління роботою двигуна внутрішнього згоряння із електронним блоком управління, для забезпечення послідовного впорскування газового палива. Заявка на патент України на корисну модель № и 2020 032826 від 25.06.2020.

### Bibliography (transliterated):

1. Bosch R. GmbH. (Hrsg.) Ottomotor-Management. 1 Aufl. – Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. 372 p. 2. Genkin, K. (1977), Gas engines. [Газовые двигатели.], Mechanical Engineering, Moscow, 196 p. 3. Kovalov S.O. (2018), "Development of electronic control system for gas engines with forced ignition, retrofitted on the basis of diesel engines for operation on liquefied petroleum gas", Scientific and production magazine "Auto road builder of Ukraine" [ "Rozroblennyya elektronnoyi sistemi upravlinnya gazovimi dvigatel ami z primusovim zapalyuvannyam, pereobladnanimi na bazi dizeliv dlya roboti na zridzhenomu naftovomu gazi", Naukovo-virobnichiy zhurnal "Avtozhlyahovik Ukrainy", No 4, pp. 12 – 18. 4. Zakharchuk, V. (2011), Fundamentals of Theory and Design of Automotive Engines: A Textbook for Students of Higher Education. [Osnovi teoriiyi ta konstruktivniy avtomobilnih dviguniv: Navchalnyy posibnik dlya studentiv vischih navchalnih zakladiv.], LNTU, Lutsk, 233 p. 5. Kovalov S. O. (2019), "Combustion chamber for gas-engines, converted on the basis of diesel to work for on liquefied petroleum gas". Internal combustion engines [ "Kamira zgoryannya gazovogo DVZ, konvertovanogo na bazi dizelya dlya roboti na zridzhenomu naftovomu gazi", No 1, pp. 15–20. 6. Bosch R. GmbH. Ottomotor-Management. 2 Auflage. – Chefredaktion: Dipl.-Ing. (FH) Horst Bauer. – Springer Fachmedien Wiesbaden, 2003. 418 p. 7. Kovalov S.O., Plis S.V., Kovalchuk V.V. (2020), Patent of Ukraine for a utility model № 142853. The control system of

the gas internal combustion engine with spark ignition and electronic control unit. № u 2020 01334 it is stated 27.02.2020; it is published 25.06.2020. Bulletin № 12. 8. Kovalov S. O. (2019), "Development and research of gas engine D-240-LPG converted on the basis of a tractor diesel", *Internal combustion engines* ["Rozroblennya ta dosludzhennya gazovogo dviguna D-240-LPG, konvertovanogo na bazi traktornogo dizelya"], No 2, pp. 18–25. 9. Kovalov S.O., Plis S.V. (2020), *Ukrainian*

an patent application for a utility model № u 2020 03041 it is stated 21.05.2020. The control system of the internal combustion engine with an electronic control unit, to provide group injection of gas fuel. 10. Kovalov S. O. (2020), *Ukrainian patent application for a utility model № u 2020 03826 it is stated 25.06.2020. The control system of the internal combustion engine with an electronic control unit, to ensure sequential injection of gas fuel.*

Надійшла до редакції 05.07.2020 р.

**Парсаданов Ігор Володимирович** – доктор техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: [parsadanov@kpi.kharkov.ua](mailto:parsadanov@kpi.kharkov.ua), <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

**Ковальов Сергій Олександрович** – канд. техн. наук, ст. науч. спів., заступник завідувача лабораторії дослідження використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний та проектний інститут», Київ, Україна, e-mail: [skovalev@insat.org.ua](mailto:skovalev@insat.org.ua), <https://orcid.org/0000-0002-3107-530X>

**Плис Сергій Васильович** – радіоінженер, фізична особа підприємець, Кременчук, Україна, [ultrasat@gmail.com](mailto:ultrasat@gmail.com)

## РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННЫХ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

*И.В. Парсаданов, С.А. Ковалёв, С.В. Плис*

Обоснована целесообразность переоборудования дизелей транспортных средств в газовые двигатели внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Показаны преимущества использования газовых моторных топлив, в частности, сжиженного нефтяного газа. Проанализированы способы подачи и виды впрыскивания сжиженного нефтяного газа во впускной трубопровод газового двигателя. Показано, что самым простым способом переоборудования дизелей в газовые двигатели является оборудование двигателя подсистемой питания и подачей сжиженного нефтяного газа во впускной трубопровод через газоздушный смеситель в сочетании с применением бесконтактной электронной подсистемой зажигания с подвижным распределителем напряжения. Такое переоборудование квалифицировано как первый уровень сложности, то есть уровень «А». Для ограничения максимальной частоты вращения газовых двигателей, оборудованных согласно уровню «А» двумя подсистемами, разработан и изготовлен электронный микропроцессорный блок управления Avenir Gaz 37 «А». Описан принцип работы блока управления Avenir Gaz 37 «А». Проведены испытания газового двигателя Д-240-LPG-«А» с электронным блоком управления Avenir Gaz 37 «А», которые подтвердили его работоспособность. Показано, что второму уровню сложности переоборудования дизелей в газовые двигатели соответствует оборудование двигателя аккумуляторной подсистемой питания и многоточечного группового или последовательного впрыскивания сжиженного нефтяного газа (типа Common Rail) в сочетании с применением бесконтактной электронной подсистемой зажигания с подвижным распределителем напряжения и подсистемой управления наполнения цилиндров зарядом рабочей смеси. Такой способ переоборудования квалифицировано как второй уровень сложности, то есть уровень «В». Для работы газовых двигателей, оборудованных согласно уровню «В» тремя подсистемами, разработан и изготовлен электронный микропроцессорный блок управления Avenir Gaz 37 «В». Описан принцип работы каждой из трех подсистем, которыми оборудован газовый двигатель Д-240-LPG-«В». Проведены испытания газового двигателя Д-240-LPG-«В» с блоком управления Avenir Gaz 37 «В», которые подтвердили его работоспособность.

**Ключевые слова:** электронный микропроцессорный блок управления, газовый двигатель внутреннего сгорания, электронная система управления газовым двигателем, сжиженный нефтяной газ.

## DEVELOPMENT OF ELECTRONIC MICROPROCESSOR UNITS OF GAS ENGINE CONTROL

*I.V. Parsadanov, S.O. Kovaliov, S.V. Plis*

The expediency of converting vehicles diesel engines into gas internal combustion engines with spark ignition has been substantiated. The advantages of using gas motor fuels, in particular, liquefied petroleum gas, are shown. Methods of supply and types of injection of liquefied petroleum gas into the inlet pipeline of a gas engine are analyzed. It is shown that the simplest way to convert diesel engines to gas engines is to equip the engine with a power supply subsystem and supply of liquefied petroleum gas to the inlet pipeline through a gas-air mixer in combination with the use of a contactless electronic ignition subsystem with a movable voltage distributor. Such re-equipment is qualified as the first level of complexity, that is, level "A". To limit the maximum gas engines speed equipped with two subsystems according to level "A", an electronic microprocessor control unit Avenir Gaz 37 "A" has been developed and manufactured. The principle of operation of the Avenir Gaz 37 "A" control unit is described. Tests of the D-240-LPG-"A" gas engine with the electronic control unit Avenir Gaz 37 "A" were carried out, which confirmed its performance. It is shown that the second level of complexity of converting diesels into gas engines corresponds to the equipment of the engine with an accumulative power supply subsystem and multi-point group or sequential injection of liquefied petroleum gas (Common Rail type) in combination with the use of a contactless electronic ignition subsystem with a movable voltage distributor and a subsystem for controlling the filling of cylinders with the charge of the working mixture. This method of converting is qualified as the second level of complexity, that is, level "B". For the operation of gas engines equipped with three subsystems according to level "B", an electronic microprocessor control unit Avenir Gaz 37 "B" has been developed and manufactured. The principle of operation of each of the three subsystems equipped with D-240-LPG-"B" gas engine is described. The tests of the D-240-LPG-"B" gas engine with the Avenir Gaz 37 "B" control unit were carried out, which confirmed its performance.

**Key words:** electronic microprocessor control unit, gas internal combustion engine, electronic control system of gas engine, liquefied petroleum gas.

М. С. Шелестов

## РОЗВИТОК СИСТЕМИ НАДДУВУ ВИСОКОФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ

В роботі виконано аналіз світового досвіду щодо форсування дизельних двигунів за допомогою удосконалення системи повітропостачання, тобто встановлення привідних нагнітачів та турбокомпресорів (ТКР). Розглянуті два основних типи механічних нагнітачів: коловоротні і відцентрові. Проаналізовані найбільш розповсюджені моделі коловоротних нагнітачів, Рутса, Ітона і Лісхольма, схеми та принцип дії відцентрових нагнітачів. Основним недоліком механічного наддуву є те, що вся потужність, необхідна для стиснення повітря, відбирається від колінчастого вала двигуна. Тому найбільш перспективним вважається газотурбінний наддув. Проаналізовано схему одноступеневого наддуву на прикладі відомих автовиробників таких як «Pegaso» та Volkswagen. Визначено, що застосування турбонаддуву підвищує ефективність роботи двигуна, що виражається в зниженні питомої ефективної витрати палива. Подальший розвиток направлений на вдосконалення одноступневих систем турбонаддуву, зменшення розмірів турбокомпресорів, зниження інерційності, використання регулюючих елементів в турбіні, застосування двоступневих систем наддуву. Крім того, виконаний аналіз роботи, відомих компаній-розробників систем наддуву («ABB Turbo Systems», MTU, MAN, Borg Warner Turbo System), який показав, що для дизелів, які мають літрову потужність більше 60 кВт/л, раціональним є впровадження двоступневих систем наддуву з проміжним охолодженням наддувального повітря. Основними перевагами застосування двоступневої системи наддуву є: високий крутний момент при низьких обертах двигуна; збільшення номінальної потужності; підвищення тиску наддуву; зниження витрати палива; зниження димності відпрацьованих газів; високий потенціал для зниження викидів NOx; поліпшені перехідні характеристики. При застосуванні двоступневого регульованого турбонаддуву з охолодженням наддувального повітря типу R2S досягається найвищий середній ефективний тиск. Залежно від її налаштування система може бути реалізована як на низьких, так на високих частотах обертання вала двигуна.

**Ключові слова:** потужність, механічна системи наддуву, одноступенева система наддуву, багатоступенева система наддуву, компресор, турбіна.

## Вступ

Використання системи наддуву у ДВЗ є актуальним питанням, оскільки дозволяє підвищити потужність без значного збільшення масогабаритних показників і вартості, а також в більшості випадків призводить до покращення техніко-економічних показників двигуна. Проте при виборі системи наддуву необхідно враховувати призначення та особливості конструкції двигуна і режимів його роботи на транспортному засобі. Залежно від цього вибирається тип системи наддуву (механічний, газотурбінний, комбінований, двоступневий наддув, а в особливих випадках можливе застосування спеціальних систем наддуву). Крім того, в залежності від призначення двигуна необхідно обґрунтувати параметри системи охолодження наддувального повітря, за якими забезпечується найкращі показники ефективності двигуна.

**Метою роботи** є обґрунтування вибору системи повітропостачання дизелів в залежності від рівня їх форсування.

## Механічний наддув

Механічний нагнітач - це повітряний насос, робочі органи якого приводяться до руху двигуном, він постачає більшу кількість повітря у впускний колектор, і дає миттєвий приріст потужності і крутного моменту без будь-яких затримок.

Існує два основних типи механічних нагнітачів: коловоротні і відцентрові нагнітачі.

До коловоротних нагнітачів віднесені нагнітачі Рутса, Ітона і Лісхольма. Але слід зазначити різницю між перерахованими моделями. У нагнітачі Рутса, газ рухається всередині корпусу насоса в напрямку, перпендикулярному напрямку обертання насосних елементів.

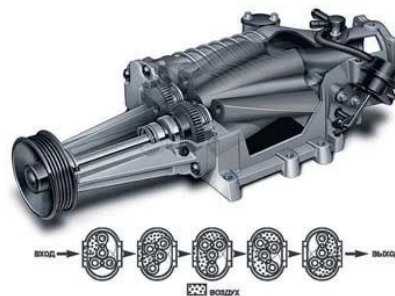


Рис. 1. Привідний нагнітач Рутс

На рис. 1 наведено схему нагнітача Рутс [1], де два ротора, осі яких пов'язані між собою, за допомогою шестерень з'єднані з привідною шестернею нагнітача. Ротори обертаються в протилежних напрямках та всмоктують повітря через вхідний отвір, проштовхуючи його потоки в розподільний відсік.

У порівнянні з нагнітачем Рутса, де використовуються два 2-лепескових прямозубих ротора, у нагнітачі Ітона використовуються два 3-пелюсткових косозубих ротора. Повітря втягується

в нагнітач за рахунок розрідження, створюваного при виході пелюстками ротора з западинами між пелюстками іншого ротора, потім повітря переноситься уздовж корпусу западин між пелюстками, і в нижній частині нагнітача відбувається видавлювання повітря.

Найсучасніший коловоротний нагнітач Лісхольма (Lysholm) рис.2. Він використовує два ротори з асиметричними профілями: на лівому роторі три гвинтових пелюстки, на правому роторі п'ять гвинтових западин. Повітря безперервно стискається, проходячи вздовж осей роторів, що дозволяє отримати більш високу ступінь підвищення тиску, ніж в нагнітачі Рутса, і менший рівень шуму. Вартість нагнітача Лісхольма вище ніж його попередників типу Рутса і Ітона.

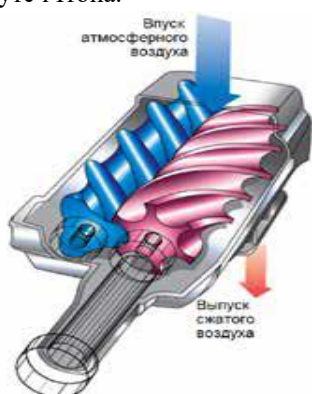


Рис.2. Привідний нагнітачі Лісхольма (Lysholm)

Подібна конструкція має краще ущільнення, більш високий в порівнянні з нагнітачами Рутса та Ітона ККД.

Останній та найбільш розповсюджений тип механічних нагнітачів це відцентровий компресор (ВК) (рис.3). Він являє собою нагнітач динамічного типу, оскільки всередині корпусу нагнітача відбувається збільшення тиску за рахунок відцентрової сили газу, що обертається [2]. Повітря потрапляє в центральний отвір корпусу і потім відкидається в сторони від центру, швидко обертається крильчаткою компресора. Завдяки внутрішньому устрою корпусу равлика, повітря закручується і виходить. У порівнянні з об'ємними нагнітачами типу Рутса, відцентровий компресор набагато компактніший, простіший у технології виготовлення, що здешевлює його кінцеву вартість.

У механічних типів наддуву є як переваги так і недоліки. Основна перевага привідних об'ємних нагнітачів типу Рутса це забезпечення швидкого реагування на зміну швидкісного режиму двигуна. Вони мають високу ефективність на малих і середніх обертах, довговічність конструкції. Але недоліком є великі механічні втрати на малих навантаженнях, порівняно великі розміри і масу агрегатів

наддуву, наявність механічної передачі, складність розміщення на двигуні. У свою чергу відцентрові нагнітачі компактні, легкі, ефективні, мають можливість різноманітного кріплення на двигуні. Гвинтові нагнітачі типу Лісхольм ефективні практично у всьому діапазоні обертів двигуна, компактні, безшумні, але дуже складні у виготовленні. Головним недоліком будь-якого способу механічного наддуву є те, що вся потужність, необхідна для стиснення повітря, відбирається від колінчастого вала двигуна. Тому найбільш перспективним вважається газотурбінний наддув, в широкому діапазоні двигунів, від автомобільних потужністю 100 кВт до суднових потужністю в 10000 кВт.

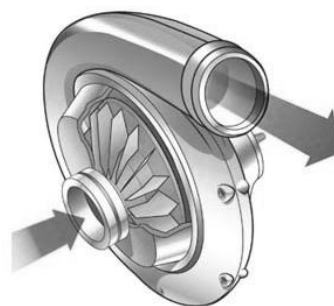


Рис.3. Відцентровий привідний компресор

### Газотурбінний наддув

У системах газотурбінного наддуву рис.4 стиснення повітря виконується за допомогою одного відцентрового компресора з приводом від газової турбіни. Система турбонадуву використовує енергію відпрацьованих газів (ВГ) двигуна для приводу ротора турбіни та компресора. ВГ вдаряються об лопатки колеса, віддаючи частину своєї кінетичної енергії змушують її обертатися [3]. Крутний момент від турбіни за допомогою вала безпосередньо передається на колеса компресора. При обертанні колеса компресора відкидає повітря на периферію, підвищуючи його тиск та подає у впускний колектор.

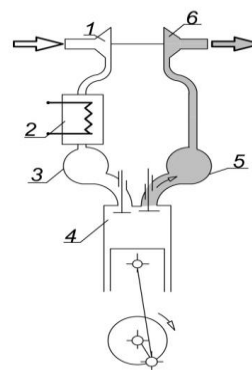


Рис.4. Схеми систем наддуву 4-тактного двигуна з ТКР; 1 - компресор; 2 - охолоджувач наддувочного повітря; 3 - впускний колектор; 4 - циліндр двигуна; 5 - випускний колектор; 6 - турбіна

Застосування газотурбінного наддуву призводить не тільки до підвищення потужності але й до зниження питомої ефективної витрати палива рис.5 [4]. Дизель з турбонадувом має більш низьку питому витрату палива, ніж аналогічний атмосферний дизель, в діапазоні підвищених навантажень, коли істотно позначається тиск наддуву.

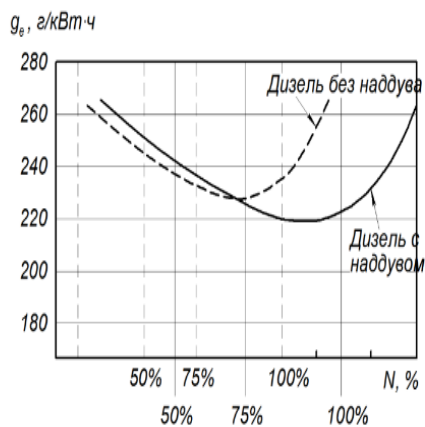


Рис.5. Порівняння навантажувальних характеристик по питомій витраті палива дизелів з наддувом та без

При рівній питомій витраті палива забезпечується більш висока потужність двигуна з наддувом (рис.7).



Рис. 6. Графік протікання кривих потужностей і крутного моменту дизеля з турбонадувом та без, де a- дизель без наддуву в стаціонарному режимі, b- дизель з наддувом в стаціонарному режимі, c-дизель з наддувом в нестационарних режимах

З рис. 6 видно, що більш сприятливе протікання кривої крутного моменту двигуна з наддувом вже в діапазоні низьких частот обертання колінчастого вала (B-C). Робоча точка двигуна по необхідній потужності переміщається, таким чином, в область менших частот, з більш низькими втратами на тертя, з чого слід і менша витрата палива (E-D). При малих частотах обертання колінчастого вала крутний момент двигуна з турбонагнітачем і без, знаходиться на одному рівні. Це пов'язано зі зниженням тиску наддуву, так як енергії ВГ ще недостатньо для розкрутки турбіни.

Розглянемо приклад модернізації атмосферного дизеля шляхом установки системи газотурбінного наддуву на прикладі дизельного двигуна іспанської автомобільної компанії «Pegaso». Атмосферний варіант має такі показники, потужність 162 кВт при частоті обертання вала 2200 хв<sup>-1</sup>, крутний момент 840 Нм при 1300 хв<sup>-1</sup>, і питома ефективна витрата палива при максимальній потужності - 250 г / кВт·год.

На двигун був встановлений німецький турбокомпресор марки ККК компанії Borg Warner Turbo Systems серії 3LD.

Встановлення турбокомпресору потребувало модернізації системи випуску ВГ. Також були внесені деякі зміни в системах охолодження і масляній системі.

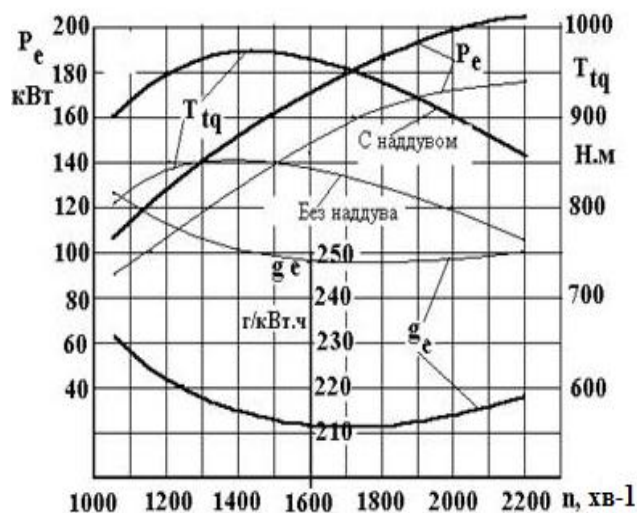


Рис.7. Зовнішні швидкісні характеристики дизеля Pegaso з наддувом і без наддуву

В результаті двигун був форсований до 200 кВт, 24% приріст потужності. Відповідним чином зріс крутний момент (максимальний момент досяг 975 Нм), збільшився на 16%, питома витрата палива зменшилася до 212 г / кВт·год, тобто зменшилася на 15% в порівнянні з варіантом без наддуву (рис.7).

Ще один приклад, це системи одноступеневого турбонаддуву дизелів компанії Volkswagen. У роботі [5] розглянуто основні типи нагнітачів, які встановлювались на двигуни автомобілів Golf, їх переваги та недоліки.

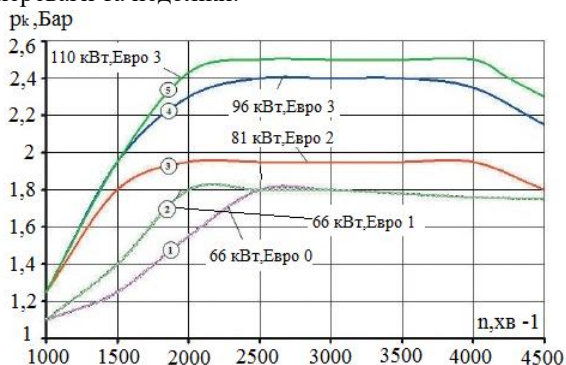


Рис. 8. ЗШХ за абсолютним тиском наддуву  $p_k$  дизелів з робочим об'ємом 1,9 л фірми Volkswagen

На рис. 8 наведена зовнішня швидкісна характеристика (ЗШХ) за абсолютним тиском наддуву дизеля з системою одноступінчастого турбонаддуву з регульованими турбокомпресорами компанії Volkswagen [5], з клапаном перепуску частини ВГ, минаючи турбіну (BCX 1, 2), і регульованим сопловим апаратом турбіни (ЗШХ 3-5). Аналіз ЗШХ 1 - 5 показує, що дані турбокомпресори забезпечують: максимальне підвищення тиску наддуву в діапазоні частот обертання колінчастого вала від 1000 до 2000  $xv^{-1}$ , підтримання високого тиску наддуву  $p_{k,max}$  в діапазоні частот обертання колінчастого вала від 2000 до 4000  $xv^{-1}$ , збільшення максимального тиску наддуву  $p_{k,max}$  від 1,8 до 2,5 Бар у міру переходу від Євро 0 до Євро 3, при цьому літрова потужність дизелів зростає від 34,7 до 57,9 кВт/л. При рівні форсування дизелів фірми Volkswagen більше 42 кВт/л в системах одноступеневого турбонаддуву знайшли застосування турбокомпресори з регульованим сопловим апаратом турбіни для виконання вимог екологічних стандартів Євро 2, 3. Подальший розвиток екологічних стандартів привів до вдосконалення одноступеневих систем турбонаддуву і розробки двоступеневих систем наддуву для дизелів із збереженням вищевідзначених тенденцій.

#### Двоступеневий наддув

Багатоступеневі системи наддуву дозволяють значно розширити межі регулювання потужності в порівнянні з одноступеневими. При цьому вдається поліпшити подачу повітря в циліндри, питому витрату палива на стаціонарних і перехідних режимах роботи двигуна [7].

При збільшенні тиску наддуву існує межа підвищення, яка може бути досягнута за допомогою одного компресора, внаслідок зниження ефективності і зменшення робочого діапазону за витратою повітря. Зі зби-

льшенням тиску наддуву зростає температура робочого тіла на виході з компресора, що потребує використання більш дорогих матеріалів для колеса компресора [6]. Тобто при ступені підвищення тиску наддуву 4 та більше, багатоступеневий наддув це більш доцільний і дешевший варіант, оскільки є можливим використовувати існуючі турбокомпресори.

Розглянемо особливості двоступеневих систем наддуву (ДСН) основних компаній-виробників.

Компанія «ABB Turbo Systems» розробила ДСН другого покоління Power2 800-M, що складається з двох окремих турбокомпресорів, що працюють послідовно з загальним ступенем підвищення тиску до 12 і ККД до 80%. Турбокомпресори високого тиску (ВТ) та низького тиску (НТ) виконані з осьовими турбінами для досягнення необхідних витрат повітря і забезпечення оптимальної компоновки на двигуні. «ABB Turbo Systems» – одна з найстаріших та перших компаній, що оцінила можливості ДСН щодо зниження питомої витрати палива на 10% та викидів оксидів азоту на 40% [9].

Компанія MTU в 2010 р. створила для залізничного транспорту новий ряд двигунів серії 4000 R44 з ДСН, які відповідають вимогам щодо викидів  $NO_x$ , ЕУШВ [10]. Турбокомпресори для ДСН власного виробництва вбудовані безпосередньо в газовипускную систему двигуна, що забезпечує компактність конструкції. Керована система ДСН з трьома турбокомпресорами (ТК) фірми MTU (два ТК НТ і один ТК ВТ з охолоджувачами) забезпечує якісне наповнення циліндрів повітрям на всіх режимах роботи, в тому числі при зовнішніх критичних умовах по температурі повітря на вході, розрідженню на впуску (робота на висоті) і протитиску на випуску (рис. 9).

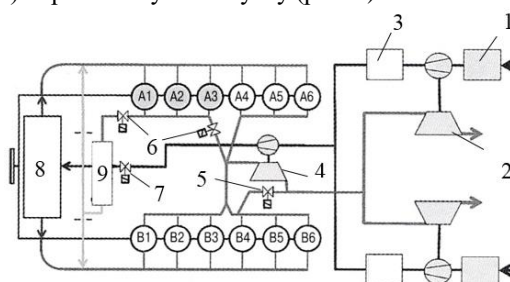


Рис. 9. Двигун з керованою двоступеневою системою наддуву і рециркуляцією охолоджених відпрацьованих газів:

1 – повітряний фільтр, 2 – турбокомпресор НТ, 3 – охолоджувач наддувального повітря НТ, 4 – турбокомпресор ВТ, 5 – керований байпас турбіни високого тиску, 6 – керування рециркуляцією відпрацьованих газів, 7 – дросельний клапан повітря (управління охолодженням), 8 – охолоджувач наддувального повітря ВТ, 9 – охолоджувач системи рециркуляції відпрацьованих газів

Конструктивні особливості турбокомпресорів: колесо компресора – з титану; турбіна – вісерадіальна з високим рівнем ККД і низьким моментом інерції; міжступінчатим і основним охолоджувачами наддувного повітря, що вбудовані в низькотемпературний контур охолодження двигуна. Повітря, що надходить в циліндри, має температуру нижче 70 °С і тиск більше 0,5 МПа.

У відомих конструкціях двигунів MTU 1163-04, у яких тиск наддуву збільшено з 0,46 до 0,57 МПа, питома витрата палива двигуна знижена на 8%. Принципова схема наддуву 16-циліндрового двигуна показана рис.10. Для полегшення розуміння зображено тільки дві групи турбонаддуву, кожна з яких складається з одного турбокомпресора низького і одного високого тиску, а також охолоджувачів наддувного повітря. Система наддуву складається з чотирьох груп, з відповідними діапазонами роботи.

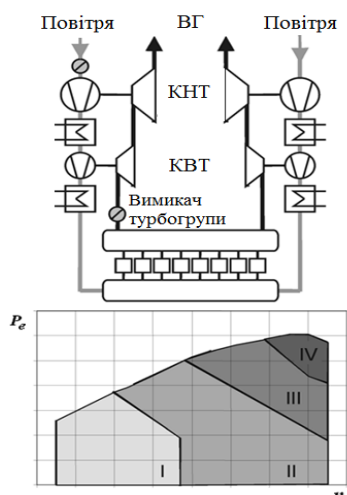


Рис. 10. Схема двоступеневого реєстрового наддуву фірми MTU

Завдяки такій системі можливо отримати високий момент в широкому діапазоні частот обертання, в тому числі на низьких обертах. Весь потік відпрацьованих газів в першій зоні роботи двигуна проходить тільки через одну турбо-групу. Послідовне включення інших груп відбувається в залежності від навантаження і частоти обертання. У четвертій зоні працюють всі чотири групи турбонаддуву. Через низькі витрати газів в першій зоні робота стиснення здійснюється майже повністю турбокомпресором ВТ. Турбокомпресор НТ працює в режимі холостого ходу. При збільшенні витрати відпрацьованих газів поступово починає брати участь і ступінь низького тиску. Тиск наддуву зростає. Завдяки попередньому стиску в компресорі НТ, можлива робота компресора ВТ при

великих масових витратах повітря. Використання невеликих турбокомпресорів на низьких частотах є ключовим фактором отримання високого тиску наддуву на низьких частотах обертання.

Для отримання іншого поля характеристик двигуна змінюють закономірність підключення груп турбокомпресорів. Для роботи такої системи наддуву необхідно мати компресори з широким полем характеристик.

В рамках дослідницького проекту HERCULES фірма MAN провела випробування двигуна 6L32/44CR з ДСН, пристроєм управління закриттям впускного клапана і регульованою турбіною ТК високого тиску (рис. 11).

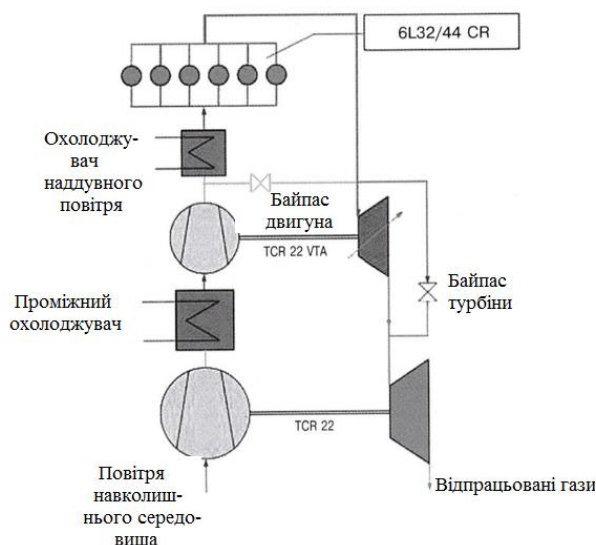


Рис. 11. Двоступенева система наддуву двигуна MAN 6L32/44CR з регульованою турбіною

У порівнянні з двигуном, що спочатку відповідав вимогам ІМО Tier 1, стало можливим при незначному підвищенні витрати палива знизити викиди NO<sub>x</sub> більш ніж на 40%, збільшити потужність з 560 до 640 кВт, забезпечити низьку димність відпрацьованих газів. Застосування регульованої турбіни високого тиску значно покращує параметри двигуна за рахунок збільшення тиску наддуву на часткових навантаженнях і забезпечує хорошу якість перехідних процесів. Також встановлено, що підвищення ККД системи наддуву на 10% призводить до збільшення ККД двигуна на 1%. Тому можливості ДСН доцільно використовувати одночасно з оптимізацією термодинамічного циклу.

На рис. 12 наведена схема системи R2S (regulated twostage), розробленої фахівцями компанії Borg Warner Turbo System (BWTS) і BMW.



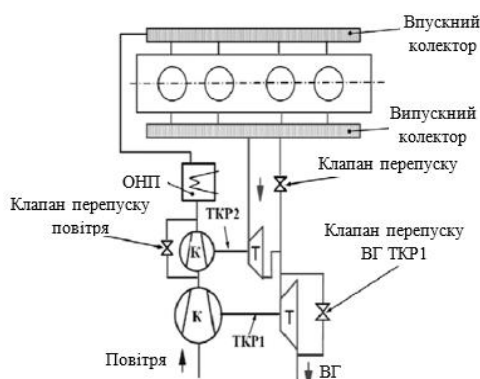


Рис. 12. Схема системи двоступінчастого турбонаддуву R2S для дизеля OM651 ( $zVh=2,2$  л; Евро 5)

Система R2S включає два ТКР фірми BWTS і два перепускні клапани.

Регулювання системи здійснюється шляхом перепуску частини відпрацьованих газів та повітря. Застосування системи R2S замість ТКР з регульованим сопловим апаратом (РСА) дозволяє суттєво збільшити середній ефективний тиск двигуна по всій зовнішній характеристиці.

Турбіна низького тиску (ТКР1) розраховується на забезпечення номінальної потужності, турбіна високого тиску (ТКР2) – крутного моменту в області низьких частот обертання колінчастого вала до максимального крутного моменту, щоб зменшити затримку збільшення потужності двигуна при різкому збільшенні подачі палива.

Також відомі конструктивні схеми двоступеневої системи наддуву з використанням привідного компресору з електроприводом. На рис. 13 приведена схема системи наддуву eBooster, розробленої фахівцями BWTS і BMW. Дана система наддуву включає регульований ТКР з клапанами перепуску повітря та відпрацьованих газів, міняючи ланки турбокомпресору, і компресор eBooster™ з електроприводом (рис. 14).

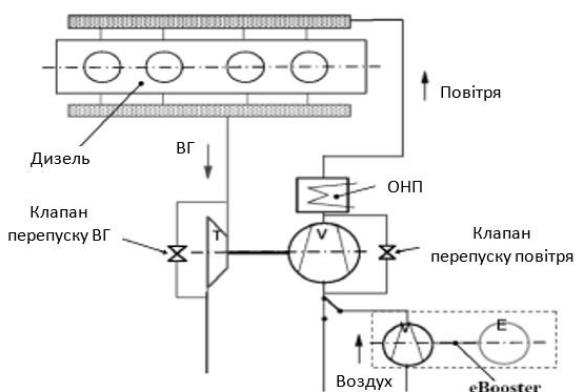


Рис. 13. Схема системи наддуву eBooster

Компресор eBooster™ з електроприводом дозволяє дизелю розвивати більш високі значення крутного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою при низьких частотах обертання колінчастого вала. При роботі дизеля на частотах понад 2000  $xv^{-1}$  компресор eBooster відключається. Основною перевагою компресора eBooster є електропривод, який дозволяє отримати високі значення  $\eta_k$  при високих ККД компресорної ступені на будь-яких режимах роботи дизеля при частотах менше, ніж 2000  $xv^{-1}$ .

Порівняльна оцінка ефективності розглянутих систем двоступеневого наддуву проводиться за даними роботи [5] рис. 14.

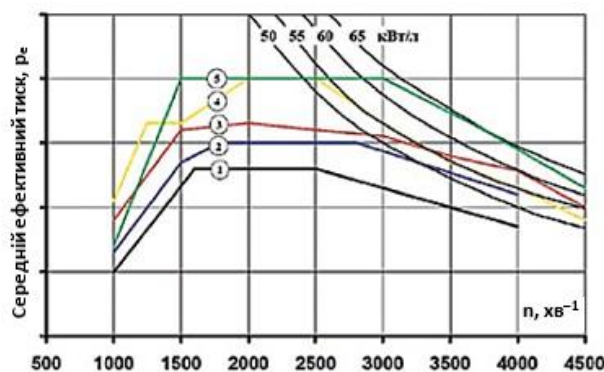


Рис. 14. Зовнішні швидкісні характеристики по середньому ефективному тиску дизелів з різним рівнем форсування:

- 1 - одноступінчаста система турбонаддуву (ТКР з РСА, налаштована на режим номінальної потужності);
- 2 - одноступінчаста система турбонаддуву (ТКР з РСА, налаштована на отримання високої літрової потужності);
- 3 - одноступінчаста система турбонаддуву (система турбонаддуву з паралельною подачею повітря двома ТКР фірми Honeywell-Garret);
- 4 – двоступенева система наддуву eBooster™;
- 5 - двоступенева система турбонаддуву R2S

Аналізуючи наведений матеріал можна зробити висновок, що на сьогоднішній день доцільним є застосування двоступеневої системи наддуву, перевагами якої є високий крутний момент при низьких обертах двигуна; збільшення номінальної потужності; підвищення тиску наддуву; зниження витрати палива; зниження димності відпрацьованих газів; високий потенціал для зниження викидів  $NO_x$ ; поліпшені перехідні характеристики.

При застосуванні двоступеневого регульованого турбонаддуву з охолодженням наддувального повітря типу R2S досягається найвищий середній ефективний тиск. Залежно від її налаштування система може бути реалізована як на низьких, так на високих частотах обертання вала двигуна. Проте потенціал даного мето-

ду можна реалізувати тільки при складних стратегіях управління.

### Висновки

Аналізуючи вище наведений матеріал можна зробити висновок, що сучасні тенденції схильні до розвитку багатоступеневих систем наддуву, особливо для двигунів, які мають літрову потужність більше 60 кВт/л. Переваги такої системи – високий крутний момент при низьких обертах двигуна, підвищення тиску наддуву, збільшення номінальної потужності, зниження витрати палива, поліпшені перехідні характеристики. Але слід зазначити, що для двигунів з літровою потужністю до 60 кВт/л переважним є застосування одноступеневих систем наддуву.

### Список літератури:

1. Halderman, J. Principles, Diagnosis, and Service /J. Halderman // Pearson Education. - 2012. - 1664 С.2. Грэм Белл, Увеличение мощности двигателя посредством наддува / Грэм Белл –Київ: Авто клуб,2013.-241 с. 3.Патрахальцев Н. Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания /Патрахальцев Н. Н.-Москва : Издательство Российского Университета дружбы народов ,2003 .-320 с. 4.Патрахальцев Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко. - Москва.: Легион-Автodata, 2007. - 176 с. 5. Химич В. Л. Выбор системы наддува в зависимости от требований экологических стандартов и уровня форсирования быстрогоходного автомобильного дизеля / В.Л. Химич , Д.В. Епифанов //Вестник УГАТУ.-2010.-№5.-С.38-45. 6. Baines, N. C. Fundamentals of turbocharging / N. C. Baines. – Concepts ETI, 2005. – 280 pp. 7.Каминский Р.В. Разработка систем наддува для ДВС различного назна-

чения/ Р.В. Каминский // Известия МГТУ МАМИ.-2014.- №5.-С.22-27. 8.Codan E. Emissions A new Challenge for Turbocharging / E. Codan, C. Mathey // CIMAC Congress 2007. – 2007. – Paper No. 245. 9. Развитие систем двухступенчатого наддува двигателей // Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А.// Двигателестроение. – 2017. – №1 (267). – С. 24-30. 10.Wintruff I. The next generation of MTU series 4000 rail engines to comply with EUIIIВ emission legislation / I.Wintruff, O.Buecheler, S. Huchler // CIMAC Congress 2010, Bergen.

### Bibliography (transliterated):

1. Halderman, J. (2012), Principles, Diagnosis, and Service, Pearson Education, Pearson, 1664 p. 2. Graham, Bell.(2013), Increasing engine power by boost [Uvelicheniye moshchnosti dvigatelya posredstvom nadduva ],Kiev: Auto Club, 241 p. 3. Patrahaltsev N. N. (2003), Supercharging of internal combustion engines [ Nadduv dvigateley vnutrennego sgoraniya ], Moscow: Publishing House of the Peoples' Friendship University of Russia, 320 p. 4. Patrahaltsev N.N., Savastenko A.A.(2007), Forcing internal combustion engines by supercharging [Forsirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom], Legion-Avtodata, Moscow, 176 p. 5. Himich V.L., Epifanov D.V. (2010), " Selection of pressurization depending on environmental standards and boost the level of high-speed automotive diesel " [Vybor sistemy nadduva v zavisimosti ot trebovaniy jekologicheskikh standartov i urovnja forsirovaniya bystrohodnogo avtomobil'nogo dizelja],Vestnik UGA-TU, No. 5, pp. 38-45. 6. Baines, N. C.(2005), Fundamentals of turbocharging. Concepts ETI, 280 p. 7. Kaminsky R.V.(2014), "Development of pressurization systems for ICE for various purposes"[Razrabotka sistem nadduva dlya DVS razlichnogo naznacheniya],News of MSTU MAMI ,No 5, pp.22-27. 8. Kodan E. (2007), "Emissions - A New Challenge for Turbocharging" CIMAC Congress, Hofburg, May 21-24, 2007, Vienna, Paper No. 245. 9. Cipljonkin G.E., Iovlev V.I., Kozhenkov A.A.(2017) " The development of two-stage engine boost systems " [Razvitie sistem dvuhstupenchatogo nadduva dvigatelej] , Engine building, No 1, pp. 24-30. 10. Wintruff I. O. Bücheler, S. Huchler (2010) "The Next Generation of MTU 4000 Series Rail Motors Must Meet EU III Emissions Regulations" 26th CIMAC Congress in Bergen, June 14-17, 2010, in Grigallen.

Надійшла до редакції 30.06.2020 р.

**Шелестов Максим Сергійович** – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0001-9003-1422, e-mail: maks.shelestow@gmail.com.

## РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ НАДДУВА ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

*М. С. Шелестов*

В работе выполнен анализ мирового опыта по форсированию дизельных двигателей с помощью совершенствования системы воздухообеспечения, то есть установление приводных нагнетателей и турбокомпрессоров (ТКР). Рассмотрены два основных типа механических нагнетателей: коловратные и центробежные. Проанализированы наиболее распространенные модели коловратных нагнетателей Рутса, Итона и Лисхольма, схемы и принцип действия центробежных нагнетателей. Основным недостатком механического наддува является то, что вся мощность, необходимая для сжатия воздуха, отбирается от коленчатого вала двигателя. Поэтому наиболее перспективным считается газотурбинный наддув. Проанализирована схема одноступенчатого наддува на примере известных автопроизводителей таких как «Pegaso» и Volkswagen. Определено, что применение турбонаддува повышает эффективность работы двигателя, выражается в снижении удельного эффективного расхода топлива. Дальнейшее развитие направлено на совершенствование одноступенчатых систем турбонаддува, уменьшение размеров турбокомпрессоров, снижение инерционности, использование регулирующих элементов в турбине, применение двухступенчатых систем наддува. Кроме того, выполнен анализ работы известных компаний-разработчиков систем наддува ( «ABB Turbo Systems», MTU, MAN, Borg Warner Turbo System), который показал, что для дизелей, которые имеют литровую мощность более 60 кВт / л, рациональным является использование двухступенчатых систем наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Преимуществами применения двухступенчатой системы наддува являются: высокий крутящий момент при низких оборотах двигателя; увеличение номинальной мощности; повышение давления наддува; снижение расхода топлива; снижение дымности отработавших газов; высокий потенциал для снижения выбросов NOx; улучшенные переходные характеристики. При применении двухступенчатого регулируемого турбонаддува с охлаждением наддувочного воздуха типа R2S достигается

высокое среднее эффективное давление. В зависимости от настройки система может быть реализована как на низких, так на высоких частотах вращения вала двигателя.

**Ключевые слова:** мощность; механическая системы наддува; одноступенчатая система наддува; многоступенчатая система наддува; компрессор; турбина.

## DEVELOPMENT OF BOOST SYSTEMS FOR FORCED DIESEL ENGINES

*M. Shelestov*

The paper analyzes the world experience in boosting diesel engines by improving the air supply system, i.e. the installation of drive superchargers and (turbochargers) TKR. Two main types of mechanical superchargers, rotary and centrifugal, are considered. The most common models of rotatory superchargers, Roots, Eaton and Lysholm, the scheme and principle of operation of centrifugal superchargers are analyzed. The main disadvantage of mechanical supercharging is that all the power needed to compress the air is taken from the engine crankshaft. Therefore, gas turbine supercharging is considered the most promising. Single-stage boost systems are analyzed using the example of well-known car manufacturers such as Pegaso and Volkswagen. It has been established that the use of turbocharging increases engine efficiency, which leads to a decrease in specific effective fuel consumption. The further development is aimed at improving single-stage turbocharging systems, reducing the size of turbochargers, reducing inertia, using turbine controls and using two-stage boost systems. In addition, an analysis is made of the work of well-known companies developing boost systems (ABB Turbo Systems, MTU, MAN, Borg Warner Turbo System), which showed that for diesel engines with a liter capacity of more than 60 kW / l it is rational to use a two-stage boost system with intermediate cooling of the charge air. The advantages of using a two-stage boost system are: high torque at low engine speeds; increase in rated power; increase in boost pressure; reduction in fuel consumption; smoke reduction; high potential to reduce NOx emissions; improved transient characteristics. The use of a two-stage controlled turbocharging with cooling of the charge air type R2S achieves a high average effective pressure. Depending on the setting, the system can be implemented both at low and high engine speeds.

**Key words:** power; mechanical boost system; single-stage boost system; multi-stage boost system; compressor; turbine.

Н.В. Слободянюк

## ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА НА СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Представлены результаты экспериментального исследования особенностей процесса топливоподачи на скоростной характеристике среднеоборотного судового дизельного двигателя в условиях переменных режимов. Изучение гидродинамических процессов для указанных характеристик расширяет возможности совершенствования работы дизеля, а также дает возможность уточнить методы расчета процессов, связанных с топливоподачей. Экспериментальные исследования выполнены на безмоторном стенде при различных начальных условиях с доводкой измерительного комплекса. Первый вариант – перед запуском топливная система высокого давления разгружалась. Вторым вариантом – запуск безмоторного стенда производился после кратковременной остановки; при этом в системе сохраняется остаточное давление после первого варианта запуска. Обобщенные результаты проведенного экспериментального исследования позволили оценить процесс развития топливоподачи в течении всего эксперимента. При этом в первом варианте существенной особенностью является отсутствие заметного повышения давления в форсунке при первых трёх циклах впрыскивания в процессе разгона, несмотря на достаточно высокую частоту вращения распределительного вала. Только в четвёртом цикле получен рост давления до 40 бар, которого недостаточно для подъёма иглы форсунки. Условия первого впрыска формируются в пятом цикле (фаза ступенчатого впрыскивания). Во втором варианте с начальным давлением в топливной системе 27 бар при разгоне уже на первом обороте при относительно невысокой частоте вращения величина давления соответствует условиям впрыскивания и достигает 166 бар. Таким образом, начальное давление в топливной системе при разгоне оказывает существенное влияние на развитие характеристики впрыскивания, что и является специфической особенностью работы дизельного двигателя на переменных режимах. Особенностью формирования параметров впрыскивания при выбеге является то, что параметры процесса в обоих вариантах не зависят от начальных условий в топливной системе. Учет особенностей процесса впрыскивания при непрерывно меняющейся частоте вращения позволит повысить надёжность работы судовых дизелей при маневрировании и обеспечит совершенствование рабочих процессов дизелей на переменных режимах.

**Ключевые слова:** процесс впрыскивания; дизельный двигатель; гидродинамические процессы; безмоторный стенд; топливная система; ступенчатая подача; рабочий процесс дизеля.

### Введение

Дизельные двигатели являются основой энергетики судов различного назначения. Особенностью эксплуатации дизелей является то, что значительную часть времени они работают на переменных режимах в условиях изменяющихся нагрузок природного и эксплуатационного происхождения (например: движение судна по волне, в ледовых условиях, маневрирование и т.д.). В качестве примера можно привести запись параметров судового главного двигателя в процессе маневрирования при входе в порт, представленную на рис. 1 [1].

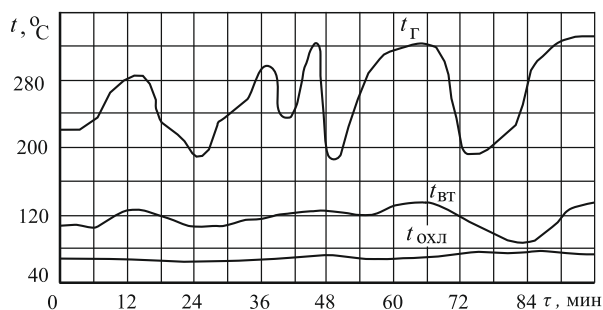


Рис. 1. Изменения режимов работы двигателя при маневрировании судна:

$t_{\Gamma}$  – температура выпускных газов;  $t_{\text{ВТ}}$  – температура втулки цилиндра;  $t_{\text{ОХЛ}}$  – температура охлаждающей воды

Основным фактором, влияющим на рабочий процесс двигателя на переменных режимах, является нестабильность процесса впрыскивания топлива. Этот фактор составляет особенность работы дизельного двигателя в режиме пуска и маневрирования.

### Выделение нерешенных ранее частей проблемы

В области экспериментального исследования топливоподающей аппаратуры на переменных режимах в дизельных двигателях остаются недостаточно раскрытыми особенности эволюции параметров впрыскивания при непрерывно изменяющейся частоте вращения вала двигателя.

Данная эксплуатационная характеристика актуальна для пусковых и неустановившихся режимов. Изучение гидродинамических процессов для указанных характеристик расширяет возможности совершенствования работы дизеля, а также дает возможность уточнить методы расчета процессов топливоподачи.

### Объект исследования

Объектом исследования в данной работе является процесс топливоподачи среднеоборотного дизеля на переменных режимах.

### Цель и задачи исследования

Целью исследования является получение и оценка параметров топливоподачи на скоростной характеристике среднеоборотного дизеля в условиях переменных режимов.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- разработка методики экспериментального исследования скоростной характеристики системы впрыскивания в условиях динамических испытаний;
- сборка и доводка измерительного комплекса;
- экспериментальное исследование процессов впрыскивания топлива в системе топливоподачи судового среднеоборотного двигателя в указанных условиях.

### Анализ последних исследований

Результаты исследований работы топливоподающей аппаратуры на различных режимах рассмотрены в работах [2-4].

Так, например, в работе [4] приведены результаты экспериментальных исследований перемещения нагнетательного клапана и иглы форсунки высокооборотного дизеля на пусковых оборотах (вращения вала топливного насоса на 100, 150 и 200 мин<sup>-1</sup>). При всех значениях частоты вращения вала насоса игла форсунки 7-8 раз поднимается, не достигая максимальной высоты (рис.2).

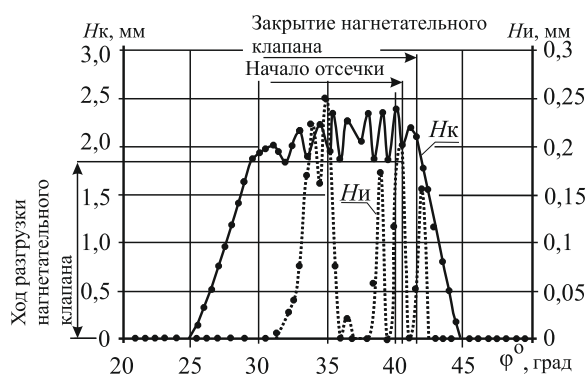


Рис. 2. Зависимости перемещения иглы форсунки  $H_n$  и нагнетательного клапана  $H_k$  от угла поворота вала насоса  $\varphi^\circ$ :  $n_v = 200 \text{ мин}^{-1}$

При этом нагнетательная магистраль разгрузалась в период посадки клапана, что приводило к нарушению процесса впрыскивания в следующем цикле.

Полученные в [4] результаты не в полной мере описывают гидродинамические процессы топливоподачи. Публикуемые в нашей работе материалы представляют результаты детальных исследований процессов топливоподачи. Полученные данные

позволяют улучшить динамические характеристики дизелей и, в перспективе, оптимизировать рабочий процесс.

### Изложение основного материала

Одним из подходов к решению поставленной задачи было создание и установка измерительной системы на безмоторном стенде для регистрации процессов в топливоподающей аппаратуре дизельных двигателей в условиях переменной частоты вращения.

Работа по оборудованию нового стенда была проведена на кафедре Судовых энергетических установок Национального университета "Одесская морская академия" (Украина) и представлена в виде патентов Украины на изобретение а201806815 [5] и на полезную модель u201805581 [6].

В качестве начального этапа исследований особенностей процессов впрыскивания на малых и переменных режимах целесообразно выполнить испытания с изменением частоты вращения при неизменных регулировочных параметрах системы впрыскивания.

Безмоторный стенд имеет следующие возможности:

- плавное регулирование и свободное изменение частоты вращения распределительного вала, во всем диапазоне рабочих частот исследуемой топливной аппаратуры, с возможностью исследования переходных режимов в установленном частотном диапазоне;

- многоканальный программно-аппаратный комплекс (тензостанция) существенно расширяет метрологические возможности благодаря свободному назначению необходимых масштабов фиксирования и высокой разрешающей способности цифрового представления информации в неограниченном объеме с возможностью непрерывной записи регистрируемых процессов на установившихся и переменных режимах.

Таблица 1. Параметры топливной аппаратуры дизеля ЧН25/34

Топливный насос высокого давления	
диаметр плунжера топливного насоса $d_{п, мм}$	16
ход плунжера топливного насоса $h_{п, мм}$	16
Топливная форсунка (закрытого типа)	
давление начала впрыскивания $p_o, \text{ бар}$	210
диаметр иглы форсунки $d_{и, мм}$	6
ход иглы форсунки $z_{max, мм}$	0,45
Топливопровод высокого давления	
наружный диаметр $D_T, мм$	10
внутренний $d_T, мм$	3
длина $L_T, мм$	955

В качестве основного варианта на безмоторном стенде исследовалась система впрыскивания топливной аппаратуры судового среднеоборотного дизеля ЧН25/34 с основными параметрами, представленными в табл.1.

В ходе эксперимента тензостанция принимала, обрабатывала и записывала на персональный компьютер следующие показатели:

- давление топлива в штуцере топливного насоса  $p_n$ ;
- давление топлива в штуцере форсунки  $p_{ф.вх}$ ;
- давление в топливном канале форсунки  $p_{ф.к}$ ;
- ход иглы форсунки  $z$ .

Кроме того – определялась частота вращения распределительного вала  $n_p$ ;

- фиксировался угол поворота распределительного вала (ПРВ)  $\varphi$ ;
- измерялось время с момента начала записи осциллограмм  $\tau$ .

Выход рейки топливного насоса высокого давления в эксперименте составлял  $m = 15$  мм.

Давление затяжки форсуночной пружины  $p_o=70$  бар.

Программой эксперимента обеспечивалось последовательное повышение и снижение частоты

вращения от остановки и до пускового значения.

Кроме того, после набора установленной скорости вращения выдерживался промежуток времени, достаточный для стабилизации процесса впрыскивания.

В процессе проведения эксперимента предварительно был задан режим пусковой частоты путем установки необходимого напряжения на электродвигатель. Затем стенд был остановлен, и после начала записи осциллограммы тензостанцией, вновь запущен с ранее установленным напряжением. После выхода на пусковую частоту и стабилизации режима электродвигатель отключался, и происходил выбег системы до остановки. Запись осциллограмм тензостанцией велась непрерывно вплоть до остановки стенда.

Эксперимент проводился в соответствии и поставленными задачами при различных начальных условиях:

- первый вариант – перед запуском топливная система (ТС) высокого давления разгружалась;
- второй вариант – запуск безмоторного стенда производился после кратковременной остановки. При этом в системе сохраняется остаточное давление после первого варианта запуска.

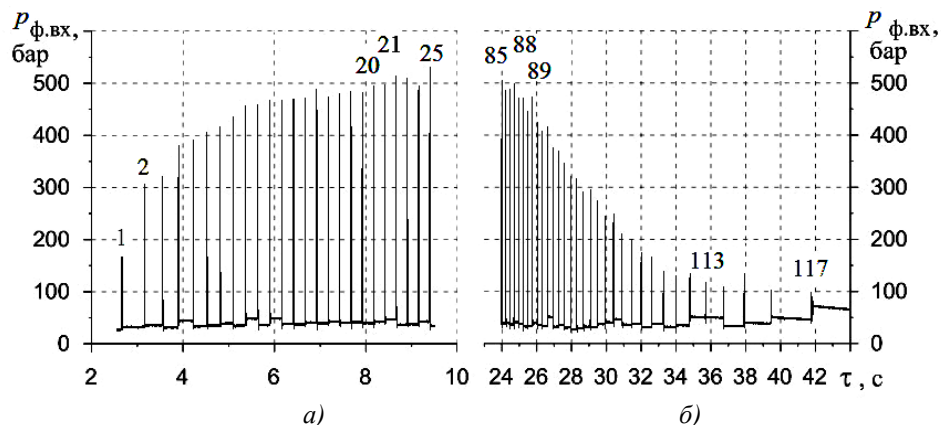


Рис. 3. Динамика давления  $p_{ф.вх}$  в разгруженной топливной системе:  
а – разгон,  $n_p = 0 - 245 \text{ мин}^{-1}$ ; б – выбег,  $n_p = 245 - 0 \text{ мин}^{-1}$

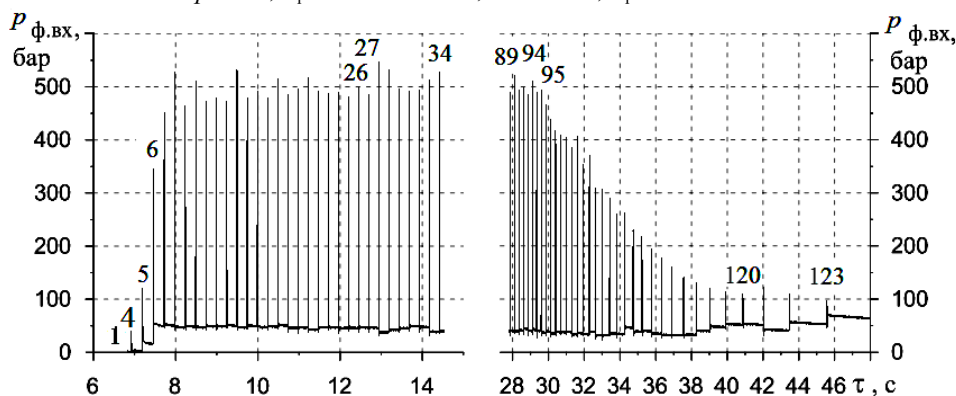


Рис. 4. Динамика давления  $p_{ф.вх}$  в топливной системе с начальным давлением:  
а – разгон,  $n_p = 0 - 245 \text{ мин}^{-1}$ ; б – выбег,  $n_p = 245 - 0 \text{ мин}^{-1}$

## Результаты исследований

Результаты обработки двух вариантов начальных условий для экспериментальных значений представлены на рис.3, 4 в виде зависимости  $p_{ф.вх.макс}=f(\tau)$  максимального давления на входе в форсунку от времени.

На рисунках время указано на оси абсцисс, а номер цикла приведен на поле графика.

Из рис.3, 4 следует, что продолжительность эксперимента при разгруженной топливной системе составила 48 с и 123 цикла, при начальном давлении она составила 44 с и 117 циклов.

Количество циклов в первом эксперименте при разгоне составила 26, во втором – 20. При выбеге количество циклов в первом и во втором эксперименте одинаково – по 29.

Следует отметить, что процессы в топливной системе при разгоне в обоих экспериментах (рис.3а, 4а) заметно отличаются; в то время при выбеге они близки как по времени, так и по характеру изменения давления (рис.3б, 4б).

Используя тахограммы  $n_p=f(\tau)$  экспериментальных значений при различных начальных условиях, представленные на рис.5, выполняем оценку динамики переходных процессов при изменении текущей частоты вращения за период впрыскивания.

На рис.5 тахограммы при различных начальных условиях в топливной системе высокого давления имеют смещение, вызванное различием во времени между началом записи и запуском стенда, а также разницей во времени выдержки при установившейся частоте вращения. Графические кривые при наложении не имеют существенных отличий. Характеристики участков разгона при условии, что ТС разгружена, время разгона составило 6,16 с или 26 циклов впрыскивания. При условии, что в топливной системе имелось начальное давле-

ние, время разгона составило 5,5 с или 20 циклов впрыскивания.

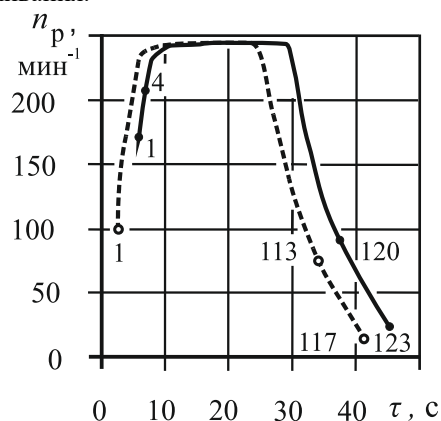


Рис. 5. Тахограммы экспериментов: (—) при разгруженной топливной системе; (- - -) топливная система с начальным давлением (обозначения в тексте)

Время выбега в обоих вариантах начальных условий в топливной системе высокого давления оказалась одинаковой и составила 10,71 с.

Тахометрические параметры фаз эксперимента в зависимости от начальных условий сведены в табл.2.

Из табл.2 следует, что  $p_{ф.вх}$  на фазе разгона при разгруженной топливной системе в течение первых четырех и пятого циклов в диапазоне  $n_p = 173-229$  мин<sup>-1</sup> давление  $p_{ф.вх}$  последовательно возрастает, достигая уровня открытия иглы форсунки.

В эксперименте с начальным давлением условия первого впрыскивания на фазе разгона создаются уже на первом обороте вала при  $n_p = 102$  мин<sup>-1</sup>.

Фазы выбега в обоих вариантах начальных условий идентичны.

Осциллограммы  $p_{ф.вх}$  для этих вариантов начальных условий при разгоне показаны на рис.6.

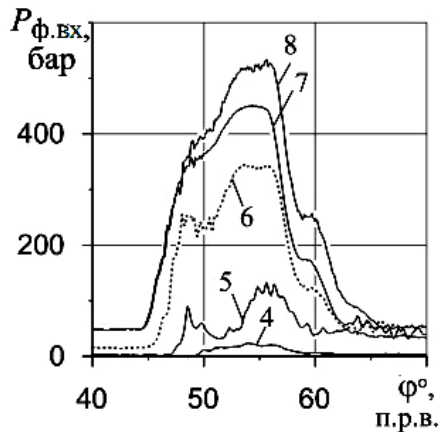
Таблица 2. Тахометрические параметры эксперимента

Фаза эксперимента	Начальные условия			
	ТС разгружена		ТС с начальным давлением	
	№ циклов	$n_p$ , мин <sup>-1</sup>	№ циклов	$n_p$ , мин <sup>-1</sup>
разгон	—	—	—	—
циклы на участке разгона, при которых условия впрыскивания не сформировались	1-4	173-213	—	—
ступенчатое впрыскивание	5	221	—	—
первое стабильное впрыскивание	6	229	1	102
последний цикл впрыскивания на участке разгона	26	243	20	243
выбег	—	—	—	—
первый цикл на участке выбега	95	240	89	239
последний цикл на участке выбега	120	56	113	62
участок дробного впрыскивания	121-123	46-25	114-117	54-8

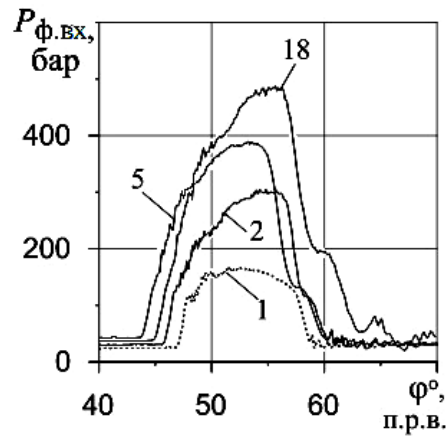
На рис.6а, 6б видно, что при разгруженной топливной системе наблюдаются существенные колебательные процессы. В топливной системе с начальным давлением колебательные процессы протекают более плавно. При дальнейшем увеличении частоты вращения различия становятся незначительными.

Описанные осциллограммы (рис.6) подтверждаются кривыми хода иглы форсунки (рис.7) в соответствующих циклах.

Из рис.7 следует, что при разгруженной топ-



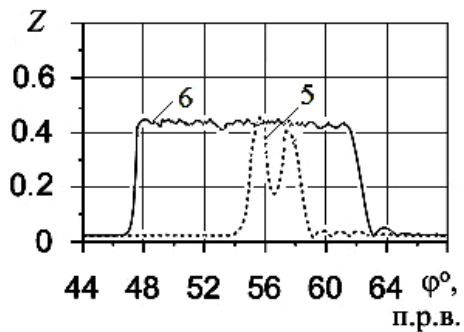
а)



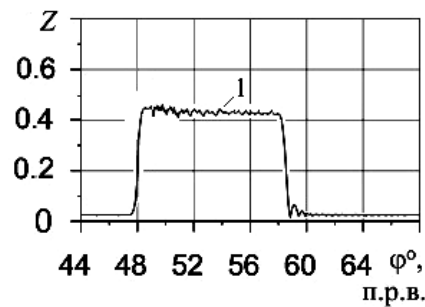
б)

Рис. 6. Осциллограммы  $p_{ф.вх}$  при разгоне:

а – при разгруженной топливной системе; б – топливная система с начальным давлением: (---) цикл первого стабильного впрыскивания (обозначения в тексте)



а)



б)

Рис. 7. Перемещение иглы форсунки при разгоне:

а – при разгруженной топливной системе; б – топливная система с начальным давлением

Результаты проведенного экспериментального исследования, обобщенные в рис.8, 9 и табл.3, 4, позволили оценить процесс развития топливоподачи в течение всего эксперимента. При этом существенной особенностью является отсутствие заметного повышения давления  $p_{ф.вх}$  (рис.8а) в первых трех циклах впрыскивания в процессе разгона, несмотря на достаточно высокую частоту вращения распределительного вала. Только в четвертом цикле начинается рост давления до 40 бар, которого

недостаточно для подъема иглы форсунки. Условия первого впрыска формируются в пятом цикле (фаза ступенчатого впрыскивания).

В эксперименте с начальным давлением в топливной системе ( $p_{нач}=27$  бар) при разгоне уже на первом обороте при относительно невысокой частоте вращения величина давления соответствует параметру впрыскивания и достигает (рис.8б)  $p_{ф.вх}=166$  бар.



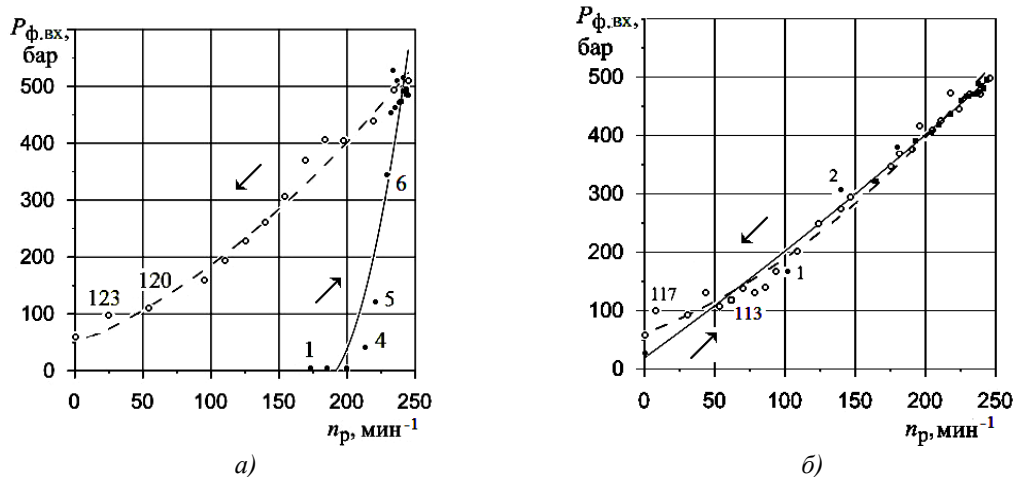


Рис. 8. Зависимость  $p_{ф.вх}$  от частоты вращения на переменных режимах при различных начальных условиях: а – топливная система разгружена; б – топливная система с начальным давлением; (—•—) разгон; (- - -) выбег (обозначения в тексте)

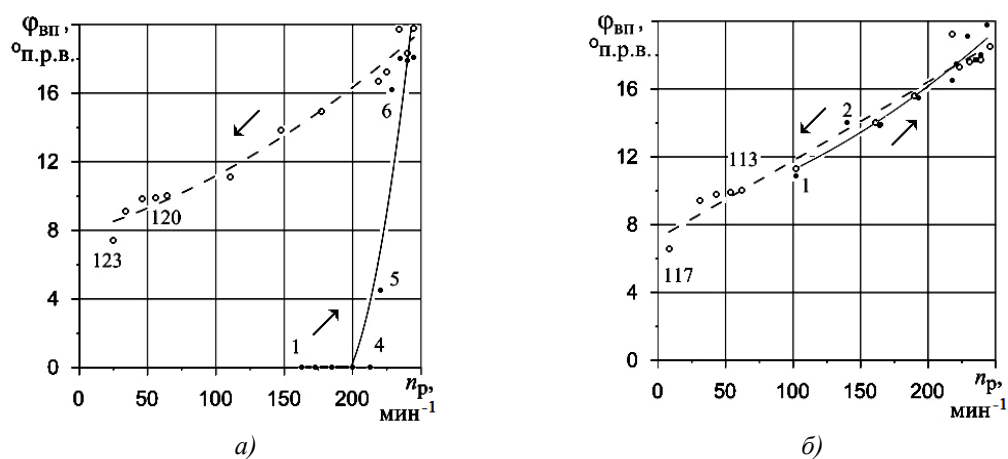


Рис. 9. Зависимость  $\varphi_{вп}^{\circ}$  от частоты вращения на переменных режимах при различных начальных условиях: а – топливная система разгружена; б – топливная система с начальным давлением; (—•—) разгон; (-°- -) выбег (обозначения в тексте)

В эксперименте с начальным давлением в топливной системе характеристика кривой давления  $p_{ф.вх}$  на выбеге близка к характеристике разгона. При этом изменения давления  $p_{ф.вх}$  при выбеге в обоих экспериментах подобны по конфигурации, что соответствует отмеченному ранее соотношению количества циклов и времени процесса.

В табл.3, 4 для каждого цикла впрыскивания указана текущая частота вращения (средняя за период впрыскивания)  $n_p$ , продолжительность времени  $\tau$  (от начала процесса), давления  $p_{ф.вх}$ ,  $p_{ф.к}$ ,  $p_n$  и угол впрыскивания  $\varphi_{вп}$ .

Следует отметить, что по характеристикам топливоподачи продолжительность впрыскивания в пятом и шестом циклах для разгона при разгруженной топливной системе составляет  $\varphi_{вп}=4,5^{\circ}$ ПРВ при  $n_p=221 \text{ мин}^{-1}$  (ступенчатое впрыскивание) и  $\varphi_{вп}=16,2^{\circ}$ ПРВ при  $n_p=229 \text{ мин}^{-1}$  (первое стабильное

впрыскивание). Последняя величина близка к установившемуся значению.

В топливной системе с начальным давлением во время разгона при первом же обороте игла поднимается на  $\varphi_{вп}=10,9^{\circ}$ ПРВ при  $n_p=102 \text{ мин}^{-1}$ . А при дальнейшем увеличении оборотов продолжительность общего угла впрыскивания стремится к установившимся значениям.

При выбеге дробное впрыскивание формируется в обоих вариантах экспериментального исследования. Дробное впрыскивание наблюдается при изменении частоты вращения в диапазоне 56-46 и 62-54  $\text{мин}^{-1}$ .

Характер движения иглы и, соответственно, угол впрыскивания определяется сложным ходом волновых процессов в топливной системе.

Наиболее существенно их влияние при малых давлениях топлива и частоте вращения.

Таблиця 3. Параметри топливоподач в разгруженной топливной системе

п/н, цикла	$n_r$ , мин <sup>-1</sup>	$\tau$ , с	$p_{ф.вх.}$ , бар	$p_{ф.к.}$ , бар	$p_{н.}$ , бар	$\Phi_{вп}^{\circ}$ , п.р.в.	участок
1	173	6,28	1-2	1-2	3	0	разгон
2	185	6,57	2	1-2	5	0	разгон
3	200	6,83	2	1-2	7	0	разгон
4	213	6,91	40	20	55	0	разгон
5	221	7,19	121	125	118	4,5 ступенчатое впрыскивание	разгон
6	229	7,46	344	345	381	16,2	первое стабильное впрыскивание
26	243	12,45	500	501	532	18	разгон
95	240	29,34	490	485	529	18,2	выбег
120	56	40,87	111	105	128	9,9	выбег
121	46	42,04	119	109	116	9,8; дробное впрыскивание	выбег
123	25	45,53	100	95	99	7,4; дробное впрыскивание	выбег
-	0	50,83	55	63	58	0	остановка

Таблиця 4. Параметри топливоподач в топливной системе с начальным давлением

п/н, цикла	$n_r$ , мин <sup>-1</sup>	$\tau$ , с	$p_{ф.вх.}$ , бар	$p_{ф.к.}$ , бар	$p_{н.}$ , бар	$\Phi_{вп}^{\circ}$ , п.р.в.	участок
-	0	0	27	27	28	0	остаточное давление в ТС
1	102	2,66	166	163	188	10,8	первое впрыскивание
2	140	3,16	307	301	329	14	разгон
20	243	8,17	493	486	529	17,9	разгон
89	239	24,97	471	463	510	17,7	выбег
113	62	35,68	118	110	131	10,0	выбег
114	54	36,7	107	100	123	9,9 дробное впрыскивание	выбег
117	8	41,76	98	88	79	6,6 дробное впрыскивание	выбег
-	0	47,32	58	54	62	0	остановка

В этих условиях наблюдается дробное впрыскивание. Процессы дробного впрыскивания наглядно представлены на рис.10.

В разгруженной топливной системе условия дробного впрыскивания формировались на частоте вращения распределительного вала 56-46 мин<sup>-1</sup>, 120 и 121 цикл. В топливной системе с начальным давлением условия дробного впрыскивания формировались при 62-54 мин<sup>-1</sup>, 113 и 114 цикл.

Параметры иглы форсунки в дробных циклах при выбеге в обоих вариантах экспериментов показаны в табл.5.

Как следует из табл.5 особенностью параметров дробного впрыскивания в разгруженной топливной системе и в топливной системе с начальным давлением является их идентичность.

### Выводы

Результаты экспериментального исследования особенностей процесса топливоподачи на скоростной характеристике дизельного двигателя в условиях переменных режимов, выполненные на безмоторном стенде, показали, что при разгоне в разгруженной топливной системе особенностью формирования параметров первого цикла впрыскивания стала ступенчатая характеристика перемещения иглы форсунки. Особенностью формирования параметров впрыскивания в топливной системе с начальным давлением (в опытах – 27 бар) является устойчивое впрыскивание, которое наблюдается уже на первом обороте распределительного вала.

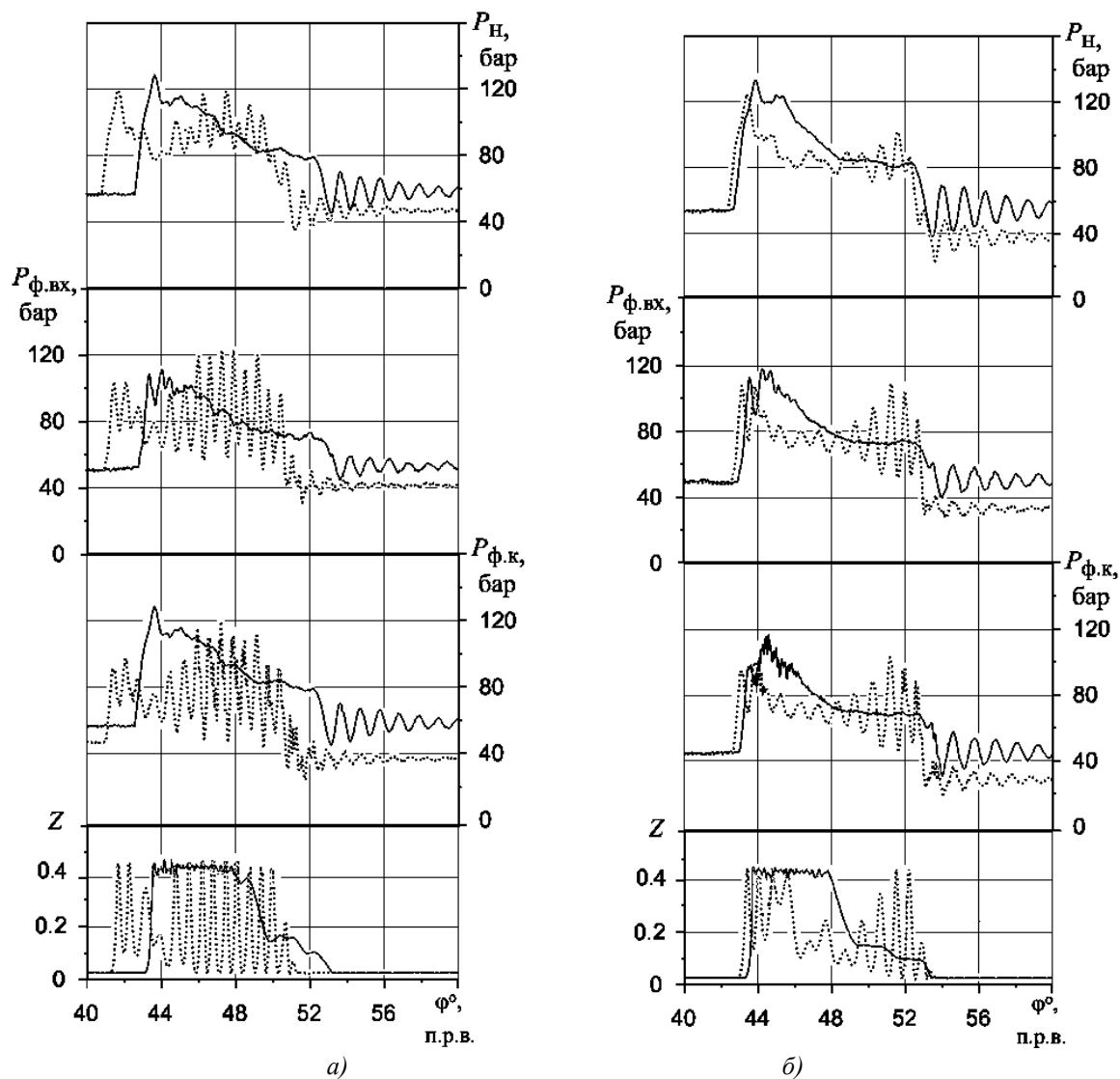


Рис. 10. Совмещённые осциллограммы впрыскивания на участке выбега:  
 а – топливная система разгружена: (—) 120 цикл, (•••)121; б – топливная системе с начальным давлением:  
 (—) 113 цикл, (•••)114 цикл

Таблица 5. Дробное впрыскивание при выбеге

Характеристики впрыскиваний	Начальные условия	
	ТС разгружена, 121 цикл	ТС с начальным давлением, 114 цикл
количество подъемов иглы форсунки	13	12
частота колебания подъема иглы форсунки, Гц	430	368
количество пиков давления $p_{\phi,вх}$	14	11
частота колебания давления $p_{\phi,вх}$ , Гц	445	425
давление $p_{\phi,вх} \max / \min$ , бар	120/45	109/52

Таким образом, начальное давление в топливной системе при разгоне оказывает существенное влияние на развитие характеристики впрыскивания, что и является специфической особенностью работы дизельного двигателя на переменных режимах.

Другой особенностью формирования параметров впрыскивания является то, что при выбеге в обоих вариантах исследуемые параметры не зависят от начальных в топливной системе.

Учет особенностей процесса впрыскивания при непрерывно меняющейся частоте вращения

позволит підвищити надійність роботи судових дизелів при маневруванні і забезпечити соприкращенство робочих процесів дизелів на перемінних режимах.

#### **Список літератури:**

1. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / Пугачев Б. П., Кочинев Ю. Ю. за ред. А. К. Костина. – Ленинград : Машиностроение, 1989. – 284 с. 2. Патрахальцев Н.Н. Испытания и диагностирование дизелей с использованием неуставившихся режимов / А. К. Синицын, Д. Е. Соловьев // Вестник РУДН. – 2003. – № 1. – С. 132–134. 3. Патрахальцев Н.Н. Влияние переходного процесса в топливной аппаратуре дизеля на его пусковые характеристики / В. В. Харитонов, А. В. Фомин // Вестник РУДН. – 2004. – № 1(8). – С. 17–22. 4. Славуцкий В.М. Об интенсификации процесса подачи топлива в дизеле на режиме пуска / А. В. Курапин, В. В. Славуцкий // Известия Волгоградского государственного технического университета: сборник научных статей. – 2014. – № 18(145). – С. 26–30. 5. Пат. на полезную модель u201805581 Україна, МПК (2006)F02M 65/00. Стенд для дослідження і регулювання паливної апаратури дизелів / Половинка Э. М., Кириленко О. Н., Слободянюк Н. В.; заявитель и патентообладатель Национальный уни-

верситет “Одесская морская академия”. – № 132260 ; заявл. 21.05.2018; опубл. 25.02.2019, Бюл. № 4.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Kostyn, A.K., Pugachev B.P., Kochinev Yu. Yu. (1989), “Operation of diesel engines in operating conditions”, a reference book [“Rabota dyzelei v uslovyakh ekspluatatsyy: spravochnyk”], Mashynostroeniye. Leningrad, 284 p. 2. Patrakhaltsev, N.N., Sinitsin, A.K., Solovov, D.E. (2003) “Testing and diagnosing diesel engines using transient modes”, [“Ysprytaniya y dyahmostyrovanye dyzelei s yspolzovanye neustanovyvshykhsia rezhymov”], Vestnyk RUDN, № 1, pp. 132-134. 3. Patrakhaltsev, N.N., Kharytonov, V.V., Fomyn, A.V. (2004), “The effect of the transient in the diesel fuel equipment on its starting characteristics”, [“Vlyaniye perekhodnoho protsessa v toplivnoi apparature dyzelia na ego puskovyye kharakterystyky”], Vestnyk RUDN, № 1 (8), pp. 17-22. 4. Slavutskiy, V.M., Kurapyn, A.V., Slavutskiy, V.V. (2014), “On the intensification of the fuel supply process in a diesel engine at start-up mode”, [“Ob yntensyfykatsyy protsessa podachy toplyva v dyzele na rezhyme puska”], Bulletin of the Volgograd State Technical University: a collection of scientific articles, № 18(145), pp. 26-30. 5. Pat. u201805581 Ukraine, IPC (2006)F02M 65/00. Stand for research and regulation of diesel fuel equipment / Polovynka, E.M., Kyrylenko, O.M. and Slobodianiuk, N.V.; applicant and patent holder National University “Odessa Maritime Academy”. – № 132260 ; stated 21.05.2018; published 25.02.2019, Newsletter № 4.

Поступила в редакцію 20.09.2019 г.

**Слободянюк Николай Васильевич** – аспирант кафедры судовых энергетических установок Национального университета «Одесская морская академия», Одесса, Украина, e-mail: Nlgavr1234@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-2248-0255>.

### **ПРОЦЕС ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА НА ШВИДКІСНІЙ ХАРАКТЕРИСТИЦІ СЕРЕДНЬОБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ В УМОВАХ ЗМІННИХ РЕЖИМІВ**

**М.В. Слободянюк**

Представлені результати експериментального дослідження особливостей процесу подачі палива на швидкісній характеристиці середньооборотного судового дизельного двигуна в умовах змінних режимів. Вивчення гідродинамічних процесів для зазначених характеристик розширює можливості вдосконалення роботи дизеля, а також дають можливість уточнити методи розрахунку процесів, пов'язаних з паливоподачею. Експериментальні дослідження виконані на безмоторному стенді при різних початкових умовах з першочерговим доведенням вимірювального комплексу. Перший варіант - перед запуском паливна система високого тиску розвантажувалась. Другий варіант - запуск безмоторного стенду проводився після короткочасної зупинки; при цьому в системі зберігається залишковий тиск після першого варіанту запуску. Узагальнені результати проведеного експериментального дослідження дозволили оцінити процес розвитку подачі палива на протязі всього експерименту. При цьому в першому варіанті істотною особливістю є відсутність помітного підвищення тиску у форсунці при перших трьох циклах впорскування в процесі розгону, незважаючи на досить високу частоту обертання розподільного валу. Тільки в четвертому циклі отримано зростання тиску до 40 бар, якого недостатньо для підйому голки форсунки. Умови першого впорскування формуються у п'ятому циклі (фаза ступеневого впорскування). У другому варіанті з початковим тиском у паливній системі 27 бар при розгоні вже на першому обороті при відносно невисокій частоті обертання величина тиску відповідає умовам впорскування і досягає 166 бар. Таким чином, початковий тиск в паливній системі при розгоні робить істотний вплив на розвиток характеристики впорскування, що і є специфічною особливістю роботи дизельного двигуна на змінних режимах. Особливістю формування параметрів впорскування при вибігу в обох варіантах є те, що процес не залежить від початкових умов в паливній системі. Врахування особливостей процесу впорскування при безперервно мінливій частоті обертання дозволить підвищити надійність роботи судових дизелів при маневруванні і забезпечить вдосконалення робочих процесів дизелів на змінних режимах.

**Ключові слова:** процес впорскування; дизельний двигун; гідродинамічні процеси; безмоторний стенд; паливна система; ступінчаста подача; робочий процес дизеля.

### **FUEL INJECTION PROCESS AT SPEED CHARACTERISTICS OF MEDIUM-SPEED DIESEL ENGINE AT VARIABLE MODES**

**N.V. Slobodianiuk**

The results of an experimental study of the features of the fuel injection process on the speed response of a medium-speed marine diesel engine under variable conditions are presented. The study of hydrodynamic processes for these characteristics expands the possibilities for improving the operation of a diesel engine, and also allows to clarify the methods for calculating the processes associated with fuel injection. Experimental studies have been performed on an engineless test bench under various

initial conditions with the refinement of the measuring complex. The first option - before starting the high-pressure fuel system was unloaded. The second option - the engineless test bench was started after a short stop. At the same time, the residual pressure remains in the system after the first start option. The generalized results of the experimental study allowed to evaluate the process of fuel supply development during the whole experiment. At the same time, in the first option, the essential feature is the absence of a noticeable increase in pressure in the nozzles during the first three injection cycles in the acceleration process, despite the rather high rotational speed of the camshaft. Only in the fourth cycle, a pressure increase of up to 40 bar was obtained, which is not enough to lift the nozzle needle. The first injection conditions are formed in the fifth cycle (stepwise injection phase). In the second option, with an initial pressure in the fuel system of 27 bar, during acceleration already on the first revolution with a relatively low rotational speed, the pressure value corresponds to the injection conditions and reaches 166 bar. Thus, the initial pressure in the fuel system during acceleration has a significant impact on the development of the injection characteristics, which is a specific feature of the diesel engine operation in variable modes. The peculiarity of the formation of injection parameters during coasting in both options does not depend on the initial conditions in the fuel system. Consideration of the injection process features at a continuously varying rotation speed will improve the reliability of marine diesel engines during maneuvering and will ensure the improvement of diesel engine working processes at variable modes.

**Key words:** injection process; diesel engine; hydrodynamic processes; engineless test bench; fuel system; skip feed; diesel engine working process.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.06

*Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, Р.А. Варбанец, А.Е. Самарин*

## РЕАЛИЗАЦИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ В ДВУХТАКТНЫХ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СУДОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

*Результаты анализа мировых топливных ресурсов указывают на то, что наиболее распространенными ископаемыми топливами на земле являются твердые топлива. Специалисты считают, что при сохранении нынешних темпов их использования, запасов углей хватит, по крайней мере, еще на 400...450 лет. Низкая цена на этот вид топлива делает их использование привлекательной перспективой для применения в качестве моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Попытки создания двигателей, способных работать на твердых топливах, предпринимались на протяжении всего периода существования ДВС, начиная с работ Р.Дизеля по созданию его рационального двигателя. Однако на протяжении всего этого периода основные усилия специалистов были направлены на то, чтобы приспособить существующие типы поршневых двигателей, работающих на жидких или газообразных топливах, под использование угольного топлива в виде мелкодисперсной пыли, непосредственно подаваемой в рабочий цилиндр или впрыскиваемой в камеру сгорания в составе топливо- или водо-угольной суспензии. Первой попыткой разработать двигатель, который специально создавался под использование твердых топлив и позволял бы максимально использовать преимущества их агрегатного состояния, были работы американского инженера Joseph C. Firey, предложившего конструкцию с внутрицилиндровой газификацией твердого топлива. Впоследствии авторами был усовершенствован данный метод путем организации принудительной продувки слоя твердого топлива в процессе подвода теплоты к рабочему телу. Авторами была разработана и реализована численная модель рабочего процесса данного двигателя, с использованием которой выполнен ряд исследований, направленных на поиск новых подходов к организации рабочих процессов в твердотопливных двигателях со слоевым сжиганием. Эти подходы позволяют максимально использовать особенности подготовки воздушного заряда к сгоранию и управляемого процесса подвода теплоты для повышения термодинамической эффективности рабочего цикла. Обсуждению результатов этого исследования посвящена данная статья.*

**Ключевые слова:** судовые малооборотные двухтопливные двигатели; твердое топливо.

### Введение

Значительным толчком к развитию мирового торгового флота послужило то, что на границе 80-90-х годов прошлого столетия большинству ведущих мировых производителей судовых двигателей внутреннего сгорания удалось решить проблемы, связанные с переводом их на тяжелые топлива. Это позволило значительно снизить стоимость топливной составляющей в структуре морских перевозок, повысив тем самым их рентабельность. Стремительное развитие флота привело к значительному наращиванию темпов потребления жидких нефте-

продуктов, что породило ряд серьезных проблем. Так, объемы потребления нефтяных топлив судами торгового флота в 2020 году по разным оценкам могут достигнуть 382...405 млн. т, а в долгосрочной перспективе, к 2050 году, эта цифра может возрасти до 402...543 млн. т в год [1]. Такие темпы неминуемо приведут к росту конкуренции за нефтяные ресурсы между их основными потребителями. Развитие технологий переработки нефти за последние годы привело к увеличению выхода светлых нефтепродуктов, в результате чего использование тяжелых остаточных топлив стало уже не таким

initial conditions with the refinement of the measuring complex. The first option - before starting the high-pressure fuel system was unloaded. The second option - the engineless test bench was started after a short stop. At the same time, the residual pressure remains in the system after the first start option. The generalized results of the experimental study allowed to evaluate the process of fuel supply development during the whole experiment. At the same time, in the first option, the essential feature is the absence of a noticeable increase in pressure in the nozzles during the first three injection cycles in the acceleration process, despite the rather high rotational speed of the camshaft. Only in the fourth cycle, a pressure increase of up to 40 bar was obtained, which is not enough to lift the nozzle needle. The first injection conditions are formed in the fifth cycle (stepwise injection phase). In the second option, with an initial pressure in the fuel system of 27 bar, during acceleration already on the first revolution with a relatively low rotational speed, the pressure value corresponds to the injection conditions and reaches 166 bar. Thus, the initial pressure in the fuel system during acceleration has a significant impact on the development of the injection characteristics, which is a specific feature of the diesel engine operation in variable modes. The peculiarity of the formation of injection parameters during coasting in both options does not depend on the initial conditions in the fuel system. Consideration of the injection process features at a continuously varying rotation speed will improve the reliability of marine diesel engines during maneuvering and will ensure the improvement of diesel engine working processes at variable modes.

**Key words:** injection process; diesel engine; hydrodynamic processes; engineless test bench; fuel system; skip feed; diesel engine working process.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.06

*Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, Р.А. Варбанец, А.Е. Самарин*

## РЕАЛИЗАЦИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ В ДВУХТАКТНЫХ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СУДОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

*Результаты анализа мировых топливных ресурсов указывают на то, что наиболее распространенными ископаемыми топливами на земле являются твердые топлива. Специалисты считают, что при сохранении нынешних темпов их использования, запасов углей хватит, по крайней мере, еще на 400...450 лет. Низкая цена на этот вид топлива делает их использование привлекательной перспективой для применения в качестве моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Попытки создания двигателей, способных работать на твердых топливах, предпринимались на протяжении всего периода существования ДВС, начиная с работ Р.Дизеля по созданию его рационального двигателя. Однако на протяжении всего этого периода основные усилия специалистов были направлены на то, чтобы приспособить существующие типы поршневых двигателей, работающих на жидких или газообразных топливах, под использование угольного топлива в виде мелкодисперсной пыли, непосредственно подаваемой в рабочий цилиндр или впрыскиваемой в камеру сгорания в составе топливо- или водо-угольной суспензии. Первой попыткой разработать двигатель, который специально создавался под использование твердых топлив и позволял бы максимально использовать преимущества их агрегатного состояния, были работы американского инженера Joseph C. Firey, предложившего конструкцию с внутрицилиндровой газификацией твердого топлива. Впоследствии авторами был усовершенствован данный метод путем организации принудительной продувки слоя твердого топлива в процессе подвода теплоты к рабочему телу. Авторами была разработана и реализована численная модель рабочего процесса данного двигателя, с использованием которой выполнен ряд исследований, направленных на поиск новых подходов к организации рабочих процессов в твердотопливных двигателях со слоевым сжиганием. Эти подходы позволяют максимально использовать особенности подготовки воздушного заряда к сгоранию и управляемого процесса подвода теплоты для повышения термодинамической эффективности рабочего цикла. Обсуждению результатов этого исследования посвящена данная статья.*

**Ключевые слова:** судовые малооборотные двухтопливные двигатели; твердое топливо.

### Введение

Значительным толчком к развитию мирового торгового флота послужило то, что на границе 80-90-х годов прошлого столетия большинству ведущих мировых производителей судовых двигателей внутреннего сгорания удалось решить проблемы, связанные с переводом их на тяжелые топлива. Это позволило значительно снизить стоимость топливной составляющей в структуре морских перевозок, повысив тем самым их рентабельность. Стремительное развитие флота привело к значительному наращиванию темпов потребления жидких нефте-

продуктов, что породило ряд серьезных проблем. Так, объемы потребления нефтяных топлив судами торгового флота в 2020 году по разным оценкам могут достигнуть 382...405 млн. т, а в долгосрочной перспективе, к 2050 году, эта цифра может возрасти до 402...543 млн. т в год [1]. Такие темпы неминуемо приведут к росту конкуренции за нефтяные ресурсы между их основными потребителями. Развитие технологий переработки нефти за последние годы привело к увеличению выхода светлых нефтепродуктов, в результате чего использование тяжелых остаточных топлив стало уже не таким

привлекательным, как раньше. В будущем следует ожидать серьезного перераспределения нефтяных ресурсов между теми, кто условно может и не может без них обойтись.

Для мирового торгового флота вопрос снижения зависимости от рынка нефти может быть принципиально решен путем постепенного отказа от нее в пользу других видов ископаемого топлива, в том числе и тех, которые другими видами транспорта не могут быть использованы или их использование сопряжено с большими техническими трудностями [2]. К числу таких топлив относятся угли, запасы которых существенно превосходят ресурсы всех других ископаемых топлив на планете. Эти топлива имеют значительно более низкую стоимость и более равномерно распространены по континентам [3]. Решение проблем перевода судовой энергетики (или некоторой ее части) на твердые топлива (ТТ) снимет вопросы конкуренции с другими видами транспорта за продукты нефтепереработки.

Основная масса современных судов оснащена двигателями внутреннего сгорания, которые на сегодня являются самыми эффективными первичными двигателями. Очевидно, в обозримом будущем такая тенденция сохранится, что указывает на актуальность поиска технических решений, позволяющих использовать ТТ в судовых ДВС.

#### Анализ состояния проблемы

Проблеме использования ТТ в ДВС посвящено достаточно большое число исследований, выполненных в Германии, Швейцарии, США, России, Франции и других странах. Этот опыт может стать отправной точкой для практической реализации новых перспективных проектов [4-7]. Поиск приемлемых вариантов решения этой проблемы является достаточно сложным и связан с необходимостью преодоления ряда трудностей. Существует несколько вариантов использования ТТ в ДВС: использование их в составе топливо- или угольных суспензий [4-6]; газификация ТТ с последующим использованием полученных горючих газов в двигателе; слоевое сжигание ТТ в рабочем пространстве двигателя [7].

В 1993 году американским инженером Джозефом Фиреем (Joseph C Firey) был предложен принципиально новый метод сжигания ТТ в рабочем пространстве ДВС – путем продувки воздушного заряда через слой разогретого топлива [7]. Недостатком предложенного метода является неуправляемый процесс выгорания топлива, что приводит к большим потерям работы на такте сжатия. Для преодоления данного недостатка было предложено дополнить двигатель системой управления газовыми потоками с использованием вытеснительного поршня [8]. Подобный способ управления

газовыми потоками и термодинамическими процессами широко используется в двигателях Стирлинга, где он себя хорошо зарекомендовал [9]. Установка дополнительного вытеснительного поршня позволяет не только ограничить попадание воздушного заряда в слой топлива на такте сжатия, но и управлять процессом подвода теплоты к рабочему телу [10]. Изложенный выше подход позволяет не только избавиться от большинства недостатков, свойственных рассмотренному ранее методу циклической газификации, но и получить существенные преимущества в организации рациональных термодинамических циклов. В двигателях данного типа могут быть реализованы различные термодинамические циклы как характерные для существующих типов ДВС, так и специальные.

**Решение проблемы.** Принципиальной особенностью рабочего процесса твердотопливного поршневого двигателя (ТТПД) является то, что топливо сжигается не в рабочем цилиндре, а в специальном выносном устройстве – реакторе. Реактор состоит из топочной и вытеснительной камер, разделенных вытеснительным поршнем, выполняющим функции золотникового распределителя.

В организации рабочего процесса в ТТПД можно выделить две особенности, которые принципиально отличают его работу от работы классических ДВС и могут лечь в основу совершенствования термодинамического цикла данного двигателя [10]:

- активация процесса горения осуществляется за счет теплоты, аккумулированной слоем ТТ;
- характер выделения теплоты в реакторе зависит от режима продувки, задаваемого законом перемещения вытеснительного поршня.

Первая особенность указывает на то, что температура заряда к концу сжатия не имеет принципиального значения и может быть снижена путем его охлаждения в процессе сжатия, например, распыливанием воды в объеме рабочего цилиндра [11]. Это позволит снизить затраты работы на сжатие и приблизить процесс к изотермическому, а также реализовать в таких двигателях рабочий процесс по циклу Миллера – без необходимости получать в конце сжатия температуру достаточную для самовоспламенения топлива.

Вторая особенность позволяет, изменяя закон движения вытеснителя, оптимизировать процесс подвода теплоты для получения максимальной эффективности термодинамического цикла [11].

По результатам выполненных исследований для малоразмерного двигателя с учетом полученных зависимостей была предпринята попытка смоделировать рациональный термодинамический цикл малооборотного двигателя, параметры кото-

рого были бы сопоставимы с параметрами аналогичного по размерности дизеля. В качестве прототипа для моделирования был взят дизельный малооборотный двигатель S60MC-C.

Оптимизация проводилась сразу по всем рассмотренным выше критериям: началу сжатия (цикл Миллера); степени охлаждения заряда на линии сжатия; углам начала и окончания продувки и степени сжатия. В качестве ограничивающих критериев было принято максимальное значение давления цикла (не более 15,54 МПа, как у аналогичного дизеля – S60MC-C) и мощность цилиндра не менее 2000 кВт (у аналогичного дизеля 2260 кВт). В результате последовательных приближений был получен рациональный цикл, представленный на рис.1. Закон подвода теплоты принимался линейным, без привязки к какому-либо механизму привода вытеснительного поршня. Основные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Таблица 1. Рациональный термодинамический цикл малооборотного ТТВД

Параметр	Значение	
	ТТВД	Дизель
Степень сжатия геометрическая	17,3	14,7
Объем впрыскиваемой воды, см <sup>3</sup>	67,6	–
Угол до полного испарения воды, °	146	–
Угол начала сжатия, °за НМТ	66	32
Степень сжатия действительная	11,18	12,91
Снижение затрат работы на сжатие	10,48	–
Давление в конце сжатия, МПа	8,67	12,91
Угол начала продувки, °до ВМТ	23	–
Угол окончания продувки, °за ВМТ	73	–
Кол. топлива, сгоревшего за цикл, кг	0,0504	–
Работа, совершаемая за цикл, кДж	1144,2	1332,3
Индикаторный КПД, η	0,650	0,588
Часовой расход ТТ, кг*	317,80	–
Часовой расход усл. топлива, кг**	261,03	335,62
Удельн. расход воды, кг/(кВт·ч)	0,213	–
Удельн. расход теплоты кДж/(кВт·ч)	5540,5	6502,5
g <sub>i</sub> , кг/(кВт·ч)	0,130	0,153
p <sub>i</sub> , МПа	1,686	1,96
N <sub>i</sub> , кВт	2002,3	2331,6
p <sub>c</sub> , К	714,43	947,23
t <sub>c</sub> , °С	1204,8	1420,4
Угол достижения t <sub>c</sub> , °за ВМТ	33	33
t <sub>b</sub> , °С	652,46	559,85
p <sub>c</sub> , МПа	15,514	15,58
Угол достижения p <sub>c</sub> , °за ВМТ	6	15
t <sub>b</sub> , МПа	0,630	0,779
Удельные выбросы CO <sub>2</sub> , кг/(кВт·ч)	0,553	0,482

\*N<sub>и</sub>=34,9МДж/кг

\*\*N<sub>и</sub>=42,5МДж/кг

Уменьшение действительной степени сжатия может быть достигнуто более поздним закрытием выпускного клапана. В рассматриваемом случае задержка составляла 66° после НМТ (в двигателе

S60MC-C задержка на продувку составляет 32°). В результате, к моменту начала сжатия поршень проходит 35% своего хода, что приводит к снижению действительной степени сжатия до 10,48. Сокращение участка сжатия при неизменной величине участка расширения позволяет значительно улучшить показатели рабочего процесса.

В дополнение к укороченному сжатию повышение эффективности достигается охлаждением воздушного заряда путем впрыска водяного аэрозоля в начале процесса сжатия. Как было показано в работе [11], поглощение теплоты фазового перехода позволяет сократить затраты работы на сжатие, увеличивая эффективность термодинамического цикла в целом. Для рассматриваемого случая в процессе наполнения в рабочий цилиндр подается водяной аэрозоль в объеме 67,7 см<sup>3</sup>, который, нагреваясь и испаряясь, охлаждает заряд, приближая процесс сжатия к изотермическому. В результате затраты работы на сжатие снижаются на 10,48% по сравнению с базовым дизельным двигателем.

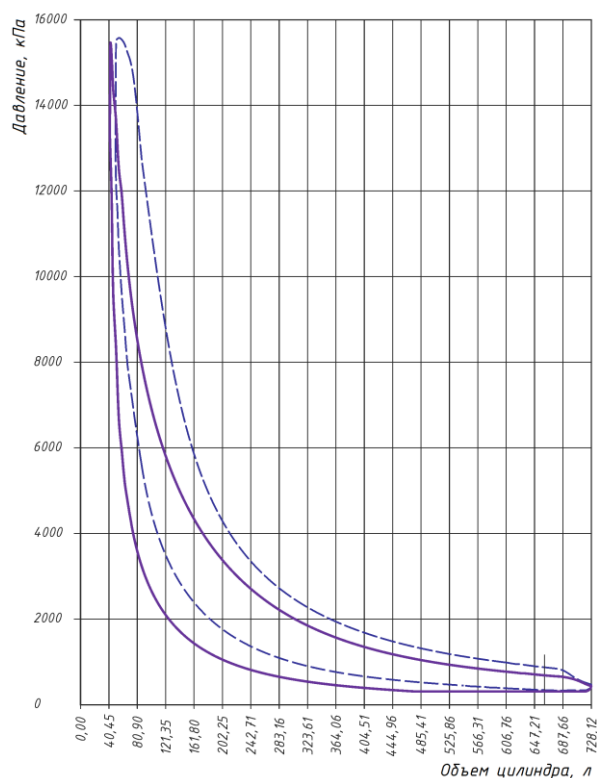


Рис. 1. Рациональный термодинамический цикл малооборотного ТТВД с ограничением по максимальному давлению 15,52 МПа и мощности 2000 кВт в координатах pV и цикл базового дизельного двигателя S60MC-C

Начало и конец продувки подобраны таким образом, что подвод теплоты происходил без значительного увеличения температуры, которая увеличивается на 764 К.



В процессе осуществления охлаждаемого сжатия заряд насыщается трехатомными водяными парами ( $H_2O$ ), а непродуктивное сгорание части ТТ на линии сжатия приводит к насыщению заряда трехатомной углекислотой  $CO_2$ . В результате этого состав и основные показатели газовой смеси изме-

няются (рис. 2), что приводит к росту теплоемкости и массы заряда. Это обстоятельство также благоприятно сказывается на характеристиках рабочего процесса, так как на линии расширения действует большая масса заряда, чем на линии сжатия.

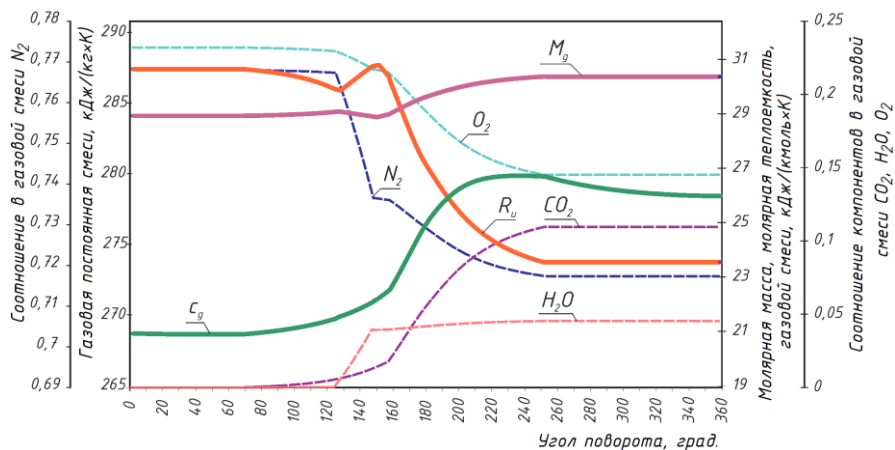


Рис. 2. Изменение состава и параметров газовой смеси в ходе термодинамического цикла с линейным законом подвода теплоты

Увеличенный по времени процесс подвода теплоты в сочетании с большей теплоемкостью заряда приводит к плавному изменению температуры в ходе цикла, которая достигая своего максимума при угле  $33^\circ$  после ВМТ, далее мало изменяется вплоть до окончания продувки при  $73^\circ$  после ВМТ. (рис. 3). При этом теплонапряженность рабочего процесса значительно снижается, а единственный максимум тепловыделения практически

совпадает с ВМТ в отличие от дизельного двигателя, у которого ярко выражены два максимума (рис.3).

В результате реализации предложенного цикла может быть достигнуто значительное снижение расхода топлива при снижении мощности на 11,5% по сравнению с аналогичным по размерности дизелем. В пересчете на условное топливо снижение составляет 24,4%.

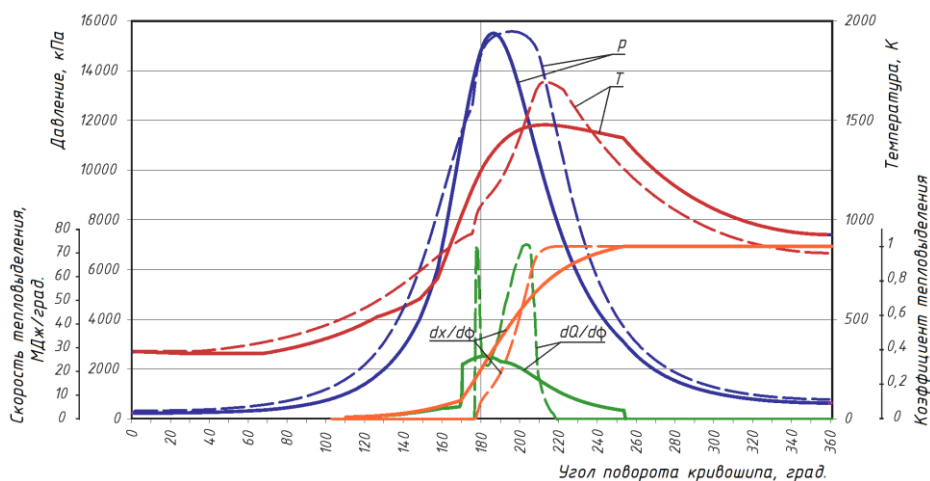


Рис. 3. Сравнение рационального цикла ГППД и цикла дизельного двигателя

Следующим этапом исследования рабочих процессов стало изучение влияния закона подвода теплоты на характер протекания термодинамического цикла. Учитывая, что в рассматриваемом виде двигателей подвод теплоты определяется за-

коном перемещения вытеснительного поршня, была разработана подмодель, позволяющая задавать варианты закона перемещения вытеснителя исходя из треугольного характера изменения скорости. При этом соотношение сторон треугольника скоро-

стей можно изменять, контролируя при этом максимальную скорость и максимальное ускорение вытеснительного поршня. Последнее позволяет оценивать практическую реализуемость данного закона перемещения вытеснителя с точки зрения механических нагрузок, действующих в механизме привода вытеснителя.

Путем последовательных приближений было получено два термодинамических цикла малооборотного ТТВД, аналогичного по характеристикам малооборотному дизелю S60MC-C. В первом цикле для достижения максимальной эффективности при ограниченном максимальном давлении и температуре ( $p_z \approx 15,6$  МПа и  $T_z \approx 1600$  К, соответственно) были учтены полученные ранее результаты по использованию охлаждения воздушного заряда и укороченного сжатия. Во втором цикле для достижения максимальной эффективности использовалось только укороченное сжатие. Для первого варианта (рис. 4) был использован несимметричный треугольный закон изменения скорости, при котором участок ускорения вытеснителя составлял 28% от всего хода (красная сплошная линия). Учитывая достаточно большую продолжительность продувки в  $104^\circ$ , такое смещение не приводит к значительному увеличению скорости вытеснителя, которая при заданном законе продувки не превышает 2,92 м/с.

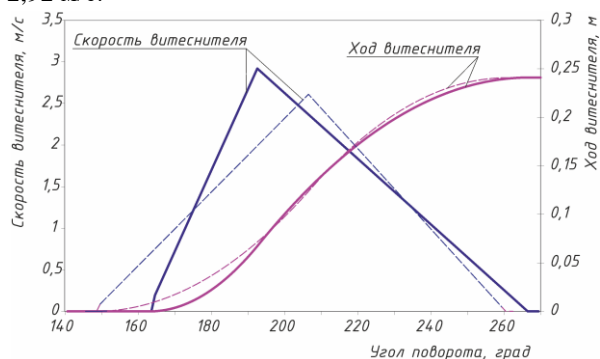


Рис. 4. Принятые законы перемещения вытеснителя для случая с охлаждаемым сжатием (сплошная линия) и неохлаждаемым сжатием (штрихпунктирная линия)

Основные показатели рабочего процесса для первого случая представлены в табл. 2 (первая колонка). Индикаторная мощность, полученная в результате моделирования, составила 2284,6 кВт, что сопоставимо с мощностью аналогичного дизеля. Термодинамические циклы в координатах  $p\phi$  представлены на рис. 5, а в координатах  $pV$  на рис. 6. На этом же рисунке для сравнения показан цикл аналогичного дизельного двигателя.

Таблица 2. Рациональные термодинамические циклы малооборотного ТТВД

Параметр	Значение		
	ТТВД	ТТВД	Дизель
Номер линий на рис. 5	1	2	3
Степень сжатия геометрическая	16,8	18,2	14,7
Объем впрыскиваемой воды, см <sup>3</sup>	41	0	–
Угол до полного испарения воды, °	130	0	–
Угол начала сжатия, °за ВМТ	61	70	32
Степень сжатия действительная	11,59	11,11	12,91
Снижение затрат работы на сжатие	6,5	–	–
Давление в конце сжатия, МПа	9,85	10,04	12,91
Угол начала продувки, °до ВМТ	16	31	–
Угол окончания продувки, °за ВМТ	88	82	–
Кол. топл., сгоревшего за цикл, кг	0,0554	0,0465	–
Работа, совершаемая за цикл, кДж	1305,5	1089,0	1332,3
Индикаторный КПД, $\eta_i$	0,675	0,670	0,588
Часовой расход ТТ, кг	348,95	293,23	–
Часовой расход усл. топлива, кг	286,62	240,85	335,62
Удель. расход воды, кг/(кВт·ч)	0,113	–	–
Удель. расход теплоты кДж/(кВт·ч)	5331,9	5371,3	6502,5
$g_i$ , кг/(кВт·ч)	0,125	0,126	0,153
$p_i$ , МПа	1,924	1,605	1,96
$N_i$ , кВт	2284,6	1905,8	2260,0
$T_c$ , К	800,9	878,07	947,23
$T_z$ , К	1600,8	1620,3	1693,5
Угол достижения $t_z$ , °за ВМТ	37	36	33
$T_b$ , К	1052,8	1011,5	833,0
$p_z$ , МПа	15,161	15,295	15,58
Угол достижения $p_z$ , °за ВМТ	11	6	15
$p_b$ , МПа	0,747	0,619	0,779
Удельные выбросы CO <sub>2</sub> , кг/(кВт·ч)	0,532	0,535	0,577

Для рабочего процесса с укороченным сжатием без охлаждения заряда оптимальным оказался закон перемещения вытеснителя с практически симметричным треугольником скоростей (доля участка ускорения 51%, рис. 4 – штрихпунктирная линия). В результате при заданном уровне максимальных температуры и давления индикаторная цилиндровая мощность двигателя составит 1900 кВт.

На рис. 5 видно, что предварительное охлаждение заряда позволяет увеличить скорость подвода теплоты  $dQ/d\phi$  на участке от начала продувки до ВМТ за счет смещения участка ускорения на треугольнике скоростей закона движения вытеснителя. В результате этого максимум температуры  $T_z$  смещается ближе к ВМТ на  $5^\circ$ .

По сравнению с процессом без охлаждения заряда более оптимальное распределение температур относительно ВМТ позволяет получить индикаторную эффективность рабочего процесса на уровне 67,5% в то время, как для цикла без охлаждения заряда этот показатель находится на уровне 67%. Для сравнения у аналогичного дизельного двигателя индикаторный КПД не превышает 58,8%.

На рис. 7 представленны расчетные зависимости изменения состава и свойств газовой смеси в ходе осуществления термодинамических циклов

малооборотного ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия и с укороченным сжатием без охлаждения заряда.

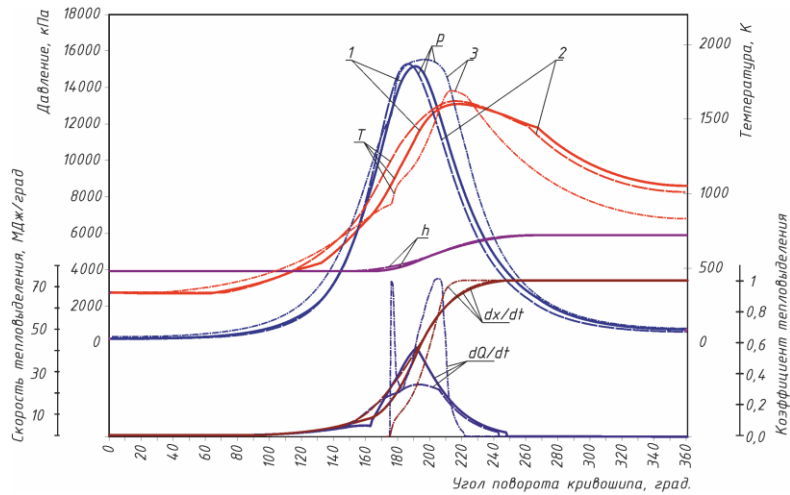


Рис. 5. Рациональные термодинамические циклы малооборотного ТПД без охлаждения заряда с  $N_{ц} = 1900$  кВт и с охлаждением  $N_{ц} = 2285$  кВт с оптимизированным законом подвода теплоты (табл. 2)

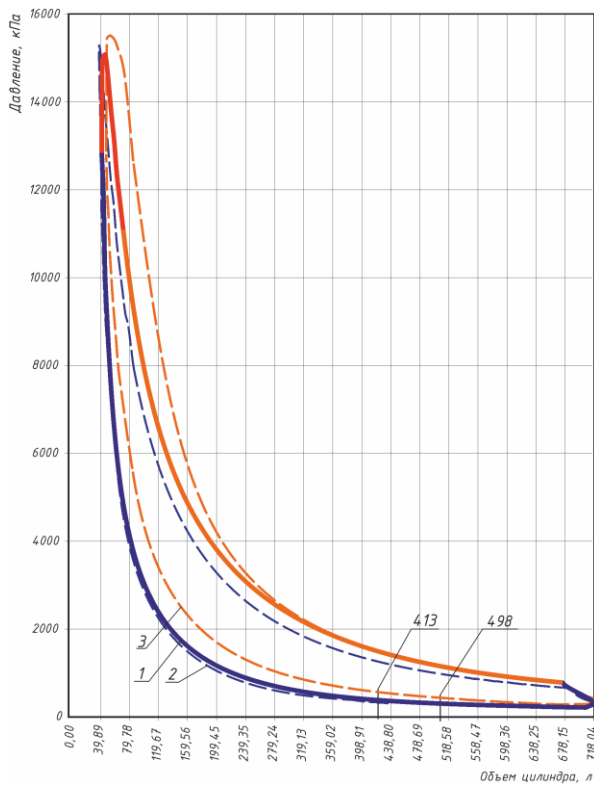


Рис. 6. Оптимизированные по закону подвода теплоты циклы ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия (1), с укороченным сжатием без охлаждения заряда (2) и цикл базового дизельного двигателя (3)

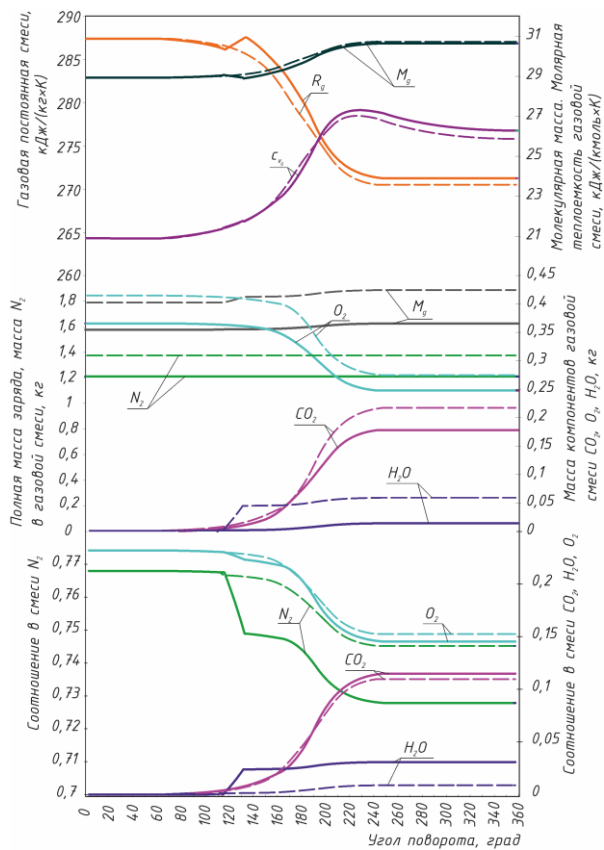


Рис. 7. Изменение состава и свойств газовой смеси в ходе осуществления термодинамических циклов малооборотного ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия (—), с укороченным сжатием без охлаждения заряда (---)

Из представленных графиков видно, что поддержка угла начала сжатия в цикле с охлаждением заряда  $61^\circ$  после НМТ против  $70^\circ$  у цикла без охлаждения приводит к увеличению полного объема, участвующего в сжатии, с 498,1 до 413,5 дм<sup>3</sup> (вертикальные метки на рис. 6). В результате масса заряда  $m_g$  в начале сжатия для цикла с охлаждением составляет 1,787 кг, в то время как для цикла без охлаждения масса заряда составляет 1,576 кг. В процессе сжатия масса заряда увеличивается в обоих циклах за счет выгорания части топлива, что связано с забросом части заряда в свободное пространство слоя топлива. Величина такого непродуктивного выгорания пропорциональна изменению плотности заряда и для цикла с охлаждением она равна 7,39 г, а для цикла без охлаждения 6,87 г. Кроме выгорания топлива в цикле с охлаждением заряда масса газовой фазы увеличивается за счет испарения водяного аэрозоля по мере продвижения поршня к ВМТ. К моменту поворота кривошипа на  $115^\circ$  после НМТ в рабочем цилиндре устанавливается равенство температур газовой фазы и температуры насыщения. В результате, на данном участке сжатия, который продолжается до  $130^\circ$  после НМТ, начинается переход водяного аэрозоля в газовую фазу, а теплота фазового перехода компенсирует рост температуры в цилиндре, которая на рассматриваемом участке равна температуре насыщения и зависит только от роста давления, так как с ростом давления температура насыщения возрастает.

В процессе испарения воды масса заряда  $m_g$  увеличивается еще на 41,0 г, достигая к ВМТ значения 1,84 кг. Таким образом, к моменту перекладки поршня, масса заряда возрастает на 2,71%. Формирование газопаровой смеси в рабочем цилиндре приводит к изменению ее состава к моменту начала продувки. Теплоемкость газовой фракции  $c_g$  возрастает за счет насыщения заряда трехатомными парами воды, а также вследствие повышения температуры. Насыщение воздушного заряда с молекулярной массой 28 водяными парами с молекулярной массой 18 приводит к снижению молекулярной массы  $M_g$  всего содержимого цилиндра.

После начала продувки начинается активное расходование кислорода с образованием  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , что приводит к существенному перераспределению элементарного состава газовой фракции. Преобладающим компонентом, который формируется в процессе выгорания ТТ, является углекислота  $\text{CO}_2$ , удельное образование которой составляет 0,532 кг/(кВт·ч) для цикла с охлаждением заряда и 0,535 кг/(кВт·ч) для цикла без охлаждения. Следует отметить, что по этому показателю, несмотря на повышенную эффективность, ТТПД имеют боль-

шие выбросы, чем базовый дизельный двигатель, у которого этот показатель находится на уровне 0,577 кг/(кВт·ч). Это объясняется преобладанием в элементарном составе ТТ углерода.

В целом использование рассмотренных циклов позволяет рассчитывать на увеличение эффективности использования топлив на 8,7 и 8,2% для рабочих процессов с охлаждением заряда и без охлаждения, соответственно. Существенным недостатком цикла с охлаждением заряда является большой расход воды, который для одного цилиндра составит около 258,3 кг/ч. Разумеется, вода должна использоваться дистиллированная, во избежание неблагоприятного воздействия содержащихся в ней минеральных примесей на элементы конструкции двигателя. В то же время на судах процесс получения воды с использованием водоопреснительных установок хорошо отработан, а для ее получения используется вторичная теплота, полученная из контура охлаждения главных и вспомогательных двигателей.

Определенные отличия есть у рассмотренных циклов ТТПД и дизеля в температурах и давлениях в конце процесса расширения, в частности, отработавшие газы обладают большей температурой и меньшим давлением, что потребует корректировки характеристик агрегатов наддува. Как показывает опыт проектирования и эксплуатации двухтактных МОД, у этого класса двигателей в связи с большим, по сравнению с четырехтактными двигателями, количеством рабочих ходов на один оборот коленчатого вала отмечается избыточная энергия отработавших газов. В результате этого мощность, которая может быть получена на турбине турбокомпрессорного агрегата, превышает мощность, необходимую на привод компрессора.

### Выводы

Результаты данного исследования показывают, что особенности протекания процесса подвода теплоты в ТТПД позволяют организовать в них специальные, высокоэффективные циклы, эффективность которых достигается за счет охлаждения заряда на линии сжатия и сокращения участка сжатия при неизменной величине участка расширения при увеличенной геометрической степени сжатия. При этом, путем оптимизации закона подвода теплоты возможно значительно повысить эффективность термодинамического цикла ТТПД при приемлемых скоростях и ускорениях вытеснительного поршня.

Комплекс рассмотренных мер позволит повысить индикаторный КПД рабочего процесса для цикла с охлаждением заряда до 0,675, а без охла-

ждения до 0,67 при том, что у базового дизельного двигателя этот показатель находится на уровне 0,588. Низкая температура  $T_z$  позволяет ожидать существенного снижения содержания оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) в отработавших газах двигателя.

### **Список литературы:**

1. *Обзор Морского Транспорта*. – Geneva, Switzerland, 2018. – 127 p. 2. *Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion*. Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013. – 51 p. 3. *World Energy Scenarios 2019. Exploring Innovation Pathways to 2040 In Collaboration with Accenture Strategy and the Paul Scherrer Institute*. – London, United Kingdom, 2019. – 152 p. 4. *Clean Coal Diesel. Demonstration Project. Final Report 7/12/1994 – 10/31/2006. Cooperative Agreement No. DE-FC21-94MC31260 Prepared for: U.S. Department of Energy National Energy Technology Laboratory March, 2007*. – 175 p. 5. Nicol K. *The direct injection carbon engine*. IEA Clean Coal Centre London SW18 1DD United Kingdom, 2014. – 87p. 6. Белоусов Е.В. *Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания* / Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с. 7. Пат. 5216928 США, МКИ F02B 45/02 *Product gas reservoirs for cyclic char burning engines anil gasifies* / Joseph C. Firey (США); Заявл. 30.04. 92.; Оpubл. 08.06.93 – 14 с. 8. *Спосіб спалювання твердих палив в двигуні внутрішнього згорання*, Білоусов Є.В. Пат. 32644 Україна МКВ 7 F02B 45/02 Заявлено 17.02.2000.; Оpubліковано 15.02.2001. 9. Уокер Г. *Машины, работающие по циклу Стирлинга*. Пер. с англ./ Г.Уокер. – М.: Энергия, 1978. – 152 с. 10. Белоусов Е.В. *Усовершенствование слоевого метода сжигания твердых топлив в двигателях внутреннего сгорания* / Е.В. Белоусов, Б.Г. Тимошевский, Т.П. Белоусова // Зб. наук. праць УДМУ. – 2001 – № 6 (378). – С. 68-77. 11. Белоусов Е.В. *Моделирование процесса*

*сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС* / Е.В. Белоусов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – № 1. – С. 72-78.

### **Bibliography (transliterated):**

1. *Obzor Morskogo Transporta*. 2018 god. [Overview of Maritime Transport. 2018 year.] Geneva, Switzerland. – 127 p. 2. *Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion*. Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013. – 51 p. 3. (2019), *World Energy Scenarios 2019. Exploring Innovation Pathways to 2040 In Collaboration with Accenture Strategy and the Paul Scherrer Institute*. London, United Kingdom, 152 p. 4. (2007), *Clean Coal Diesel. Demonstration Project. Final Report 7/12/1994 – 10/31/2006. Cooperative Agreement No. DE-FC21-94MC31260 Prepared for: U.S. Department of Energy National Energy Technology Laboratory March, 175 p*. 5. Nicol, K. (2014), *The direct injection carbon engine*. IEA Clean Coal Centre London SW18 1DD United Kingdom, 87 p. 6. Belousov, Ye.V. (2006). *Creation and improvement of solid fuel piston internal combustion engines.. [Sozdaniye i sovershenstvovaniye tverdotoplivnykh porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya]*, Kherson, ОАО ХГТ, 451 p. 7. Firey, Joseph C. 1993. *Product gas reservoirs for cyclic char burning engines anil gasifies*. Patent USA, 5216928, published 08.06.93, 14 p. 8. Bilousov, YE.V. 2001. *Method of burning solid fuels in internal combustion engine*. [Sposib spaluyvaniya tverdyykh palyv v dvyhuni vnutrishn'oho z-horyannya] it. Ukrayina MKV 7 F02B 45/02. Patent 32644. 9. Uoker, G. (1978), *Stirling cycle machines [Mashiny, rabotayushchiye po tsiklu Stirlinga]*, Moskow, Energiya, 152 p. 10. Belousov, Ye.V., Timoshevskiy, B.G., Belousova, T.P. (2001), *Improving the layered method of burning solid fuels in internal combustion engines, collection of scientific papers [Usovershenstvovaniye sloyevogo metoda szhiganiya tverdyykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya, Zb. nauk. prats]*, № 6 (378), pp. 68-77. 11. Belousov, Ye.V. (2006), *Modeling the compression process with cooling of the air charge by spraying water in the internal combustion engine cylinder. Internal combustion engines, internal combustion engines [Modelirovaniye protsessa szhatiya s okhlazhdeniyem vozdushnogo zaryada putem raspylivaniya vody v rabochem tsilindre DVS, Dvigateli vnutrennego sgoraniya]*, № 1, pp. 72-78.

Поступила в редакцию 14.06.2020 г.

**Евгений Викторович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>

**Грицук Игорь Валерьевич** – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, gritsuk\_iv@ukr.net., <https://orcid.org/0000-0001-7065-6820>

**Варбанец Роман Анатольевич** – доктор техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, roman.varbanets@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>

**Самарин Александр Евгеньевич** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, samarin162@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2690-7298>

## **IMPLEMENTATION OF HIGHLY EFFICIENT THERMODYNAMIC CYCLES IN TWO-STROKE SOLID-FUEL PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF SHIP PURPOSE**

*E.V. Bilousov, I.V. Hrytsuk, R.A. Varbanets, A.E. Samarin*

An analysis of global fuel resources indicates that the most common fossil fuels on earth are solid fuels. Experts believe that while maintaining the current pace of their use, coal reserves will be enough for at least another 400..450 years. The low price of this type of fuel makes their use an attractive prospect for use as engine fuel for internal combustion engines. Attempts to create engines capable of working on solid fuels have been made throughout the entire period of the ICE's existence, starting with the work of R. Diesel to create its rational engine. However, throughout this period, the main efforts of specialists were aimed at adapting existing types of piston engines operating on liquid or gaseous fuels for the use of coal fuel in the form of fine dust directly supplied to the working cylinder, or injected into the combustion chamber in composition of a fuel or water-coal suspension. The first attempt to develop an engine that was specially created for the use of solid fuels and which would maximize the advantages of their state of aggregation was the work of the American engineer Joseph C. Firey, who proposed a design with in-cylinder gasification of solid fuel. Subsequently, the authors have improved this method by organizing a forced purge of a layer

of solid fuel in the process of supplying heat to the working medium. The authors have developed and implemented a numerical model of this engine working process, using which a number of studies were carried out aimed at finding new approaches to the organization of working processes in solid-fuel engines with layered combustion, which allow the maximum use of the features of preparing an air charge for combustion and a controlled heat supply process to increase the thermodynamic efficiency of the workflow. This article is devoted to the discussion of the results of this study.

**Keywords:** ship low-speed dual-fuel engines, solid fuel

#### РЕАЛІЗАЦІЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ У ДВОТАКТНИХ ТВЕРДОПАЛИВНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ СУДОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

*Є.В. Білоусов, І.В. Грицук, Р.А. Варбанец, О.Є. Самарін*

Результати аналізу світових паливних ресурсів вказують на те, що найбільш поширеним викопним паливом на землі є тверді палива. Фахівці вважають, що при збереженні теперішніх темпів їх використання, запасів вугілля вистачить, принаймні, ще на 400...450 років. Низька ціна на цей вид палива робить їх використання привабливою перспективою для застосування в якості моторного палива для двигунів внутрішнього згоряння. Спроби створення двигунів, здатних працювати на твердих паливах, робилися протягом усього періоду існування ДВС, починаючи з робіт Р. Дизеля по створенню його раціонального двигуна. Однак протягом усього цього періоду основні зусилля фахівців були спрямовані на те, щоб пристосувати існуючі типи поршневих двигунів, працюючих на рідких або газоподібних паливах, під використання вугільного палива у вигляді дрібнодисперсного пилу, що безпосередньо подається в робочий циліндр або впорскується в камеру згоряння в складі паливо- або водо-вугільної суспензії. Першою спробою розробити двигун, який спеціально створювався під використання твердих палив і який дозволяв би максимально використати переваги їх агрегатного стану, були роботи американського інженера Joseph C. Firey, який запропонував конструкцію з внутрішньоциліндровою газифікацією твердого палива. Згодом авторами був удосконалений даний метод шляхом організації примусового продування шару твердого палива в процесі підведення теплоти до робочого тіла. Авторами була розроблена і реалізована чисельна модель робочого процесу даного двигуна, за допомогою якої був виконаний ряд досліджень, спрямованих на пошук нових підходів до організації робочих процесів в твердопаливних двигунах зі шаровим спалюванням. Ці підходи дозволяють максимально використовувати особливості підготовки повітряного заряду до згоряння і керованого процесу підведення теплоти для підвищення термодинамічної ефективності робочого процесу. Обговоренню результатів цього дослідження і присвячена ця стаття.

**Ключові слова:** суднові малооборотні двопаливні двигуни; тверде паливо.

O. M. Kondratenko, V. Yu. Koloskov, Yu. F. Derkach, S. A. Kovalenko

## CRITERIA-BASED ASSESSMENT OF FUEL AND ECOLOGICAL EFFICIENCY OF EXPLOITATION PROCESS OF RECIPROCATING ICE OF POWER PLANTS CONSIDERING OF EMISSION OF SULFUR OXIDES

*In this study the calculation method and mathematical apparatus for assessment of the complex fuel and ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov has been improved by considering the mass hourly emissions of sulfur oxides with the exhaust gases flow from the reciprocating ICE as a toxic pollutant. The purpose of the study is obtaining the values of complex fuel-ecological criterion that characterize the ecological safety level of diesel engine exploitation process considering the emissions of sulfur oxides as a toxic pollutant. The European Steady Cycle (according to UENCE Regulations № 49) was used as the exploitation model. A set of initial data has been obtained for the calculated criteria-based assessment of the ecological safety level of the exploitation process of power plants with a reciprocating ICE on the example of the autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 based on the results of data processing of bench motor tests. The calculated assessment of specified criterion values considering sulfur oxides emissions was carried out. It has been detected that the value of the fuel-ecological criterion for the basic variant of considering the emissions of sulfur oxides, i.e. considering the values of sulfur content in motor fuels and oils and burning oil consumption, typical for diesel 2Ch10.5/12, differs for the variant that does not take into account this ecological safety factor, on average by 6.6 %. For the option that takes into account the modern requirements for the sulfur content in technical fluids and the technical level of modern reciprocating ICE, this difference is 0.5 %. The identified dependences are described by formulas by the method of least squares. The scientific novelty of the obtained results is that the approach of Prof. Igor Parsadanov received further development for criteria-based assessment of fuel-ecological efficiency of autotractor diesel engines exploitation process as a part of power plant considering the mass hourly emissions of sulfur oxides with RICE EG flow as the toxic pollutants and also methods for determination of such emissions and ponderability of such pollutants in direction of application of this mathematical apparatus for standardized steady testing cycles.*

**Key words:** environment protection technologies; ecological safety; power plants; internal combustion engines; sulfur oxides emission; criteria-based assessment, pollutants.

### Relevance of the study and problem statement

From results of analysis of scientific-technical, reference, normative and patent literature it is well known that the actual ecological status of all components of environmental – atmospheric, hydro- and lithosphere – both globally scale and on the scale of a single anthropogenically loaded and urbanized territory, causes considerable concern and has a clear tendency to deteriorate. This situation is caused by the gradual evolutionary development of civilization, which accelerated over the 20<sup>th</sup> century and was accompanied by a steady increase in the level of scientific and technological progress and the rapid development of industrial production [1 – 3].

This tendency is mainly due to the expansion of the range of countries and regions of the world, where new types of production are being developed, innovative technologies (including the so-called «nano») are being introduced, new raw material deposits are being developed, environmental standards are being developed and implemented. This naturally leads to a corresponding increase in the volume of production, and therefore the scale of environmental pollution by harmful substances and waste, as well as the progressive depletion of non-renewable natural resources. The intense component of such an impact is largely determined by the overall increase in the population living standard of the and the inextricably linked increase in the demand for industrial products, including consumer goods, fo-

od, infotainment and so on [2, 3].

For implementation of complex assessment of the values of indicators of ecological safety (ES) level of the exploitation process of power plants (PP) with reciprocating internal combustion engines (RICE), namely vehicles, which are powerful sources of negative influence on the environment [1 – 3], it is rational to use the mathematical apparatus of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov  $K_{fe}$  (NTU «KhPI») that was described in the monograph [4] and improved in the monograph [1] and developed on the basis of method [5].

Emission of legislative normalized pollutants in RICE exhaust gas (EG) flow is ES factor that must be reduced and for that special devices are used for purification of EG flow and other organizational and technical measures [6]. It is also well known that processes of thermal utilization of solid domestic wastes are also powerful sources of emissions of pollutants into atmosphere [7, 8] as well as processes of combustion of pyrotechnics [9] and forest fires [10] that are detected by special measuring instruments [11, 12].

It is known that RICE operational process produces significant mass hourly emissions of sulphur dioxide  $SO_2$  as the toxic pollutant [1, 4, 6, 13]. Taking into account that significant part of EG flow are the products of completed combustion of motor fuel, namely  $CO_2$  and  $H_2O$ , and also that the separate RICE is not a powerful source of  $SO_2$  emission but their role and part

in world energy balance (about 70 % [4]) it is possible to conclude that considering such emissions in complex calculated assessment of values of ES level indicators of PP with RICE exploitation process is a scientific and technical problem the relevance of which has no doubt [2, 3].

It should be noted that the results obtained could be the basis for the implementation of state regulation in the field of ES ensuring, as, for example, in the field of advertising [13] and other economic aspects of complex criteria-based assessment [14].

According to the results of analysis of the mathematical apparatus of the complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov  $K_{fe}$  in the monograph [1] found that its main drawback is the inability to consider a wider range of ES factors, different in physical nature from emissions of pollutants in the gaseous state. Such studies are appropriate when assessing the ES level of PP with RICE exploitation process [1].

In the same study, the concept of improving the mathematical apparatus of the criterion  $K_{fe}$ , the original mathematical apparatus of which is described in the monograph [4], one of its main points is the partial overcoming of this drawback by introducing into the mathematical apparatus the criterion of new ES factors which are emissions of pollutants that are in the gaseous state.

Thus, in addition to the concept of an improved classification of ES factors the source of which is RICE in the PP, in addition to legislative normalized directly gaseous and aerosol pollutants in the EG flow, there are also legislative normalized indirectly, in particular sulfur oxides  $SO_x$ . As will be shown later in the paper, such ES factors can in principle be introduced into the structure of the  $K_{fe}$  criterion.

However, according to the analysis of scientific and technical literature of research on expanding the range of ES factors taken into account by the mathematical apparatus of the  $K_{fe}$  criterion, not found, and therefore the implementation of such research and analysis of its results is an urgent scientific and technical task, which has signs of scientific novelty and is of practical value.

**Purpose of the study.** Obtaining the values of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov that characterizes the ES level of PP with diesel engine exploitation process considering the emissions of sulphur oxides as a toxic pollutant. **Problem of the study.** Obtaining the distribution of values of complex fuel-ecological criterion for autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 [15] on the standatdized steady testing cycle ESC (UENCE Regulations № 49 [16]) considering the emissions of sulphur oxides as a toxic pollutant. **Object of the study.** Ecological safety of diesel engine exploitation process the exploitation model of which

corresponds to testing cycle ESC. **Subject of the study.** Influence of sulphur oxides emissions as a toxic pollutant on qualitative and quantitative aspects of object of the study. **Methods of the study.** Analysis of specialized scientific and technical, reference and normative literature, analysis of results of bench motor tests, basics of scientific discipline «Theory of RICE», «Theory of ESMS», «Environment protection technologies», improved mathematical apparatus of complex fuel and ecological criterion, improved mathematical apparatus of complex fuel-ecological criterion, method of least squares.

#### Tasks of the study

1. Analysis of features of complex fuel and ecological criterion and standatdized steady testing cycle ESC.

2. Obtaining of initial data set for the calculated assessment for standatdized steady testing cycle ESC and diesel engine 2Ch10.5/12.

3. Improvement of methods for assessing of the values of mass hourly emissions of sulphur oxides with RICE EG flow and potenderability of such ES factor as a toxic pollutant.

4. Calculated assessment of the values of complex fuel-ecological criterion for standatdized steady testing cycle ESC and analysis of its results.

**Scientific novelty** of the obtained results. The approach of Prof. Igor Parsadanov received further development for the criteria-based assessment of complex fuel-ecological efficiency of autotractor diesel engines exploitation process as a part of power plant considering of mass hourly emissions of sulphur oxides with RICE EG flow as a toxic pollutant and also methods for determination of such emissions and ponderability of such pollutants in direction of application of this mathematical apparatus for standardized steady testing cycles.

**Practical value** of the obtained results. The obtained results are suitable for providing the quailtative and quantitative assessment of ES level of different types of diesel engine exploitation process considering the emissions of sulphur oxides with RICE EG flow as the toxic pollutant.

#### 1. Analysis of fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov

The values of the criterion  $K_{fe}$  for  $i$ -th RICE steady representative operational mode with magnitude of weight factor  $WF$  are determined by formula (1) and its components – by formulas (2) – (5) [4, 5].

$$K_{fe} = \eta_e \cdot (1 - \beta) \cdot 10^3 = 3600 / (H_u \cdot g_e) \cdot (1 - Z_e / (Z_f + Z_e)) \cdot 10^3 \text{ ‰}; \quad (1)$$

$$Z_f = g_e \cdot P_f, \text{ USD}/(\text{kW}\cdot\text{h}); \quad (2)$$

$$Z_e = g_e \cdot U_e = g_e \cdot \delta \cdot \sigma \cdot f \cdot g_{pr}, \text{ USD}/(\text{kW}\cdot\text{h}); \quad (3)$$



$$g_{pr} = \sum_{k=1}^m (A_k \cdot G_k / G_{fuel}); \quad (4)$$

$$\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) = A(PM) \cdot G(PM) + A(NO_x) \cdot G(NO_x) + A(C_nH_m) \cdot G(C_nH_m) + A(CO) \cdot G(CO), \text{ kg/h}; \quad (5)$$

where the index  $i$  indicates the values for a separate representative mode of RICE operation or range in the its exploitation model;  $H_u = 42,7$  MJ/kg [4] – lower fuel combustion heat;  $N_e$  – effective power, kW;  $G_{fuel}$  – hourly mass fuel consumption, kg/h;  $G_k$  – mass hourly emission of  $k$ -th pollutant in EG flow, kg/h;  $A_k$  – dimensionless index of relative aggressiveness of  $k$ -th pollutant in EG flow;  $h = 4$  [4] – number of pollutants in EG flow;  $\sigma$  – dimensionless index of relative danger of pollution of different territories (for automotive diesel engine  $\sigma = 1,0$ , for tractor diesel engine  $0,25$  [4]);  $f$  – dimensionless coefficient that takes into account the character of dispersion of EG in atmosphere (for Ukraine  $f = 1,0$  [4]);  $\delta = P_f$  – dimension index that converts of the score assessment into monetary USD/kg;  $WF$  – weight factor;  $\eta_e$  – effective efficiency coefficient;  $\beta$  – coefficient of relative exploitation ecological monetary costs;  $Z_e$  and  $Z_f$  – monetary costs on compensation of ecological damage and on motor fuel, USD/(kW·h);  $g_e$  – specific effective mass hourly fuel consumption, kg/(kW·h);  $M_T$  and  $n_{cs}$  – crankshaft torque and speed, N·m and rpm;  $P_f = 1,36$  USD/kg – price of weight unit of motor fuel ( $P_f = 25,0$  UAH/l, exchange ratio  $26,0$  UAH/USD, fuel density  $\rho_{fuel} = 0,850$  kg/m<sup>3</sup>);  $U_e$  – monetary compensation of ecological damage, USD/kg;  $g_{pr}$  – specific reduced emission of pollutants with EG flow.

The average operational value of the criterion  $K_{fe}$  describes by formula (6) as it was proposed in the study [1].

$$K_{feme} = \sqrt[7]{\sum_{i=1}^N (K_{fei}^7 \cdot WF_i) / \sum_{i=1}^N (WF_i)} \cdot 1000, \text{ ‰}. \quad (6)$$

**Method of obtaining of the values of sulfur oxides mass hourly emissions of in the criteria-based assessment**

Present study is proposes the following method for such assessment that considers the toxic influence of SO<sub>x</sub> emission on a human in accordance of which formula (5) is converted into formula (7) where value of coefficient  $A(SO_x)$  is determinated by formulas (8) – (9) [5, 13].

$$\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) = A(PM) \cdot G(PM) + A(NO_x) \cdot G(NO_x) + A(C_nH_m) \cdot G(C_nH_m) + A(CO) \cdot G(CO) + A(SO_x) \cdot G(SO_x) \quad \text{kg/h}; \quad (7)$$

$$A_k = a_k \cdot \alpha_k \cdot \beta_k \cdot \delta_k, \quad (8)$$

$$a_k = \sqrt{\frac{MPC_{co}(CO) \cdot MCP_{p3}(CO)}{MPC_{co}(k) \cdot MPC_{p3}(k)}}, \quad (9)$$

where  $a_k$  – index of relative danger of presense of  $k$ -th gaseous or aerosol pollutant in atmospheric air that a human breathes;  $\alpha_k$  – correction that takes into account the probability of accumulation of  $k$ -th gaseous or aerosol pollutant in environment components, trophic chains and admission to the human body by non-inhalation way;  $\beta_k$  – correction that takes into account the probability of formation of other (secondary) pollutants, more harmful than the original, by the source of the  $k$ -th gaseous or aerosol pollutant emitted into the atmosphere;  $\delta_k$  – correction that takes into account the impact of  $k$ -th gaseous or aerosol pollutant on other recipients except a human;  $MPC_{ad}(CO)$  and  $MPC_{ot}(CO)$ ,  $MPC_{ad}(k)$  and  $MPC_{ot}(k)$  – maximum permissible concentration of reference ( $A_{CO} = 1,0$ ,  $MPC_{ad}(CO) = 3,0$  mg/m<sup>3</sup>,  $MPC_{ot}(CO) = 20,0$  mg/m<sup>3</sup> [5, 24]) and  $k$ -th pollutant in air average day-and-night and maximal one-time, mg/m<sup>3</sup>.

The source [13] contains information on the components of formulas (8) and (9), obtained from the analysis of the content of the source [4], and summarized in Table. 1 and illustrated in Fig. 1. Thus, the value of  $A(SO_x)$  is 22, which is 9 times less than the value of  $A(PM)$ , twice less than the value of  $A(NO_x)$  and 7 times higher than the value of  $A(C_nH_m)$ .

Table 1. Parameters of legislative normalized pollutants as a part of EG of diesel RICE [4]

Pollutant	Indicator				
	$a_k$	$\alpha_k$	$\beta_k$	$\delta_k$	$A_k$
CO	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	0.63	1.0	5.0	1.0	3.16
NO <sub>2</sub>	27.4	1.0	1.0	1.5	41.1
SO <sub>2</sub>	11.0	1.0	1.0	2.0	22.0
C	17.5	2.0	1.0	1.2	41.5
PM	–	–	–	–	200

The structure of the mass hourly emissions of pollutants in the composition of EG of RICE, taken into account in the criterion assessment by the criterion  $K_{fe}$  for special operating modes of the diesel engine D21A1 (2Ch10.5/12 in accordance with ISO 3046-1:2002) is shown in Fig. 2.

To determine the value of  $G(SO_x)$ , which is a necessary condition for the application of formula (7) and formula (1), this study used an approach based on the following assumptions.

1) The source of SO<sub>x</sub> oxides in the EG aerosol is redox reactions in the combustion chamber of RICE between sulfur (free or chemically bound) contained in motor fuel and motor oil, with freshly charged air oxygen O<sub>2</sub>.

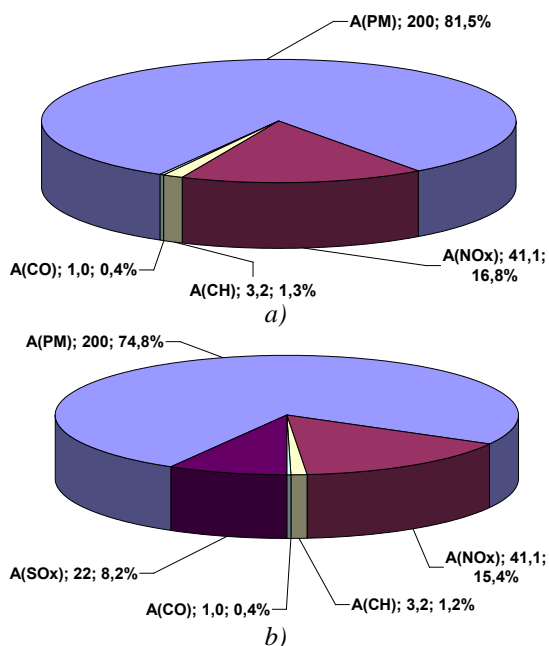


Fig. 1 – Structure of weights of factors of ecological component of criterion  $K_{fe}$  with considering  $SO_x$  emission (b) and without such considering (a)

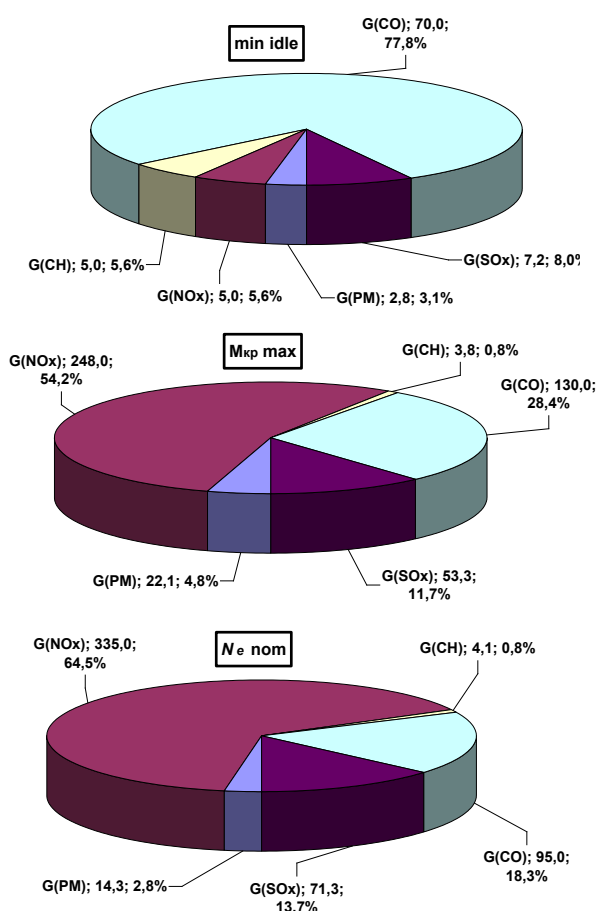


Fig. 2. Structure of the mass hourly emissions of pollutants in the RICE EG flow with considering in the criteria-based assessment by the criterion  $K_{fe}$  for special operation modes of the diesel engine 2Ch10.5/12

That is, their hourly mass emission  $G(SO_x)$  is determined by the hourly mass consumption of  $G_{fuel}$  fuel and the consumption of engine oil  $G_{oil}$ , which are related to each other for a certain technical state of RICE by the value of relative oil consumption  $C_{of}$ .

2) All sulfur from motor fuel and motor oil is completely oxidized during combustion in the combustion chamber, i.e. all sulfur oxides  $SO_x$  in the aerosol EG are  $SO_2$  dioxide. In fact,  $SO_2$  accounts for about 94 % by weight, and the rest is converted into sulfur trioxide  $SO_3$  (up to 2 % wt.), sulfates (up to 2 % wt., are part of PM), sulfuric acid  $H_2SO_4$  (up to 2 % wt.), hydrogen sulfide  $H_2S$  (less than 1.0 % wt.) [17, 18].

That is, the value of  $G(SO_x)$  is determined by the relative sulfur content in motor fuel  $C_{sf}$  and in motor oil  $C_{so}$  (in % wt.) Taking into account the mass of oxygen in  $SO_2$  according to stoichiometric ratios in the equation of the corresponding chemical reaction (10).



The molar mass of reagents and reaction products is: sulfur  $\mu(S) = 32$  g/mol, oxygen  $\mu(O) = 16$  g/mol, then the molar mass of sulfur dioxide is:

$$\mu(SO_x) = \mu(S) + 2 \cdot \mu(O) = 32 + 2 \cdot 16 = 64 \text{ g/mol.}$$

Then the mass hourly emission of sulfur dioxide  $G_{SO_2}$  is twice the mass hourly consumption of sulfur by the  $G_S$  engine – see formula (11).

$$G_{SO_2} = \mu(SO_x) / \mu(S) \cdot G_S = 2 \cdot G_S, \text{ kg/h.} \quad (11)$$

The mass hourly consumption of sulfur by the engine  $G_S$  is proposed to be determined by formula (12).

$$G_S = G_{sf} + G_{so}, \text{ kg/h.} \quad (12)$$

where  $G_{sf}$  and  $G_{so}$  – mass hourly consumption of sulfur by the engine, due to the consumption of motor fuel and burning motor oil consumption, respectively, kg/h.

The mass hourly consumption of sulfur by the engine caused by the consumption of motor fuel  $G_{sf}$  is proposed to determine by formula (13), and caused by the burning motor oil consumption  $G_{so}$  – by formula (14).

$$G_{sf} = G_{fuel} \cdot C_{sf} / 100, \text{ kg/h;} \quad (13)$$

$G_{so} = G_{oil} \cdot C_{so} / 100 = G_{fuel} \cdot C_{of} \cdot C_{so} / 100, \text{ kg/h,} \quad (14)$  where  $G_{fuel}$  – mass hourly consumption of motor fuel, kg/h;  $C_{sf}$  – relative sulfur content in motor fuel, % wt.;  $C_{so}$  – relative sulfur content in engine oil, % wt.;  $C_{of}$  – relative burning motor oil consumption, % wt.

Then formula (11) takes the form of formula (15).

$$G_{SO_2} = 2 \cdot G_{fuel} \cdot (C_{sf} + C_{of} \cdot C_{so}) / 100 = G_{fuel} \cdot k_{SO_2}, \text{ kg/h.} \quad (15)$$

where  $k_{SO_2}$  – coefficient that converts the value of fuel consumption into the value of  $SO_2$  emissions, determined by the formula (16).

$$k_{SO_2} = 2 \cdot (C_{sf} + C_{of} \cdot C_{so}) / 100. \quad (16)$$

Thus, the value of the mass hourly emission of sulfur oxides  $G(SO_2)$  subject to the proposed assumptions is completely determined by the values  $G_{fuel}$ ,  $C_{sf}$ ,

$C_{So}$  and  $C_{of}$ .

The value of  $G_{fuel}$  is completely determined by the level of perfection of the RICE working process and design, its current technical condition and model of its exploitation and is not legisly normalized.

The value of  $C_{Sf}$ , normalized by the relevant standards and ranges from 0.001 % wt. according to the standard EURO V [19] up to 4.5 % wt. for heavy motor fuels according to the standard [20], and for diesel fuel, for the consumption of which the autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 was designed, according to the standard [21] this value is 0.2 – 0.5 % wt.

The amount of sulfur in gasoline ranges from 0.1 % wt. according to the standard [22] and up to 10 ppm (i.e. 0.0001 % wt.) for the level of EURO V according to the standard [23].

The value of  $C_{So}$  is determined by the nomenclature and number of additives to the oil that meet its purpose, according to standards [24, 25], the requirements of API, ASTM, ILSAC, JASO, ACEA, SAE and according to the reference literature [26] and ranges from 0.1 % wt. up to 1.0 % wt. For 2Ch10.5/12 diesel engine according to its technical documentation motor oil M10G2 (in the summer) and M8G2 (in the winter) for which this value makes 0,5 % wt. should be applied.

The value of  $C_{of}$  is determined by the type of RICE, its technical level, current technical condition, mode of operation. In particular, for technically sound: gasoline RICE it is 0.1... 0.25 % wt., diesels – 0.3 ... 0.5 % wt., supercharged RICE – 0.8... 1.0 % wt. [27, 28].

In addition, it is known that for some types of RICE motor oil enters the combustion chamber not through the gap between the piston and the cylinder liner, but together with the motor fuel, because it is added there according to technical requirements – these are gasoline two-stroke engines with crank chamber purge for motorcycles and motorized equipment. In this case, the oil content in the fuel reaches 5.0 % wt. [29].

Thus, the above influencing factors will vary in the calculation study according to Table 2. The basic values that determine the mass emission of  $SO_2$  at a certain constant magnitude of fuel consumption  $G_{fuel}$  are as follows:  $C_{Sfb} = 0.5$  %,  $C_{Sob} = 0.5$  %,  $C_{job} = 0.5$  %.

Table 2. Parameters of influencing factors

Value	Measur. units	Magnitude		
$G_{fuel}$	kg/h	0.5	distribution on the field of operating modes	4.5
$C_{Sf}$	%	0.05	0.5	5.0
$C_{So}$	%	0.1	0.5	1.0
$C_{of}$	%	0.0	0.5	5.0

The calculated study of the influence of values of  $C_{Sf}$ ,  $C_{So}$  and  $C_{fo}$  on the value of the coefficient  $k_{SO_2}$ , was carried out, the results of which are illustrated in Fig. 3 – 5.

Fig. 3 contains graphs of the dependences of values of the coefficient  $k_{SO_2}$  on magnitudes of values  $C_{Sf}$  and  $C_{Co}$  for different constant magnitudes of the value  $C_{of}$ . It shows that they are all linear, have one angle of inclination to the abscissa axis, and the distance between them depends on the magnitude of the value of  $S_{of}$ , when  $S_{of} = 0$  % coincide.

Fig. 4 shows graphs of dependences of the values of the coefficient  $k_{SO_2}$  on the magnitudes of the value of  $S_{of}$  at the basic magnitudes of the value of  $C_{So}$  and different constant magnitudes of the value of  $C_{Cf}$ , and in Fig. 5 – graphs of the magnitudes of the value of  $S_{of}$  at the basic magnitudes of the value of  $C_{Sf}$  and different constant magnitudes of the value of  $C_{So}$ . Fig. 4 shows that such dependences are linear, have one angle of inclination to the abscissa, in contrast to the graphs in Fig. 5 coming from a single point that is not the origin.

In general, within the limits specified in Table 2 ranges of change of the values included in the formula (15), the value of the coefficient  $k_{SO_2}$  varies from 0.001 ( $C_{Sf} = 0.05$  %,  $C_{So} = 0.1$  %,  $C_{job} = 0.0$  %) to 0.200 ( $C_{Sf} = 5.0$  %,  $C_{So} = 1.0$  %,  $C_{job} = 5.0$  %). Therefore, for the basic calculation option, the value of  $G_{SO_2}$  is 1.5 % of the value of  $G_{fuel}$  for any steady regime of operation of the RICE, i.e.  $k_{SO_2b} = 0.015$  ( $C_{Sf} = 0.5$  %,  $C_{So} = 0.5$  %,  $C_{job} = 0.5$  %) (see formulas (15) and (16)).

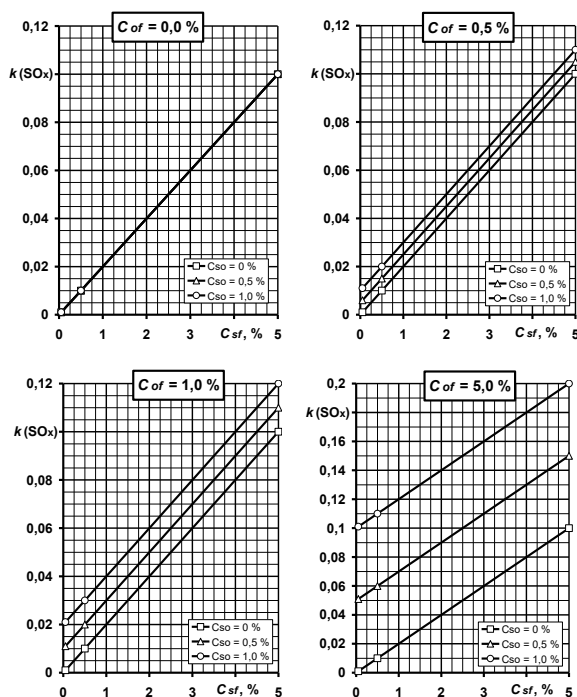


Fig. 3 – Graphs of dependences of  $k_{SO_2}$  coefficient values on values of  $C_{Sf}$  and  $C_{So}$  values for different constant values of  $C_{of}$  value

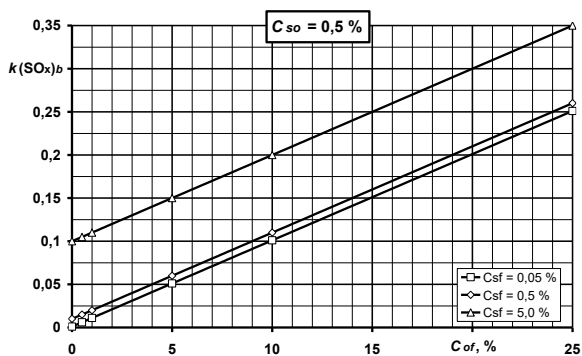


Fig. 4. Graphs of dependences of values of the coefficient  $k_{SO_2}$  on magnitudes of the value of  $S_{of}$  at the basic magnitudes of the value of  $C_{so}$  and different constant magnitudes of the value of  $C_{sf}$

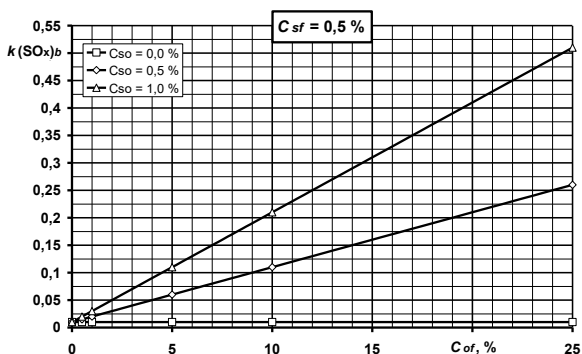


Fig. 5. Graphs of dependences of values of the coefficient  $k_{SO_2}$  on the magnitudes of the value of  $S_{of}$  at the basic magnitudes of the value of  $C_{sf}$  and different constant magnitudes of the value of  $C_{so}$

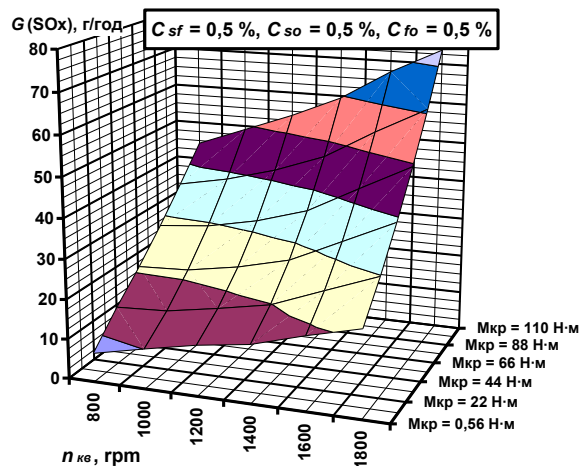


Fig. 6. Distribution of magnitudes of value of  $G_{SO_2}$  on the field of operating modes of the 2Ch10.5/12 diesel engine at base value of coefficient  $k_{SO_2} = 0.015$

The calculated evaluation of values according to the proposed method of  $SO_x$  emission for the whole field of operating modes of the 2Ch10.5/12 diesel engine for the following characteristic values of the coefficient  $k_{SO_2}$  was carried out:

- basic value of  $k_{SO_2} = 0.015$  at  $C_{sf} = 0.5\%$ ,  $C_{so} = 0.5\%$ ,  $C_{job} = 0.5\%$ , presented on Fig. 6;
- maximum value of  $k_{SO_2} = 0.200$  at  $C_{sf} = 5.0\%$ ,  $C_{so} = 1.0\%$ ,  $C_{job} = 5.0\%$ , presented on Fig. 7;
- minimum value of  $k_{SO_2} = 0.001$  at  $C_{sf} = 0.05\%$ ,  $C_{so} = 0.1\%$ ,  $C_{job} = 5.0\%$ , presented on Fig. 8.

Fig. 6 – 8 shows that the smallest values of  $G(SO_x)$  reaches the minimum idle mode, and the largest – at nominal power mode. For the basic variant, the value of  $G(SO_x)$  varies in the range from 7.3 to 73.6 g/h, i.e. changes in 10 times according to the over the field of RICE operating modes.

Averaged over the entire field of RICE operating modes for diesel engine 2Ch10.5/12 magnitudes of the value of  $G(SO_x)$  depending on the value of the coefficient  $k_{SO_2}$  are illustrated in Fig. 9 and described by formula (17).

$$G_{SO_2me} = 2250 \cdot k_{SO_2}, \text{ g/h.} \quad (17)$$

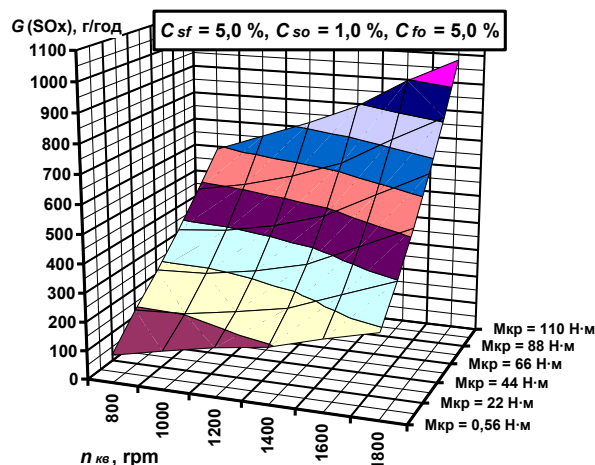


Fig. 7. Distribution of magnitudes of value of  $G_{SO_2}$  on the field of operating modes of the 2Ch10.5/12 diesel engine at base value of coefficient  $k_{SO_2} = 0.200$

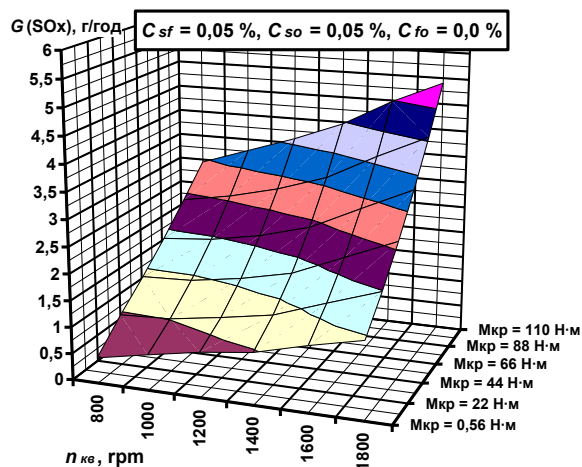


Fig. 8. Distribution of magnitudes of value of  $G_{SO_2}$  on the field of operating modes of the 2Ch10.5/12 diesel engine at base value of coefficient  $k_{SO_2} = 0.001$

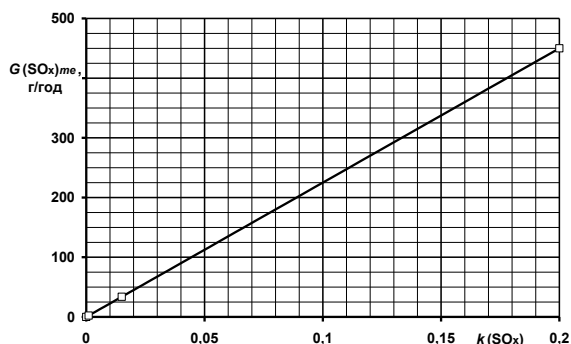


Fig. 9. Graph of the dependence of the magnitudes of the value of  $G_{SO_2}$ , averaged over the entire field of operation modes of the 2Ch10.5/12 diesel engine, from the value of the coefficient  $k_{SO_2}$

On Fig. 9 shows that this dependence is linear, and its graph is based on the origin. Such average values of  $G(SO_x)$  emissions in the studied range of changes in the values of the coefficient  $k_{SO_2} = 0.0 - 0.200$  vary from 0 to 450 g/h.

Thus, in this part of the article the method of obtaining the values of the mass hourly emission of sulfur oxides in the EG flow of diesel RICE is presented and it is applied to the case of diesel engine 2Ch10.5/12.

### 3. Obtaining an initial data set for a standardized steady testing cycle ESC

The standardized steady testing cycle ESC (European Steady Cycle) described in standard [16] is used to build a test program for passenger vehicles and contains 13 steady modes of RICE operation. Technical and economical, as well as ecological indicators of 2Ch10.5/12 diesel engine, the exploitation model of which is ESC testing cycle was obtained and showed in monograph [1] and studies [2, 3, 30–34]. Technical characteristic of 2Ch10.5/12 diesel engine is contained in source [15].

### 4. Results of calculated study and their analysis

The results of the calculated study of  $G(SO_x)$  emission values and the complex fuel-ecological criterion  $K_{fe}$  for the reference and basic variants and the ESC test cycle are illustrated on Fig. 10 – 14.

Distribution of the values of the mass hourly emission of sulfur oxides  $G(SO_x)$  and the value of  $\delta\Sigma(A_k \cdot G_k)$  by the modes of the ESC cycle is illustrated on Fig. 10, and the values of the coefficient  $K_{fe}$  and the value of obtained effect  $\delta K_{fe}$  – on Fig. 11.

Fig. 10 shows that the value of  $G(SO_x)$  in the modes of the cycle ESC varies from 7.2 g/h (mode № 1) to 71.3 g/h (mode № 10), and the value of  $\delta\Sigma(A_k \cdot G_k)$  – from 7.5% (mode № 6) to 18.9 (mode № 1).

Fig. 11 shows that the values of  $K_{fe}$  for the reference variant (excluding the value of  $G(SO_x)$ ) for the mo-

des of the ESC cycle varies from 2.7 ‰ (mode № 1) to 64.4 ‰ (mode № 4), and taking into account the emission of sulfur oxides  $SO_2$  according to the basic variant ( $C_{Sf} = 0.5\%$ ,  $C_{So} = 0.5\%$ ,  $C_{Job} = 0.5\%$ ) these values change by the value of  $\delta K_{fe}$  in the range from  $-5.8\%$  (mode № 6) to  $-10.7\%$  (mode № 1).

In the second stage of the calculation study, the evaluation results for the following options were obtained (see Table 3).

Variant A «Reference», without taking into account the value of  $G(SO_x)$ , i.e. for which  $C_{Sf} = 0\%$ ,  $C_{So} = 0\%$ ,  $C_{Job} = 0\%$ ,  $k_{SO_x} = 0$ .

Variant B «Basic», the value of  $G(SO_x)$  is taken into account for the typical case for diesel engine 2Ch10.5/12, i.e.  $C_{Sf} = 0.5\%$ ,  $C_{So} = 0.5\%$ ,  $C_{Job} = 0.5\%$ ,  $k_{SO_x} = 0.015$ .

Variant C «Optimistic», the value of  $G(SO_x)$  is taken into account for the most environmentally advantageous case, i.e.  $C_{Sf} = 0.05\%$ ,  $C_{So} = 0.1\%$ ,  $C_{Job} = 0\%$ ,  $k_{SO_x} = 0.001$ .

Variant D «Pessimistic», the value of  $G(SO_x)$  is taken into account for the least environmentally favourable case, i.e.  $C_{Sf} = 5.0\%$ ,  $C_{So} = 1.0\%$ ,  $C_{Job} = 5.0\%$ ,  $k_{SO_x} = 0.200$ .

Results of the comparative calculation study for variants A, B, C, D and the ESC cycle are summarized on Fig. 12 and 13.

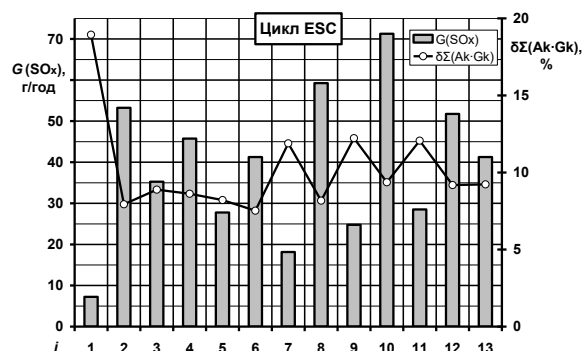


Fig. 10. Distribution of values of  $G(SO_x)$  and  $\delta\Sigma(A_k \cdot G_k)$  by ESC cycle modes for the basic study variant

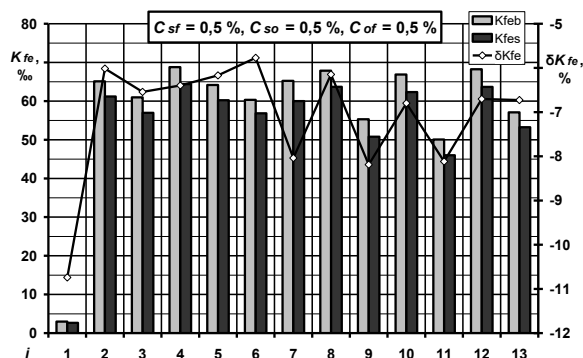


Fig. 11. Distribution of  $K_{fe}$  and  $\delta K_{fe}$  values by ESC cycle modes for Reference and Basic study variants

Table 3. Variants of calculated study

Variant		Parameter			
Sign.	Title	$C_{sf_2}$ , %	$C_{SO_2}$ , %	$C_{fO_2}$ , %	$k_{SOx}$ , -
A	Reference	0.0	0.0	0.0	0.0
B	Basic	0.5	0.5	0.5	0.015
C	Optimistic	0.05	0.1	0.0	0.001
D	Pessimistic	5.0	1.0	5.0	0.200

Fig. 12 and 13 show distribution of values of  $K_{fe}$  and  $\delta K_{fe}$  by modes of the ESC cycle for all study variants. They show that the value of fuel and ecological efficiency of the 2Ch10.5/12 diesel engine exploitation process all options, considering the emission of sulfur oxides are inferior to the reference variant A; variant C is almost no different from variant A (within 0.4... 0.8 %), the difference between variant B and variant A is more expressed (about 5.8...10.7 %), and variant D is significantly inferior to variant A. approximately 45... 62 %).

The results of estimating the average operational values of  $K_{fe}$  and  $\delta K_{fe}$  for all variants of the calculation study and depending on the value of the coefficient  $k_{SOx}$  are illustrated on Fig. 14 and 15 and is described by the method of least squares by polynomials of the 2<sup>nd</sup> degree – see formulas (18) and (19).

$$K_{feme} = 4,848 \cdot 10^2 \cdot k^2_{SO_2} - 2,464 \cdot 10^2 \cdot k_{SO_2} + 6,245 \cdot 10^1; R^2 = 0,999; \quad (18)$$

$$\delta K_{feme} = 7,741 \cdot 10^2 \cdot k^2_{SO_2} - 3,953 \cdot 10^2 \cdot k_{SO_2} - 2,652 \cdot 10^{-1}; R^2 = 0,999. \quad (19)$$

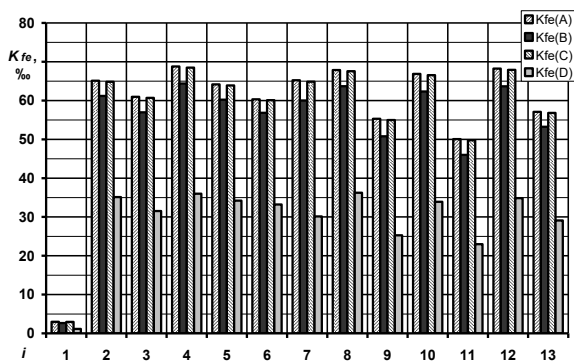


Fig. 12. Distribution of  $K_{fe}$  values by ESC cycle modes for all study variants

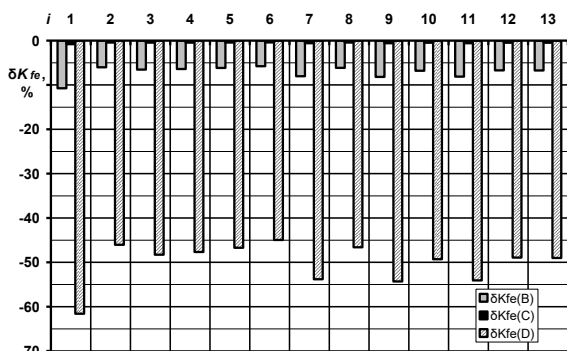


Fig. 13. Distribution of  $\delta K_{fe}$  values by ESC cycle modes for all study variants

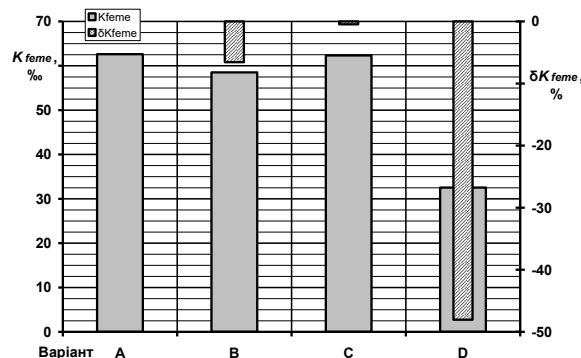


Fig. 14. Average operational values of  $K_{fe}$  and  $\delta K_{fe}$  for all study variants

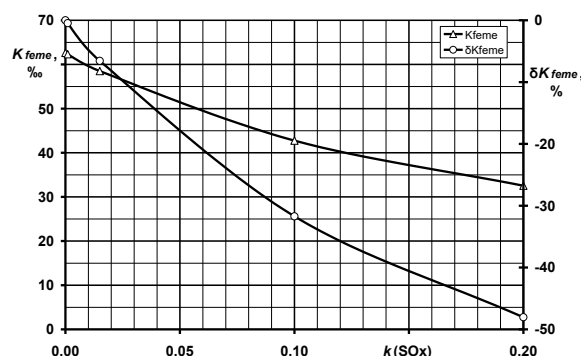


Fig. 15. Graphs of dependence of average operational values of  $K_{fe}$  and  $\delta K_{fe}$  on the value of coefficient  $k_{SOx}$

Therefore, in this part of the work the criteria-based assessment of the ES level of the RICE exploitation process on the example of the autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 is carried out considering the emissions of sulfur oxides with the flow of EG and its results are analyzed.

**Conclusions**

Thus, based on the analysis of the results of the study described in this paper, the following conclusions can be drawn.

1. The method of calculated assessment of values of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov considering the mass hourly emissions of sulfur oxides with the flow of EG of RICE and the burning engine oil consumption. The essence of the proposed approach is to obtain the values of the mass hourly emission of sulfur oxides as the product of the value of the mass hourly consumption of motor fuel and the coefficient that takes into account the sulfur content of motor fuels and oils and burning oil consumption.

2. A set of initial data for the calculation study for the steady test cycle ESC was obtained.

3. The calculated assessment of values of the complex fuel-ecological criterion considering the emissions of sulfur oxides with the flow of EG of RICE for the use of motor fuels and oils with different sulfur

content and different values of burning engine oil consumption.

It was found that the value of the fuel-ecological criterion for the basic variant of taking into account emissions of sulfur oxides, i.e. with the values of sulfur content in motor fuels and oils and burning oil consumption, typical for 2Ch10.5/12 diesel engine, differs for the variant that does not take into account this ES factor, on average by 6.6 %.

For the variant that takes into account the current requirements for sulfur content in technical fluids and the technical level of modern RICE, this difference is 0.5 %.

The identified dependences are described by formulas by the method of least squares.

The research has been carried out in the science and research work of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Department of the National University of Civil Defence of Ukraine «Using of fuzzy logic and psychophysical scales in a critical assessment of the level of ecological safety» (State Reg. № 0119U 001001, 2019 – 2021).

### References:

- Kondratenko O.M. Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants: Monograph / O.M. Kondratenko. – X.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2019. – 532 с.
- Kondratenko O.M. Taking into account the emissions of CO<sub>2</sub> as a toxic pollutant and as a greenhouse gas in fuel and ecological complex criteria-based assessment of diesel-generator operation process / O.M. Kondratenko // *Technogenic and Ecological Safety*. – X.: НУЦЗУ, 2019. – № 6(2/2019). – С. 12 – 23. – DOI: 10.5281/zenodo.3558960.
- Kondratenko O.M. Assessment of ecological and chemical efficiency of exploitation process of reciprocating ICE of vehicle with consideration of emission of sulphur oxides, benzo (a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbones / O.M. Kondratenko // *Technogenic and Ecological Safety*. – X.: НУЦЗУ, 2020. – № 7(1/2020). – С. 38 – 50. – DOI: 10.5281/zenodo.3780076.
- Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / І.В. Парсаданов. – X.: Центр НТУ «ХП», 2003. – 244 с.
- Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров, В.В. Варанкин, М.А. Виленский и др. – М.: Экономика, 1986. – 96 с.
- Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, О.П. Строчков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – X.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.
- Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, V. Koloskov, Y. Suchikova // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. – 2018. – Vol. 87. Issue 2. – P. 77–84. – DOI: 10.5604/01.3001.0012.2830.
- Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of low-temperature separation of the resulting gas mixtures / S. Vambol, V. Vambol, V. Sobyna, V. Koloskov, L. Poberezhna // *Energetika*. – 2018. – Vol 64, No 4 (2018). – P. 186–195. – DOI: 10.6001/energetika.v64i4.3893.
- Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere / M.V. Kustov, V.D. Kalugin, V.V. Tutunik, O.V. Tarakhno // *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*. – 2019. – No. 1 (2019). – P. 92–99. – DOI: 10.32434/0321-4095-2019-122-1-92-99.
- Results of experimental research into correlations between hazardous factors of ignition of materials in premises / B. Pospelov, E. Rybka, R. Meleshchenko, S. Gornostal, S. Shcherbak // *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – # 6 (10-90). – P. 50–56. – DOI: 10.15587/1729-4061.2017.117789.
- Development of the method for rapid detection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures / B. Pospelov, E. Rybka, R. Meleshchenko, P. Borodych, S. Gornostal // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2019. – Vol. 1, No 10 (97). – P. 29–35. – DOI: doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027.
- Research into dynamics of setting the threshold and a probability of ignition detection by selfadjusting fire detectors / B. Pospelov, V. Andronov, E. Rybka, S. Skliarov // *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – # 5 (9-89). – P. 43–48. – DOI: 10.15587/1729-4061.2017.110092.
- Каніло П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / П.М. Каніло, І.С. Бей, О.І. Ровенський. – X.: Пранор, 2000. – 304 с.
- Shvedun V.O. Experience of EU countries in ensuring public administration of advertising activity / V.O. Shvedun // *Actual Problems of Economics*. – 2015. – № 168 (6). – art. no. A084. – P. 84–90.
- Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 277 с.
- Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>.
- Сигал И.Я. Очистка промышленных выбросов от оксидов серы и азота / И.Я. Сигал, В.И. Славин, В.В. Шило. – X.: Оригинал, 1999. – 142 с.
- Руководящие указания по переводу котлоагрегатов, работающих на сернистых жидких топливах в режиме сжигания с предельно малыми избытками воздуха. – М.: Союзтехэнерго, 1980. – 34 с.
- ГОСТ 32511-2013. Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2014. – 19 с.
- ГОСТ Р 54299-2010. Топлива судовые. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2012. – 36 с.
- ГОСТ 305-82. Топливо дизельное. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2009. – 22 с.
- ГО СТ 2084-77. Бензины автомобильные. Технические условия. – М.: МПК Изд-во стандартов, 2006. – 9 с.
- ГОСТ Р 51866-2002. Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2009. – 43 с.
- ГОСТ 12337-84. Масла моторные для дизельных двигателей. Технические условия.

– М.: МПК Изд-во стандартов, 2002. – 12 с. 25. ГОСТ 33305-2015. Масла смазочные. Метод определения фосфора, серы, кальция и цинка энергодисперсионной рентгенофлуоресцентной спектроскопией. – М.: Стандартинформ, 2016. – 11 с. 26. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бнатов и др.; под ред. В.М. Школьников. Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. – 596 с. 27. Нормы расхода моторных масел на эксплуатационные нужды стационарных дизельных электростанций РД 34.10.563-94. – М.: ОРГРЕС, 1997. – 7 с. 28. Р 3112194-0366-03. Новые нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте. – М.: ИНФРА-М, 2003. – 50 с. 29. Мотоциклы ИЖ Плана и ИЖ Юпитер 4-го и 5-го поколений. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию / под ред. А.М. Перевозчикова. – М.: АТ-ЛАС-ПРЕСС, 2006. – 256 с. 30. Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter / О.М. Kondratenko, О.Р. Strokov, S.O. Vambol, А.М. Avramenko // *Scientific Bulletin of National Mining University*. – 2015. – Issue 6 (150). – С. 55–61. 31. Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, Y. Suchikova, O. Hurenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – № 3/10 (87). – С. 63–73. 32. Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels / O. Kondratenko, I. Mishchenko, G. Chernobay, Yu. Derkach, Ya. Suchikova // *Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018), 10–14 September 2018*. – Kharkiv, NTU «KhPI». – С. 185–189, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570. 33. Description of mass hourly emissions of particulate matter of diesel engine by beta-distribution with taking into account the passport accuracy of gas analyzer / О.Р. Strokov, О.М. Kondratenko, V.Yu. Koloskov, I.V. Mishchenko // *Двигуни внутрішнього згорання*. – X: НТУ «ХПІ», 2019. – № 1. – pp. 49 – 62. – DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.09. 34. Features of determination of the efficiency of devices for improvement of ecological safety level of vehicles with reciprocating ICE exploitation / О.М. Kondratenko, G.O. Chernobay, Ju.F. Derkach. S.A. Kovalenko // *Двигуни внутрішнього згорання*. – X: НТУ «ХПІ», 2019. – № 2. – pp. 36 – 44. – DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.07.

**Bibliography (transliterated):**

1. Kondratenko O.M. (2019), *Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants* : Monograph, Publ. Style-Izdat (FOP Brovin O.V.), NUCPU, Kharkiv, Ukraine, 532 p. 2. Kondratenko O.M. (2019), "Taking into account the emissions of CO<sub>2</sub> as a toxic pollutant and as a greenhouse gas in fuel and ecological complex criteria-based assessment of diesel-generator operation process", *Technogenic and Ecological Safety*, № 6(2/2019), pp. 12–23, DOI: 10.5281/zenodo.3558960. 3. Kondratenko O.M. (2020), "Assessment of ecological and chemical efficiency of exploitation process of reciprocating ICE of vehicle with consideration of emission of sulphur oxides, benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbones", *Technogenic and Ecological Safety*, № 7(1/2020), pp. 38–50, DOI: 10.5281/zenodo.3780076. 4. Parsadanov, I.V. (2003), "Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on complex fuel and ecological criteria: monograph" [Pidvyshchennya yakosti ta konkurentosprotnosti dyzeliv na osnovi kompleksnogo palyvno-ekologichnogo kryteriyu: monografiya], Kharkiv, Publ. NTU

"KhPI", 244 p. 5. Bystrov A.S., Varankiv V.V., Vilensky M.A. at al. (1986). "Temporary standard methodology for determining the economic efficiency of environmental protection measures and assessing the economic damage caused to the national economy by environmental pollution", Moscow, Publ. Ekonomika, 96 p. 6. Vambol S.O., Strokov, O.P., Vambol, V.V., Kondratenko, O.M. (2015), "Modern methods for improving the ecological safety of power plants exploitation: monograph" [Suchasni sposoby pidvyshchennya ekologichniyi bezpeky ekspluatatsiyi energetychnyh ustanovok: monografiya], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 212 p., URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>. 7. Vambol S., Vambol V., Kondratenko O., Koloskov V., Suchikova Y. (2018), "Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production", *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 87, Issue 2, pp. 77–84, DOI: 10.5604/01.3001.0012.2830. 8. Vambol S., Vambol V., Sobyna V., Koloskov V., Poberezhna L. (2018), "Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of low-temperature separation of the resulting gas mixtures", *Energetika*, Vol 64, No 4 (2018), pp. 186–195, DOI: <https://doi.org/10.6001/energetika.v64i4.3893>. 9. Kustov M.V., Kalugin V.D., Tutunik V.V., Tarakhno O.V. (2019), "Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere", *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*, No. 1 (2019), pp. 92–99, DOI: 10.32434/0321-4095-2019-122-1-92-99. 10. Pospelov B., Rybka E., Meleshchenko R., Gornostal S., Shcherbak S. (2017), "Results of experimental research into correlations between hazardous factors of ignition of materials in premises", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 6 (10-90), pp. 50-56, DOI: 10.15587/1729-4061.2017.117789. 11. Pospelov B., Rybka E., Meleshchenko R., Borodych P., Gornostal S. (2019), "Development of the method for rapid detection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 1, No 10 (97), pp. 29–35, DOI: [doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027). 12. Pospelov B., Andronov V., Rybka E., Skliarov S. (2017), "Research into dynamics of setting the threshold and a probability of ignition detection by selfadjusting fire detectors", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 5 (9-89), pp. 43–48, DOI: 10.15587/1729-4061.2017.110092. 13. Kanilo P.M., Bey I.S., Rovensky O.I. (2000), "Automobile and environment", Kharkiv, Publ. Prapor, 304 p. 14. Shvedun V.O. (2015), "Experience of EU countries in ensuring public administration of advertising activity", *Actual Problems of Economics*, Vol. 168 (6), art. no. A084, pp. 84–90. 15. Efron V.V. at al. (1976), "Diesel engines with air cooling of Vladimir tractor plant", Moscow, Publ. Mashinostroyeniye, 277 p. 16. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>. 17. Sigal I.Ya., Slavina V.I., Shylo V.V. (1999), "Purification of industrial emissions from sulfur and nitrogen oxides", Kharkiv, Publ. Original, 142 p. 18. Guidelines for the transfer of boilers operating on sour liquid fuels in the combustion mode with extremely small excesses of air (1980), Moscow, Publ. Soyuztchenergo, 34 p. 19. GOST 32511-2013 "Diesel fuel EURO. Technical conditions" (2014), Moscow, Publ. Standartinform, 19 p. 20. GOST 32511-2013 "Ship fuel. Technical conditions" (2012), Moscow, Publ. Standartinform, 36 p. 21. GOST 305-82 "Diesel fuel. Technical conditions" (2009), Moscow, Publ. Standartinform, 22 p. 22. GOST 2084-77 "Diesel fuel. Technical conditions" (2006), Moscow, Publ. MPK Izd-vo standartov, 9 p. 23. GOST R 51866-2002 "Motor fuels. Unleaded gasoline. Technical conditions" (2009), Moscow, Publ. Standartinform, 43 p. 24. GOST 12337-84 "Motor oils for diesel engines. Technical conditions" (2002), Moscow, Publ. MPK Izd-vo standartov, 12 p. 25. GOST 33305-2015 "Lubricating oils. Method for determination of phosphorus, sulfur, calcium and



zinc by energy dispersive x-ray fluorescence spectroscopy” (2016), *Moscow, Publ. Standartinform*, 11 p. 26. Anisimov I.G., Badyshova K.M., Bnatov S.A. (1999), “Fuels, lubricants, technical fluids. Assortment and Application: Reference book”, *Moscow, Publ. center “Tehinform”*, 596 p. 27. Engine oil consumption rates for operational needs of stationary diesel power plants RD 34.10.563-94 (1997), *Moscow, Publ. ORGRES*, 7 p. 28. R 3112194-0366-03. New standards for the consumption of fuels and lubricants in road transport (2003), *Moscow, Publ. INFRA-M*, 50 p. 29. Perevozchikov A.M. at al. (2006), “Motorcycles IZh Planeta and IZh Jupiter of the 4th and 5th generations. Repair and maintenance manual”, *Moscow, Publ. ATLAS-PRESS*, 256 p. 30. Kondratenko, O.M., Stokov, O.P., Vambol, S.O., Avramenko A. M., (2015), “Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter”, *Scientific Bulletin of NMU, Issue 6 (150)*, pp. 55–61, URL: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>. 31. Vambol, S., Vambol, V., Kondratenko, O., Suchikova, Y., Hurenko, O. (2017), “Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, № 3/10 (87), pp. 63–73, URL:

<http://journals.uran.ua/eejet/article/viewFile/102314/100169>. 32. Kondratenko, O., Mishchenko, I., Chernobay G., Derkach, Yu., SuchikovaYa. (2018), “Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels”, *Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018), 10–14 September, Kharkiv, Publ. NTU “KhPI”*, pp. 185–189. URL: [www.ieps.org.ua](http://www.ieps.org.ua), DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570. 33. Stokov O.P., Kondratenko O.M., Koloskov V.Yu., Mishchenko I.V. (2019), “Description of mass hourly emissions of particulate matter of diesel engine by beta-distribution with taking into account the passport accuracy of gas analyzer”, *Internal combustion engines*, № 1, pp. 49–62, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.09. 34. Kondratenko O.M., Chernobay G.O., Derkach Ju.F., Kovalenko S.A. (2019), “Features of determination of the efficiency of devices for improvement of ecological safety level of vehicles with reciprocating ICE exploitation”, *Internal combustion engines*, № 2, pp. 36–44, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.07.

Received to the editorial office 10.06.2020

**Kondratenko Olexandr Mykolayovych** – Cand. Sci.(Tech.), Assoc.Prof., Assoc.Prof. of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-9687-0454, Scopus ID: 57144373800, ResearcherID: D-7346-2018, Google Scholar ID: 0IbJMCAAJA.

**Koloskov Volodymyr Yuriyovych** – Cand. Sc.(Tech), Assoc.Prof., Head of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine. e-mail: koloskov\_v@ukr.net, ORCID ID: 0000-0002-9844-1845; Scopus ID: 57203686820, ResearcherID: Q-9847-2018, Google Scholar ID: gP6w7a8AAAAJ.

**Derkach Yuriy Fedorovych** – Cand. Sc.(Phys.-Math.), Senior Researcher, Lecturer of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine. e-mail: dyf1935@gmail.com, ORCID ID: 0000-0003-2638-8907; Google Scholar ID: uDK1tN0AAAAJ.

**Kovalenko Svitlana Andriivna** – Master Sc., Lecturer of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine. e-mail: pro100sveta.kovalenko@gmail.com, ORCID ID: 0000-0003-2323-0856; Google Scholar ID: ZPgjdZsAAAAJ.

## КРИТЕРІАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРШНЕВОГО ДВЗ ЕНЕРГОУСТАНОВОК З ВРАХУВАННЯМ ВИКИДІВ ОКСИДІВ СІРКИ

*Кондратенко О. М., Колосков В. Ю., Деркач Ю. Ф., Коваленко С. А.*

В даному дослідженні вдосконалено методику розрахунку і математичний апарат для оцінки значень комплексного паливно-екологічного критерію проф. Ігоря Парсаданова шляхом врахування годинних масових викидів оксидів сірки з потоком відпрацьованих газів поршневого ДВЗ як токсичного поллютанта. Метою дослідження є отримання величин комплексного паливно-екологічного критерію, які характеризують рівень екологічної безпеки процесу експлуатації дизельних двигунів з урахуванням викидів оксидів сірки як токсичного поллютанту. Випробувальний цикл European Steady Cycle (відповідно до Правил ЄЕК ООН № 49) використовувався в якості моделі експлуатації. Отримано набір вихідних даних для розрахункового критеріального оцінювання рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергоустановок з поршневим ДВЗ на прикладі автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за результатами обробки даних стендових моторних випробувань. Розрахункова оцінка значень зазначеного критерію проводилася з урахуванням викидів оксидів сірки. Виявлено, що значення паливно-екологічного критерію для базового варіанту з урахуванням викидів оксидів сірки, тобто з урахуванням значень вмісту сірки в моторних паливах і оливах та втрати оливи на чад, характерних для дизеля 2Ч10,5/12, відрізняється для варіанту, який не враховує цей фактор екологічної безпеки, в середньому на 6,6 %. Для варіанту, який враховує сучасні вимоги до вмісту сірки в технічних рідинах і технічному рівню сучасного поршневого ДВЗ, ця різниця становить 0,5 %. Виявлені залежності описано формулами методом найменших квадратів. Наукова новизна отриманих результатів у тому, що отримав подальшого розвитку підхід проф. Ігоря Парсаданова щодо критеріїв оцінювання паливно-екологічної ефективності процесу експлуатації автотракторних дизельних двигунів як частини енергоустановки з урахуванням масових годинних викидів оксидів сірки з потоком відпрацьованих газів поршневого ДВЗ як токсичного поллютанту, а також методика визначення таких викидів та їх вагомості у напрямку застосування цього математичного апарату для стандартизованих стаціонарних випробувальних циклів.

**Ключові слова:** технології захисту навколишнього середовища, екологічна безпека, енергетичні установки, двигуни внутрішнього згорання, викид оксидів сірки, поллютанти.

**КРИТЕРИАЛЬНОЕ ОЦЕНИВАНИЕ ТОПЛИВО-ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС ЭНЕРГОУСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ СЕРЫ**

*Кондратенко А. Н., Колосков В. Ю., Деркач Ю. Ф., Коваленко С. А.*

В данном исследовании усовершенствованы методика расчета и математический аппарат для оценки значений комплексного топливно-экологического критерия проф. Игоря Парсаданова путем учета часовых массовых выбросов оксидов серы с потоком отработавших газов поршневого ДВС как токсичного поллютанта. Целью исследования является получение величин комплексного топливно-экологического критерия, характеризующих уровень экологической безопасности процесса эксплуатации дизельных двигателей с учетом выбросов оксидов серы как токсичного поллютанта. Испытательный цикл European Steady Cycle (в соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 49) использовался в качестве модели эксплуатации. Получен набор исходных данных для расчетной критериальной оценки уровня экологической безопасности процесса эксплуатации энергоустановок с поршневым ДВС на примере автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 по результатам обработки данных стендовых моторных испытаний. Расчетная оценка значений указанного критерия проводилась с учетом выбросов оксидов серы. Выявлено, что значение топливно-экологического критерия для базового варианта с учетом выбросов оксидов серы, т.е. с учетом значений содержания серы в моторных топливах и маслах и расхода масла на угар, характерных для дизеля 2Ч10,5/12, отличается для варианта, который не учитывает этот фактор экологической безопасности, в среднем на 6,6 %. Для варианта, который учитывает современные требования к содержанию серы в технических жидкостях и техническому уровню современного поршневого ДВС, эта разница составляет 0,5 %. Выявленные зависимости описаны формулами методом наименьших квадратов. Научная новизна полученных результатов заключается в том, что получил дальнейшее развитие подход проф. Игоря Парсаданова к критериальному оцениванию топливно-экологической эффективности процесса эксплуатации автотракторных дизельных двигателей как части энергоустановки с учетом массовых часовых выбросов оксидов серы с потоком отработавших газов поршневого ДВС как токсичного поллютанта, а также в разработке методики определения таких выбросов и их весомости в направлении применения этого математического аппарата для стандартизированных стационарных испытательных циклов.

**Ключевые слова:** технологии защиты окружающей среды, экологическая безопасность, энергетические установки, двигатели внутреннего сгорания, выброс оксидов серы, поллютанты.

А.А. Лисовал

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПРИМЕНЕНИЮ СМЕСИ БИОГАЗА И МЕТАНА В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

*Выполнен анализ научных работ за последние десять лет по направлению создания в Украине газовых ДВС, работающих на природном газе, биогазе или подобных низкокалорийных топливах. Задачи работы – обобщить результаты исследований применения модельного газа в газовом ДВС, работающем на привод электростанции, разработать рекомендации по добавкам биогаза к природному газу в зависимости от нагрузки электростанции для создания алгоритма управления подачей топлива. Упростить трудоёмкость экспериментальных работ можно с помощью модельного газа – смеси природного и углекислого газов. В статье приведены рекомендации по настройке системы питания и автоматического регулирования газового двигателя, работающего на смеси природного газа (метана) и биогаза. Для решения поставленных задач были проведены исследования на газoeлектрической установке с номинальной мощностью 30 кВт. Изначально установка была оснащена 8-ми цилиндровым бензиновым двигателем с искровым зажиганием и электрогенератором. Базовый ДВС был конвертирован в чисто газовый со степенью сжатия 8,5. При физическом моделировании добавок биогаза к природному газу в модельном газе увеличивали объёмную долю углекислого газа до 30 % в зависимости от внешней нагрузки. Расчётным путём определили аналогичное соотношение сжатого природного газа и добавки биогаза. Для расчёта приняли, что в сжатом природного газа содержится 90...95 % метана, а в биогазе 60 % метана и 40 % углекислого газа. Подтверждена возможность применения в поршневых ДВС с искровым зажиганием биогаза с содержанием 60 % метана как добавки к природному газу. Установлено, что с уменьшением нагрузки доля биогаза может увеличиваться и замещать до 85 % природного газа. При работе на добавках биогаза определены значения концентраций углеводородов и остаточного кислорода в отработавших газах для контроля настройки газового оборудования ДВС. В условиях эксплуатации для электростанции выбрано три режима проверки: холостой ход, 50 % нагрузки, номинальный режим. Результаты исследований могут служить основой для создания алгоритма управления подачей добавки биогаза к природному газу в зависимости от изменения нагрузки.*

**Ключевые слова:** двигатели внутреннего сгорания; газовые поршневые двигатели; метан; модельный газ; регулирование состава газового топлива.

### Введение

Начиная с 80-х годов прошлого столетия, применение малых электростанций на местном региональном уровне стремительно увеличивается. Лидерами в процессах развития малой энергетики являются европейские страны. Вклад малых электростанций в производство электрической и тепловой энергии постоянно растёт [1]. И это не просто электростанции, а когенерационные установки.

Самым распространённым источником для выработки энергии в таких когенерационных установках является дизель, а сейчас конкуренцию ему составляет газовый двигатель внутреннего сгорания.

В современных когенерационных установках на основе поршневых двигателей коэффициент использования теплоты от сгорания топлива может достигать 85...90 % [2, 3]. Экономия топлива при выработке энергии может достигать 40 % в сравнении с раздельным производством аналогичного количества электроэнергии и тепловой энергии (в котельной) [3].

Сегодня актуальным вопросом для Украины является применение мобильных энергетических установок с генерацией электрической, тепловой энергии, а летом и холода. Потребителями таких энергоустановок являются агропромышленные и

жилищно-коммунальные комплексы, государственная служба по чрезвычайным ситуациям, оборонные предприятия и др. Для мощностей 3...300 кВт наиболее часто в качестве привода электрогенератора применяют автотракторные ДВС. Такие ДВС конвертируют для работы на газовых топливах и оборудуют когенерационным контуром и электрогенератором или ещё абсорбционным термическим трансформатором при полигенерации (для преобразования тепла в холод) [4].

В когенерационных установках можно использовать альтернативные газовые топлива. К их числу в Украине, прежде всего, относят биогаз и шахтный газ.

В статье приведены рекомендации по настройке системы питания и автоматического регулирования газового двигателя, работающего на смеси природного газа (метана) и биогаза.

Использование биогаза как моторного топлива известно давно. Производство биогаза осуществляется в результате процесса брожения отходов биологической деятельности человека, животных в специальных химических реакторах или в результате разложения органических отходов на мусорных полигонах. В зависимости от природы сырья состав биогаза разный и, соответственно, калорийность топлива будет тоже разной. Принято считать,

что биогаз – низкокалорийное топливо, состоит из таких основных компонентов: 50...80 % метана, 25...50% углекислого газа, 1...5 % водорода и 0,3...3 % азота [5].

Применение биогаза в качестве моторного топлива, безусловно, расширяет ассортимент газовых топлив, однако, использование низкокалорийных газовых топлив возможно только при определённой концентрации в нём горючей (метановой) составляющей или принудительным увеличением количества горючих компонентов – обогащением. Выполнять последние условия должна автоматическая система регулирования подачи газового топлива.

#### Анализ публикаций и задачи исследования

Сотрудники кафедры «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ) и Института газа НАН Украины (ИГ НАНУ) с 2000 г. работают над созданием и исследованием когенерационных установок с мощностью привода 20...200 кВт и систем автоматического регулирования для таких установок. Разработано методику расчёта когенерационного оборудования на основе теории теплового баланса поршневого ДВС [6]. В ИГ НАНУ накоплен большой опыт по созданию когенерационных установок и газовых двигателей, систем автоматики для их работы. Кроме отечественных двигателей, была осуществлена конвертация транспортных дизелей MAN, Perkins, Doosan в газовые ДВС.

Выполнен анализ научных публикаций за последние 10 лет по направлению создания в Украине газовых ДВС, работающих на природном газе, биогазе или подобных низкокалорийных топливах.

В ХНАДУ автотракторный дизель 6Ч13/14 был конвертирован в газовый двигатель. Для работы на природном газе степень сжатия уменьшена до 11,8, разработана система зажигания с более интенсивным искрообразованием. Стендовые испытания подтвердили устойчивую работу газового ДВС на обеднённых смесях при  $\alpha = 1,4...1,6$ . Предложена система подачи газа с электронным управлением, апробирована методика определения расхода газового топлива [7].

В НТУ «ХПИ» проведены комплексные теоретические и экспериментальные исследования по применению низкокалорийного газа в газовых ДВС, конвертированных с транспортных дизелей модели Д100. Рассматривалась возможность использования таких конвертированных двигателей в качестве привода электростанций мощностью 1100...2500 кВт [8]. Основной особенностью конвертации является применение форкамерно-факельного процесса сгорания газового топлива.

Этот процесс применяют многие ведущие моторостроительные фирмы. Для обеспечения номинальной мощности были предложены конструктивные мероприятия, которые увеличивают цикловую подачу низкокалорийного топлива.

Наиболее близкими к тематике статьи являются результаты исследований по добавке синтез-газа к бензину и этанолу, проведенные в НУК им. Макарова [9, 10]. Теоретические и экспериментальные исследования проведены для широкого диапазона состава смеси  $\alpha = 1,0...2,2$  при разных добавках синтез-газа. Проведены исследования рабочего процесса, токсичности выбросов отработавших газов. Стендовые испытания были выполнены на двигателях 2Ч7,2/6 и 4Ч10,16/9,1 с искровым зажиганием. Авторами установлено, что к основному топливу можно добавлять до 65 % синтез-газа.

Однако отметим, что при производстве синтез-газа на борту транспортного средства, его физико-химические свойства более близки к нефтяному газу (пропан-бутану).

В ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАНУ провели теоретические исследования по применению биогаза как добавки к природному газу в поршневых ДВС [11]. Авторы статьи при исследовании рабочего процесса газового ДВС прогнозируют не только энергетические, топливно-экономические показатели, но и токсичность по компонентам отработавших газов транспортного дизеля при разном процентном соотношении метан-биогаз. Прогнозирование на математических моделях представляет возможность исследователям и разработчикам сократить дорогостоящие и трудоёмкие экспериментальные работы.

Упростить трудоёмкость экспериментальных работ можно с помощью модельного газа. Исследователи в работе [1] моделировали биогаз, смешивая природный газ и углекислый. При увеличении доли  $\text{CO}_2$  в модельном газе уменьшаются концентрации выбросов  $\text{NO}_x$  в отработавших газах. При увеличении доли  $\text{CO}_2$  в модельном газе до 30 % и далее, увеличиваются концентрации выбросов  $\text{CO}$ . Дальнейший рост  $\text{CO}_2$  в модельном газе до 40 % приводит к увеличению выбросов углеводородов в отработавших газах ДВС.

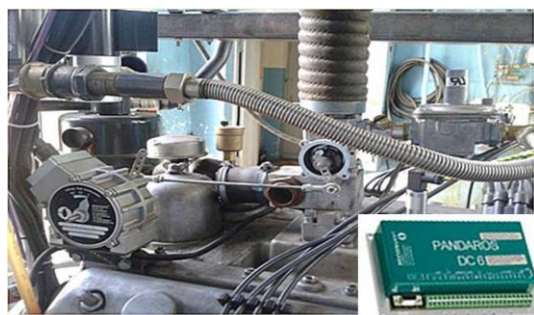
**Задачи работы** – обобщить результаты исследований применения модельного газа в газовом ДВС, работающем на привод электростанции, и разработать рекомендации по добавкам биогаза к природному газу в зависимости от нагрузки электростанции для создания алгоритма управления подачей топлива.

**Результаты стендовых испытаний газового ДВС с применением модельного газа**

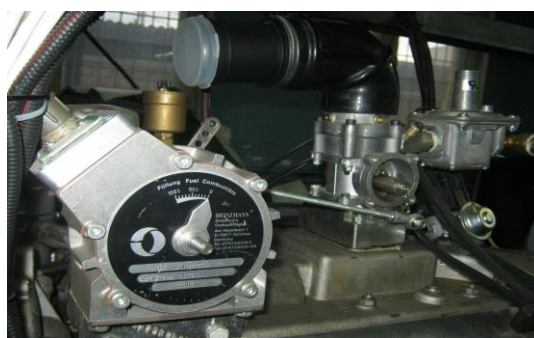
Для решения поставленных задач ранее в ИГ НАНУ были проведены исследования на газотрихической установке с номинальной мощностью 30 кВт. Изначально установка была оснащена бензиновым двигателем 8Ч10/8,8 с искровым зажиганием и электрогенератором ДГФ82-4Б. Базовый ДВС был конвертирован в чисто газовый ( $\epsilon = 8,5$ ).

Система подачи газового топлива состоит из линии подачи непосредственно газового топлива и аварийного отсечного контура. В аварийном отсечном контуре установлен электромагнитный клапан, который срабатывает при наличии избыточного давления в линии подачи газового топлива. При отсутствии газового топлива автоматически перекрывается вся общая подающая газовая магистраль к двигателю.

Общий вид разработанной системы дозирования газового топлива показан на рис. 1.



а)



б)

Рис. 1. Фото системы подачи газового топлива: а) общий вид системы дозирования с микропроцессорным блоком управления; б) привод дроссельной заслонки газового смесителя

Регулировка и дозирование газовой смеси осуществляется с помощью дроссельной заслонки, которая установлена в специальном газовом смесителе. Привод дроссельной заслонки газового смесителя осуществляет исполнительный орган StG 2010–SV (крайний левый узел на рис. 1) с электронным управлением от блока Pandaros фир-

мы HEINZMANN.

В газовый смеситель поступает атмосферный воздух после очистки и газовое топливо из редуктора (клапана) нулевого давления (крайний правый узел на рис.1, б). Редуктор нулевого давления стабилизирует давление газового топлива на входе в газовый смеситель. После некоторой доработки конструкции в камере нулевого редуктора происходило смешивание природного и углекислого газов, т.е. формировался модельный газ.

Особенностью микропроцессорного блока Pandaros является последовательное соединение пропорционального регулятора частоты вращения коленчатого вала газового ДВС и ПИД-регулятора исполнительного органа, кинематически связанного с дроссельной заслонкой. Исполнительный орган StG 2010–SV оборудован обратной связью по положению выходного поворотного вала, который связан с дроссельной заслонкой, и имеет ограничение по величине максимального тока управления.

Пропорциональный регулятор был настроен на поддержание частоты вращения привода электрогенератора 1500 мин<sup>-1</sup> со степенью неравномерности 0,3 %.

Настройку параметров ПИД-регулятора произвели на метане в режиме холостого хода с последующей проверкой в динамике при «мгновенном» сбросе-набросе 100 %. Нагрузка задавалась реостатами. Индивидуальную настройку ПИД-регулятора закончили выбором двух корректирующих коэффициентов, учитывающих температурный режим ДВС и характеристику изменения нагрузки. Критериями настройки были устойчивость работы ДВС, минимальная длительность переходного процесса и не больше одного перерегулирования. При работе на модельном газе настройки регулятора не менялись.

Кроме исследований переходных процессов при работе на природном и модельном газе, было выполнено индицирование газового ДВС на установившихся режимах при различных углах опережения зажигания и составах газовой смеси [12].

Для физического моделирования добавок биогаза к природному газу в модельном газе увеличивали объёмную долю углекислого газа до 30 % в зависимости от внешней нагрузки. Расчётным путём определили аналогичное соотношение сжатого природного газа (СПГ) и добавки биогаза. Для расчёта приняли, что в СПГ содержится 90...95 % метана, а в биогазе 60 % метана и 40 % углекислого газа.

В табл. 1 приведены результаты стендовых испытаний применения модельного газа на газовом

двигателе 8Ч10/8,8, працюючого на привод електрогенератора. Расчётные величини в табл. 1 можна розглядати як рекомендації по додавці біогазу к СПГ в газовом ДВС електростанції малої потужності.

Таблиця 1. Рекомендації по додавці біогазу в газовий ДВС електростанції малої потужності

Внешняя нагрузка, %	Соотношение СПГ / Биогаз	Содержание метана в смеси, %
0...10	15 / 85	63...66
10...40	25 / 75	66...72
40...70	40 / 60	72...78
70...90	65 / 35	78...83
90...100	80 / 20	83...90
100...110	100 / 0	90...95

Результаты исследований могут служить основой для создания алгоритма управления подачей смеси биогаза и природного газа в зависимости от изменения нагрузки.

#### Рекомендации по контролю настройки газовой аппаратуры в условиях эксплуатации

Кроме индицирования рабочего процесса и исследований переходных режимов, проведен газовой анализ отработавших газов на разных нагрузках. Анализ проводили при заборе проб отработавших газов до каталитического нейтрализатора и после него. Такие исследования выполнены и при работе газового ДВС на СПГ, и при работе на модельном газе. Концентрации вредных веществ определялись на японском газоанализирующем комплексе МЕХА в ГП «ГосавтотрансНИИпроект». Предварительно пробы отработавших газов были отобраны с специальные термические мешки.

Результаты газового анализа отработавших газов при работе на модельном газе представлены в данной статье для контроля в условиях эксплуатации правильной настройки газового оборудования двигателя.

Для подтверждения правильности настройки газового оборудования выбрано три эксплуатационных режима электростанции: холостой ход, 50 % нагрузки, номинальный режим.

Значения концентраций СО в отработавших газах были очень маленькие, а значения СО<sub>2</sub> изменялись при настройке на незначительную величину. Установлено, что наиболее информативными и доступными для применения в условиях эксплуатации являются значения концентраций углеводородов и остаточного кислорода в отработавших газах, измеренные до каталитического нейтрали-

тора.

Рекомендуемые значения концентраций углеводородов и О<sub>2</sub> для проверки настройки газовой аппаратуры при работе на добавках биогазу к СПГ приведены в табл. 2 и 3.

Таблиця 2. Концентрації вуглеводородів при додавці біогазу в газовий ДВС електростанції

Режим работы	Углеводороды, млн <sup>-1</sup>	
	по гексану	по метану
холостой ход	до 2400	до 1500
50 % нагрузки	до 1800	до 1400
номинальный режим	до 2400	до 2000

Таблиця 3. Концентрації О<sub>2</sub> і NO<sub>x</sub> при додавці біогазу в газовий ДВС електростанції

Режим работы	О <sub>2</sub> , %	NO <sub>x</sub> , млн <sup>-1</sup>
холостой ход	4...5	до 15
50 % нагрузки	4...8	до 450
номинальный режим	2...4	до 1000

Приведенные в табл. 3 значения выбросов NO<sub>x</sub> тоже можно использовать для контроля настройки газовой аппаратуры, но для этого потребуются соответствующий газоанализатор на определение NO<sub>x</sub>. Приведенные значения NO<sub>x</sub> подтверждают вывод авторов работы [1], что с увеличением добавки СО<sub>2</sub> в модельном газе концентрация NO<sub>x</sub> в отработавших газах уменьшается.

#### Заключение

Анализ публикаций показал необходимость принятия в Украине регламентов на состав и степень очистки биогаза. Такие стандарты действуют в странах ЕС. В Норвегии и Дании произведенный биогаз очищается до содержания 95 % метана и может подаваться в общую транспортную магистраль природного газа.

Проведены стендовые исследования газового двигателя на модельном газе. Подтверждена возможность применения в поршневых ДВС с искровым зажиганием биогаза с содержанием 60 % метана как добавки к природному газу. С уменьшением нагрузки доля биогаза может увеличиваться и замещать до 85 % природного газа.

При работе на добавках биогаза определены значения концентраций углеводородов и остаточного кислорода в отработавших газах для контроля настройки газового оборудования ДВС в условиях эксплуатации. Для электростанций выбрано три режима проверки: холостой ход, 50 % нагрузки,

номинальный режим.

Обобщённые результаты исследования применения модельного газа в ДВС позволяют продолжить работы по усовершенствованию автоматической системы подачи смесового газового топлива.

**Список литературы:**

1. Клименко В.Н., Мазур А.И., Сабашук П.П. Когенерационные системы с тепловыми двигателями. Справочное пособие. Часть 1. Общие вопросы когенерационных технологий // К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины. – 2008. – 559 с. 2. Першин С. А. Оптимизация параметров когенерационной установки // Новый университет: серия "технические науки". – 2016. – № 5-6. – С. 77–90. 3. Разуваев А. В. Целесообразность применения систем утилизации тепла ДВС // Турбины и дизели. – 2010. – № 1. – С. 48-50. 4. Вербовский В.С. Особенности предпускового прогрева стационарного газового двигателя с использованием теплового аккумулятора с фазовым переходом / В.С. Вербовский, Г.В. Грицук, Д.С. Адров, З.Г. Краснокутська // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 85 – 90. 5. Девяннин С.Н. Биогаз – альтернативное топливо для дизелей / С.Н. Девяннин, В.Л. Чумаков, В.А. Марков // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 2(26). – С. 68 – 73. 6. Долганов К.С. Система живления для переобладнання дизеля в газовий двигун / К.С. Долганов, А.А. Лисовал, О.І. П'ятичико, Ю.П. Майфет. // Вісник НТУ-ТАУ. – 2002. – Вип. №7. – С. 295 – 299. 7. Врублевский А.Н. Определение цикловой подачи газового топлива с электронным управлением топливоподачи / А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подляцук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 33 – 37. 8. Марченко А.П. Забезпечення номінальної потужності стаціонарного газового двигуна при використанні низькокалорійних газових палив / А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №1. – С. 15 – 33. 9. Тимошевский Б.Г. Характеристики процесса сгорания двигателя 2СН7,2/6 с добавками до 65 % синтез-газа к бензину / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.С. Познанский, А.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №1. – С. 33 – 37. 10. Ткач М.Р. Підвищення ефективності ДВЗ малотоннажних суден застосуванням добавок синтез-газу / М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський, А.Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – №2. – С. 3 – 6. DOI: 10.20998/0419-87192018.2.01. 11. Бганцев В.М. Розрахункове визначення впливу складу біогазу на характеристики транспортного двигуна / В.М. Бганцев, А.М. Левтеров, Н.Ю. Гладкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – №1. – С. 7 – 14. DOI: 10.20998/0419-87192018.1.02. 12. Лисовал А.А. Исследование работы газового двигателя на топливах с разным со-

держанием углекислого газа / А.А. Лисовал, М.Е. Нижник, Ю.А. Свистун // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 8 – 14.

**Bibliography (transliterated):**

1. Klimentko V.N., Mazur A.I., Sabashuk P.P. (2008), "Cogeneration systems with heat engines. Reference manual. Part 1. General issues of cogeneration technologies", ["Kogeneratsionnyye sistemy s teplovymi dvigatelyami. Spravochnoye posobiye. Chast' 1. Obshchiye voprosy kogeneratsionnykh tekhnologiy"], "IPITS ALKON NAN Ukrainy", Kiev, 559 p. 2. Pershin S.A. (2016), "Optimization of parameters of a cogeneration plant", ["Optimizatsiya parametrov kogeneratsionnoy ustanovki"], New University: a series of "technical sciences". No.5-6, pp.77-90. 3. Razuvaev A.V. (2010), "The feasibility of using heat recovery systems for internal combustion engines", ["Tselesoobraznost' primeneniya sistem utilizatsii tepla DVS"], Turbines and diesel engines. No.1, pp.48-50. 4. Verbovskiy V.S., Gritskuk I.V., Adrov D.S., Krasnokutska Z.I. (2014), "Peculiarities of the pre-start heating of a stationary gas engine with heat accumulators in the vicinity of the phase transition", ["Osoblyvosti predpuskovoho prohrivu statsionarnoho hazovoho dvyhuna z vykorystanniam teploвого akumulyatora z fazovym perekhodom"], Internal combustion engines. No.2, pp.85-90. 5. Devyanin S.N., Chumakov V.L., Markov V.A. (2012), "Biogas - alternative fuel for diesel engines", ["Biogaz - al'ternativnoye toplivo dlya dizeley"], Transport on alternative fuel. No.2(26), pp.68-73. 6. Dolganov K.Ye., Lisoval A.A., Pyamyshko O.I., Mayfet Yu.P. (2002), "Power system for converting a diesel engine into a gas engine", ["Systema zhyvlennya dlya pereobladnannya dyzelya v hazovyy dvyhun"], Bulletin of NTU-TAU. Vol. 7, pp.295-299. 7. Vrublevskiy A.N., Dzyubenko A.A., Lipinsky M.S., Kuzmenko A.P., Podlyashchuk S.O. (2014), "Determination of cyclic supply of gas fuel with electronic control of fuel supply", ["Osoblyvosti predpuskovoho prohrivu statsionarnoho hazovoho dvyhuna z vykorystanniam teploвого akumulyatora z fazovym perekhodom"], Internal combustion engines. No.2, pp.33-37. 8. Marchenko A.P., Osetrov O.O., Kravchenko S.S. (2015), "Ensuring the nominal power of a stationary gas engine when using low-calorie gas fuels", ["Zabezpechennya nominal'noyi potuzhnosti statsionarnoho hazovoho dvyhuna pry vykorystanni nyz'kokaloriynykh hazovykh palyv"], Internal combustion engines. No.1, pp.15-33. 9. Timoshevskiy B.G., Tkach M.R., Poznansky A.S., Mitrofanov A.S., Proskurin A.Yu. (2015), "Characteristics of the combustion process of a 2CH7.2/6 engine with additives up to 65 % synthesis gas to gasoline", ["Kharakteristiki protsessa sgoraniya dvygatelya 2CH7,2/6 s dobavkami do 65 % sintez-gaza k benzynu"], Internal combustion engines. No.1, pp.33-37. 10. Tkach M.R., Timoshevskiy B.G., Mitrofanov A.S., Poznansky A.S., Proskurin A.Yu. (2018), "Improving the efficiency of internal combustion engines of low-tonnage vessels by using synthesis gas additives", ["Pidvyshchennya efektyvnosti DVZ malotonnazhnykh suden zastosuivanniam dobavok sintez-hazu"], Internal combustion engines. No.2, pp.3-6. DOI: 10.20998/0419-87192018.2.01. 11. Bgantsev V.M., Levterov A.M., Gladkova N.Yu. (2018), "Calculation of the influence of biogas composition on the characteristics of the transport engine", ["Rozrakhunkove vyznachennya vplyvu skladu biohazu na kharakterystyky transportnogo dvyhuna"], Internal combustion engines. No.1, pp.7-14. DOI: 10.20998/0419-87192018.1.02. 12. Lisoval A.A., Nizhnik M.E., Svistun Yu.A. (2014), "Tastes of the gas engine on fuels with different carbon dioxide contents", ["Issledovaniya raboty gazovogo dvygatelya na toplivakh s raznym soderzhaniyem uglekislogo gaza"], Internal combustion engines. No.2, pp.8-14.

Поступила в редакцию 29.06.2020 г.

Лисовал Анатолий Анатольевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: [li-dvz@bigmir.net](mailto:li-dvz@bigmir.net). [https:// orcid.org/0000-0001-6168-4010](https://orcid.org/0000-0001-6168-4010)

**РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАСТОСУВАННЯ СУМІШІ БІОГАЗУ ТА МЕТАНУ В ГАЗОВОМУ ДВИГУНІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ**

А.А. Лисовал

Виконано аналіз наукових робіт за останні десять років у напрямі створення в Україні газових ДВЗ, які працюють на природньому газі, біогазі або подібних низькокалорійних паливах. Завдання роботи – узагальнити результати дослі-

джен застосування модельного газу в газовому ДВЗ, що працює на привід електростанції, розробити рекомендації щодо добавок біогазу до природного газу в залежності від навантаження електростанції для створення алгоритму управління подачею палива. Спростити трудомісткість експериментальних робіт можна за допомогою модельного газу – суміші природного і вуглекислого газів. У статті наведені рекомендації з налаштування системи живлення і автоматичного регулювання газового двигуна, що працює на суміші природного газу (метану) і біогазу. Для вирішення поставлених завдань були проведені дослідження на газоелектричній установці з номінальною потужністю 30 кВт. Спочатку установка була оснащена 8-ми циліндровим бензиновим двигуном з іскровим запалюванням і електрогенератором. Базовий ДВЗ був конвертований в суто газовий зі ступенем стискання 8,5. Для фізичного моделювання добавок біогазу до природного газу в модельному газі збільшували об'ємну частку вуглекислого газу до 30 % в залежності від зовнішнього навантаження. Розрахунковим шляхом визначили аналогічне співвідношення стисненого природного газу (СПГ) і добавки біогазу. Для розрахунку прийняли, що в СПГ міститься 90 ... 95 % метану, а в біогазі 60 % метану і 40 % вуглекислого газу. Підтверджено можливість застосування в поршневих ДВЗ з іскровим запалюванням біогазу з вмістом 60 % метану як добавки до природного газу. Встановлено, що зі зменшенням навантаження частка біогазу може збільшуватися і заміщувати до 85 % природного газу. За роботи на добавках біогазу визначені значення концентрацій вуглеводнів та залишкового кисню у відпрацьованих газах для контролю настройки газового обладнання ДВЗ. В умовах експлуатації для електростанції вибрано три режими перевірки: холостий хід, 50 % навантаження, номінальний режим. Результати досліджень можуть служити основою для створення алгоритму управління подачею добавки біогазу до природного газу в залежності від зміни навантаження.

**Ключові слова:** двигуни внутрішнього згорання; газові поршневі двигуни; метан; модельний газ; регулювання складу газового палива.

## RESULTS OF RESEARCH FOR THE USE OF THE BIOGAS AND METHANE MIXTURE IN A GAS POWER PLANT ENGINE

*A.A. Lisoval*

The analysis of scientific publications over the past ten years in the line of creating gas ICEs in Ukraine, operating on natural gas, biogas or similar low-calorie fuels has been carried out. The objectives of the work are to summarize the results of studies on the use of model gas in a gas internal combustion engine operating as a power plant drive, to develop recommendations on biogas additives to natural gas depending on the power plant load, and to develop a fuel supply control algorithm. It is possible to simplify labor intensity of experimental work with the help of model gas - a mixture of natural and carbon dioxide. The article provides recommendations on setting up the power system and automatic regulation of a gas engine running on a mixture of natural gas (methane) and biogas. To solve the tasks, research was carried out on a gas-electric plant with a rated capacity of 30 kW. The unit was originally equipped with a spark-ignited 8-cylinder petrol engine and an electric generator. The base ICE was converted to pure gas engine with a compression ratio of 8.5. In the physical modeling of biogas to natural gas additives in the model gas, the volume fraction of carbon dioxide was increased to 30 % depending on the external load. By calculation, we determined a similar ratio of compressed natural gas and biogas additives. For the calculation, it was assumed that compressed natural gas contains 90...95 % of methane, and biogas 60 % of methane and 40% of carbon dioxide. The possibility of using biogas with 60 % methane as an additive to natural gas in piston ICEs with spark ignition has been confirmed. It was found that with a decrease in load, the share of biogas can increase and replace up to 85% of natural gas. When working on biogas additives, the values of the concentrations of hydrocarbons and residual oxygen in the exhaust gases were determined to control the setting of the gas equipment of the internal combustion engine. Under operating conditions, three test modes have been selected for the power plant: idle, 50 % load, rated mode. The research results can serve as the basis for creating a control algorithm for the supply of biogas additives to natural gas, depending on load changes.

**Key words:** internal combustion engine; gas piston engines; methane, model gas; gas composition regulation.



О.В. Грицюк, Д.В. Левченко

## ОСОБЛИВОСТІ УЯВЛЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ЯК НЕЗАЛЕЖНОГО ФАКТОРУ ВПЛИВУ НА ЙОГО ПУСКОВІ ЯКОСТІ

Представлена оригінальна методика дослідження пуску високообертового малолітражного дизеля (ВМД) з урахуванням зміни мінімальної температури холодного пуску без застосування кліматичної камери. В даній роботі розглядається момент опору прокручуванню колінчастого валу електростартером під час холодного пуску дизельного двигуна. Надана характеристика, числові значення та вплив на якість процесу пуску фактору середнього зведеного до колінчастого вала моменту опору прокручуванню колінчастого вала електростартером. Представлено опис лабораторного стенду для дослідження пускових якостей ВМД в умовах закладу вищої освіти. Наведено склад інформаційно-вимірювальної системи для визначення параметрів, що висвітлені в дослідженні. Практично показано, що фактор еквівалентної температури холодного пуску може бути представлений в якості відповідного моменту опору прокручуванню колінчастого вала при резульованому навантаженні на колінчастому валу дизеля під час холодного пуску. Визначені значення коефіцієнтів наведеної емпіричної залежності для досліджуваного ВМД серії 4ДТНА. Позначено, що для визначення моменту опору двигуна використана класична методика тарованого стартера, що полягає у визначенні моменту на валу електростартера під час прокручування колінчастого вала, який певним чином співвідноситься із моментом на колінчастому валу. Визначені регресійні залежності в'язкісно-температурних характеристик еталонних моторних масел в діапазоні пускових температур та емпірична залежність моменту опору досліджуваного двигуна від кінематичної в'язкості масла. В результаті створено таблицю еквівалентних температур холодного пуску при використанні змінних навантажень під час пуску ВМД. На основі результатів експерименту наведені теоретично розраховані значення еквівалентних температур холодного пуску для інших масел, які застосовуються при експлуатації ВМД. Уточнений діапазон варіювання фактору еквівалентної температури холодного пуску для подальшого багатофакторного дослідження процесу пуску ВМД, що прийматиме значення 0 °С, 5 °С і 10 °С.

**Ключові слова:** момент опору прокручуванню КВ; холодний пуск дизеля; еквівалентна температура холодного пуску; прокручування колінчастого вала; пуск навантаженого дизеля.

### Вступ

Постановка задачі дослідження пускових якостей автомобільного високообертового малолітражного дизеля (ВМД), як багатофакторного процесу, має відповідати на загальні питання, що висуває експлуатація автомобіля. Найбільш поширеним являється питання умов низькотемпературного холодного пуску дизеля. Яскравим показником покращення процесу холодного пуску може служити зниження мінімальної температури пуску.

В залежності від ступеня форсування, наявності штатних систем полегшення пуску (свічки розжарювання, пуск на легкозаймистих сумішах тощо), рівню зношеності і забрудненості деталей двигуна та його робочих рідин, стану елементів системи пуску проблеми пуску холодного двигуна можуть виникнути вже при 5 °С і навіть вище. Згідно [1] холодний пуск дизеля з нерозділеною камерою згорання вважається надійним, якщо його температура становить мінус 10 °С. Дослідження холодного пуску при граничних температурах традиційно вимагає використання кліматичних камер, що фактично стає перешкодою для проведення багатофакторного експерименту, присвяченого дослідженню холодного пуску. Особливість такого дослідження полягає в забезпеченні однакових умов між експериментами, що потребує чималих часових затримок на відстоювання двигуна та зна-

чних фінансових затрат на здійснення процесу його охолодження.

Одним з основних негативних впливів зниження температури оточуючого середовища на пускову характеристику дизеля є ріст в'язкості моторного масла, внаслідок чого зростає момент опору прокручуванню колінчастого вала (КВ) двигуна і, відповідно, навантаження на електростартер. В цій роботі вперше запропонований метод, що покликаний представити керований фактор навантаження на колінчастому валу від стаціонарної балансірної машини та елементів трансмісії під час прокручування КВ стартером в значенні еквівалентної температури холодного пуску.

### Огляд тематичних досліджень

Дослідження з поліпшення процесу пуску являється невід'ємним етапом підвищення експлуатаційних показників будь-якого дизельного двигуна. Тематиці холодного пуску присвячено багато наукових робіт [2, 3, 4], самостійних видань та розділів в довідниках з експлуатації дизелів [5, 6]. Розробка нових і вдосконалення існуючих методів дослідження цього напрямку і на теперішній час продовжує залишатися актуальною задачею через складність процесу пуску і вимоги пошуку простіших і дешевших методів експериментального дослідження з метою його оптимізації. Також важливою являється якісна оцінка широкого спектру впливаючих факторів при створенні сучасних ре-

комендацій щодо проведення оптимізації процесу пуску без застосування допоміжних (окрім штатних) засобів його полегшення.

Особливу цікавість наразі складає пуск дизелів зі зниженим коефіцієнтом стиснення, а саме 14...17 од. [7, 2, 8, 3]. Це пов'язано переважно із двома причинами: по-перше, згідно дослідження [9], зберігається тенденція збільшення питомої потужності малолітражних дизельних двигунів за рахунок наддуву впускного повітря [7], по-друге, з питань екології і утворення шкідливих NOx і твердих часток (РМ) у продуктах згоряння [2].

Розглядаючи існуючі складові процесу пуску ДВЗ, загально прийнятою фазою, що визначає здатність двигуна до пуску та якісно оцінює його характер, являється прокрутка КВ від стороннього джерела, з тією мінімальною частотою обертання, яка призводить до появи в циліндрі робочого процесу [5, 6]. Під час цієї фази найбільш вагомим комплексним фактором, що впливає на характеристики пуску являється момент опору прокручуванню колінчастого вала.

Згідно тематичного дослідження [10] момент опору прокручуванню КВ дизеля від електростартера складається із чотирьох доданків, з яких доля моменту рідинного тертя поверхонь циліндропоршневої групи, шийок колінчастого і газорозподільного валів, складають не менше 50% загального моменту опору. Їх доля може збільшуватись під час прокрутки холодного двигуна, коли моторне масло ще не встигло утворити достатній роздільний шар для якісного змащування поверхонь тертя.

Фаза пуску дизеля, що визначається моментом зрушення з місця і стрімкого зростання обертів КВ під дією зовнішнього зусилля, здебільшого характеризується параметрами моментів зрушення та опору прокручуванню КВ. Згідно [11] момент зрушення КВ з місця при дозволених температурах експлуатації моторного масла, що використовується, не залежить від завантаженості дизеля і в'язкості масла а повністю залежить від моменту інерції обертальних мас. А саме момент опору дизеля прокручуванню КВ, в умовах холодного пуску не завантаженого двигуна при різних температурах є значним і впливовим фактором навантаження на систему і може бути керованим фактором при дослідженні пускових якостей.

#### Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є виявлення кількісної відповідності між залежними параметрами – середнім зведеним моментом опору прокручуванню КВ та еквівалентною температурою навколишнього середовища при умові холодного пуску ВМД.

Задачею цієї роботи являється утворення таблиць відповідності параметрів середнього зведеного моменту опору прокручуванню КВ та еквівалентною температурою навколишнього середовища в умовах холодного пуску ВМД в межах можливостей, які дозволяє створити наявний стенд, для лінійки масел рекомендованих для експлуатації ВМД в залежності від температури навколишнього середовища.

#### Технологія проведення експериментального дослідження

В даній роботі вперше запропонований метод представлення параметру середнього зведеного моменту опору прокручуванню КВ (далі «момент опору двигуна»,  $M_{оп.ср.}$ ) в якості еквівалентного навантаження від впливу на моторне масло низької температури навколишнього середовища під час холодного пуску ВМД. Для проведення дослідження в лабораторії ХНАДУ створений стенд на базі наявного ВМД серії 4ДТНА (рис. 1). Дослідний дизель – чотирьохциліндровий ВМД з турбонаддувом розмірності 88/82 мм, що має двоклапаний механізм газорозподілу, розділену камеру згоряння з вихорокамерою в головці блоку і ступенем стиснення  $\epsilon = 17,5$  од.

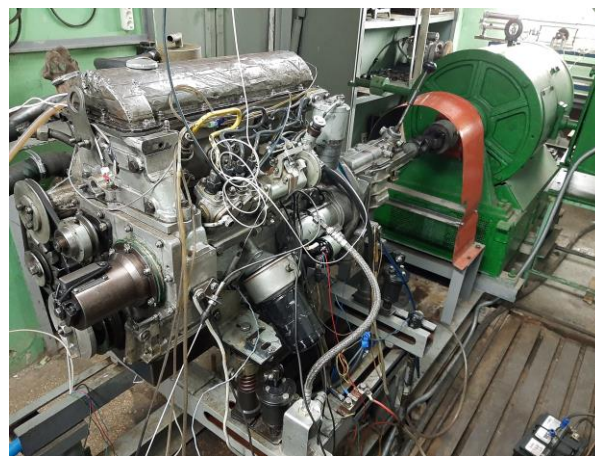


Рис. 1. Лабораторний стенд на базі ВМД серії 4ДТНА для дослідження пускових властивостей ВМД

Багатофакторне дослідження процесу холодного пуску, яке методично вже описане в [12], включає незалежний фактор моменту опору двигуна, що відтворюється зміною навантаження на КВ за рахунок кінематично з'єданого з КВ вала ротора балансирної машини через чотириступеневу коробку зміни передач (КЗП) з діапазоном передаточного відношення:

I	II	III	IV
3,5	2,26	1,45	1

Для проведення експерименту при варіюванні фактору на трьох рівнях були обрані I, II і IV передачі, що дозволяють отримати рівномірний діапазон зміни передаточного відношення.

Методика математичного планування експерименту, визначена в [12], вимагає оцінки моменту опору двигуна за рахунок проведення попереднього прокручування електростартером без подачі палива на протязі не менше 3-х секунд для досягнення необхідної для обробки рівномірності навантаження в існуючому діапазоні частот обертання. Цей параметр має за мету оцінити вплив додаткового навантаження на КВ під час холодного пуску. Однак сам процес виміру моменту опору двигуна призводить до зміни стану вузлів підвищеного тертя за рахунок прокачування масла і впливає на характер подальшого пуску. Таким чином було прийнято рішення про проведення попереднього експерименту, націленого на оцінку моментної характеристики в обраному діапазоні навантажень.

Виконуючи практичну задачу оптимізації холодного пуску для створення характеристичних таблиць щодо алгоритмів систем управління, важливо досліджувати процеси в залежності від факторів, що піддаються простому безпосередньому вимірюванню, а також використовувати для регулювання якомога менш інерційні та прості керовані фактори. Момент опору двигуна, як фактор впливу на пускові якості ВМД, являється дуже складним і знаходиться в функціональній залежності не тільки від властивостей моторного масла, а і від частоти обертання КВ та з цього погляду його використання не являється зручним. Проте, як сказано вище, він суттєво впливає на здатність ВМД до пуску, тому що визначає рівень навантаження на систему пуску двигуна.

Зниження температури навколишнього середовища нижче 5 °С призводить до різкого підвищення в'язкості моторного масла, особливо літнього та мінерального. Це призводить до підвищення енергетичних витрат на його прокачування та відносний зсув шарів масла при утворенні достатніх для цього умов. Підвищення в'язкості моторного масла являється найбільш впливовим фактором на зміну моменту опору двигуна та обмеження пускової частоти обертання.

При проведенні дослідження щодо якості пуску, інтервали між випробуваннями склали не менше 24 годин, в процесі яких дизель відстоювався при сталій температурі. Такі вимоги пов'язані з описаними вище факторами, що значним чином впливають на величину моменту опору прокручуванню КВ електростартером і далі визначають якість холодного пуску дизеля. Під час прокручуван-

ня КВ стартером, як методичного засобу оцінки моменту опору двигуна, подача палива була примусово вимкнена за допомогою важеля зупинки на регуляторі паливної апаратури.

Важливою характеристикою методики являється можливість кількісної оцінки мінімальної еквівалентної температури холодного пуску ВМД при використанні в експлуатації різних марок масел з відомими в'язкісно-температурними характеристиками (ВТХ). Таким чином, результати одного циклу випробувань щодо процесу пуску для певного конкретного моторного масла і в межах обраних параметрів, які дозволяють забезпечити лабораторний стенд, можуть бути відтворені при певних визначених температурах оточуючого середовища за рахунок заміни моторного масла.

Вибір ряду масел, рекомендованих для використання, зумовлений необхідними ВТХ за можливого діапазону роботи дизеля в діапазоні температур від мінус 15 до 100 °С. Серед сучасних напівсинтетичних та синтетичних масел за загально прийнятим маркуванням згідно класифікації стандартів SAE J300 та ГОСТ 25770-83 виділяємо 4 марки масел: 0W40, 5W40, 15W40 і M-16IXП-3, які перекривають можливий діапазон робочих температур. ВТХ обраних марок зображені на рис. 2. Масло марки 10W40, як видно з рис. 2 являється наближеним до марки 5W40 і не викликає цікавості для дослідження. Вибір конкретної марки в процесі експлуатації ВМД необхідно обґрунтовувати згідно передбачуваних умов його роботи.

Для проведення дослідження в двигун було заправлено напівсинтетичне масло марки 15W40, що являється найбільш наближеним за ВТХ до мінерального масла M-10Г<sub>2</sub>К, ГОСТ 8581-78, що зазначене в технічних умовах та керівництвах з експлуатації дизелів серії 4ДТНА. Значення високотемпературної в'язкості 40 для всіх марок масел було обрано так само як найближче до характеристики зазначеного рекомендованого масла.

Дані по в'язкісно-температурним характеристикам масла були отримані із даних випробувань хімотологічного підрозділу дослідницького центру ДП ХКБД [7], та знайдених в джерелах [14, 15] ВТХ.

При виборі нижньої температурної границі робочого діапазону використання для різних марок масел було прийнято обмеження за максимальною кінематичною в'язкістю, величина якої  $\nu \geq 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ . Це обмеження пов'язано з граничною в'язкістю масла, яка визначена для забезпечення холодного пуску ВМД [4].

Отримання експериментальних даних по в'язкості моторних масел при температурах нижче

0 °С являється дуже проблематичним. В джерелі [14] приведено такі залежності для еталонних вітчизняних масел М-8В<sub>2</sub> та М-8В<sub>2</sub>С (ТУ 38.401-58-37-92), що при температурі 0 °С мають майже ідентичні в'язкості із сучасними марками 5W та 0W. Це робить можливим отримати достовірні апроксимаційні моделі ВТХ для обраних марок масел.

Для проведення екстраполяції експериментальних характеристик ВТХ, приведених на рис. 2 масел та використання їх залежностей в подальших розрахунках із визначення еквівалентної температури холодного пуску, було проведено апроксимацію експериментальних даних. Найбільш простою залежністю із достатньою для практичного використання точністю в указаному проміжку температур

виявилася експоненціальна залежність вигляду:

$$v = B \cdot e^{C \cdot t}, \quad (1)$$

де  $B$  і  $C$  – коефіцієнти регресії;  $e$  – основа натуральних логарифмів;  $t$  – температура, °С.

Знайдені за методом найменших квадратів регресійні рівняння для відповідних масел та вигляд їх кривих зображені на рис. 2. Середні похибки апроксимації для моделей, діапазон експериментальних даних яких перекидає їх робочий діапазон в умовах холодного пуску, складають:  $\bar{A}(0W40)=6,5\%$ ,  $\bar{A}(5W40)=3,5\%$ ,  $\bar{A}(16-IXП-3)=0,7\%$ . Ця точність є достатньою, щоб провести достовірну екстраполяцію даних масла марки 15W40 за допомогою експоненціальної моделі.

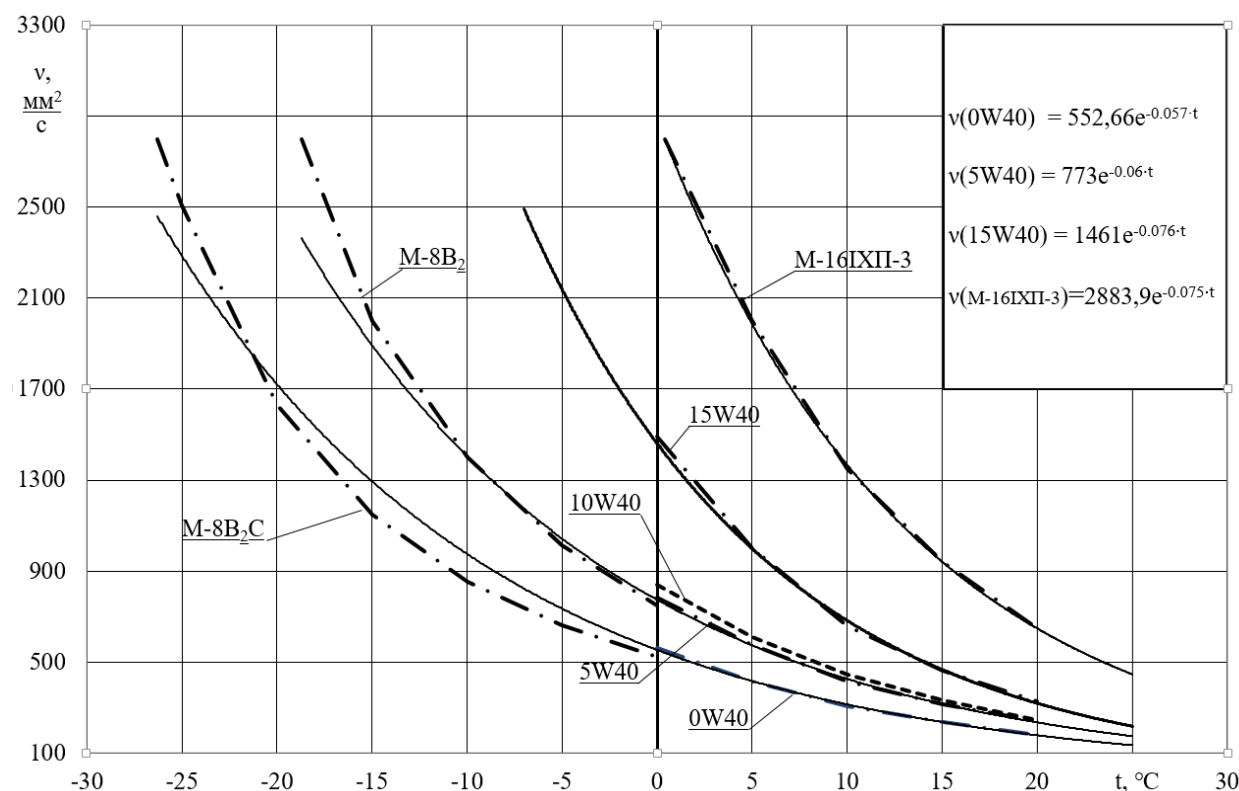


Рис. 2. В'язкісно-температурні характеристики відібраних моторних масел у порівнянні з еталонними низькотемпературними маслами М-8В<sub>2</sub> та М-8В<sub>2</sub>С [15]

Для визначення моменту опору прокручуванню КВ електростартером використовувалася класична методика тарованого стартера, детально описана в [9]. Ядром методики є визначення моменту на валу електростартера під час прокручування КВ, що співвідноситься із моментом на КВ наступним чином:

$$M_{\text{оп.сер.}} = M_{\text{СТД}} = M_{\text{СТ}_2} \cdot \eta_{\text{СТ}} \cdot i_{\text{СТД}}, \quad (2)$$

де  $M_{\text{СТ}_2}$  – момент на вихідному валу стартера;  $\eta_{\text{СТ}}$  – ККД приводу стартера;  $i_{\text{СТД}}$  – передаточне

відношення від стартера до колінчастого валу дизеля.

Момент на вихідному валу стартера знаходиться в лінійній залежності від величини струму стартера:

$$M_{\text{СТ}_2} = a \cdot I_{\text{СТ}_2} - b, \quad (3)$$

де  $a$  і  $b$  – постійні для стартера коефіцієнти. Для стартера Ст.515.3708;  $I_{\text{СТ}_2}$  – середнє значення струму за два оберти КВ.

$$I_{\text{ст}\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^m \int_0^{360} (I_{\text{ст}})_i d\phi}{360 \cdot m}, \quad (4)$$

де  $m$  – кількість обертів двигуна, за якими проводиться усереднення.

На дизелі лабораторного стенду використаний електростартер Ст.515.3708, розроблений і виготовлений у відповідності до вимог даного дизеля. Його потужність складає 2,2 кВт, передаточне відношення на КВ  $i_{\text{стД}} = 9,58$ , а ККД приводу стартера  $\eta_{\text{ст}} \approx 0,85$ . Для визначення  $M_{\text{ст}\Sigma}$  стартера Ст.515.3708 використана його моментна характеристика, зазначена на рис. 3.

Характеристика моменту опору прокручуванню КВ відтворена у вигляді графіку залежності  $M_{\text{оп.ср}} = f(n)$ , де  $n$  – частота обертання КВ. Досягнення змінних швидкісних режимів прокручування КВ дизеля забезпечується різною пусковою потужністю системи електростартерного пуску, яка, в свою чергу визначається вольт-амперною характеристикою джерела електричної енергії. Різні вольт-амперні характеристики були реалізовані різним набором банок стартерної свинцево-кислотної акумуляторної батареї (АКБ) 12СТ-85 Р з пусковим струмом 400 А, яка відповідає ГОСТ 959 2002 при ступені її зарядженості не нижче 75 %.

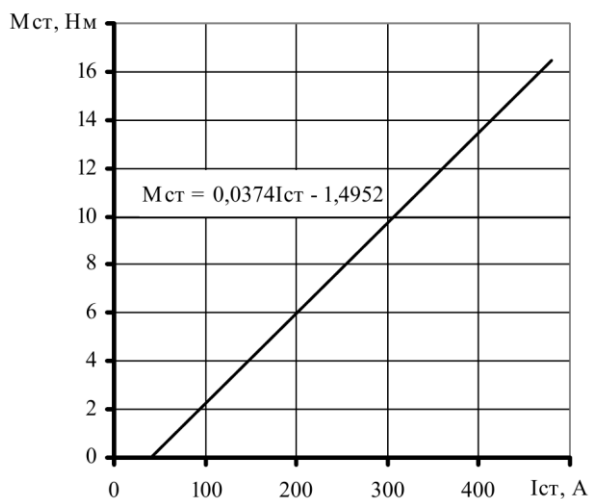


Рис. 3. Тарувальна характеристика стартера Ст.515.3708 [9]

При електричних вимірюваннях фізичних величин та подальшому оцифруванні даних зведена похибка кожної окремої ланки вимірювальної системи не перебільшувала 0,5%, що відповідає класу лабораторних приладів. Зведена похибка вимірювальної лінії не перевищувала 1%.

Реєстрація електричних сигналів датчиків виконувалась багатоканальним аналого-цифровим

перетворювачем L-Card L-783. Ці сигнали оброблялись та відтворювались персональним комп'ютером із програмним забезпеченням PowerGraph® 3.3. Для подальшої обробки паралельно записувались попередньо тарованими вимірювальними каналами току в колі обмотки стартера, напруга на її виводах, частота обертання КВ. Стабілізація навантаження контролювалась виміром тиску у двох циліндрах. Робоче вікно PowerGraph представлено на рис. 4.

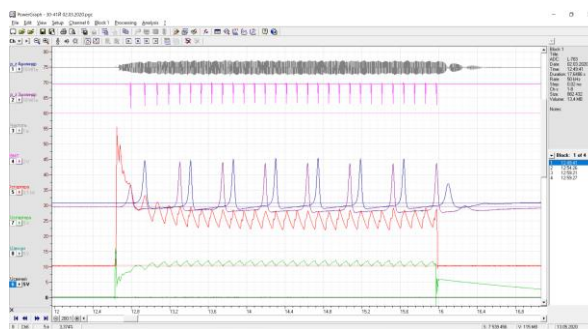


Рис 4. Робоче вікно PowerGraph® 3.3

Повний об'єм дослідження складався з чотирьох груп прокруток для передач I, II, IV та на нейтральній передачі. Всередині групи для прокручування КВ з різною частотою обертання на обмотку стартера з акумулятора 12СТ-85 Р подаються 12, 14, 16 та 18 В, що відтворюють діапазон частоти прокручування КВ в межах 170...300 хв<sup>-1</sup>. Діапазон частот прокручування двигуна на нейтральній передачі було розширено з метою отримання однозначності характеристики моменту опору прокручуванню КВ у всьому діапазоні дослідження і уточнення апроксимаційної моделі. За методикою тарованого стартера для розрахунку  $M_{\text{оп.ср}}$  за формулою (3) необхідно попередньо усереднити експериментальні дані на рівномірній ділянці за формулою (4).

Щоб перейти від моменту опору двигуна до значень еквівалентної температури холодного пуску, достатньо представити момент опору як функцію кінематичної в'язкості масла і скористатися попередньо відомими ВТХ визначених масел. З [9] відома необхідна емпірична залежність моменту опору прокручуванню КВ від частоти обертання КВ та в'язкості моторного масла:

$$M_{\text{оп.ср}} = A \cdot \nu^m \cdot n^k, \quad (5)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість масла, м<sup>2</sup>/с;  $n$  – частота обертів КВ, хв<sup>-1</sup>;  $A$ ,  $m$ ,  $k$  – емпіричні коефіцієнти.

Таким чином, з рівнянь (1) і (5) отримуємо залежність еквівалентної температури холодного пуску від моменту опору прокручуванню КВ та

частоти обертання КВ. Вигляд залежності  $t_{екв} = f(M_{оп.сер}, n)$  в °C наведений в формулі (6).

$$t_{екв} = \ln \left( C \cdot m \sqrt{\frac{M_{оп.сер}}{A \cdot n^k}} \cdot \frac{1}{\sqrt{B \cdot 10^{-6}}} \right). \quad (6)$$

Коефіцієнти  $A, m$  і  $k$  в рівнянні (5) і (6) характеризують склад, природу і стан системи, що утворює момент опору двигуна і залишаються незмінними при перемінних умовах навколишнього середовища. Це дозволяє завдяки рівнянню (5) зробити прогноз щодо моментної характеристики при застосуванні масел в'язкості, відмінної від використаного для експерименту. Масла нижчої низькотемпературної в'язкості дозволяють прогнозувати поведінку дизеля при пуску при більш низьких температурах навколишнього середовища. Так само, при використанні масла більшої в'язкості, наприклад М-16ІХП-3, можна виконувати зворотну задачу й імітувати пуск при вищих значеннях еквівалентної температури холодного пуску.

В результаті, отримавши в попередньому випробуванні значення необхідних емпіричних коефіцієнтів, можна побудувати моментні характеристики в залежності від температури холодного пуску. Це дозволить по-перше, мати уявлення про величину навантаження на систему пуску дизеля, і по-друге, дати рекомендації щодо використання моторного масла для певних умов експлуатації.

Важливо зауважити, що електрична балансирна машина має більш круту моментну характеристику за ДВЗ, від чого градієнт суми їх моментів із ростом частоти обертання буде більший за момент опору двигуна відповідно навантаженого від внутрішніх сил тертя, причому моментна характеристика конкретної балансирної машини зазвичай невідома. Цей фактор призводить до росту похибки із збільшенням долі моменту від балансирної машини в загальному моменті приведеному до колінчастого вала ДВЗ. Але такий характер навантаження в умовах експерименту діє навпроти як додаткове невраховане навантаження, і ще більше протидіє прокручуванню КВ. Здебільшого експериментальні дані прокруток за визначених умов випробування не виявили значного впливу цього явища на фоні природніх коливань температури навколишнього середовища та точності вимірального обладнання.

#### Основні результати дослідження

В результаті проведених експериментів з частотою реєстрації 20 МГц були синхронно отримані дані струму в колі обмотки стартера, напруги на кінцях обмотки стартера і частоти обертання КВ. Достатню стабільність усереднення результатів прокручування КВ дала обробка даних за два робо-

чих цикли двигуна (чотири оберти) починаючи з третього оберту від початку прокручування КВ (рис. 5). Таким чином були отримані експериментальні дані  $M_{оп.сер}$  для двигуна без навантаження та для кожної з визначених передач КЗП із під'єднаним валом ротора балансирної машини.

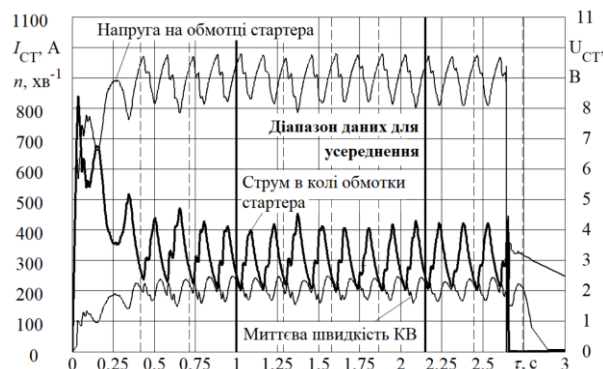


Рис. 5. Результати прокручування КВ холодного дизеля при електроживленні стартера від АКБ 12 В, 60 А · год

Отримані експериментальні дані прокруток двигуна без навантаження при середній для експериментів температурі  $\approx 14$  °C наведені на рис. 6. Для пошуку коефіцієнтів рівняння (5) для експериментального двигуна за даними прокручування КВ дизеля на нейтральній передачі методом найменших квадратів побудована апроксимаційна крива вигляду:

$$M_{оп.сер} = 6,8965 \cdot n^{0,4299}. \quad (7)$$

Знайдені відповідні коефіцієнти залежності (5) мають значення:  $A = 226, m = 0,46, k = 0,43$ . За двадцятьма контрольними точками, рівномірно розташованими в діапазоні 150...300 хв<sup>-1</sup>, відносна похибка описання моментної характеристики дизеля серії 4ДТНА рівнянням (5) склала менше 0,03%. Результати апроксимації зазначені на рис. 6. При цьому розподілені за групами навантаження моментні характеристики змодельовані в еквіваленті температурам холодного пуску.

В результаті оцінки експериментальних даних для використаного в описаному дослідженні масла 15W40 за рівнянням (6) отримані значення еквівалентної температури холодного пуску: 1 °C, 6 °C і 10 °C відповідно для ІV, ІІ і І передач. Таким чином, уточнено діапазон варіювання фактору еквівалентної температури для підготовки багатфакторного експерименту по дослідженню пускових якостей ВМД, де фактор еквівалентної температури холодного пуску буде варіюватися на трьох рівнях і прийматиме значення 0 °C, 5 °C і 10 °C, відповід-

но, для нормованих значень фактору мінус 1, 0, 1 при формуванні плану експерименту [12].

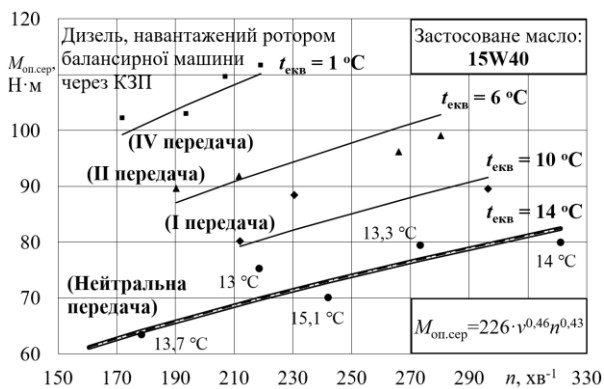


Рис. 6. Результати апроксимації моментної характеристики ВМД

Наступним етапом за допомогою апроксимаційних залежностей ВТХ (рис. 2) знаходимо таким самим методом значення еквівалентних температур для інших визначених масел. Значення коефіцієнтів

*B* і *C* відповідних масел, отриманих в результаті розрахунків при вже зазначених коефіцієнтах залежності (5), для досліджуваного ВМД, зведені в таблицю 1.

Таблиця 1. Величини коефіцієнтів *B* і *C* в моделях апроксимації відповідно до використаних масел

	М-16 ІХП-3	15W40	5W40	0W40
<i>B</i>	2883,9	1461	773	552,66
<i>C</i>	-0,075	-0,076	-0,06	-0,057

Основним результатом розрахунку служить таблиця значень еквівалентних температур холодного пуску при використаних в дослідженні видах навантаження під час пуску ВМД та розрахункові значення еквівалентних температур холодного пуску при аналогічних випробуваннях із використанням інших приведених на рис. 2, моторних масел. Результати занесені в таблицю 2.

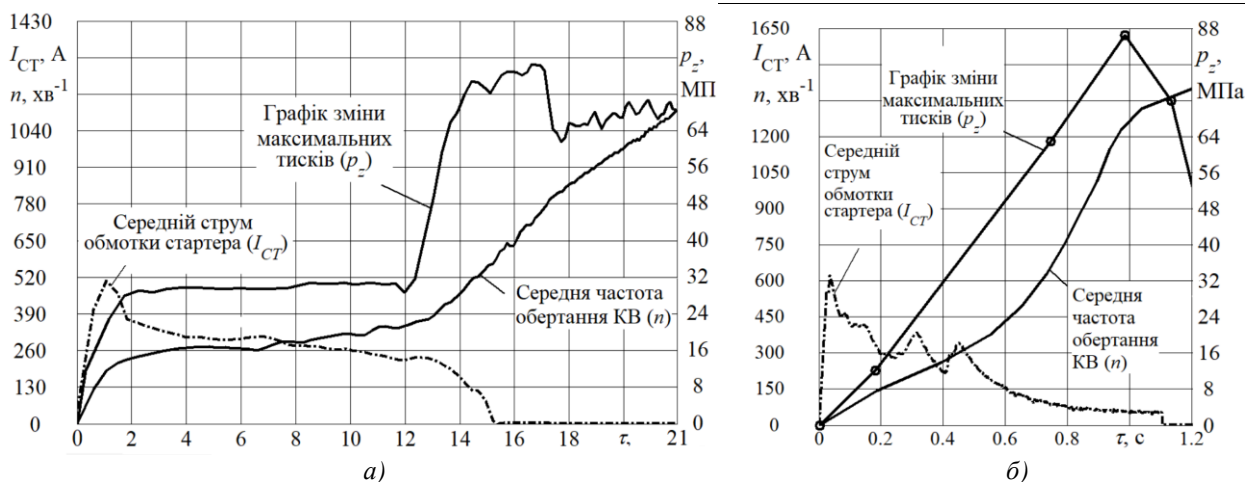


Рис. 7. Експериментальні пуски дизеля 4ДТНА в умовах лабораторного стенду із застосуванням 4-ї (а) та нейтральної (б) передачі

Таблиця 2. Значення еквівалентної температури при використанні різних типів масел та змінному навантаженні, °С

Марка масла	М-16 ІХП-3	15W40	5W40	0W40
Дизель на нейтральній перед.	24	14	9	3
I	19	10	3	-3
II	15	6	-3	-9
IV	10	1	-9	-15

Прикладом щодо практичного використання описаного підходу при проведенні багатофакторного експерименту з дослідженням пуску ВМД є представлення на рис. 7 характеристик холодних пусків дизеля 4ДТНА в умовах лабораторного стенду з крайніми видами його навантаження. Саме результат експериментального здійснення цих двох пусків показує практичну придатність відпрацьованої технології щодо уявлення моменту опору дизельного двигуна як незалежного фактору впливу на його пускові якості через еквівалентну температуру холодного пуску та демонструє зручність і гнучкість підходу з моделювання суттєво різної температури навколишнього середовища у простих

умовах лабораторного стенду закладу вищої освіти (ЗВО)

### Висновки

1. Завдяки уявленню моменту опору дизельного двигуна як незалежного фактору впливу на його пускові якості через еквівалентну температуру холодного пуску обґрунтована можливість підготовки шестифакторного експериментально-розрахункового дослідження пускових якостей ВМД з моделюванням температур навколишнього середовища від 20 до мінус 15 °С в умовах лабораторного стенду ЗВО.

2. Виявлена кількісна відповідність між залежними параметрами – середнім зведеним моментом опору прокручуванню КВ та еквівалентною температурою навколишнього середовища при умові холодного пуску ВМД. Отримана залежність

має вигляд:  $t_{\text{екв}} = \ln \left( C \cdot m \sqrt{\frac{M_{\text{оп.сеп}}}{A \cdot n^k}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{B \cdot 10^{-6}}} \right)$ . Значення

сталих для кожного двигуна і моторного масла коефіцієнтів  $A$ ,  $m$ ,  $k$ ,  $B$  і  $C$  визначено для ВМД базової серії 4ДТНА та моторних масел М-16 ІХП-3, 15W-40, 5W-40, 0W-40.

3. Проведено контрольні пуски з варіюванням виключно тільки еквівалентної температури холодного пуску, результатами яких підтверджено дієздатність запропонованого підходу до планування багатфакторного експерименту з дослідження пуску ВМД.

### Список літератури:

1. ГОСТ Р 54120-2010. Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования ; введ. 21.12.2010. – М. : Стандартинформ, 2011. – 11 с. 2. Pasaud P. Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements? / P. Pasaud, H. Perrin, O. Laget // SAE International Journal of Engines. – 2009. – Vol. 1, № 1. – С. 831-849. 3. MacMillan D. J. Influences on the Cold Start Behaviour of a Diesel Engine at Reduced Compression Ratio : дис. ... PhD : утв. 05.2009 / David James MacMillan : University of Nottingham. – Nottingham, 2009. – 243 с. 4. Казаков А. В. Методика оценки эффективности устройств облегчения пуска холодного двигателя автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.10 / Казаков Александр Владимирович. – Оренбург, 2018. – 18 с. 5. Микулин Ю.В. Пуск холодных двигателей при низкой температуре / Ю.В. Микулин, В.В. Карницкий, Б.А. Энглин. – М.: Машиностроение, 1971. – 216 с. 6. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации : справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев ; под общ. ред. А. К. Костина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с. 7. Рыжков В. А. Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухоподогрева : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.04.02 / Рыжков Валерий Александрович; Москва.

Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2018. – 32 с. 8. Бондарь В. Н. Улучшение пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия путем использования электрических подогревателей воздуха на впуске / В. Н. Бондарь, А. А. Малоземов, В. С. Кукис // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 7. – С. 22-26. 9. Грицюк А.В. Теоретичні основи та практичні методи створення високооборотного малолітражного дизеля багатопільового призначення малолітражного дизеля : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.03 / Грицюк Александр Васильевич ; Харків. НТУ «ХПІ». – Харків, 2010. – 47 с. 10. Выявление критических узлов трения, влияющих на момент сопротивления автотракторного дизеля при его пуске / Ю.С. Бородин, А.В. Грицюк, Д.В. Демиденко, В.Г. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2002. – № 1. – С. 60-63. 11. Бондарь, В.Н. Метод имитации нагружения форсированного дизеля на режимах пуска в условиях низких температур окружающего воздуха / В.Н. Бондарь, В.С. Кукис, А.А. Малоземов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2016. – Том 2 (28). – С. 2-7. 12. Левченко Д.В. Обґрунтування необхідності наступного кроку щодо застосування методу математичного планування експерименту у дослідженні ДВЗ / Д. В. Левченко, О.В. Грицюк, А.П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 2. – С. 66-72. 13. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)» / Ф.І. Абрамчук, С.О. Альохін, М.Л. Белов [та ін.] ; монографія за ред. Ф. І. Абрамчука, О. В. Грицюка та І. А. Дмитрієва. – Х. : ХНАДУ, 2012. – 164 с. 14. Anton Paar : Wiki : Engine Oil : “Viscosity of Engine Oil” [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://wiki.antonpaar.com/en/engine-oil>. 15. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов ; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с. – ISBN 966-7880-93-1.

### Bibliography (transliterated):

1. GOST R 54120-2010 Car engines. Starting qualities. Technical requirements : dated 12.21.2010 [GOST R 54120-2010. Dvigateli avtomobil'nye. Puskovye kachestva. Tehnicheskie trebovanija : vved. 12.21.2010], Moscow, 11 p. 2. Pasaud, P., Perrin, H., Laget, O. “Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements?”, SAE International Journal of Engines, Vol. 1, No 1. pp. 831-849 3. MacMillan, D. J. (2009) Influences on the Cold Start Behaviour of a Diesel Engine at Reduced Compression Ratio : dissertation PhD, Nottingham, 243 p. 4. Kazakov, A. V. (2018) Methodology for assessing the effectiveness of devices to facilitate starting a cold engine of a car : Author's thesis [Metodika ocenki jeffektivnosti ustrojstv oblegchenija puska holodnogo dvigatelja avtomobilja : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk], Orenburg, 18 p. 5. Mikulin Ju.V., Karnickij V.V., Jenglin B.A. (1971) Starting cold engines at low temperatures [Pusk holodnyh dvigatelej pri nizkoj temperature], Moscow, 216 p. 6. Kostin, A. K., Pugachev, B. P., Kochinev, Ju. Ju. (1989) Diesel Engine Operation: handbook [Rabota dizeljev v uslovijah jekspluatacij : spravocnik], St. Petersburg, 284 p. 7. Ryzhkov, V. A. Improving the characteristics of boosted mediumspeed dual-purpose engines by means of fuel supply and air supply : Author's thesis [Sovershenstvovanie harakteristik forsirovannyh sredneoborotnyh dvigatelej dvojnogo naznachenija sredstvami toplivopodacchi i vozduhosnabzhenija : avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk], Moscow, 32 p. 8. Bondar', V. N., Malozemov, A. A., Kukis, V. S. (2016) “Improving the starting performance of a diesel



engine with a reduced compression ratio by using electric inlet air heaters" [Uluchshenie puskovykh kachestv dizelja s ponizhennoj stepenju szhatija putem ispol'zovanija jelektriche-skih podogrevatelej vozduha na vpuske], No 7, pp. 22-26. 9. Gricjuk A.V. (2010) *Theoretical Foundations and Practical Methods of Targeting a High-Visage Light-Duty Small-Bagato Diesel Engine : Author's thesis [Teoretichni osnovi ta praktichni metodi stvorennja visokoobertovogo malolitrazhnogo dizelja bagatocil'ovogo priznachennja malolitrazhnogo dizelja : avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk]*, Kharkiv, pp. 47. 10. Borodin, Yu.S., Gritsyuk, A.V., Demidenko, D.V., Kondratenko, V.G. (2002) "Identification of critical friction nodes affecting the moment of resistance of a tractor when it starts" [Vyjavlenie kriticheskikh uzlov trenija, vlijajushhih na moment soprotivlenija avtotraktorno-go dizelja pri ego puske], *Dvigateli vnutrennego sgoranija*, №1, p.p. 60-63. 11. Bondar', V.N., Kukis, V.S., Malozjmov, A.A. (2016) "A method for simulating the loading of a forced diesel engine under starting conditions at low ambient temperatures" [Metod imitacii nagruzhennja forsirovannogo dizelja na rezhimah puska v uslovijah nizkih temperatur okružhajushhego vozduha], *Izvestija MGТУ «MAMI» Vol 2(28)*, pp. 2-7. 12. Levchenko, D.V., Gricjuk, A.V. (2019) "Oboruntuvannya offensivnogo kroku

shodo zasosuvannya method of mathematical planning experiment experiment dloshenni DVZ" [Oboruntuvannya neobhidnosti nastupnogo kroku shodo zastosuvannya metodu matematichnogo planuvannya eksperimentu u doslidzhenni DVZ], *Dvigateli vnutrennego sgoranija*, №2, p.p. 66-72. 13. Abramchuk, F.I., Al'oxin, S.O., Byelov, M.L. ta in. (2012) *Feasibility study of the need for state support in the implementation of innovation and investment project "Development and implementation in the production of small car diesel with a capacity of 100-175 hp dual-use (Slobozhansky diesel)" [Texniko-ekonomichne obg`runtuvannya neobhidnosti der-zhavnoy pidtry`mky` u vy`konanni innovacijno-investy`cijnogo projektu «Rozroblennja ta vprovadzhennja u vy`robnj`ctvo malolitrazhnogo avtomobil'nogo dy`zelya potuzhnisty 100-175 k.s. podvijnogo pry`znachennja (Slobozhans'ky` dy`zel')»]*, Kharkiv, 164 p. 14. Anton Paar : Wiki : Engine Oil : "Viscosity of Engine Oil", available at: <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil>. 15. Marchenko, A. P., Ryazantsev, M. K., Shekhovtsov, A.F. (2004) *Development of designs of the forced engines of ground transport cars [Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin]*, Kharkiv, 384 p.

Надійшла до редакції 22.06.2020р.

**Грицюк Олександр Васильович** – доктор техн. наук, професор, професор кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: [dtkhd@ukr.net](mailto:dtkhd@ukr.net), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5596-6254>.

**Левченко Денис Вадимович** – аспірант кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: [denislev4enko@gmail.com](mailto:denislev4enko@gmail.com)

## ОСОБЕННОСТИ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ КАК НЕЗАВИСИМОГО ФАКТОРА ВЛИЯНИЯ НА ЕГО ПУСКОВЫЕ КАЧЕСТВА

*О.В. Грицюк, Д.В. Левченко*

Представлена оригинальная методика исследования пуска высокооборотного малолитражного дизеля (ВМД) с учетом изменения минимальной температуры холодного пуска без применения климатической камеры. В данной работе рассматривается момент сопротивления прокручивание коленчатого вала электростартером во время холодного пуска дизельного двигателя. Дана характеристика, числовые значения и влияние на качество процесса пуска фактора среднего приведенного к коленчатому валу момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала электростартером. Представлено описание лабораторного стенда для исследования пусковых качеств ВМД в условиях учреждения высшего образования. Приведен состав информационно-измерительной системы для определения параметров, освещенных в исследовании. Практически показано, что фактор эквивалентной температуры холодного пуска может быть представлен в качестве соответствующего момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала при регулируемой нагрузке на коленчатом валу дизеля во время холодного пуска. Определены значения коэффициентов приведенной эмпирической зависимости для исследуемого ВМД серии 4ДТНА. Обозначено, что для определения момента сопротивления двигателя использована классическая методика тарированного стартера, которая заключается в определении момента на валу электростартера при прокрутке коленчатого вала, который определенным образом соотносится с моментом на коленчатом валу. Определены регрессионные зависимости вязкостно-температурных характеристик эталонных моторных масел в диапазоне пусковых температур и эмпирической зависимости момента сопротивления исследуемого двигателя от кинематической вязкости масла. В результате создано таблицу эквивалентных температур холодного пуска при использовании переменных нагрузок во время пуска ВМД. На основе результатов эксперимента приведены теоретически рассчитанные значения эквивалентных температур холодного пуска для других масел, применяемых при эксплуатации ВМД. Уточненный диапазон варьирования фактора эквивалентной температуры холодного пуска для дальнейшего многофакторного исследования процесса пуска ВМД, которые примут значения 0 °С, 5 °С и 10 °С.

**Ключевые слова:** момент сопротивления прокручиванию КВ; холодный пуск дизеля; эквивалентная температура холодного пуска; прокручивание коленчатого вала.

## FEATURES OF REPRESENTING THE TORQUE OF A DIESEL ENGINE AS AN INDEPENDENT FACTOR OF INFLUENCE ON ITS STARTING QUALITIES

*O.V. Grytsyuk, D.V. Levchenko*

In this study, we presented an original method for a high-speed small displacement diesel engine (HSSDDE) start with changing the minimum cold start temperature without using a climate chamber. This work deals with the diesel engine torque reduced to the crankshaft while its electric starter motoring in the cold start process. The characteristic, numerical values and influence of the average torque factor and its diesel engine start process efficiency are given. Scheme of the laboratory bench intended for study of the HSSDDE starting qualities in the conditions of a higher education institution is presented. The structure of the information-measuring system for determining the parameters, used in current study, is given. Empirically shown, that the equivalent cold start temperature can be presented as a dependent factor of the adjustable diesel engine torque during cold start. 4DTNA series HSSDDE empirical dependencies coefficients are determined. The torque of crankshaft motoring was determined

with the classical method of a calibrated starter using the correlation of electric starter shaft torque while motoring the crankshaft with the diesel engine torque. Some standard motor oils viscosity-temperature characteristics regression dependences in the range of starting temperatures and the empirical torque dependence on the oil kinematic viscosity are determined. As a result, a table of equivalent cold start temperatures was created using variable loads during HSSDDE startup. On the basis of the results of the experiment the theoretically calculated values of equivalent cold start temperatures for other oils used in the operation of HSSDDE are given. Specified range of variation of the cold start equivalent temperature factor for further polyfactorial investigation of the HSSDDE start process, which will take values of 0 °C, 5 °C and 10 °C.

**Key words:** crankshaft motoring torque; diesel engine cold start; equivalent cold start temperature; motoring the crankshaft.

УДК 621.432.3

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.10

*А.Э. Хрулев, С.А. Дмитриев*

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ВПУСКА НА ЦЕНТРИФУГИРОВАНИЕ ПЫЛИ И ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ДВС

*В условиях жестких ограничений, накладываемых на конструкцию ДВС экономическими и экологическими требованиями, имеется риск нештатного и незапланированного снижения ресурса ДВС вследствие повышенного абразивного износа. В соответствии с этим цель работы сформулирована как исследование типовых конструкторских решений впускных каналов ДВС с точки зрения их влияния на абразивный износ деталей. При определении возможных источников абразивных частиц было выявлено, что получившие широкое распространение воздушные фильтры из волокнистых материалов обладают свойством пропуска пыли при сильном загрязнении. В связи с этим для типового элемента впускного канала была разработана методика расчета криволинейного движения частицы по линии тока воздуха с учетом действующих сил вблизи бокового отвода из канала. Расчет с допущением о движении воздуха по радиусу показал, что в результате центрифугирования частица пыли отклоняется от линии тока воздуха и переходит на больший радиус тем сильнее, чем больше ее размер и скорость воздуха. Оценка достоверности результатов расчета выполнена путем численного моделирования двухфазного течения с помощью программного комплекса ANSYS. Получено совпадение результатов расчета движения частицы с результатами моделирования в диапазоне наиболее разрушительных при абразивном износе размеров частиц 10-20 мкм с точностью не хуже +20%. Сравнение результатов расчета и моделирования с опытными данными выполненных исследований причин неисправностей ДВС подтвердило, что во впускной системе за счет неравномерного распределения частиц может возникнуть локальный абразивный износ в одном или нескольких цилиндрах. На основании полученных результатов сформулированы рекомендации по повышению надежности и ресурса ДВС в эксплуатации, включая необходимость не только учета процессов центрифугирования пыли при проектировании, но и возможного уточнения регламентов обслуживания уже существующих ДВС.*

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания; абразивный износ; впускной коллектор; частица; инерция; центрифугирование.

### Постановка проблемы

Известно, что абразивный износ является одним из главных факторов, определяющих надежность и ресурс всех типов ДВС в эксплуатации [1,2]. Влияние абразивного износа на техническое состояние двигателей в эксплуатации подтверждается известным фактом – на протяжении многих десятилетий значительные усилия конструкторов и исследователей были направлены на решение комплекса проблем, связанных с абразивным изнашиванием деталей и узлов, включая не только разработку мероприятий по снижению поступления абразивных частиц к парам трения, но и по уменьшению воздействия этих частиц на трущиеся поверхности [3,4].

И действительно, за долгие годы все основные закономерности абразивного износа пар трения применительно к двигателям внутреннего сгорания были достаточно подробно изучены, в том

числе, в рамках фундаментальной научной дисциплины, исследующей трение и износ – трибологии [5,6]. В результате исследований практически не осталось "белых пятен" в процессах, связанных с абразивным износом деталей ДВС. Так, были разработаны вполне конкретные и исчерпывающие рекомендации как по выявлению (диагностике), так и по предотвращению абразивного износа [7]. Это касается комплекса соответствующих мероприятий, начиная от конструктивных, осуществляемых при проектировании и создании новых образцов с целью организации эффективной очистки воздуха, масла, рабочих жидкостей от абразивных частиц, и технологических, включая обеспечение износостойкости деталей и узлов [8]. Далее мероприятия продолжают в эксплуатации, что включает приемы и принципы надлежащей эксплуатации транспортных средств, позволяющие ограничить поступление абразива в двигатель, своевременную и

with the classical method of a calibrated starter using the correlation of electric starter shaft torque while motoring the crankshaft with the diesel engine torque. Some standard motor oils viscosity-temperature characteristics regression dependences in the range of starting temperatures and the empirical torque dependence on the oil kinematic viscosity are determined. As a result, a table of equivalent cold start temperatures was created using variable loads during HSSDDE startup. On the basis of the results of the experiment the theoretically calculated values of equivalent cold start temperatures for other oils used in the operation of HSSDDE are given. Specified range of variation of the cold start equivalent temperature factor for further polyfactorial investigation of the HSSDDE start process, which will take values of 0 °C, 5 °C and 10 °C.

**Key words:** crankshaft motoring torque; diesel engine cold start; equivalent cold start temperature; motoring the crankshaft.

УДК 621.432.3

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.10

*А.Э. Хрулев, С.А. Дмитриев*

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ВПУСКА НА ЦЕНТРИФУГИРОВАНИЕ ПЫЛИ И ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ДВС

*В условиях жестких ограничений, накладываемых на конструкцию ДВС экономическими и экологическими требованиями, имеется риск нештатного и незапланированного снижения ресурса ДВС вследствие повышенного абразивного износа. В соответствии с этим цель работы сформулирована как исследование типовых конструкторских решений впускных каналов ДВС с точки зрения их влияния на абразивный износ деталей. При определении возможных источников абразивных частиц было выявлено, что получившие широкое распространение воздушные фильтры из волокнистых материалов обладают свойством пропуска пыли при сильном загрязнении. В связи с этим для типового элемента впускного канала была разработана методика расчета криволинейного движения частицы по линии тока воздуха с учетом действующих сил вблизи бокового отвода из канала. Расчет с допущением о движении воздуха по радиусу показал, что в результате центрифугирования частица пыли отклоняется от линии тока воздуха и переходит на больший радиус тем сильнее, чем больше ее размер и скорость воздуха. Оценка достоверности результатов расчета выполнена путем численного моделирования двухфазного течения с помощью программного комплекса ANSYS. Получено совпадение результатов расчета движения частицы с результатами моделирования в диапазоне наиболее разрушительных при абразивном износе размеров частиц 10-20 мкм с точностью не хуже +20%. Сравнение результатов расчета и моделирования с опытными данными выполненных исследований причин неисправностей ДВС подтвердило, что во впускной системе за счет неравномерного распределения частиц может возникнуть локальный абразивный износ в одном или нескольких цилиндрах. На основании полученных результатов сформулированы рекомендации по повышению надежности и ресурса ДВС в эксплуатации, включая необходимость не только учета процессов центрифугирования пыли при проектировании, но и возможного уточнения регламентов обслуживания уже существующих ДВС.*

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания; абразивный износ; впускной коллектор; частица; инерция; центрифугирование.

### Постановка проблемы

Известно, что абразивный износ является одним из главных факторов, определяющих надежность и ресурс всех типов ДВС в эксплуатации [1,2]. Влияние абразивного износа на техническое состояние двигателей в эксплуатации подтверждается известным фактом – на протяжении многих десятилетий значительные усилия конструкторов и исследователей были направлены на решение комплекса проблем, связанных с абразивным изнашиванием деталей и узлов, включая не только разработку мероприятий по снижению поступления абразивных частиц к парам трения, но и по уменьшению воздействия этих частиц на трущиеся поверхности [3,4].

И действительно, за долгие годы все основные закономерности абразивного износа пар трения применительно к двигателям внутреннего сгорания были достаточно подробно изучены, в том

числе, в рамках фундаментальной научной дисциплины, исследующей трение и износ – трибологии [5,6]. В результате исследований практически не осталось "белых пятен" в процессах, связанных с абразивным износом деталей ДВС. Так, были разработаны вполне конкретные и исчерпывающие рекомендации как по выявлению (диагностике), так и по предотвращению абразивного износа [7]. Это касается комплекса соответствующих мероприятий, начиная от конструктивных, осуществляемых при проектировании и создании новых образцов с целью организации эффективной очистки воздуха, масла, рабочих жидкостей от абразивных частиц, и технологических, включая обеспечение износостойкости деталей и узлов [8]. Далее мероприятия продолжают в эксплуатации, что включает приемы и принципы надлежащей эксплуатации транспортных средств, позволяющие ограничить поступление абразива в двигатель, своевременную и

правильную диагностику технического состояния, определяемого абразивным изнашиванием, а также правильные технологии обслуживания и ремонта по выявлению и устранению последствий воздействия абразивных частиц [9,10].

С другой стороны, необходимо отметить, что развитие ДВС, как одного из основных типов двигателей транспортных средств различного назначения продолжается в настоящее время в условиях жестких ограничений, накладываемых экономическими и экологическими требованиями [11,12]. В соответствии с этим, конструкции ДВС достаточно быстро эволюционируют в направлении удовлетворения все новых экономических правил и экологических стандартов.

В то же время, следует отметить, что хорошо изученные ранее закономерности с точки зрения противодействия абразивному износу могут оказаться не вполне соответствующими принципам, закладываемым при проектировании новых ДВС в конкретную современную конструкцию, поскольку такие закономерности, как правило, получены при других условиях и для других конструкций. Указанное противоречие между хорошо изученными трибологическими характеристиками ДВС старых конструкций и современными экономическими и экологическими требованиями, которым старые конструкции в общем случае могут не удовлетворять, несет риск нештатного и незапланированного снижения ресурса новых ДВС вследствие повышенного абразивного износа.

В соответствии с этим целью данной работы является исследование типовых конструкторских решений современных ДВС с точки зрения их влияния на абразивный износ деталей, а также выработка с учетом полученных результатов рекомендаций по повышению ресурса ДВС.

#### Некоторые особенности очистки воздуха в современных ДВС

Чтобы определить возможные источники абразивных частиц, необходимо рассмотреть конструкцию современных воздушных фильтров. Логично предположить, что воздушный фильтр должен практически полностью или, по крайней мере, с некоей максимально возможной эффективностью, очищать от абразивных частиц воздух, поступающий в двигатель. И действительно, в двигателях прошлых лет выпуска получили безусловное распространение бумажные фильтры [13,14], работа которых основана на механизме непосредственного задержания частиц пыли (так называемого эффекта "сита") – когда вылавливаются и задерживаются все частицы, которые больше размера пор или расстояния между волокнами в фильтре (рис. 1).

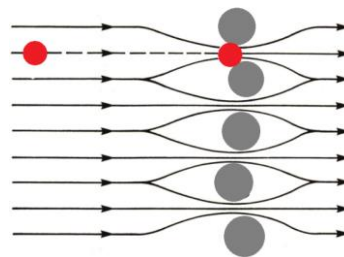


Рис.1. Схема непосредственного задержания частиц больше заданного размера порами материала (эффект сита)

Понятно, что если в начальный период фильтр задерживает все частицы пыли с размером больше заданного, то по мере загрязнения размер задерживаемых фильтром частиц будет уменьшаться. В результате по мере загрязнения основные характеристики бумажного воздушного фильтра – эффективность очистки и тонкость отсева – возрастают, что в целом и обеспечивает высокое качество очистки воздуха в эксплуатации.

Тем не менее, из этого полезного свойства бумажных фильтров вытекают и недостатки – сравнительно небольшая грязеемкость и быстрый рост гидравлического сопротивления по мере загрязнения [15]. Понятно, что рост сопротивления приводит не только к уменьшению количества поступающего воздуха, но и к ухудшению мощностных и экологических характеристик.

Именно эти недостатки при повышении экологических требований и привели к постепенной замене традиционных бумажных воздушных фильтров на фильтры из так называемого "нетканного" синтетического волокна с нефиксированными порами (рис. 2).

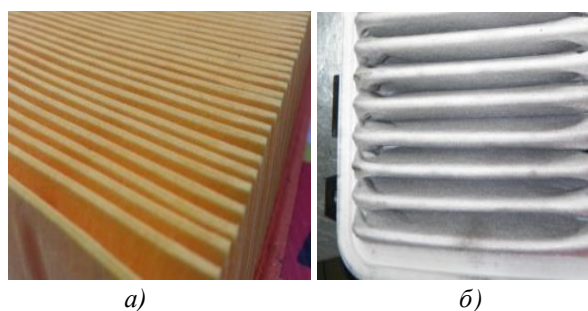


Рис. 2. Воздушные фильтры: а) традиционный бумажный; б) нетканый волокнистый

Основное отличие волокнистых фильтров от бумажных состоит в том, что для фильтрации частице не обязательно застревать в волокнах – если она просто коснулась фильтровального материала, этого уже достаточно для эффективного осаждения. В результате эффективная фильтрация проис-

ходит при расстоянии между волокнами, значительно превышающем размеры частиц [16]. Такие свойства волокнистых фильтров связаны с несколькими процессами, в том числе, с адгезией, диффузией, инерцией (рис. 3) и другими эффектами [9,13,17].

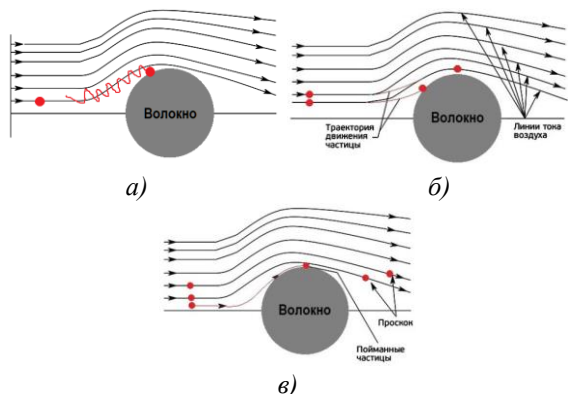


Рис.3. Основные эффекты, на которых основана работа современных волокнистых фильтров: а) диффузии; б) инерции; в) зацепления

Поскольку частицы пыли не закупоривают поры, а налипают на волокнах [17,18], заметного засорения волокнистого фильтра со временем не происходит, и проходные сечения между волокнами остаются в той или иной степени свободными (рис.4). Соответственно, не происходит и заметного роста гидравлического сопротивления фильтра в эксплуатации по мере загрязнения, а его влияние на работу двигателя остается минимальным.

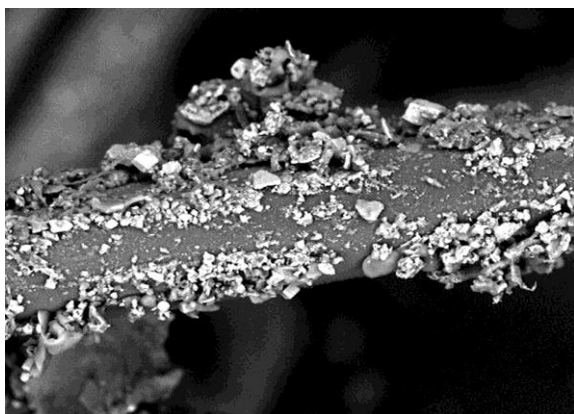


Рис.4. Частицы, задержанные на поверхности волокон при загрязнении фильтра [17]

Несмотря на указанные преимущества волокнистых воздушных фильтров, со временем эксплуатации проявляются и их недостатки – когда волокна сильно загрязняются осевшими на них частицами (рис.4), они теряют способность задержи-

вать абразив с помощью описанных выше эффектов. Кроме того, при некоторых условиях (например, при механическом воздействии) волокна могут сбрасывать накопившиеся частицы в фильтруемый воздух. Все эти особенности волокнистых фильтров обуславливают постепенное увеличение пропускаемого все большего и большего количества абразивных частиц в двигатель.

Таким образом, если у бумажных воздушных фильтров со временем наблюдалось повышение эффективности очистки при увеличении сопротивления с одновременным ухудшением характеристик двигателя, то у современных волокнистых фильтров следует выделить постепенное ухудшение эффективности очистки как главную особенность (рис.5).

В результате отсутствие явно видимых внешних признаков загрязнения и продолжение эксплуатации двигателя с загрязненным воздушным фильтром может привести к абразивному износу и заметному снижению ресурса.

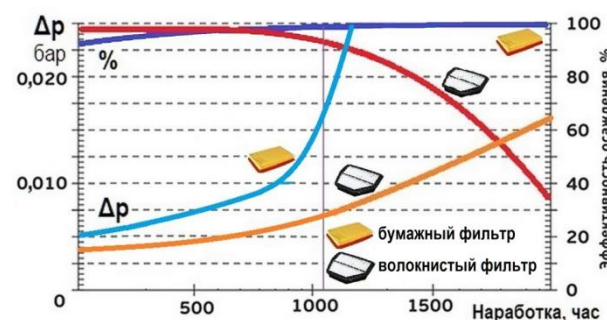


Рис.5. Сравнение волокнистого фильтра с бумажным по перепаду давления  $\Delta p$  и эффективности фильтрации (%) в процессе эксплуатации

Тем не менее, на данном этапе представляется важным проанализировать не столько подверженность деталей двигателя абразивному износу (она в целом подробно изучена), сколько способность различных элементов конструкции оказывать влияние на абразивный износ деталей и снижение ресурса двигателя. При этом необходимо учесть, что многие конструкции двигателей, а также принципы их конструирования [3,4,8], остаются неизменными многие десятилетия, в то время как массовое внедрение волокнистых фильтров произошло сравнительно недавно, 10-15 лет назад. Это означает, что простой переход с бумажных фильтров на волокнистые, при неизменной конструкции двигателя, может стать причиной новых неисправностей, которых ранее не встречалось и не описывалось.

### Критические элементы конструкции впускной системы ДВС

Из указанных принципов работы волокнистых воздушных фильтров следует, что начиная с некоторого момента времени во впускную систему будет попадать все большее количество абразивных частиц, которые не будут задержаны фильтром.

Известно, что абразивные частицы в диапазоне размеров 5-30 мкм вызывают абразивный износ пар трения, причем размер 10-20 мкм является наиболее разрушительным для деталей двигателей [9]. Однако остается открытым вопрос, на какие процессы во впускной системе могут повлиять частицы из указанного диапазона, если их количество в эксплуатации будет не уменьшаться, как это происходило ранее с бумажными фильтрами, а увеличиваться?

Очевидно, что любая частица, обладая массой, при изменении направления движения воздушного потока может отставать от линий тока в результате действия сил инерции. В таком случае следует ожидать перераспределения частиц по сечению канала при повороте потока – частицы по инерции будут вытеснены в сторону большего радиуса, т.е. произойдет центрифугирование частиц.

Нетрудно предположить, что этот эффект будет наиболее выражен при наличии у канала боковых ответвлений, когда следует ожидать распределения частиц в пользу прямолинейного движения, поскольку отклонению частиц от прямолинейного движения препятствует инерция.

И действительно, такие элементы конструкции, в которых возможно центрифугирование абразивных частиц, довольно широко применяются во впускных системах современных ДВС – это различные распределительные патрубки для подачи воздуха по рядам цилиндров, а также коллекторы с трубопроводами подачи воздуха непосредственно к цилиндрам (рис.6).



Рис.6. Впускной коллектор ДВС – типичная система, в которой можно предположить наличие центрифугирования частиц пыли при повороте воздуха в боковые отводы

Можно предположить, что наибольший эффект от центрифугирования частиц следует ожидать при резких поворотах потока с малыми радиусами закругления. При соответствующих допущениях это можно рассчитать.

### Математическая модель движения частицы по криволинейной траектории

С целью определения возможных неисправностей, вызванных центрифугированием частиц пыли, было рассмотрено движение одиночной частицы по криволинейной траектории (рис.7) вблизи бокового отвода из канала в виде тройника, который встречается в конструкции воздухопроводов двигателей различных типов. Как это следует из [19], при близком значении расходов воздуха в прямом и боковом трубопроводах линии тока вблизи отвода ограничены радиусом, близким по величине к ширине (диаметру) бокового канала с центром в угловой точке (рис.8).

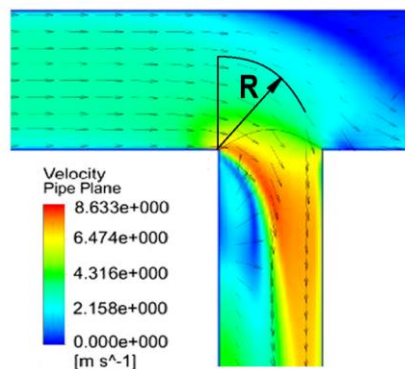


Рис.7. Визуализация течения при разветвлении потока с условием примерного равенства расходов воздуха в прямом и боковом каналах [19] – область поворота потока ограничена радиусом, близким к диаметру бокового канала

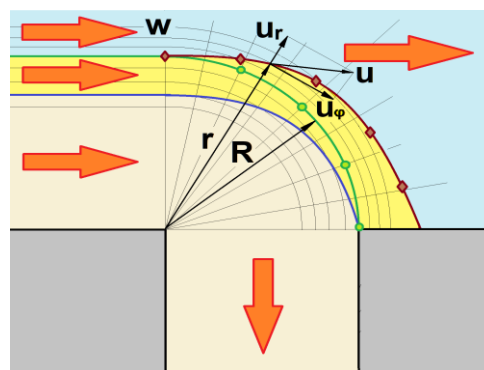


Рис.8. Схема движения частицы пыли по радиусу – за счет инерции частица переходит на больший радиус и может "проскочить" поворот в отвод

Движение частицы массой  $m$ , зависящей от диаметра  $d$  и плотности  $\rho_p$  частицы (пыль состоит,

главным образом, из кварца, который имеет плотность  $\rho_p = 2700 \text{ кг/м}^3$ , в потоке воздуха подчиняется второму закону Ньютона, согласно которому ускорение определяется действием большого числа различных сил  $F_i$  [20], в том числе, тяжести, центробежной, Архимеда (выталкивания), аэродинамического сопротивления, Кориолиса, Бассе (связанной с предысторией движения), Саффмена (подъемной), Магнуса (при вращении), что в векторной форме записывается как [21]:

$$m \frac{d\vec{u}}{d\tau} = \sum_i \vec{F}_i \quad (1)$$

Уравнение (1) показывает: если масса частицы пренебрежимо мала, то частица движется строго по линиям тока воздуха.

Однако когда масса частицы растет, частица может отставать от линий тока под действием сил инерции (центрифугироваться). В таком случае требуется определить отклонение частицы от линии тока воздуха по радиусу при различных скоростях потока, углах отвода и размерах частиц.

Для вывода расчетных уравнений были приняты следующие упрощающие допущения:

- 1) сила тяжести отсутствует (малый размер частиц, высокая скорость),
- 2) поток воздуха стационарный, движется с постоянной скоростью  $w$  на радиусе  $R$ ,
- 3) параметры потока в поперечном направлении (ось  $z$ ) неизменны,
- 4) соударение частиц со стенками и между собой отсутствует.

Если рассмотреть задачу в полярных координатах и упростить ее, а именно, пренебречь в первом приближении силами тяжести и положить параметры в направлении, перпендикулярном плоскости движения частицы неизменными, то из уравнения (1) можно получить систему уравнений для радиального (по радиусу  $r$ ) и окружного (по углу поворота  $\varphi$ ) ускорения частицы:

$$\begin{cases} m \frac{du_r}{d\tau} = F_{A\varphi} + F_{C_r} \\ m \frac{du_\varphi}{d\tau} = F_k + F_{C_\varphi} \end{cases} \quad (2)$$

где  $u_r$ ,  $u_\varphi$  – радиальная и окружная составляющие скорости частицы,  $F_{A\varphi}$  – сила Архимеда (выталкивающая),  $F_k$  – Кориолисова сила,  $F_{C_r}$  и  $F_{C_\varphi}$  – составляющие результирующей силы аэродинамического сопротивления

$$\vec{F}_C = -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} \vec{u} \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха.

Коэффициент аэродинамического сопротивления  $C_D$ , входящий в формулу (3), можно определить с помощью одной из формул для сферы. Например, при числе Рейнольдса в диапазоне  $0,01 < Re < 700$  справедлива формула Клячко [21,22]

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt[3]{Re}}$$

Число Рейнольдса, определяемое по скорости частицы относительно воздуха, может быть рассчитано по окружной составляющей скорости частицы, если радиальная скорость мала:

$$Re = \rho \frac{|\vec{w} - \vec{u}|}{\mu} d = \rho \frac{|w - u_\varphi|}{\mu} d \quad (4)$$

Теперь можно расписать все силы, входящие в систему уравнений (2). Так, радиальная и окружная составляющие силы аэродинамического сопротивления могут быть записаны в виде:

$$F_{C_r} = -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} u_r \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \quad (5)$$

$$F_{C_\varphi} = -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} (u_\varphi - w) \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2}$$

а силы Архимеда (выталкивания, центробежная) и Кориолиса [22]:

$$F_{A\varphi} = \frac{m_p u_\varphi^2 - \rho V_p w^2}{r}, \quad F_k = -m_p \frac{u_\varphi u_r}{r} = -\rho_p V_p \frac{u_\varphi u_r}{r} \quad (6)$$

Таким образом, подстановкой всех составляющих сил в систему уравнений (2) можно получить систему из двух уравнений для расчета радиального и окружного ускорения частицы в виде:

$$\begin{cases} \frac{du_r}{d\tau} = \frac{1}{r} \left( u_\varphi^2 - \frac{\rho}{\rho_p} w^2 \right) - \frac{3}{4} C_D \frac{\rho u_r}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \\ \frac{du_\varphi}{d\tau} = -\frac{u_\varphi u_r}{r} + \frac{3}{4} C_D \frac{\rho (w - u_\varphi)}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \end{cases} \quad (7)$$

Система (7) решается численно с начальными условиями:  $\tau=0$ ,  $\varphi=0$ ,  $r=R$ ,  $u_\varphi=w$ ,  $u_r=0$  для заданного радиуса  $R$  и скорости течения воздуха  $w$  при заданном размере частицы  $d$ . Решением являются составляющие скорости частицы  $u_\varphi$  и  $u_r$ , а также траектория движения частицы, определяемая с шагом по времени  $\Delta\tau$  текущим углом  $\varphi$  и текущим радиусом  $r$ , по формулам:

$$u_r = u_r + \frac{du_r}{d\tau} \Delta\tau, \quad u_\varphi = u_\varphi + \frac{du_\varphi}{d\tau} \Delta\tau,$$

$$\varphi = \varphi + \frac{360}{2\pi r} u_\varphi \Delta\tau, \quad r = r + u_r \Delta\tau, \quad \tau = \tau + \Delta\tau.$$

Это позволяет рассчитать текущее отклонение (отставание) частицы от линии тока воздуха по углу и радиусу:

$$\Delta\varphi = \varphi - \frac{180w}{\pi R} \tau, \quad \Delta r = r - R.$$

Для практической цели исследования важна не столько траектория, сколько распределение частиц по каналам. То есть, необходимо определить, сколько частиц проскочит боковой отвод при повороте потока за счет центрифугирования. С этой целью в первом приближении при условии малых отклонений частицы от кругового движения было принято простое соотношение для траектории частицы (рис. 8) – если в конце поворота потока наблюдается уход частицы на радиус, больший радиуса  $R$  на величину  $\Delta R$ , то можно принять, что такая частица попала бы на край бокового канала в том случае, если она начнет криволинейное движение на начальном радиусе, который меньше  $R$  на ту же величину  $\Delta R$ .

При равенстве расходов воздуха через прямой канал и боковой отвод в идеальном случае, когда частицы не отстают от линий тока (например, при малом размере частиц и/или малой скорости воздуха), количество частиц  $N_r$ , поступающих в боковой отвод, и количество частиц  $N_{ex}$ , проходящих прямо, одинаково и равно в сумме количеству частиц  $N_{in}$  на входе в трубу:

$$N_{ex} = N_r = 0,5N_{in}.$$

В случае, когда за счет инерции частица уходит на больший радиус и может не попасть в боковой отвод, начало линии тока, соответствующей внешней границе поворачивающего потока, будет расположено приблизительно в средней части трубы (рис.7). Тогда отклонение количества частиц в боковом отводе от половины общего количества можно приближенно положить пропорциональным изменению радиуса.

Следовательно, количество частиц в боковом отводе  $N_r$  будет меньше, чем исходная половина от частиц на входе  $N_{in}$ , пропорционально величине  $\Delta R$ , что можно приближенно записать как

$$N_r = \frac{N_{in}}{2} \left( 1 - \frac{\Delta R}{R} \right). \quad (8)$$

Отсюда следует, что относительное (отнесенное к числу частиц на входе) количество частиц, прошедших прямо по трубе, будет приближенно равно:

$$\bar{N} = \frac{N_{ex}}{N_{in}} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\Delta R}{R} \right). \quad (9)$$

#### Результаты расчета распределения частиц пыли при центрифугировании

Расчет относительного количества частиц на выходе из прямого канала к количеству частиц на входе в канал был выполнен при угле поворота потока в отводе  $90^\circ$  для частиц разных размеров в диапазоне 5-30 мкм и при разных скоростях воздуха. Поскольку скорость воздуха пропорциональна

режиму работы двигателя при заданном сечении каналов и объеме цилиндров (в качестве примера рассмотрен малолитражный двигатель объемом 1,2 л с диаметром каналов 40 мм), исследованный диапазон скорости воздуха  $w = 5-20$  м/с примерно соответствует диапазону режимов работы двигателя  $n = 1000-6000$  мин<sup>-1</sup> при полной нагрузке.

Действительно, если положить, что через боковой отвод диаметром  $D$  питается цилиндр двигателя объемом  $V_h$ , то можно записать уравнение расхода в виде:

$$\rho w F = \mu_v V_h \frac{n}{60},$$

где  $\mu_v$  – коэффициент наполнения (в 1-м приближении принят неизменным и равным 1), откуда получается приблизительная связь скорости воздуха с частотой вращения в виде  $n = 300w$ , что было использовано ниже для иллюстрации результатов расчета.

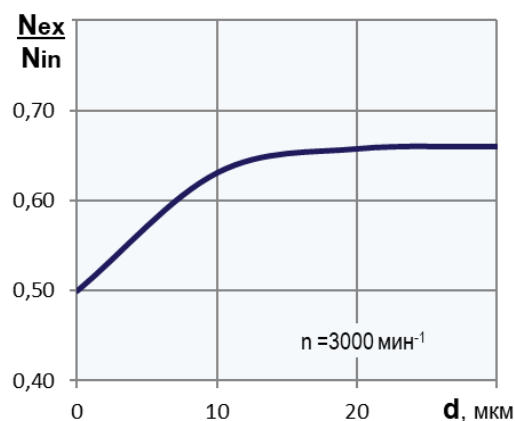


Рис.9. Расчетное влияние размера частиц пыли на их перераспределение в сторону прямого канала

Влияние размера частиц на их центрифугирование хорошо иллюстрирует рис. 9, где можно видеть зависимость отношения количества частиц на выходе  $N_{ex}$  к общему количеству частиц на входе  $N_{in}$  и режиму работы двигателя  $3000$  мин<sup>-1</sup> от размера частиц.

Расчет дает вполне ожидаемый результат – увеличение размера приводит ко все большему "проскакиванию" частиц по инерции мимо бокового отвода. В результате чего в прямой канал будет проходить пыли до 65%, в то время как в боковой отвод почти вдвое меньше - только 35%.

На рис. 10 представлены результаты расчета относительного количества частиц в прямом канале на разных режимах (при разной скорости воздуха) для частиц разных размеров.

Хорошо видно, что при увеличении размера частиц и скорости потока (частоты вращения коленвала) количество "проскочивших" поворот частиц увеличивается, что приводит к уменьшению



относительного количества пыли, попадающей в отвод, и, соответственно, к увеличению количества пыли в прямом канале до тех же 65–70 % от общего количества пыли на входе.

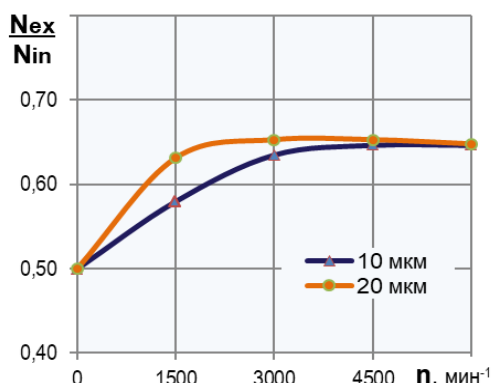


Рис. 10. Влияние режима работы двигателя на перераспределение частиц пыли разного размера за счет их центрифугирования

Таким образом, в воздуховоде с боковым отводом пыль перераспределяется так, что при условии одинакового расхода воздуха в прямой канал будет направлено тем больше пыли, чем больше размер частиц и скорость потока (частота вращения коленвала).

#### Оценка достоверности результатов расчета сравнением с результатами численного моделирования двухфазного течения

Поскольку исследований данной особенности перераспределения пыли во впускных каналах ДВС в известных источниках найти не удалось, было принято целесообразным оценить достоверность полученных результатов. С этой целью было выполнено численное моделирование 2-фазного течения (воздух с частицами) с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

Моделирование проводилось с помощью программного комплекса ANSYS в версии Student [23] в несколько этапов [24]. Для моделирования был взят тот же участок канала с боковым отводом (рис. 8), для которого выше были получены предварительные данные по распределению частиц пыли, при этом длина всех участков от разветвления была принята одинаковой и кратной пяти диаметрам.

Для построения конечно-элементной сетки был задан размер элемента области течения, равный 4 мм, после чего вся область разбивалась на элементы с таким размером. Далее было задано количество слоев пограничного слоя (12), затем были получены размеры элементов пограничного слоя из условия увеличения их толщины от начальной (минимальной) с коэффициентом 1,2. После этого была сгенерирована сетка с 168267 элементами (рис. 11).

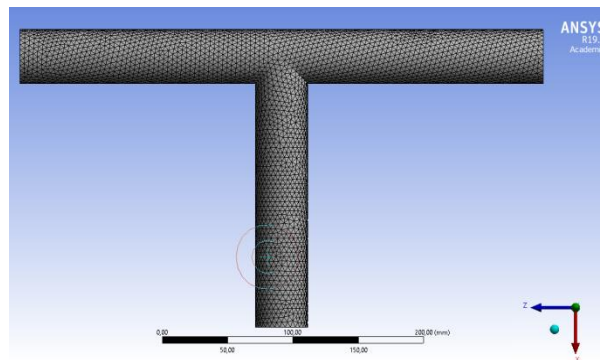


Рис. 11. Конечно-элементная модель области течения с разветвлением потока

Модель расчета создавалась в стандартном модуле Fluent программного комплекса ANSYS, что подразумевало: выбор материала (в задаче их два: воздух и частицы пыли), выбор модели течения, задание граничных условий, настройки расчетного модуля (решателя).

Если на входе в трубу граничные условия задать довольно просто, то в выходных сечениях труб граничные условия, а именно, давления, неизвестны. Поэтому в качестве первого приближения проводился расчет только течения воздуха без учета частиц песка. Считать 2-фазное течение воздуха с пылью сразу нельзя именно по этой причине.

В расчете течения воздуха была задана стандартная k-ε модель турбулентности [25]. В качестве граничных условий на входе задавалась скорость течения воздуха (те же значения в диапазоне 5-20 м/с), которая принята одинаковой по входному сечению и направленной к нему по нормали. Массовый расход воздуха на входе рассчитывался по скорости, площади, давлению и температуре, после чего на каждом выходе было установлено по половине общего массового расхода (поскольку два отвода приняты равноценными).

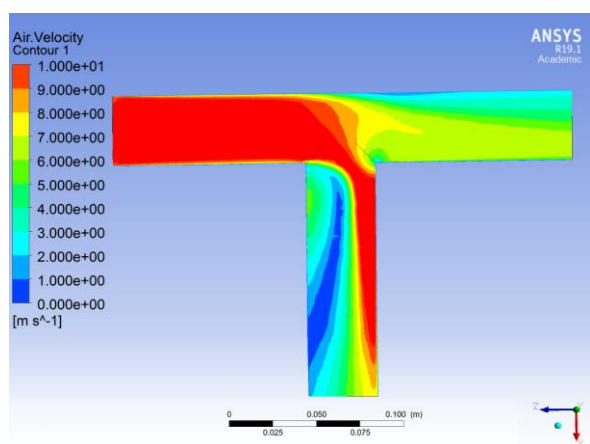
В результате расчета были получены поля давлений, скоростей, температур, а также линии тока воздуха (рис. 12). Помимо этого, определялись осредненные значения параметров воздуха в сечениях, в том числе, давлений на входе и выходе, с помощью встроенных функций программы.

Следующий этап расчета – добавление модели двухфазного течения – выполнен с помощью расчетного модуля Eulerian. В качестве граничных условий на выходе для этой модели задается только давление, полученное при расчете течения воздуха.

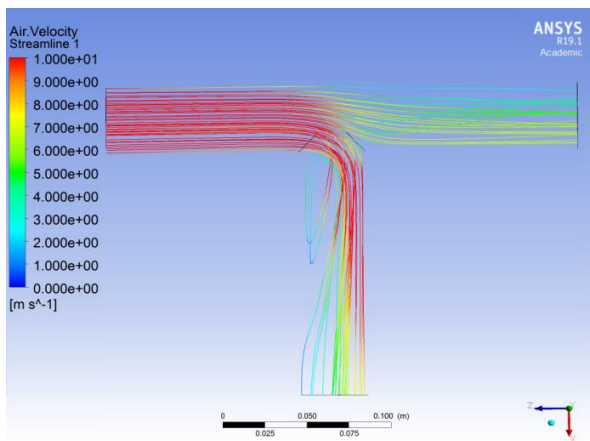
Полная модель Eulerian позволяет рассчитывать дисперсные течения. В рассматриваемом слу-

чае имеются две фазы: воздух и частицы пыли, которые считаются взаимопроницаемыми. В рамках данной модели решается свой набор уравнений сохранения для каждой фазы, где взаимодействие фаз описывается дополнительными слагаемыми в уравнениях сохранения. При этом для твердой дисперсной фазы использовался специальный вариант модели – Eulerian Granular.

В результате задача решается еще раз, уже во 2-м приближении, для которого заданы следующие граничные условия для воздуха: на входе – скорость, а на выходе – давление, полученное на 1-м этапе расчета. Для частиц пыли на входе задается их размер и массовый расход (скорость частиц на входе принималась равной скорости воздуха).



а)



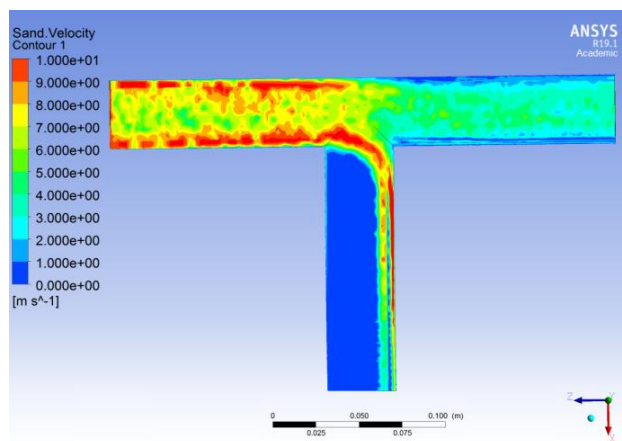
б)

Рис.12. Поля скоростей (а) и линии тока (б) воздуха в разветвляющемся канале при скорости на входе 10 м/с и равенстве расходов на выходе

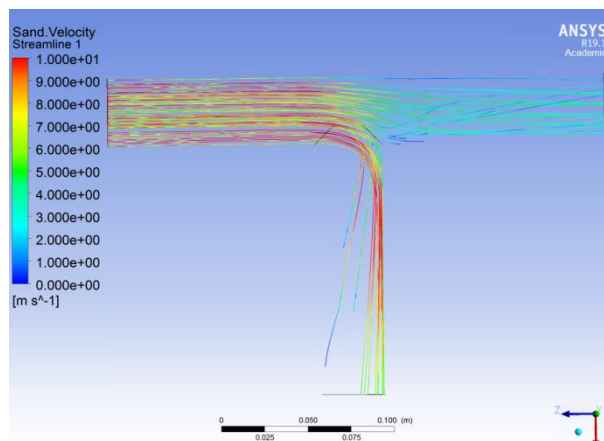
В результате расчета (рис.13) определяются траектории движения частиц пыли, а с помощью встроенной функции расчетного модуля – количество частиц и их скорость (массовый расход пыли),

а также уточненные расходы воздуха в прямом и боковом отводе.

Полученные данные моделирования 2-фазного течения в диапазоне скоростей воздуха 5-20 м/с при размере частиц 5-30 мкм показывают, что частицы малого размера (порядка 5 мкм и меньше) движутся по линиям тока воздуха и не обнаруживают центрифугирования при повороте потока в боковой отвод. В то же время чем больше размер частиц и скорость воздуха, тем больше частиц не попадает в боковой отвод, "проскакивая" по инерции прямо по трубе.



а)



б)

Рис.13. Поля скоростей (а) и траектории (б) частиц размером 10 мкм в воздухе, движение которого представлено на рис.12

Этот вывод совпадает со сделанным выше по результатам расчета движения частицы по радиусу, в том числе, и по количественным данным о перераспределении частиц (рис.14). Действительно, можно отметить совпадение в целом результатов расчета по "радиусной" методике с результатами

моделирования в диапазоне наиболее разрушительных при абразивном износе размеров частиц 10-20 мкм с точностью не хуже  $\pm 20\%$ .

Ошибка методики, очевидно, связана с принятыми в ней допущениями, главным образом, о движении воздуха по неизменному радиусу. Тем не менее, даже в упрощенном виде методика позволяет сделать то, что не дают никакие методы и средства диагностики ДВС [2,26] – объяснить характер повреждений и установить причину неисправности при некоторых видах абразивного износа.

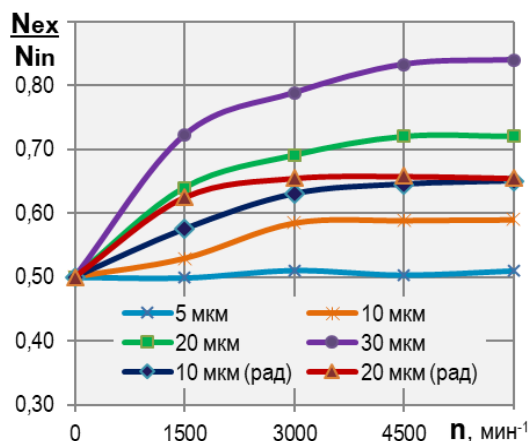


Рис.14. Результаты моделирования 2-фазного течения в сравнении с результатами расчета движения частиц по радиусу (рад) в зависимости от режима работы двигателя для различных размеров частиц пыли

#### Сравнение результатов расчета и моделирования с опытными данными

Практика показывает, что специфический абразивный износ вследствие центрифугирования пыли в разветвляющихся каналах обнаруживается в реальных конструкциях ДВС [3,6]. Особенно сильно такой износ проявляется даже при незначительных нарушениях регламента обслуживания двигателя и несвоевременной замене воздушного фильтра.



Рис.15. Патрубок с разветвлением потока от воздушного фильтра к турбокомпрессорам правого и левого ряда цилиндров V-образного дизеля

К каналам данного типа можно отнести, к примеру, патрубков подачи воздуха от воздушного фильтра V-образного ДВС с наддувом (рис.15).

На рис. 16 хорошо виден результат применения данного патрубка в конструкции ДВС – входные кромки лопаток турбокомпрессора, получавшего воздух из дальнего (от воздушного фильтра) канала патрубка, сильно повреждены в результате газоабразивного износа, в то время как лопатки компрессора, питаемого воздухом через боковой отвод, практически не имеют износа.



Рис.16. Избирательный газоабразивный износ входных кромок лопаток одного турбокомпрессора из двух за 42000 км пробега автомобиля [9]

Учитывая, что в исследуемом случае применялся волокнистый воздушный фильтр, его сочетание с патрубком, имеющим очевидное и совершенно безобидное, на первый взгляд, конструктивное исполнение, фактически получилось малопригодно для двигателя в реальных условиях эксплуатации – ресурс оказался в несколько раз снижен не только у одного из турбокомпрессоров, но и у всего двигателя в целом (детали цилиндров, получавших дополнительное количество пыли, также имели повышенный износ).

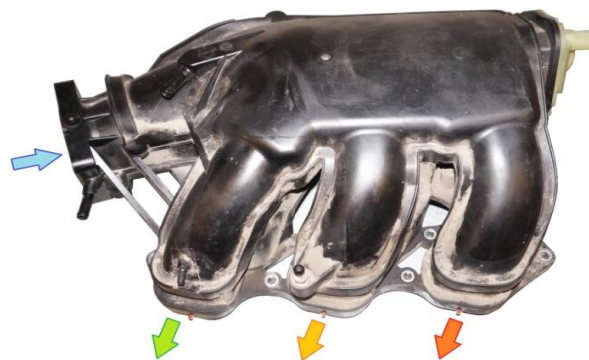


Рис.17. Впускной коллектор с изменяемой длиной каналов V-образного 6-цилиндрового бензинового двигателя

Еще более сильное влияние инерции пыли на ее перераспределение по каналам обнаруживается у некоторых конструкций впускных коллекторов. Так, в компактных конструкциях с использованием дозарядки цилиндров путем изменения длины каналов (рис.17) характерна высокая скорость воздуха в коллекторе. При этом происходит своего рода мультипликация абразивного износа – за счет описанных выше свойств современных волокнистых воздушных фильтров во впускную систему ДВС со временем может попадать все большее количество абразивных частиц пыли, которые не только сами по себе приводят к абразивному износу, но и вызывают за счет инерции еще большее локальное усиление износа путем перераспределения пыли в последние (по потоку) цилиндры.



Рис.18. Чрезвычайно сильный избирательный абразивный износ поршня №1 за 80.000 км, при этом в других цилиндрах износа почти нет

В результате в один цилиндр может собираться столько пыли, что ресурс его деталей (и ДВС в целом) за счет абразивного износа уменьшится во много раз (рис.18) по сравнению с остальными цилиндрами, ресурс которых, наоборот, только вырастет. Это может приводить к преждевременным отказам ДВС за счет чрезвычайно сильного абразивного износа только в одном цилиндре, даже в пределах срока гарантии производителя.

#### Выводы

1. Пыль обладает не только абразивными свойствами, но и инерцией частиц, из-за чего вследствие центрифугирования может неравномерно распределяться по элементам конструкции впускной системы ДВС, что особенно характерно при использовании воздушных фильтров из современных волокнистых материалов.

2. Произвольное изменение одного элемента конструкции ДВС (воздушный фильтр), даже если этот элемент сам по себе несет какие-то преимуще-

ства, может спровоцировать чрезвычайно сильное падение надежности и ресурса создаваемого или модернизируемого двигателя, если пренебречь центрифугированием пыли в разветвляющихся каналах, что указывает на необходимость не только учета этих процессов при проектировании, но и возможного уточнения регламентов обслуживания ДВС.

3. Разработанная методика расчета перераспределения пыли по инерции позволяет устанавливать причину наблюдаемого на практике чрезвычайно сильного локального абразивного износа ДВС, что подтверждается как результатами моделирования 2-фазного течения, так и данными реальных расследований причин отказов ДВС.

#### Список литературы:

1. Григорьев М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей [Текст] / М.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. - М.: Машиностроение, 1976. - 248 с.
2. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобильных двигателей. Т.3. Практические основы диагностирования [Текст] / В.Д. Мигаль. - Харьков: Майдан, 2014. - 444 с.
3. Lakshminarayanan P.A. Critical component wear in heavy duty engines [Text] / P.A. Lakshminarayanan, N.S. Nayak. - Singapore, John Wiley & Sons Ltd., 2011. - 424 p.
4. Yamagata H. The science and technology of materials in automotive engines [Text] / Yamagata H. - Cambridge: Woodhead Publishing Ltd, 2005. - 331 p.
5. Мышкин Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии [Текст] / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. - М.: Изд-во Физматлит, 2007. - 368 с.
6. Шаповалов В.В. Триботехника [Текст] / под ред. В.В. Шаповалова. - Ростов н/Д.: Изд-во "Феникс", 2017. - 348 с.
7. Rahnejat H. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends [Text] / H. Rahnejat. - Cambridge: Woodhead Publishing, 2010. - 1018 p.
8. Hoag K.L. Vehicular Engine Design. Powertrain [Text] / K.L. Hoag. - Wien: Springer-Verlag, 2006. - 223 p.
9. Хрулев А.Э. Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники [Текст] / В.Б. Дроздовский, С.К. Лосавио, А.Э. Хрулев. - М.: Издательство АБС, 2019. - 966 с.
10. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст] / А.Э. Хрулев. - М.: Изд-во "За Рулем", 1998. - 480 с.
11. Van Basshuysen R. Internal Combustion Engine. Basics, Components, Systems, and Perspectives [Text] / R. Van Basshuysen, F. Schäfer. - Warrendale: SAE International, 2004. - 812 p.
12. Palocz-Andresen M. Decreasing Fuel Consumption and Exhaust Gas Emissions in Transportation: Sensing, Control and Reduction of Emissions [Text] / M. Palocz-Andresen. - Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. - 318 p.
13. MS Motorservice. Техническая брошюра по фильтрам [Текст]: пер. с нем. - Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 2014. - 47 с.
14. Sutherland K. Filters and Filtration Handbook. 5-th Edition [Text] / K. Sutherland. - Burlington: Elsevier Ltd, 2008. - 523p.
15. Хрулев А. Гарантийный возраст дожития [Текст] / А. Хрулев, Ю. Буцкий // АБС Авто. - 2017. - 07. С. 46-50.
16. Основы фильтрации: Часть 1 [Электронный ресурс] / НПО ДСТ, 2016. - режим доступа: [http://pallekb.ru/триботехническое\\_значение\\_фильтрации/](http://pallekb.ru/триботехническое_значение_фильтрации/). - 20.05.2020 г.
17. Сказ о

том, как фильтры пачкаются [Электронный ресурс] / ТИОН, 2016. – режим доступа: <https://habr.com/ru/company/tion/blog/397457/>. - 20.05.2020 г. 18. Trautmann P. High Performance Nanofibre Coated Filter Media for Engine Intake Air Filtration [Электронный ресурс] / P. Trautmann, M. Durst, A. Pelz, N. Moser. - AFS 2005 Conference and Expo, April 10-13, 2005. - 9p. - режим доступа: [https://www.researchgate.net/publication/292649030\\_High\\_performance\\_nanofibre\\_coated\\_filter\\_media\\_for\\_engine\\_intake\\_air\\_filtration/](https://www.researchgate.net/publication/292649030_High_performance_nanofibre_coated_filter_media_for_engine_intake_air_filtration/). - 20.05.2020.19. Sukhapure K. CFD Modelling and Validation of Head Losses in Pipe Bifurcations [Text] / K. Sukhapure, A. Burns, T. Mahmud, J. Spooner // 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Slovenia, 2017. - pp. 489–494. 20. Tang Z. Effect of Particle Size and Shape on Separation in a Hydrocyclone [Text] / Z. Tang, L. Yu, F. FWang, N. Li, Chang L., N. Cui // Water. - 2019. - 11, No.16. – 19 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.3390/w11010016>. 21. Архипов В.А. Движение частиц дисперсной фазы в несущей среде [Текст] / В.А. Архипов, А.С. Усанина. – Томск: Издательский Дом Томского государственного университета, 2014. – 252 с. 22. Архипов В.А. Движение аэрозольных частиц в потоке [Текст]: Учеб. пособие / В.А. Архипов, А.С. Усанина. – Томск: Издательский Дом Томского государственного университета, 2013. – 92 с. 23. ANSYS Free Student Software Downloads [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc., 2019. – режим доступа: <https://www.ansys.com/academic/free-student-products/>. - 20.10.2019. 24. Федорова Н.Н. Основы работы в ANSYS 17 [Текст] / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. - М.: ДМК Пресс, 2017. - 210 с. 25. Мазо А.Б. Моделирование турбулентных течений несжимаемой жидкости [Текст] / А.Б. Мазо. - Казань: КГУ, 2007. – 106 с. 26. Isermann R. Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components [Text] / R. Isermann. - Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2017. - 303 p.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Grigoryev, M.A., Ponomaryev, N.N. (1976), "Izнос i dolgovechnost avtomobilnykh dvigatelei" [Wear and durability of automotive engines], Moscow, Mashinostroenie Publ., 248 p. 2. Migal, V.D. (2014), "Tekhnicheskaya diagnostika avtomobilnykh dvigatelei. I.3: Prakticheskie osnovy diagnostirovaniya" [Technical diagnostics of automotive engines. I.3: Practical Diagnostic Basics], Kharkov, Maidan, 444 p. (In Russian) 3. Lakshminarayanan, P.A., Nayak, N.S. (2011), "Critical component wear in heavy duty engines", Singapore, John Wiley & Sons Ltd., 424 p. 4. Yamagata, H. (2005), "The science and technology of materials in automotive engines", Cambridge, Woodhead Publishing Ltd, 331 p. 5. Myshkin, M.K., Petrokovetz, M.B. (2007), "Trenie, smazka, iznos: Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii" [Friction, Lubrication, Wear: Physical Fundamentals and Technical Applications of Tribology], Moscow, Phizmatlit Publ., 368 p. (In Russian) 6. Shapovalov, V.V. (2017), "Tribotekhnika" [Tribotechnology], Ros-

tov n/D, Feniks Publ., 348 p. 7. Rahnejat, H. (2010), "Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends", Cambridge, Woodhead Publishing, 1018 p. 8. Hoag, K.L. (2006), "Vehicular Engine Design. Powertrain", Wien, Springer-Verlag, 223p. 9. Khrulev, A.E., Drozdovskiy, V.B., Losavio, S.K. (2019), "Expertiza tekhnicheskogo sostoyaniya i prichiny neispravnosti avtomobilnoi tekhniki" [Technical condition expertise and automotive vehicle fault causes], Moscow, ABS Publ., 966 p. (In Russian). 10. Khrulev, A.E. (1998), "Remont dvigatelei zarubejnykh avtomobilei" [Foreign car engine repair], Moscow, Za Rulem Publ., 440 p. (In Russian). 11. Van Basshuysen, R., Schäfer, F. (2004), "Internal Combustion Engine. Basics, Components, Systems, and Perspectives", Warrendale, SAE International, 812 p. 12. Palocz-Andresen, M. (2013), "Decreasing Fuel Consumption and Exhaust Gas Emissions in Transportation: Sensing, Control and Reduction of Emissions", Berlin, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 318 p. 13. MS Motorservice (2014), "Tekhnicheskaya broshura po filtram" [Technical filter brochure], Neuenstadt, MS Motorservice International GmbH, 47 p. (In Russian). 14. Sutherland, K. (2008), "Filters and Filtration Handbook", 5-th Edition, Burlington, Elsevier Ltd, 523 p. 15. Khrulev, A., Butzkiy, U. (2017), "Garantiyani vozrast dojitiya" [Guaranteed age of survival]. ABS Avto, no. 07. pp. 46–50. (In Russian). 16. Osnovy filtratzii: Chast 1 [Filtering Basics: Part 1]. NPO DST, 2016. Available at: [http://pallekb.ru/tribotekhnicheskoe\\_znachenie\\_filytratsii/](http://pallekb.ru/tribotekhnicheskoe_znachenie_filytratsii/) (accessed 20.05.2020). 17. Skaz o tom kak filtry pachkautsya [The tale of how filters get dirty]. ТИОН, 2016. Available at: <https://habr.com/ru/company/tion/blog/397457/> (accessed 20.05.2020). 18. Trautmann, P., Durst, M., Pelz, A., Moser, N. (2005), "High Performance Nanofibre Coated Filter Media for Engine Intake Air Filtration" AFS 2005 Conference and Expo, April 10-13, 9 p. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/292649030\\_High\\_performance\\_nano\\_fibre\\_coated\\_filter\\_media\\_for\\_engine\\_intake\\_air\\_filtration/](https://www.researchgate.net/publication/292649030_High_performance_nano_fibre_coated_filter_media_for_engine_intake_air_filtration/) (accessed 20.05.2020). 19. Sukhapure, K., Burns, A., Mahmud, T., Spooner, J. (2017), "CFD Modelling and Validation of Head Losses in Pipe Bifurcations", 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Slovenia, pp. 489–494. 20. Tang, Z., Yu, L., Wang, F., Li, N., Chang, L., Cui, N. (2019), "Effect of Particle Size and Shape on Separation in a Hydrocyclone", Water, Vol. 11, No. 16. 19 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.3390/w11010016>. 21. Arkhipov, V.A., Usanina, A.S. (2014), "Dvijenie chastitz dispersnoi fazy v nesuschei srede" [The motion of particles of a dispersed phase in a carrier medium], Tomsk, Publishing House of Tomsk State University, 252 p. (In Russian). 22. Arkhipov, V.A., Usanina, A.S. (2013), "Dvijenie aerezolnykh chastitz v potoke" [The movement of aerosol particles in a stream], Tomsk, Publishing House of Tomsk State University, 92 p. (In Russian). 23. ANSYS Free Student Software Downloads / ANSYS, Inc., 2019. Available at: <https://www.ansys.com/academic/free-student-products/> (accessed 20.10.2019). 24. Fedorova, N.N., Valger, S.A., Danilov, M.N., Zakharova, Yu.V. (2017), "Osnovy raboty v ANSYS 17" [Fundamentals work in ANSYS 17], Moscow, DMK Press, 210 p. (In Russian). 25. Mazo, A.B. (2007), "Modelirovanie turbulentykh techeniy neszimaemoy zhidkosti" [Modeling turbulent flows of an incompressible fluid], Kazan, KGU, 106 p. (In Russian). 26. Isermann, R. (2017), "Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components", Berlin, Springer-Verlag GmbH, 303 p.

Поступила в редакцию 16.06.2020 г.

**Хрулев Александр Эдуардович** – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, руководитель Международного моторного бюро, Немешаево, Киевская обл., Украина, e-mail: alo.engine@gmail.com, +380961632183, ORCID 0000-0002-6841-9225.

**Дмитриев Сергей Алексеевич** – доктор техн. наук, профессор кафедры Учебно-научного аэрокосмического института Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: sad@nau.edu.ua, +380444977364, ORCID 0000-0002-4461-1837.

**ВІПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМИ ВПУСКУ НА ЦЕНТРИФУГУВАННЯ ПИЛУ  
І ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ СУЧАСНИХ ДВЗ**

*О.Е. Хрульов, С.О. Дмитрієв*

В умовах жорстких обмежень, що накладаються на конструкцію ДВЗ економічними та екологічними вимогами, є ризик нештатного і незапланованого зниження ресурсу ДВЗ внаслідок підвищеного абразивного зношування. Відповідно до цього мета роботи сформульована як дослідження типових конструкторських рішень впускних каналів ДВЗ з точки зору їх впливу на абразивний зношування деталей. При визначенні можливих джерел абразивних частинок було виявлено, що набули широкого поширення повітряні фільтри з волокнистих матеріалів, які мають властивість пропуску пилу при сильному забрудненні. У зв'язку з цим для типового елемента впускного каналу була розроблена методика розрахунку криволінійного руху частинки по лінії струму повітря з урахуванням сил, що діють поблизу бічного відведення з каналу. Розрахунок з допущенням про рух повітря по радіусу показав, що в результаті центрифугування частинка пилу відхиляється від лінії струму повітря і переходить на більший радіус тим сильніше, чим більше розмір частинки і швидкість повітря. Оцінка достовірності результатів розрахунку виконана шляхом чисельного моделювання двофазної течії за допомогою програмного комплексу ANSYS. Отримано збіг результатів розрахунку за методикою розрахунку руху частинки з результатами моделювання в діапазоні найбільш руйнівних при абразивному зношуванні розмірів частинок 10-20 мкм з точністю не гірше  $\pm 20\%$ . Порівняння результатів розрахунку і моделювання з даними виконаних досліджень причин несправностей ДВЗ підтвердило, що у впускній системі за рахунок нерівномірного розподілу частинок може виникнути локальне абразивне зношування в одному або декількох циліндрах. На підставі отриманих результатів сформульовані рекомендації щодо підвищення надійності та ресурсу ДВЗ в експлуатації, включаючи необхідність не тільки урахування процесів центрифугування пилу при проектуванні, а й можливого уточнення регламентів обслуговування вже що існують ДВЗ.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння; абразивний знос; впускний колектор; частинка; інерція; центрифугування.

**INFLUENCE OF THE INLET SYSTEM DESIGN ON DUST CENTRIFUGATION AND THE PARTS WEAR OF  
THE MODERN INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

*A.E. Khrulev, S.A. Dmitriev*

In conditions of severe restrictions imposed on the ICE design by economic and environmental requirements, there is a risk of abnormal and unplanned reduction of the ICE durability due to increased abrasive wear. In accordance with this, the objective of the work is formulated as a study of typical design solutions of the intake system of the internal combustion engines from the point of view of their influence on the abrasive wear of the parts. In determining the possible sources of abrasive particles, it was found that the widely used air filters from fibrous materials have the property to pass dust when heavily contaminated. In this regard, for a typical element of the inlet system, a method was developed for calculating the curvilinear motion of the particle along the air flow line considering the acting forces near the lateral outlet from the channel. Calculation with the assumption of the air movement along the radius showed that, as a result of centrifugation, the dust particle deviates from the air flow line and moves by a larger radius which increases with the particle size and air speed. The reliability of the calculation results was estimated by numerically simulating a two-phase flow using the ANSYS software package. A coincidence of the calculation results by the method of particle motion calculation with the simulation results in the range of the most destructive abrasive particles of 10-20  $\mu\text{m}$  with an accuracy of no worse than  $\pm 20\%$  is obtained. Comparison of calculation and simulation results with experimental data from studies of the causes of ICE failures confirmed that local abrasive wear in one or more cylinders can occur due to uneven particle distribution in the intake system. Based on the results obtained, recommendations are formulated to increase the reliability and durability of ICE in operation, including the need not only to take into account dust centrifugation processes during design, but also the possible refinement of maintenance procedures for existing ICEs.

**Key words:** internal combustion engine; abrasive wear; intake manifold; particle; inertia; centrifugation.

Т.Н. Колесникова, В.Г. Заренбин, О.П. Сакно, В.С. Швецкий

## АНАЛИЗ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ

Выполнен анализ тенденций развития современных автомобилей, который показал, что наиболее перспективным в решении энергетической и экологической проблемы на транспорте является применение гибридных силовых установок на автомобилях, которые обеспечивают (на 30 - 50%) улучшение экономических и экологических показателей автомобиля. Приведен анализ статистических данных исследований гибридных автомобилей, который показал, что из 29 гибридных автомобилей, которые сейчас представлены на рынке США, всего 7 обходятся автолюбителям дешевле, по сравнению с бензиновыми или дизельным автомобилями. Также показаны данные гибридных автомобилей для сравнения с бензиновыми автомобилями аналогичного класса. Сделаны выводы, что покупка автомобиля с гибридной силовой установкой (ГСУ) экономически целесообразнее приобретения аналогичного автомобиля с обычным ДВС. Однако гибриды постепенно теряют свои конкурентные преимущества из-за улучшения экономичности бензиновых транспортных средств. Поэтому возникла необходимость в оценке топливной экономичности автомобилей с гибридными силовыми установками. Для оценки топливной экономичности автомобилей с ГСУ предложена методика оценки их топливной экономичности. Для расчета топливной экономичности гибридных автомобилей необходимы следующие данные: общий пробег гибридного автомобиля, пробег гибридного автомобиля в режиме электромобиля, пробег автомобиля в гибридном режиме, расход электроэнергии аккумуляторной батареи гибридного автомобиля для преодоления 1 км пути в режиме электромобиля, стоимость 1 кВт запасаемой энергии в тяговой аккумуляторной батарее от стандартной электрической сети, расход топлива в гибридном режиме, стоимость топлива. Показано, что, чем меньше дневной пробег гибридного автомобиля и чем меньше его средняя скорость, тем дешевле стоит км его пробега. В отличие от автомобилей с ДВС, в которых большой расход топлива происходит именно на первых км пробега и на небольших средних скоростях, что связано с интенсивным прогревом ДВС при выходе его температуры на номинальное значение и с тем, что автомобиль в пробках и заторах имеет низкую среднюю скорость (до 30 км/ч), а ДВС работает неэффективно.

**Ключевые слова:** гибридная силовая установка; бензиновый двигатель; топливная экономичность

### Введение

Потребление значительного количества топливно-энергетических ресурсов на транспорте приводит к истощению и удорожанию запасов «черного золота», негативно влияет на состояние экологической обстановки. При насыщении городов транспортом все больше внимания уделяется при решении данной проблемы применению энерго-сберегающих технологий. Поэтому приоритетной задачей при проектировании городских автомобилей является улучшение их топливно-экономических показателей.

Анализ тенденций развития современных автомобилей показывает, что наиболее перспективным в решении энергетической и экологической проблемы на транспорте является применение гибридных силовых установок на автомобилях, которые обеспечивают (на 30 - 50%) улучшение экономических и экологических показателей автомобиля [1].

Целью данной работы является анализ топливной экономичности автомобилей с гибридными силовыми установками.

### Анализ гибридных автомобилей

Анализ проведенных статистических исследований показал, что из 29 гибридных автомобилей, которые сейчас представлены на рынке США всего 7 обходятся автолюбителям дешевле, по сравнению с бензиновыми или дизельным автомобилями. В таблице 1 показаны данные гибридных автомобилей для сравнения с аналогичными бензиновыми.

Таблица 1. Данные для сравнения гибридных автомобилей с аналогичными бензиновыми

Гибридная версия					
	Марка и модель	Серия	Общая стоимость топлива, \$	%	Цена авто, \$
	Chevrolet Malibu Hybrid	4D Sedan	3,897	69,2	40,005
	Ford C-Max Hybrid	SE 4D Hatchback	4,579	63,0	33,068
%	Ford Fusion Hybrid	S 4D Sedan	4,258	63,3	32,654
	Honda CR-Z	EX 2D Coupe	4,864	66,8	35,667
	Hyundai Sonata Hybrid	4D Sedan	4,349	61,6	32,653
	Kia Optima Hybrid	4D Sedan	4,811	64,1	34,226
	Toyota Camry Hybrid	LE 4D Sedan	4,412	52,5	30,731
	Toyota Prius	Two 4D Sedan	3,479	61,0	31,434
\$	Toyota Prius C	One 4D Sedan	3,655	67,9	30,175
	Toyota Prius V	Two 4D Sedan	4,307	59,2	33,532
	VW Jetta Hybrid	SEL Premium 4D Sedan	4,940	65,5	42,168

Сюда вошли такие модели, как Toyota Pirus C, Ford Fusion, Lexus CT200 h, Lexus ES300 h, Toyota Avalon, Lincoln MKZ и Audi Q5 [2].

Обозначение \$ указывает на то, что гибрид выгоднее обычного автомобиля, а % показывает, что гибридная версия более выгодная с точки зрения амортизационных расходов. В топливной колонке отмечены гибриды, обеспечивающие экономию го-рючего.

В табл. 2 показаны данные бензиновых автомобилей.

Таблица 2. Данные для сравнения бензиновых автомобилей с аналогичными гибридными

Бензиновая версия				
Марка	Серия	Общая стоимость топлива, \$	%	Цена авто, \$
Chevrolet Malibu	LT 4D Sedan	5,900	68,2	38,498
Ford Focus	SE 4D Hatchback	4,854	69,1	30,450
Ford Fusion	S 4D Sedan	6,932	67,2	35,808
Honda Civic	EX 4D Sedan	5,208	60,0	32,136
Hyundai Sonata	SE 4D Sedan 2,4	6,137	57,0	31,396
Kia Optima	LX 4D Sedan	6,487	62,9	33,513
Toyota Camry	LE 4D Sedan	6,320	52,8	30,361
Toyota Corolla	L 4D Sedan	5,961	57,9	29,679
Toyota Yaris	SE 4D Hatchback	5,592	64,8	31,451
Toyota Corolla	L 4D Sedan	5,961	57,9	29,679
VW Jetta	SEL Premium 4D Sedan	6,256	66,7	40,812

При расчете разницы в стоимости владения автомобилем специалисты VINCENTRIC учитывали как изначальную цену автомобиля, так и стоимость топлива с нормами амортизации. Предполагается, что каждое транспортное средство находится во владении пять лет, а ежегодный пробег составляет 15 тысяч миль (24 140 км).

Самый яркий пример — это модель CT200h от японской марки Lexus, за пятилетний период на неё необходимо потратить на 8,7 тысяч долларов меньше, чем на её бензиновый аналог. А вот LS600H от того же бренда гораздо выгодней на традиционном типе моторов, за испытуемый период времени он сможет сэкономить в среднем на 30 тысяч долларов больше, чем его гибридный аналог.

Таблица 3. Сравнение гибридов и аналогичных (похожих) моделей с бензиновыми двигателями

Гибрид-версия	Бензин-версия	Разница в стоимости		
		Разница в стоимости топлива, \$	%	Разница в стоимости авто, \$
Chevrolet Malibu Hybrid	Chevrolet Malibu	2,003	1,0	1,507
Ford C-Max Hybrid	Ford Focus	275	-6,1	2,618
Ford Fusion Hybrid	Ford Fusion	2,674	-3,9	3,154
Honda CR-Z	Honda Civic	344	6,8	3,531
Hyundai Sonata Hybrid	Hyundai Sonata	1,788	4,6	1,257
Kia Optima Hybrid	Kia Optima	1,676	1,2	713
Toyota Camry Hybrid	Toyota Camry	1,908	-0,3	370
Toyota Prius	Toyota Corolla	2,482	3,1	1,755
Toyota Prius C	Toyota Yaris	1,937	3,1	1,276
Toyota Prius V	Toyota Corolla	1,654	1,3	3,853
VW Jetta Hybrid	VW Jetta	1,316	-1,1	1,356

Ещё встречаются примеры, когда покупка гибрида экономически целесообразнее приобретения аналогичного автомобиля с обычным ДВС. Однако гибриды постепенно теряют свои конкурентные преимущества из-за улучшения экономичности бензиновых транспортных средств. Поэтому возникла необходимость в оценке топливной экономичности автомобилей с гибридными силовыми установками.

Для анализа топливной экономичности гибридных автомобилей разработана методика оценки их топливной экономичности [3].

Для расчета топливной экономичности гибридных автомобилей необходимо иметь следующие данные: общий пробег гибридного автомобиля, пробег гибридного автомобиля в режиме электромобиля, пробег автомобиля в гибридном режиме, расход электроэнергии аккумуляторной батареи гибридного автомобиля для преодоления 1 км пути в режиме электромобиля, стоимость 1 кВт запасаемой энергии в тяговой аккумуляторной батарее от стандартной электрической сети, расход топлива в гибридном режиме, стоимость топлива.

Также необходимы статистические данные по топливной и энергетической экономичности гибридных автомобилей при их эксплуатации на территории Украины, США, России, Германии, Ни-



дерландов согласно соответствующим ценам на бензин и электрическую энергию [4].

### Расчет расхода топлива и электрической энергии гибридных автомобилей

Для подробного исследования стоимости энергоносителей при эксплуатации гибридных автомобилей проводят расчет расхода топлива и электрической энергии гибридных автомобилей по формуле (1) при пробеге автомобилей на разное расстояние  $S$  от 10 до 400 км.

Эквивалентный расход топлива для определения реальной оценки топливной экономичности гибридных автомобилей:

$$C_{\text{Электро}} = W_{\text{эл}} \cdot C_{\text{эл.ТАБ}}, S \leq S_{\text{Электро}}$$

$$S_{\text{Электро}} = S \cdot \eta_{\text{Электро}}$$

$$C_{\text{Гибрид}} = \frac{Q_{\text{Гибрид}} \cdot C_{\text{Топлива}}}{100}, S \geq S_{\text{Электро}}, \quad (1)$$

$$C_{\text{ЭксплГА}} = C_{\text{Электро}} + C_{\text{Гибрид}} + C_{\text{АКБ}}, S = S_{\text{Электро}} + S_{\text{Гибрид}}$$

где  $S$  – общий пробег гибридного автомобиля, км;

$S_{\text{Электро}}$  – пробег гибридного автомобиля в режиме электромобиля, км;

$S_{\text{Гибрид}}$  – пробег автомобиля в гибридном режиме, км;

$W_{\text{эл}}$  – расход электроэнергии аккумуляторной батареи гибридного автомобиля для преодоления 1 км пути в режиме электромобиля, кВт·ч/км;

$C_{\text{эл.ТАБ}}$  – стоимость 1 кВт запасаемой энергии в тяговой аккумуляторной батарее от стандартной электрической сети, грн/кВт·ч;

$Q_{\text{Гибрид}}$  – расход топлива в гибридном режиме, л/100 км;

$C_{\text{Топлива}}$  – стоимость топлива, грн/л;

$C_{\text{АКБ}}$  – стоимость расходов на периодическую замену аккумуляторных батарей и их утилизацию.

$$C_{\text{АКБ}} = C_{\text{ЗаменаАКБ}} + C_{\text{УтилизацияАКБ}} \quad (2)$$

Также необходимо учитывать КПД узлов электромобиля: КПД двигателя, КПД редуктора главной передачи, КПД контроллера с потерями на проводах и контакторах.

Итоговый КПД кинематики электромобиля:

$$\eta_{\text{Электро}} = \eta_{\text{Двигателя}} \cdot \eta_{\text{Редуктор}} \cdot \eta_{\text{Контроллера}} \quad (3)$$

Удельный расход топлива не является постоянной величиной. На расход топлива сильно влияет частота вращения коленчатого вала.

Также при изменении режимов работы двигателя существенно изменяется коэффициент избытка воздуха  $a$ , от величины которого зависит топливная экономичность автомобиля. Формулу расхода топлива на 100 км пробега, можно получить из выражения:

$$Q = \frac{100G_T}{V_a \cdot \rho_T}, \quad (4)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч;

$V_a$  – скорость движения автомобиля, км/ч;

$\rho_T$  – плотность топлива, г/см<sup>3</sup>.

Для расчета часового расхода топлива необходимо удельный расход топлива умножить на мощность:

$$Q = g_e \cdot N_e = \frac{0,03V_h \cdot P_e}{H_u \cdot \eta_e}, \quad (5)$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);

$N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;

$P_e$  – среднее эффективное давление, кПа;

$H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_e$  – эффективный КПД;

$V_h$  – рабочий объем цилиндров двигателя, л;

$n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Для удобства оценки топливной и энергетической экономичности гибридных автомобилей проводят эквивалентный перерасчет стоимости энергоносителей в эквивалентный расход топлива (бензин) по ценам на электрическую энергию и топливо в разных странах (в Украине, России, США, Германии, Нидерландах) по формуле (6) [4].

Стоимость энергоносителей за суточный пробег (от зарядки ТАБ до следующей зарядки), который в общем случае может быть равен любому расстоянию, грн / км

$$C_{\text{Сут/км}} = \frac{C_{\text{ЭксплГА}}}{S_{\text{Сут}}}, \quad (6)$$

где  $C_{\text{Сут/км}}$  – суточная (от зарядки ТАБ до следующей зарядки) стоимость энергоносителей при эксплуатации гибридных автомобилей, грн.;

$S_{\text{Сут}}$  – суточный пробег гибридного автомобиля, км.

От пройденного суточного пробега  $S_{\text{Сут}}$  будет в значительной степени зависеть стоимость одного км пробега  $C_{\text{Сут/км}}$  гибридного автомобиля.

### Выводы

В статье выполнен анализ гибридных автомобилей и показано, что покупка гибрида экономически целесообразнее приобретения аналогичного автомобиля с обычным ДВС. Однако гибриды постепенно теряют свои конкурентные преимущества из-за улучшения экономичности бензиновых транспортных средств. Поэтому был предложен расчет расхода топлива и электрической энергии гибридных автомобилей с учетом стоимости замены и утилизации АКБ.

В результате расчетов установлено, чем меньше дневной пробег гибридного автомобиля и чем меньше его средняя скорость, тем дешевле стоит км его пробега. В отличие от автомобилей с

ДВС, в которых большой расход топлива происходит именно на первых км пробега и на небольших средних скоростях, что связано с интенсивным прогревом ДВС при выходе его температуры на номинальное значение и с тем, что автомобиль в пробках и заторах имеет низкую среднюю скорость (до 30 км / ч.), а ДВС работает неэффективно.

### Список литературы:

1. Гусаров А.П. Потребление топлива и выбросы CO<sub>2</sub> автомобилями / А.П. Гусаров // Журнал автомобильных инженеров. — 2009. — № 3 (56). — С. 13 — 15. 2. Листов И. Стоит ли покупать гибриды? Партнер: веб-сайт. URL: <https://www.partner-inform.de/partner/detail/2010/7/218/4361/stoit-li-pokupat-gibrid?lang=ru> (дата обращения 08.07.2020). 3. Смирнова А.О. Методика оцінки паливної економічності гібридних автомобілів / А.О. Смирнова // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Ав-

томобіле - та тракторобудування. — 2013. — №30 (1003). — С. 114 —120. 4. Global Energy Statistical Yearbook. Enerdata: веб-сайт URL: <https://www.enerdata.net/publications/world-energy-statistics-supply-and-demand.html> (дата обращения 08.07.2020)

### Bibliography (transliterated):

1. Gusarov, A.P. (2009), "Fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions from cars" ["Potreblenie toplyva i vybrosty CO<sub>2</sub> avtomobilyami"], *Automotive Engineers Journal, Moscow*, No. 3 (56), pp. 13-15. 2. Listov I., "Is it worth buying a hybrid?" ["Stoit li pokupat gibrid?"], available at: <https://www.partner-inform.de/partner/detail/2010/7/218/4361/stoit-li-pokupat-gibrid?lang=ru>. 3. Smirnova, A.O. (2013), "Methods for assessing the fuel efficiency of hybrid cars" ["Metodika ocinki palyvnoi ekonomichnosti gibridnix avtomobiliv"], *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car and tractor construction, Kharkiv*, No. 30 (1003), pp. 114-120. 4. "Global Energy Statistical Yearbook" ["Globalnij statisticheskiy egegodnik"], available at: <https://www.enerdata.net/publications/world-energy-statistics-supply-and-demand.html>.

Поступила в редакцию 18.06.2020 г.

**Колесникова Татьяна Николаевна** – канд. техн. наук, доцент кафедры эксплуатации и ремонта машин, Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Днепр, Украина, e-mail: [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net), +380952252523, <http://orcid.org/0000-0002-8568-4688>.

**Заренбин Владимир Георгиевич** – доктор техн. наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта машин, Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Днепр, Украина, e-mail: [zvg@mail.pgasa.dp.ua](mailto:zvg@mail.pgasa.dp.ua), (056)756-33-68, <http://orcid.org/0000-0001-9268-0071>.

**Сакно Ольга Петровна** – канд. техн. наук, доцент кафедры эксплуатации и ремонта машин, Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Днепр, Украина, e-mail: [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net), (056)756-33-68, <http://orcid.org/0000-0003-4672-6651>.

**Швецкий Владимир Сергеевич** – студент 1 курса магистратуры факультета информационных технологий и механической инженерии, Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, Днепр, Украина, e-mail: [ajnyr265@gmail.com](mailto:ajnyr265@gmail.com).

## АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ

*Т. М. Колеснікова, Заренбін В.Г., О. П. Сакно, В. С. Швецький*

Виконано аналіз тенденцій розвитку сучасних автомобілів, який показав, що найбільш перспективним у вирішенні енергетичної і екологічної проблеми на транспорті є застосування гібридних силових установок на автомобілях, які забезпечують (на 30 - 50%) покращання економічних і екологічних показників автомобіля. Наведено аналіз статистичних даних досліджень гібридних автомобілів, який показав, що з 29 гібридних автомобілів, які зараз представлені на ринку США, всього 7 обходяться автовласникам дешевше, порівняно з бензиновими або дизельними автомобілями. Також показано дані гібридних автомобілів для порівняння з бензиновими автомобілями аналогічного класу. Зроблено висновки, що покупка автомобіля з гібридною силовою установкою (ГСУ) економічно доцільніше, ніж придбання аналогічного автомобіля зі звичайним ДВЗ. Однак гібриди поступово втрачають свої конкурентні переваги через поліпшення економічності бензинових транспортних засобів. Тому виникла необхідність в оцінці паливної економічності автомобілів з гібридними силовими установками. Для оцінки паливної економічності автомобілів з ГСУ запропоновано методику оцінки їх паливної економічності. Для розрахунку паливної економічності гібридних автомобілів необхідні наступні дані: загальний пробіг гібридного автомобіля, пробіг гібридного автомобіля в режимі електромобіля, пробіг автомобіля в гібридному режимі, витрата електроенергії акумуляторної батареї гібридного автомобіля для подолання 1 км шляху в режимі електромобіля, вартість 1 кВт запасу енергії в тяговій акумуляторній батареї від стандартної електричної мережі, витрата палива в змішаному режимі, вартість палива. Показано, що, чим менший денний пробіг гібридного автомобіля і чим менша його середня швидкість, тим дешевше коштує його км пробігу. На відміну від автомобілів з ДВЗ, у яких велика витрата палива відбувається саме на перших км пробігу і на невеликих середніх швидкостях, що пов'язано з інтенсивним прогріванням ДВЗ при виході його температури на номінальне значення і з тим, що автомобіль в пробках і заторах має низьку середню швидкість (до 30 км/год), а ДВЗ працює неефективно.

**Ключові слова:** гібридна силова установка; бензиновий двигун; паливна економічність.

## ANALYSIS OF FUEL ECONOMY OF CARS WITH HYBRID POWER INSTALLATION

*T. N. Kolesnikova, V.G. Zarenbin, O. P. Sakno, V. S. Shveckij*

The analysis of tendencies of development of modern cars has been carried out, which showed that the most promising solution to energy and environmental problems in transport is the use of hybrid propulsion systems for automobiles that provide (by 30 - 50%) improvement in economic and environmental performance of the car. The analysis of statistical data of hybrid cars research is given, which showed that out of 29 hybrid vehicles, currently available on the US market, only 7 are cheaper to mo-

torists compared to petrol or diesel cars. Also shown are the data of hybrid vehicles for comparison with petrol cars of the same class. Conclusions that buying a car with a hybrid power plant (HPP) is economically preferable to purchasing a similar car with a conventional ICE. However, hybrids are losing their competitive advantage due to the improved efficiency of gasoline-powered vehicles. Therefore, there is need to assess the fuel efficiency of vehicles with hybrid power plants. For evaluation of the fuel efficiency of vehicles with HPP a method is proposed of evaluating their fuel efficiency. To calculate the fuel efficiency of hybrid cars the following data are required: total mileage of the hybrid car, mileage of the hybrid car in electric mode, car mileage in hybrid mode, power consumption of the battery of a hybrid vehicle to overcome 1 km in electric mode, cost of 1 kW of stored energy in traction battery from a standard mains, fuel consumption in hybrid mode, cost of fuel. It is shown that, the less the daily mileage of a hybrid car and lower the average speed, the cheaper is the km of its run. Unlike vehicles with ICE, in which high consumption of fuel occurs on the first kilometers at low average speeds, which is associated with intensive heating up of the ICE when its temperature reaches the nominal value and with the fact that the car in traffic jams has a low average speed (up to 30 km/h), and the ICE works inefficiently.

**Key words:** hybrid propulsion system; petrol engine; fuel efficiency.

УДК 620.1:(621.43:621.385.2)

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.12

*Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.І. Случак, О.Ф. Прищепов, О.В. Щесюк, Я.Ю. Давиденко*

## АВТОМАТИЗОВАНА TICKER-СИСТЕМА ДИСТАНЦІЙНОГО ВІДОБРАЖЕННЯ ДАНИХ ДЛЯ СВІТЛОДІОДНОГО ТАБЛА В СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

*Проблема розробки адаптивних систем виведення інформації, синхронізованих з процесом перебігу експерименту вирішується за рахунок існуючих методів концентрації уваги та інтерактивної подачі інформації. Метою даного дослідження є розробка світлодіодного табла з автоматизованою ticker-системою оперативного виводу інформації при стендових випробуваннях двигунів внутрішнього згорання. У статті авторами розроблено конструктивну схему світлодіодного табла для відображення даних стендових випробувань ДВЗ. Принцип рухомого рядку (ticker), що широко застосовується в біржовій аналітиці та рекламі є достатньо інформативним для відображення результатів стендових випробувань ДВЗ. Розроблена конструкція базується на мікросхемі MAX7219. Передача даних відбувається за допомогою інтерфейсу UART через модуль Bluetooth HC-06. Драйвер керується за допомогою інтерфейсу SPI (режим 0). Вибір світлодіодного дисплею обумовлено можливістю застосування монохроматичного випромінювання світло діодів в якості точкових джерел випромінювання з широкими можливостями для регулювання параметрів світіння. Це досягається при використанні в складі кластерів високоефективних світлодіодів Pure-Green (525 нм), Ultra-Red (660 нм), Blue (470 нм). Встановлено, що використання модульної системи Arduino дозволить в широких межах варіювати властивості системи відображення даних та при розробці спеціального софту вести аналітику випробувань за допомогою адаптивних нейромереж. Удосконалено метод аналізу та відображення даних стендових випробувань двигуна внутрішнього згорання. Розроблена схема може бути розвинена для голографічної підсвітки зон критичних навантажень на поверхні досліджуваної конструкції. Децю нижча інтерактивність голограм в порівнянні з доповненою реальністю робить їх допоміжною роль більш доцільною. Це може стати базою для формування на такій поверхні маркерів для інтерактивних систем доповненої реальності.*

**Ключові слова:** світлодіод; LED-табло; ДВЗ, Arduino; рухомий рядок; автоматизована ticker-система.

### Постановка проблеми

Розробки автоматизованих систем динамічного виведення інформації, що є синхронізованими з досліджуванним процесом є важливою інженерною та науково-прикладною задачею.

Сприйняття отриманої інформації, її інтерпретація та прикладне використання базуються на тому, які параметри може одночасно спостерігати та співставляти науковець. Від цього залежить те, чи буде упущено малопомітні випадки кореляції між непов'язаними, на перший погляд, показниками, які можуть наштовхнути розробника на цілком новий погляд на проблему.

### Теоретичні основи дослідження

Модульність та сумісність з значним асортиментом датчиків дозволяють широко застосовувати апаратну частину Arduino для автоматизації в модулях розумного будинку [1], системах діагностування парових двигунів Стирлінга [2], [3], та в інженерній освіті [4].

Застосування рухомого рядку для відображення актуальної інформації є найбільш поширеним в рекламі та біржовій діяльності [5], проте мають значний потенціал і в системах виводу інформації [6].

Значення мобільного, синхронного з експериментом виводу, інформації для правильної наукової інтерпретації отриманих даних складно переоцінити. Зазвичай розробники тяжіють до двох крайностей, таких як збір даних та обробка нейромережами

Значення мобільного, синхронного з експериментом виводу, інформації для правильної наукової інтерпретації отриманих даних складно переоцінити. Зазвичай розробники тяжіють до двох крайностей, таких як збір даних та обробка нейромережами

torists compared to petrol or diesel cars. Also shown are the data of hybrid vehicles for comparison with petrol cars of the same class. Conclusions that buying a car with a hybrid power plant (HPP) is economically preferable to purchasing a similar car with a conventional ICE. However, hybrids are losing their competitive advantage due to the improved efficiency of gasoline-powered vehicles. Therefore, there is need to assess the fuel efficiency of vehicles with hybrid power plants. For evaluation of the fuel efficiency of vehicles with HPP a method is proposed of evaluating their fuel efficiency. To calculate the fuel efficiency of hybrid cars the following data are required: total mileage of the hybrid car, mileage of the hybrid car in electric mode, car mileage in hybrid mode, power consumption of the battery of a hybrid vehicle to overcome 1 km in electric mode, cost of 1 kW of stored energy in traction battery from a standard mains, fuel consumption in hybrid mode, cost of fuel. It is shown that, the less the daily mileage of a hybrid car and lower the average speed, the cheaper is the km of its run. Unlike vehicles with ICE, in which high consumption of fuel occurs on the first kilometers at low average speeds, which is associated with intensive heating up of the ICE when its temperature reaches the nominal value and with the fact that the car in traffic jams has a low average speed (up to 30 km/h), and the ICE works inefficiently.

**Key words:** hybrid propulsion system; petrol engine; fuel efficiency.

УДК 620.1:(621.43:621.385.2)

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.12

*Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.І. Случак, О.Ф. Прищепов, О.В. Щесюк, Я.Ю. Давиденко*

## АВТОМАТИЗОВАНА TICKER-СИСТЕМА ДИСТАНЦІЙНОГО ВІДОБРАЖЕННЯ ДАНИХ ДЛЯ СВІТЛОДІОДНОГО ТАБЛА В СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

*Проблема розробки адаптивних систем виведення інформації, синхронізованих з процесом перебігу експерименту вирішується за рахунок існуючих методів концентрації уваги та інтерактивної подачі інформації. Метою даного дослідження є розробка світлодіодного табла з автоматизованою ticker-системою оперативного виводу інформації при стендових випробуваннях двигунів внутрішнього згорання. У статті авторами розроблено конструктивну схему світлодіодного табла для відображення даних стендових випробувань ДВЗ. Принцип рухомого рядку (ticker), що широко застосовується в біржовій аналітиці та рекламі є достатньо інформативним для відображення результатів стендових випробувань ДВЗ. Розроблена конструкція базується на мікросхемі MAX7219. Передача даних відбувається за допомогою інтерфейсу UART через модуль Bluetooth HC-06. Драйвер керується за допомогою інтерфейсу SPI (режим 0). Вибір світлодіодного дисплею обумовлено можливістю застосування монохроматичного випромінювання світло діодів в якості точкових джерел випромінювання з широкими можливостями для регулювання параметрів світіння. Це досягається при використанні в складі кластерів високоефективних світлодіодів Pure-Green (525 нм), Ultra-Red (660 нм), Blue (470 нм). Встановлено, що використання модульної системи Arduino дозволить в широких межах варіювати властивості системи відображення даних та при розробці спеціального софту вести аналітику випробувань за допомогою адаптивних нейромереж. Удосконалено метод аналізу та відображення даних стендових випробувань двигуна внутрішнього згорання. Розроблена схема може бути розвинена для голографічної підсвітки зон критичних навантажень на поверхні досліджуваної конструкції. Децю нижча інтерактивність голограм в порівнянні з доповненою реальністю робить їх допоміжною роль більш доцільною. Це може стати базою для формування на такій поверхні маркерів для інтерактивних систем доповненої реальності.*

**Ключові слова:** світлодіод; LED-табло; ДВЗ, Arduino; рухомий рядок; автоматизована ticker-система.

### Постановка проблеми

Розробки автоматизованих систем динамічного виведення інформації, що є синхронізованими з досліджуванним процесом є важливою інженерною та науково-прикладною задачею.

Сприйняття отриманої інформації, її інтерпретація та прикладне використання базуються на тому, які параметри може одночасно спостерігати та співставляти науковець. Від цього залежить те, чи буде упущено малопомітні випадки кореляції між непов'язаними, на перший погляд, показниками, які можуть наштовхнути розробника на цілком новий погляд на проблему.

### Теоретичні основи дослідження

Модульність та сумісність з значним асортиментом датчиків дозволяють широко застосовувати апаратну частину Arduino для автоматизації в модулях розумного будинку [1], системах діагностування парових двигунів Стирлінга [2], [3], та в інженерній освіті [4].

Застосування рухомого рядку для відображення актуальної інформації є найбільш поширеним в рекламі та біржовій діяльності [5], проте мають значний потенціал і в системах виводу інформації [6].

Значення мобільного, синхронного з експериментом виводу, інформації для правильної наукової інтерпретації отриманих даних складно переоцінити. Зазвичай розробники тяжіють до двох крайностей, таких як збір даних та обробка нейромережами

Значення мобільного, синхронного з експериментом виводу, інформації для правильної наукової інтерпретації отриманих даних складно переоцінити. Зазвичай розробники тяжіють до двох крайностей, таких як збір даних та обробка нейромережами

в online-режимі [7] з використанням WEB-серверів для аналізу і графічного відображення інформації з датчиків різного типу та збір даних в offline-режимі [8] з їх подальшою обробкою і інтерпретацією.

В рамках даного дослідження заплановано поєднання ізольованого та відкритого режимів для забезпечення оперативного сприйняття і відображення інформації одночасно з її автоматичним аналізом за допомогою мережевих алгоритмів.

#### Формування задачі

Метою даного дослідження є розробка світлодіодного (LED) табла з автоматизованою ticker-системою оперативного виводу інформації при стендових випробуваннях двигунів.

Об'єктом є система відображення інформації з застосуванням вводу та аналізу інформації через WEB-сервери, алгоритми та нейромережі та виводу з відображенням шляхом рухомого рядку.

Предмет – світлодіодне LED-табло для виводу даних випробувального стенду двигунів з їх диспансійним відображенням шляхом рухомого рядку.

В процесі дослідження поставлено ряд завдань.

1. Розробити конструкцію світлодіодного LED-табла для виводу інформації при стендових випробуваннях ДВЗ.

2. Розробити схему пристрою.

3. Задати налаштування в програмній прошивці пристрою.

Розроблена конструкція базується на мікросхемі MAX7219 [11] (MAX7221), яка призначена для управління семисегментними світлодіодними індикаторами.

Вибір LED-дисплею обумовлено можливістю застосування монохроматичного випромінювання світлодіодів в якості точкових джерел випромінювання з широкими можливостями для регулювання параметрів світіння.

Вибір модульних елементів Arduino обумовлено як можливостями програмування за допомогою звичайної PC-сумісної клавіатури, або ПК, так і широким спектром сумісних модулів, доступних в широкому ціновому діапазоні. Саме за універсальними модульними конструкціями з широкою уніфікацією майбутнє електронних автоматизованих систем.

Введення подібної конструкції дозволить забезпечити ефективність сприйняття та обробки інформації одночасно з зниженням фактору розсіювання уваги дослідника завдяки особливостям системи, розрахованої саме на привертання уваги. Дана схема може бути використана, на заводах при планових стендових випробуваннях ДВЗ, в науково-дослідних установках та навчальному процесі.

#### Методика дослідження

Розробка високомобільних засобів оперативного виводу інформації при стендових випробуваннях ДВЗ є перспективним шляхом для отримання точної статистичної бази даних за різними параметрами роботи таких конструкцій.

Першим етапом даного дослідження стала розробка конструкції світлодіодного LED-табла для виводу інформації при стендових випробуваннях двигунів. Для цього було запропоновано застосувати Arduino Nano як модульну плату, яка працює на чіпі ATmega328P та є оптимальною в плані мініатюризації.

Основою конструкції є мікросхема MAX7219 (MAX7221), яка показана на рис. 1.

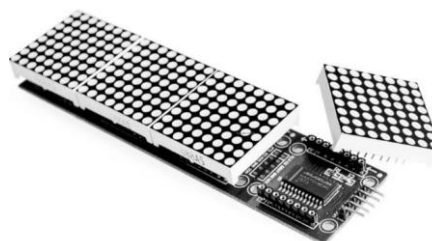


Рис. 1. Мікросхема MAX7219

Драйвер керується за допомогою інтерфейсу SPI (режим 0), що підтримує частоту для інтерфейсу до 10 МГц. Мікросхема MAX7219 є трилінійною, та здійснює передачу необхідної інформації в послідовному коді. Лінія DIN є основою для LOAD- та CLK-тактового інформаційного сигналу, що дозволяє також приймати дані. Лінія DOUT, може бути використана в якості блоку виводу даних при послідовному з'єднанні ряду мікросхем.

Характеристики:

- напруга живлення: 4.0–5.5 В;
- мінімальний струм без індикації: 150 мкА;
- частота оновлення: 500-1300 Гц;
- максимальний струм одного сегмента: 45 мА.

Передача даних відбувається за допомогою інтерфейсу UART через модуль Bluetooth HC-06 [10], який може передавати файли потоком до 25 Мб/с зі швидкістю до 2,1 Мбіт / с.

В діапазоні від 2,402 ГГц до 2,480 ГГц за допомогою поширення частотного перестрибування спектру (FHSS) даний модуль дозволяє уникнення перешкод від інших пристроїв дуплексної передачі.

Найбільш висока яскравість світіння і природна передача кольорів досягається при використанні в складі кластерів високоефективних світлодіодів Pure-Green (525 нм), Ultra-Red (660 нм), Blue (470 нм).

#### Результати досліджень

Результатом досліджень стала схема (рис. 2), розроблена в рамках другого етапу.

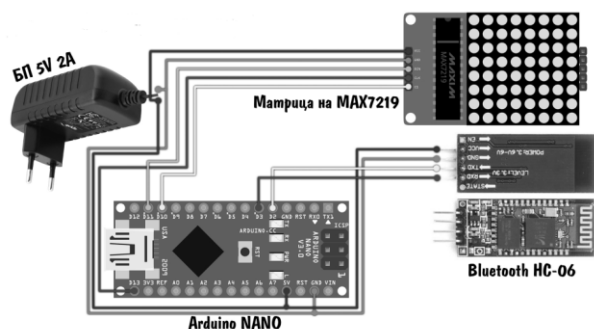


Рис. 2. Схема підключення компонентів рухомого рядка

Схема комплектувалась відповідно до ГОСТ 2.702.

На схемі видно досить компактний варіант Arduino NANO [9], а також блок живлення на 5 В, який буде забезпечувати роботу інформаційного табло.

В наочному вигляді це схема рис. 3, де видно всі модулі з якими в комплекті йде асемблер та програмне забезпечення, що виключає необхідність розробки асемблера під кожну нову архітектуру та програмного забезпечення для його інтерпретації.

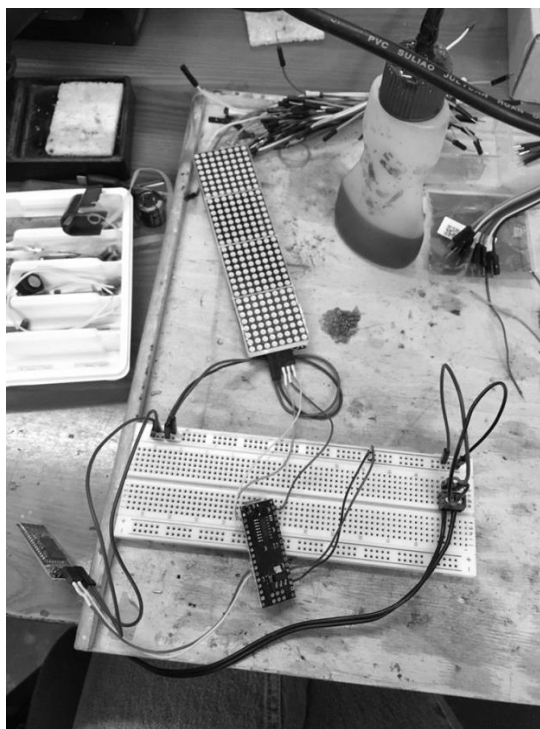


Рис. 3. Наочний показ схеми підключення компонентів з використанням матриці Max7219.

Така конструкція дозволяє вводити, редагувати текстову і графічну інформацію, додавати ефекти, переглядати результат і відправляти створену інформацію на табло.

Налаштування в прошивці:  
BRIGHTNESS 50 // стандартна яскравість (0-255).

CURRENT\_LIMIT 2000 // ліміт по струму в міліампер, автоматично управляє яскравістю (пожалій свій блок живлення!) 0 – вимкнуті ліміт.

WIDTH 42 // ширина матриці.

HEIGHT 8 // висота матриці.

SEGMENTS 1 // діодів в одному «пікселі» (для створення матриці з шматків стрічки).

COLOR\_ORDER GRB // порядок кольорів на стрічці. Якщо колір відображається некоректно – міняйте. Почати можна з RGB.

MATRIX\_TYPE 0 // тип матриці: 0 – зигзаг, 1 – паралельна.

CONNECTION\_ANGLE 0 // кут підключення: 0 – лівий нижній, 1 – лівий верхній, 2 – правий верхній, 3 – правий нижній.

STRIP\_DIRECTION 0 // напрямок стрічки з кута.

Для того щоб змінити контент на рухомому рядку або світлодіодному екрані, в першу чергу потрібно з'ясувати модель встановленого контролера, тип і розмір модулів, крок пікселя і розмір в пікселях.

На рис. 4 наведено наочний показ роботи розробленого пристрою з використанням матриці Max7219.

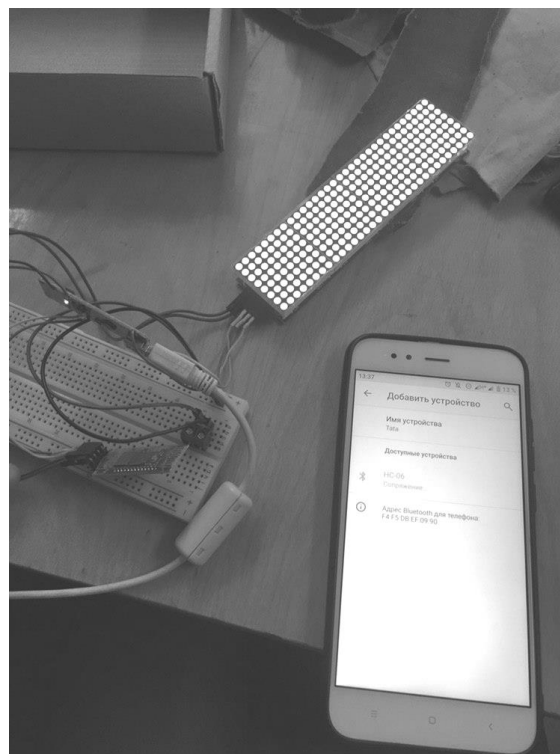


Рис. 4. Наочний показ роботи пристрою з використанням матриці Max7219

### Обговорення та перспективи подальших досліджень

Отримання та обробка даних експерименту в реальному часі має велике значення для їх правильної інтерпретації. Розглядаючи розроблену схему, можна відмітити її слабкість в вигляді обмеженості дисплею в плані повноти відображення даних. І хоча рухомий рядок є значним кроком вперед в порівнянні з застарілим записом до бази даних, коли неможливо побачити дані, що знімаються в даний момент, це не дає усієї повноти картини.

Перспективними в даному випадку виглядають методи відображення інформації з накладанням на макет об'єкту та інтерактивними вікнами з інформацією.

В даному випадку найбільш простими в реалізації виглядають системи доповненої реальності.

Одним з шляхів вдосконалення розробленої тискер-системи відображення даних стане система виводу картини на дисплей у вигляді захисного щитка, що виконуватиме карантинні, захисні та інформативні функції. Проте правильність та синхронність накладання картини потребує застосування більших обчислювальних ресурсів або спрощення за рахунок застосування маркерів [12]. Принцип передачі даних в розробленому LED-таблі може стати основою для проєкції точкових маркерів на дослідника та дослідний стенд, що дозволить значно економити обчислювальні ресурси та використовувати інтерактивні вікна зі знятою інформацією.

Питання проєкції маркерів наводить на другий варіант вдосконалення такої системи, а саме використання оптичної [13] та звукової [14] голограми реального часу. Проте обмеженість інтерактивної взаємодії дослідника з голограмою робить її використання для проєкції маркерів для доповненої реальності більш доцільним.

### Висновки

Світлодіодне табло для дистанційного відображення інформації при стендових випробуваннях ДВЗ дозволяє оперативно розміщувати інформацію про стан двигуна і його параметрів (потужність, оберти, момент обертання, температура охолоджуючої рідини, температура відпрацьованих газів, тиск в системі змащування та ін.). Система працює в широкому діапазоні зовнішніх температур: від -40 до +55 градусів за Цельсієм.

Розроблена система є основою для систем голографічної проєкції даних на дослідну модель або системи проєкції маркерів доповненої реальності, що виглядає більш доцільним в плані інтерактив-

ності взаємодії дослідника з дослідним стендом та сервером інформації.

### Список літератури:

1. Федько А. О. Розробка та моделювання системи «розумний будинок» з підвищеною надійністю на базі Arduino [Електронний ресурс] / А. О. Федько, І. Я. Зеленьова, М. Ю. Тягунова // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія : Проблеми моделювання та автоматизації проєктування. – 2019. – № 1. – С. 16–25. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Npdntu\\_pm\\_2019\\_1\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Npdntu_pm_2019_1_5).
2. Pablo Dellicompagni, Luis Saravia, Martin Altamirano, Judith Franco. Simulation and testing of a solar reciprocating steam engine // Energy. – 2018. – no. 151. – Pp. 662–674. – <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.110>.
3. A.P. Masoumi, A.R. Tavakolpour-Saleh. Experimental assessment of damping and heat transfer coefficients in an active free piston Stirling engine using genetic algorithm // Energy. – 2020. – no. 195. – Pp. 117064. – <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117064>.
4. Рябко А. В. Автоматизація установок для лабораторного практикуму з механіки з використанням апаратно-програмної платформи arduino [Електронний ресурс] / А. В. Рябко, В. С. Толмачов // Наукові записки [Центральноукраїнського державного педагогічного університету імені Володимира Винниченка]. Сер. : Педагогічні науки. – 2018. – Вип. 173(2). – С. 165–168. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nz\\_p\\_2018\\_173\(2\)\\_40](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nz_p_2018_173(2)_40).
5. Xuejing Xing, Randy I. Anderson, Yan Hu. What's a name worth? The impact of a likeable stock ticker symbol on firm value // Journal of Financial Markets. – 2016. – Vol. 31. – Pp. 63–80. <https://doi.org/10.1016/j.finmar.2016.06.003>.
6. D. Scott McCrickard, Richard Catrambone, C. M. Chewar, John T. Stasko. Establishing tradeoffs that leverage attention for utility: empirically evaluating information display in notification systems // International Journal of Human-Computer Studies. – 2003. – Vol. 58. – No. 5. – Pp. 547–582. [https://doi.org/10.1016/S1071-5819\(03\)00022-3](https://doi.org/10.1016/S1071-5819(03)00022-3).
7. Мясущев А. А. Web-server на arduino для графического представления информации с удаленных датчиков [Електронний ресурс] / А. А. Мясущев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2018. – № 2. – С. 146–152. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchni\\_tekh\\_2018\\_2\\_25](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchni_tekh_2018_2_25).
8. Левченко Д. В. Усереднення індикаторних діаграм ДВЗ, знятих сучасними цифровими системами реєстрації [Електронний ресурс] / Д. В. Левченко // Автомобільний транспорт. – 2017. – Вип. 41. – С. 71–76. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/at\\_2017\\_41\\_13](http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2017_41_13).
9. Іван Іванов, Arduino Nano: обзор и характеристики платы от Arduino [Електронний ресурс] Datasheet arduino nano – опубл. 28 травня 2017 о 14:10. – Режим доступу: <https://arduinoplus.ru/arduino-nano/>.
10. Олег Евсегнеев. Настройка bluetooth-модулей HC-05/06 [Електронний ресурс] Онлайн курс з DIY-конструювання. – Режим доступу: <https://robotclass.ru/articles/bluetooth-hc-05-06/>.
11. Жмудь В. А. Светодиодная индикация на основе микросхемы MAX7219 / В. А. Жмудь, В. Г. Трубин, М. В., Трубин А. В. Суменков // Автоматика и программная инженерия, 2016, No 2(16). – С. 86–96. – Режим доступу: <http://jurnal.nips.ru/sites/default/files/%D0%90%D0%98%D0%9F%D0%98-2-2016-11.pdf>.
12. Oufqir Z., El Abderrahmani A., Satori K. From Marker to Markerless in Augmented

Reality // Bhateja V., Satapathy S., Satori H. (eds) *Embedded Systems and Artificial Intelligence. Advances in Intelligent Systems and Computing*. – 2020. – Vol. 1076. – Springer, Singapore. DOI: 10.4018/978-1-7998-3250-8.ch003. 13. Hu, Y., Luo, X., Chen, Y. et al. 3D-Integrated metasurfaces for full-colour holography // *Light Sci.* – 2019. – Appl 8. – Pp. 86. <https://doi.org/10.1038/s41377-019-0198-y>. 14. A. Marzo, S. Seah, B. Drinkwater, D. Sahoo, B. Long, and S. Subramanian. Holographic acoustic elements for manipulation of levitated objects // *Nat. Commun.* – 2015. – No. 6. – Pp. 8661. <https://doi.org/10.1038/ncomms9661>.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. A. A. Fedko, I. Ya. Zeleniova, M. Yu. Tiagunova. (2019), "Development and modeling of the system "smart home" with increased reliability on the basis of Arduino [Rozrobka ta modelivannia systemy "rozumnii budynok" z pidvyshchenoiu nadiynistiui na bazi Arduino], Scientific works of Donetsk national technical university. Series: Problems of modeling and design automation, No 1, pp. 16–25. Access mode: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Npdntu\\_pm\\_2019\\_1\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Npdntu_pm_2019_1_5). 2. Pablo Dellicompagni, Luis Saravia, Martin Altamura, Judith Franco (2018), "Simulation and testing of a solar reciprocating steam engine", *Energy*, No. 151, pp. 662–674. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.110>. 3. A. P. Masoumi, A. R. Tavakolpour-Saleh (2020), "Experimental assessment of damping and heat transfer coefficients in an active free piston Stirling engine using genetic algorithm", *Energy*, Vol. 195, pp. 117064. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117064>. 4. A.V. Ryabko, V. S. Tolmachev (2018), "Automation of installations for laboratory practicum in mechanics using the hardware-software platform arduino" [Avtomatyzatsiia ustanovok dlia laboratornoho praktykumu z mekhaniky z vykorystanniam aparatno-prohrainnoi platformy arduino]. Scientific notes [Central Ukrainian State Pedagogical University named after Volodymyr Vynnychenko], Ser. Pedagogical sciences, Vol. 173 (2), pp. 165–168. Access mode: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nz\\_p\\_2018\\_173\(2\)\\_40](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nz_p_2018_173(2)_40). 5. Xuejing Xing, Randy I. Anderson, Yan Hu (2016), "What a s a name worth? The impact of a likeable stock ticker symbol on firm value", *Journal of*

*Financial Markets*, vol. 31, pp. 63–80. <https://doi.org/10.1016/j.finmar.2016.06.003>. 6. D. Scott McCrickard, Richard Catrambone, C. M. Chewar, John T. Stasko (2003), "Establishing tradeoffs that leverage attention for utility: empirically evaluating information display in notification systems", *International Journal of Human-Computer Studies*, vol. 58, No. 5, pp. 547–582. [https://doi.org/10.1016/S1071-5819\(03\)00022-3](https://doi.org/10.1016/S1071-5819(03)00022-3). 7. Miasishchev A. A. (2018), "Web-server on arduino for graphical representation of information from remote sensors" [Web-server na arduino dlia graficheskogo predstavlenia informatsii s udalennykh datchikov], *Bulletin of the Khmelnytsky National University, Technical sciences*, No 2, pp. 146–152. Access mode: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchmu\\_tekh\\_2018\\_2\\_25](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchmu_tekh_2018_2_25). 8. Levchenko D. V. (2017), "Averaging of indicator diagrams of internal combustion engines, taken by modern digital registration systems" [Userednennia indykatorykh diahram DVZ, zniatykh suchasnyimi tsyfrovymy systemamy reyestratsiyi], *Automobile transport*, Issue 41, pp. 71–76. Access mode: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/at\\_2017\\_41\\_13](http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2017_41_13). 9. Ivan Ivanov (2020), "Arduino Nano: review and characteristics of the board from Arduino", *Datasheet arduino nano*, viewed 2 June. <https://arduinoplus.ru/arduino-nano/>. 10. Oleg Evysegneiev. Setting up the HC-05/06 bluetooth modules, viewed 2 June, <https://robotclass.ru/articles/bluetooth-hc-05-06/>. 11. Zhmud V. A., Trubin V. G., Trubin M. V., Sumenkov A. V. (2016), "LED Indication Based on MAX7219 Chip" [Svetodiodka indikatsiia na osnove mikroskhemii MAX7219], *Automation and Software Engineering*, No 2 (16), pp. 86–96. <http://jurnal.nips.ru/sites/default/files/%D0%90%D0%98%D0%9F%D0%98-2-2016-11.pdf>. 12. Oufqir Z., El Abderrahmani A., Satori K. (2020), "From Marker to Markerless in Augmented Reality". In: Bhateja V., Satapathy S., Satori H. (eds), "Embedded Systems and Artificial Intelligence", *Advances in Intelligent Systems and Computing*, Vol. 1076, Springer, Singapore. DOI: 10.4018/978-1-7998-3250-8.ch003. 13. Hu, Y., Luo, X., Chen, Y. et al. (2019), "3D-Integrated metasurfaces for full-colour holography", *Light Sci, Appl* 8, pp. 86. <https://doi.org/10.1038/s41377-019-0198-y>. 14. A. Marzo, S. Seah, B. Drinkwater, D. Sahoo, B. Long, and S. Subramanian (2015), "Holographic acoustic elements for manipulation of levitated objects", *Nat. Commun*, No. 6, pp. 8661. <https://doi.org/10.1038/ncomms9661>.

Надійшла до редакції 01.07.2020 р.

**Клименко Леонід Павлович** – доктор техн. наук, професор, ректор, професор кафедри екології та природокористування Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, e-mail: rector@chmnu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3458-9453>.

**Андрєєв В'ячеслав Іванович** – канд. техн. наук, доцент кафедри екології та природокористування Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, e-mail: [avi@chmnu.edu.ua](mailto:avi@chmnu.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-1143-8043>.

**Случак Олександр Ігорович** – старший науковий співробітник, науково-дослідна частина Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, e-mail: sluchak@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5051-0648>.

**Прищєпов Олег Федорович** – канд. техн. наук, доцент кафедри автоматизації і комп'ютерно-інтегрованих технологій Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, e-mail: [prif@ukr.net](mailto:prif@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0002-9608-2703>.

**Щєсюк Олег Володимирович** – канд. техн. наук, доцент кафедра автоматизації комп'ютерно-інтегрованих технологій Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, 54003, e-mail: [taifun.kv@gmail.com](mailto:taifun.kv@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0003-1467-3751>

**Давиденко Яна Юрїївна** – студентка 3 курсу факультету комп'ютерних наук Чорноморського національного університету імені Петра Могили, м. Миколаїв, Україна, e-mail: [davidenko13842@gmail.com](mailto:davidenko13842@gmail.com)

#### **АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ TICKER -СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО ОТОБРАЖЕНИЯ ДАННЫХ ДЛЯ LED-ТАБЛО В СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**Л.П. Клименко, В.И. Андреев, А.И. Случак, О.Ф. Прищєпов, О.В. Щєсюк, Я.Ю. Давыденко**

Проблема разработки адаптивных систем вывода информации, синхронизированных с процессом течения эксперимента решается за счет существующих методов концентрации внимания и интерактивной подачи информации. Целью данного исследования является разработка светодиодного табло с автоматизированной ticker-системой оперативного вывода информации при стендовых испытаниях двигателей внутреннего сгорания. Разработанная конструкция базиру-



ется на микросхеме MAX7219. Передача данных происходит с помощью интерфейса UART через модуль Bluetooth HC-06. Драйвер управляется с помощью интерфейса SPI (режим 0). Выбор светодиодного дисплея обусловлено возможностью применения монохроматического излучения светодиодов в качестве точечных источников излучения с широкими возможностями для регулирования параметров свечения. Это достигается при использовании в составе кластеров высокоэффективных светодиодов Pure-Green (525 нм), Ultra-Red (660 нм), Blue (470 нм). В статье авторами разработана конструктивная схема светодиодного табло для отображения данных стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания. Принцип подвижного ряда (ticker), который широко применяется в биржевой аналитике и рекламе, является достаточно информативным для воспроизведения результатов, стендовых испытаний ДВС. Определено, что применение модульной системы Arduino, позволит в широких пределах варьировать свойства системы отображения данных и при разработке специального софта вести аналитику испытаний при помощи адаптивных нейросетей. Усовершенствован метод анализа и отображения данных стендовых испытаний двигателя внутреннего сгорания. Разработанная схема может быть развита для голографической подсветки зон критических нагрузок на поверхности исследуемой конструкции. Несколько более низкая интерактивность голограмм по сравнению с дополненной реальностью делает их вспомогательную роль более целесообразной. Это может стать базой для формирования на такой поверхности маркеров для интерактивных систем дополненной реальности.

**Ключевые слова:** светодиод LED-табло, ДВС, Arduino, бегущая строка, автоматизированная тикер-система.

#### **AUTOMATED TICKER-SYSTEM OF REMOTE DISPLAY OF DATA FOR LED-BOARD IN BENCH TESTS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

*L.P. Klymenko, V.I. Andreev, O.I. Sluchak, O.F. Prishchepov, O.V. Shchesiuk, Ya.Yu. Davidenko*

The problem of developing adaptive information output systems, synchronized with the process of the experiment is solved by existing methods of concentration and interactive presentation of information. The purpose of this study is to develop an LED-board with an automated ticker-system for prompt display of information during bench tests of internal combustion engines. The developed design is based on the MAX7219 microcircuit. Data transfer occurs using the UART interface via the Bluetooth module HC-06. The driver is controlled via the SPI interface (mode 0). The choice of LED display is due to the possibility of using monochromatic light emitting diodes as point sources of radiation with a wide range of options for regulation of luminescence parameters. This is achieved when using high-performance LED clusters Pure-Green (525 nm), Ultra-Red (660 nm), Blue (470 nm). In the article the authors developed a constructive scheme of LED board for displaying the data of bench tests of internal combustion engines. The principle of the moving series (ticker), which is widely used in stock exchange analytics and advertising, is informative enough to reproduce the results of the internal combustion engine test bench tests. It has been determined that the application of the Arduino modular system will allow to vary the properties of the data display system to a wide extent and, when developing special software, to conduct test analytics using adaptive neural networks. The method of analysis and display of bench test data of an internal combustion engine has been improved. The developed scheme can be developed for holographic illumination of critical load zones on the surface of the structure under study. The slightly lower interactivity of holograms compared to augmented reality makes their supporting role more appropriate. It can be the basis for the formation on such a surface of markers for interactive augmented reality systems.

**Keywords:** LED board, internal combustion engine, Arduino, moving line, automated ticker system.

Л.В. Капітанова, О.В. Лось, В.І. Рябков

## МЕТОДИКА ВПЛИВУ ЗАМІНИ МАРШОВИХ ДВИГУНІВ НА МАСУ І ЗЛІТНО-ПОСАДКОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДИФІКАЦІЙ ЛІТАКІВ

Найбільш глибокі модифікаційні змінення в літаках транспортної категорії здійснюються шляхом зміни геометрії крила і заміни маршових двигунів. При заміні маршових двигунів досягається не тільки значне поліпшення злітно-технічних параметрів, але й відбувається значні змінення величини і структури масових характеристик як двигунів, так і літака в цілому вже на етапі проектування модифікації.

Так, при створенні військово-транспортного літака (ВТЛ) Ан-178 на базі пасажирського Ан-148 замість двигуна Д436-148 з тягою 7100 кгс встановлено двигун Д436-148ФМ з тягою 8600 кгс, що привело не тільки до вантажопідйомної, але й до збільшення злітної маси модифікації. Це збільшення маси обумовлено доопрацюваннями післяльотних випробувань опитного зразка, технологічними особливостями процесів при їх виготовленні, змінами умов замовника і таке інше.

В таких умовах визначення злітно-посадкові параметри побудовано на використанні так званої стартової маси, яка знайдена розрахунковим шляхом з урахуванням збільшення вантажопідйомності модифікації літака.

Однак, до моменту сертифікації модифікації, тобто встановлення істинних значень злітно-посадкових параметрів неминуче відбувається зростання маси, обумовленої доробками післяльотних випробувань дослідного зразка, технологічними особливостями процесів при їх виготовленні, змінами умов замовника і т.п. Злітну масу, збільшену, в порівнянні зі стартовою масою, прийнято вважати злітною сертифікованою. У таких моделях враховано ряд обмежень, зумовлених вимогами, що пред'являються до літаків середньої вагової категорії, що і встановлює граничні значення злітно-посадкових параметрів конкретної модифікації.

На основі таких моделей встановлено взаємодію змінення маси модифікації (зі збільшеною тягою маршових двигунів) зі злітно-посадковими параметрами, такими, як довжина розбігу при зльоті і потрібна довжина злітно-посадкової смуги при перерваному зльоті з ділянкою гальмування.

Реалізація таких досліджень при створенні літака Ан-178 з двигунами Д436-148ФМ дозволила вирішити задачу збільшення вантажопідйомності та забезпечити базування на аеродромах, які заявлені для базового варіанту літака Ан-148.

**Ключові слова:** маршові двигуни, маса модифікації, довжина пробігу при зльоті, потрібна довжина злітно-посадкової смуги.

### Вступ

Задачу створення модифікацій літаків транспортної категорії зі збільшеною вантажопідйомністю і дальністю дії неможливо вирішити без заміни маршових двигунів зі збільшеною тягою.

Таке рішення проблеми збільшення продуктивності неминуче призводить до зростання маси модифікації, що тягне за собою зниження питомих показників ефективності, в тому числі, і злітно-посадкових параметрів, таких, як довжина пробігу при зльоті, довжина пробігу при посадці і потрібна довжина злітно-посадкової смуги.

Використання в модифікаціях маршових двигунів зі збільшеною тягою тягне за собою зміни і інших параметрів всієї силової установки: її маси, запасу палива на борту, перекомпоновки паливних баків і т.і., що оказує специфічний вплив і на оцінку маси літака.

В таких умовах використання традиційного вагового балансу [1, 3, 6] є необґрунтованим і потребує уточнення.

Уточнення компонентів вагового балансу модифікації при заміні маршових двигунів відбувається шляхом розробки моделей, які встановлюють взаємодію кожної компоненти вагового балансу з новою масою модифікації з новими двигунами.

Такий підхід є основним шляхом створення модифікацій з заявленою масою, який дозволяє проаналізувати параметричні змінення злітно-посадкових характеристик і уникнути циклового їх визначення.

### Аналіз умов забезпечення потрібних ЗПХ

Як витікає з наведених джерел [1-8], процес створення модифікацій літаків транспортної категорії з завищеною вантажопідйомністю неминуче призводить до збільшення маси літака, що, в свою чергу, породжує проблему забезпечення їх злітно-посадкових характеристик (ЗПХ), тому що більш важкі модифікації повинні базуватися на аеродромах, які заявлені для базового варіанту літака. А це – проблема, оскільки маса модифікації значно змінюється: при її проектуванні, після льотних випробувань, в процесі виробництва і навіть при регулярній експлуатації.

Тому проблему формування маси слід вирішувати на етапі попереднього проектування для того, щоб неминучі добавки не привели б до різкого погіршення ЗПХ.

На ряду з цим ЗПХ літаків різного призначення слід забезпечити не тільки з урахуванням змінення маси в процесі їх створення, але й з урахуванням обмежень по абсолютній величині злітної

маси, по величині посадкової швидкості і т.і., обумовлених вимогами АП-25 або FAR -25 для літаків різної вагової категорії.

### Методика формування основних параметрів можливих модифікацій середнього літака транспортної категорії

Відмітна особливість формування основних параметрів модифікації з збільшеною продуктивністю характеризується тим, що необхідно створити моделі, які дають змогу узгодити кілька груп змінених параметрів: стартової маси, рейсової продуктивності, тягооснащеності, геометричного перекомпонування несних поверхонь й прийнятних злітно-посадкових характеристик в єдиному вигляді модифікації.

Насамперед скористаємося видозміненою моделлю визначення стартової маси [5] при необхідному збільшенні  $m_g$ :

$$m_0 = \psi \frac{m_g + m_{об.сн}(n_{пас}, L)}{1 - [\overline{m}_k(m_0) + \overline{m}_{C.Y}(m_0) + \overline{m}_n(m_0)]}, \quad (1)$$

де  $m_g$  – вантажопідйомність модифікації;

$m_{об.сн}(n_{пас}, L)$  – маса спорядженого літака, що залежить від кількості членів екіпажу, пасажирів і дальності польоту;

$\overline{m}_k(m_0)$ ,  $\overline{m}_{C.Y}(m_0)$ ,  $\overline{m}_n(m_0)$  – відносні маси конструкції планера, силової установки й палива.

Величину  $\overline{m}_k$ , що входить у вираз (1), подамо у вигляді залежності

$$\overline{m}_k = A - B \frac{m_0}{S}, \quad (2)$$

де  $A=0,416$ ,  $B=2,533 \cdot 10^{-4}$  – коефіцієнти, одержані шляхом попереднього за агрегатним розрахунком мас конструкції середнього транспортного літака [5-8].

Відносну масу силової установки можна оцінити за допомогою виразу [5]

$$\overline{m}_{C.Y} = a_1 \left( 1 + 0,11 \frac{n_{дв.рев}}{n_{дв}} \right) \gamma_{дв} \frac{n_{дв} P_{0i}}{m_0} + b_1, \quad (3)$$

у якому для дводвигунних літаків з ТРРД  $a_1=0,95$ ,  $b_1=0,0185$ ;

$n_{дв.рев}=2$  – кількість двигунів, обладнаних реверсом тяги;

$n_{дв}=2$  – кількість двигунів, установлених на літаку.

Після підстановки цих значень одержимо

$$\overline{m}_{C.Y} = C \frac{P_{0i}}{m_0} + D, \quad (4)$$

де  $C=0,37313$ ,  $D=0,0185$  – для середньо вагових літаків.

Для визначення відносної маси палива необхідна наявність аеродинамічної якості в крейсерському польоті

$$K = \frac{m_0 q}{\rho \frac{V^2}{2} C_x S} = \frac{m_0}{S(C_{x0} + AC_y^2)}, \quad (5)$$

де  $C_y = \frac{m_0}{S}$ ,  $A$  – коефіцієнт відвалу поляри;

$$A = \frac{k_1(1 + \overline{S}_{ф.з})}{\pi k_2} = \frac{1,02(1 + 0,2)}{\pi \cdot 9,6 \cdot 0,968} = 0,04192. \quad (6)$$

Відносну масу палива подамо у вигляді суми відносних мас:

$$\overline{m}_n = \overline{m}_{н.крейс} + \overline{m}_{н.н.в} + \overline{m}_{н.зн.л} + \overline{m}_{н.н.з} + \overline{m}_{н.ін}, \quad (7)$$

де  $\overline{m}_{н.крейс}$  – відносна маса палива, що витрачається в крейсерському польоті;

$\overline{m}_{н.н.в}$  – відносна маса палива, що витрачається при зльоті та набиранні висоти;

$\overline{m}_{н.зн.л}$  – відносна маса палива, що витрачається при зниженні та посадці;

$\overline{m}_{н.н.з}$  – відносна маса палива для навігаційного запасу;

$\overline{m}_{н.ін}$  – невироблений залишок палива.

Величини відносних мас палива, що входять у вираз (7), за даними роботи [5], можна оцінити за відношеннями

$$\overline{m}_{н.н.в} = \frac{0,0035 H_{поч}(1 - 0,03y)}{1 - 0,004 H_{поч}};$$

$$\overline{m}_{н.зн.л} = 0,002 H_{кін}(1 - 0,03y)(1 - 0,023 H_{кін}),$$

де  $y$  – ступінь двоконтурності двигуна;

$$\overline{m}_{н.н.з} = \frac{C_p \tau P}{m_0} = \frac{C_p \tau m_0}{m_0 K_{max}}, \quad (8)$$

де  $\tau=1$  год – час розрахунку навігаційного запасу палива.

Відносну масу полива, що витрачається на крейсерському режимі, можна оцінити за допомогою формули Бреге

$$\overline{m}_{н.крейс} = 1 - \exp \left[ - \frac{(L - 10 H_{сер}) C_{р.крейс}}{(V_{крейс} - W) K} \right] \quad (9)$$

де  $W=50$  км/год швидкість зустрічного вітру.

Після перетворень і підстановки чисел одержимо:

$$\overline{m}_n = I + \frac{J_i S^2 + N_i m_0^2}{m_0 S}, \quad (10)$$

де  $I=0,10117$ , а  $J_i$  і  $N_i$ , відповідно, становлять:

– для дальності польоту  $L=2200$  км:  $J_1=22,7,6$ ;

$$N_1 = 5,5878 \cdot 10^5;$$

– для дальності польоту  $L = 5100$  км:  
 $J_3 = 60,767$ ;  $N_3 = 1,4955 \cdot 10^4$ .

У вираз (1) входить маса обладнання спорядженого літака  $m_{об.сн}$  (кг), величину якої згідно з [5] у першому наближенні можна оцінити за виразом

$$m_{об.сн} = m_g (5 \cdot 10^{-5} L + 0,66) . \quad (11)$$

Якщо до виразів (1), (2), (4), (7) і (10) додати умови Бреге [6]

$$L = \frac{KV}{C_{нлт}} \ln \frac{1}{1-m_n} = \frac{KV}{C_{нлт}} \ln \frac{1}{m_k + m_{с.у} + m_{н.н}} , \quad (12)$$

то отримуємо систему рівнянь для оцінювання залежності вантажопідйомності й дальності дії від стартової маси та її складових, від аеродинамічних характеристик крила, від швидкості польоту і від питомої витрати палива двигуна модифікації легкого транспортного літака з двома ТРД.

Необхідно також урахувати всі видозмінення за їх впливом на злітно-посадкові характеристики, такі як довжина розбігу  $L_p$ , довжина пробігу  $L_{np}$  і потрібна довжина злітно-посадкової смуги при відмові під час розбігу одного з двох двигунів.

Довжина розбігу до відмови двигуна  $L_{p.до відм}$ , м, оцінюється виразом [4]

$$L_{p.до відм} = \frac{(0,9V_{відр})^2}{2g \left[ \frac{P_{сер.до відм}}{m_0 g} - \frac{1}{3} \left( \frac{1}{K_{відр}} + 2f \right) \right]} , \quad (13)$$

$$\text{де } P_{сер.до відм} = \frac{(P_{0i} + P_{0,9V_{відр}})^2}{2} , \quad (14)$$

$$P_{0,9V_{відр}} = P_{0i} \xi_{V=0,9V_{відр}} . \quad (15)$$

А довжина розбігу після відмови,  $L_{p.після відм}$ , м визначається формулою

$$L_{p.після відм} = \frac{V_{відр}^2 - (0,9V_{відр})^2}{2g \left[ \frac{P'_{сер.}}{m_0 g} - \frac{1}{3} \left( \frac{1}{K_{відр}} + 2f \right) \right]} , \quad (16)$$

$$\text{де } P'_{сер} = \frac{V_{відр} + P_{0,9V_{відр}}}{2} ; \quad (17)$$

$$L_{p.з} = \frac{V_{відр} + 0,9V_{відр}}{2} \cdot 3 . \quad (18)$$

При цьому довжина повітряної ділянки до нормованої висоти  $H = 10,7$  м оцінюється залежністю

$$L_{новім} = \frac{m_0 g}{P_{сер}'' - Q} \cdot \left( \frac{V_{наб}^2 - V_{відр}^2}{2g} + H \right) , \quad (19)$$

$$\text{де } P_{сер}'' = \frac{P_{V_{відр}} + P_{V_{наб}}}{2} ;$$

$$Q = \int \frac{V_{наб}^2}{2} C_{X_{відр}} S ; \quad C_{X_{відр}} = 0,1;$$

$$V_{наб} = V_{від} + 10 \text{ км/год.}$$

З урахуванням ділянок до відмови та після неї, довжина розбігу визначається формулою

$$L_p = \frac{V_{відр}^2}{2g \left[ \frac{P_{сер}}{m_0 g} - \frac{1}{3} \left( \frac{1}{K_{відр}} + 2f \right) \right]} , \quad (20)$$

де  $V_{відр}$  – швидкість відриву тертя коліс об ЗПС під час розбігу, м/с;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$P_{сер}$  – середня тяга двигунів при зміні швидкості від 0 до  $V_{відр}$ , Н;

$m_0$  – злітна маса літака, отримана в розрахунках;

$K_{відр} = 14$  – аеродинамічна якість при відриві;

$f = 0,03$  – коефіцієнт тертя коліс об ЗПС під час розбігу.

Слід відзначити, що в виразах (13, 16 і 20) фігурує так звана стартова маса ( $m_0$ ), яка визначається на основі базової залежності (1).

Однак, на подальших етапах створення модифікації (виготовлення опитного зразка, його льотні дослідження, ліквідування "слабких" місць і т. інше) спостерігається неминучий зріст маси ( $\Delta m$ ). На етапі сертифікації модифікації вона характеризується злітною масою.

$$m_{зл} = m_0 + \Delta m . \quad (21)$$

Це призводить до необхідності використання других виразів при оцінці злітно-посадкових характеристик сертифікованої модифікації.

Крім того, необхідно також урахувати умови базування на основі залежності

$$L_p = \frac{V_{отп}^2}{2g \left( K_1 t_0 - f_k - \frac{\rho_0 C_{X_p} S_{кр}}{6m_0} V_{отп}^2 \right)} , \quad (22)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, що враховує падіння тяги двигуна за швидкістю і втрати в повітрязабірниках, для літаків з ТРД при стандартній атмосфері  $K_1 \approx 0,9$ , для  $t_n^0 = +30^0 \text{ C}$  і 730 мм. рт. ст.;  $K_1 \approx 0,813$ ;

$f_k$  – коефіцієнт тертя кочення,  $0,02 \leq f_k \leq 0,08$ , 0,02 – по сухому бетону; 0,04 – по

твердому ґрунту;

$V_{відр}$  – швидкість відриву;

$t_0$  – стартова тягооснащеність.

При такому підході довжина пробігу при посадці оцінюється виразом

$$L_{np} = \frac{V_{noc}^2}{2g \left( K_1 \left( 1 - \frac{1}{n_{\partialв}} \right) \cdot r_p t_0 + f_{np} + \frac{1C_{X_{np}}}{3C_{Y_{np}}} \right)}, \quad (23)$$

де  $n_{\partialв}$  – кількість двигунів;

$r_p$  – коефіцієнт відношення тяги реверсу до прямої тяги двигунів;

$K_1$  – коефіцієнт, що враховує падіння тяги двигуна за швидкістю ( $K_1 \approx 0,813$ );

$f_{np}$  – зведений коефіцієнт тертя коліс під час пробігу (середнє значення);

$C_{X_{np}}$  – коефіцієнт аеродинамічного опору під час пробігу;

$C_{Y_{np}}$  – коефіцієнт піднімальної сили під час пробігу.

В моделі типу (23) величина посадкової швидкості визначається залежністю

$$V_{noc} = \sqrt{\frac{2m_{noc}}{\rho_0 \cdot C_{y_{noc}} \cdot S_{кр}}}, \quad (24)$$

де  $m_{noc}$  – маса модифікації літака при посадці.

Таким чином, на підставі виразів (1, 22 і 23) представляється можливість оцінити взаємозаміни основних параметрів можливих модифікацій середнього літака транспортно категорії.

#### Аналіз впливу взаємної маси і вантажопідйомності на злітно-посадочні характеристики можливих модифікацій середнього літака

Оскільки однією з основних задач створення модифікацій є збільшення вантажопідйомності ( $m_g$ ) або пасажиромісткості ( $n_{нас}$ ), то важливо оцінити зміну цих мас на такі показники, як довжина розбігу ( $L_p$ ) і потрібна довжина злітно-посадкової смуги ( $L_{ВПП}$ ) в умовах перерваного зльоту.

На рис.1 наведено таку взаємозалежність підключення на основі виразів (1, 22, 23).

Наведені значення свідчать про те, що збільшення вантажопідйомності (пасажиромісткості) істотно збільшують і довжину розбігу при висоті ( $L_p$ ) і потрібну довжину злітно-посадкової смуги ( $L_{ВПП}$ ).

Слід зазначити, що наведені на рис. 1, та рис. 2 значення змінних параметрів не враховують нормативних обмежень, обумовлених вимогами АП-25 (або FAR-25) замовника на конкретні модифікаційні зміни.

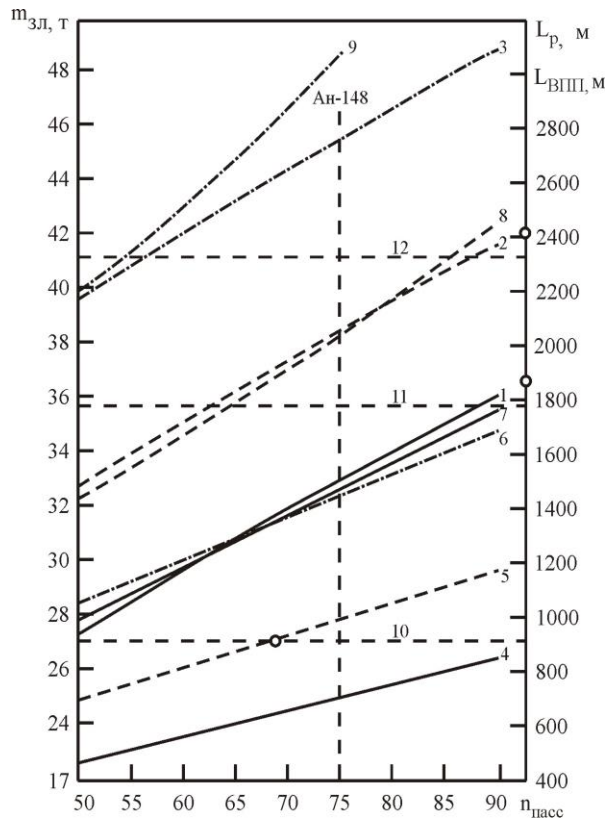


Рис. 1. Злітно-посадкові характеристики модифікацій середньомагістрального літака з двома ТРД:

1, 2, 3 - злітна маса літака  $m_{зл}$  т; 4, 5, 6 - довжина розбігу  $L_p$ , м; 7, 8, 9 - збалансована довжина злітно-посадкової смуги  $L_{ВПП}$ , м; 10 - довжина розбігу літака Ан-148,  $L_p = 900$  м; 11, 12 - довжина ЗПС літака Ан-148,  $L_{ВПП} = 1750 \dots 2300$  м; по пасажиромісткості ( $n_{нас}$ ) перемінна і дальності польотів: — — — — — 2200 км; - - - - - 3600 км; · · · · · 5100 км; при  $S = 87$  м<sup>2</sup> і  $P_{0i} = 6500$  кгс

Межі таких обмежень наведено на рис. 2.

Така методика реалізована при проектуванні модифікацій транспортного літака Ан-178 на базі пасажирського літака Ан-148 (рис.3).

У порівнянні з Ан-148 ( $n_{нас} = 75$ ) вантажопідйомність Ан-178 збільшена до 18 т. Проте, використання запропонованої методики і заміна маршових двигунів [7] дозволили зберегти злітно-посадочні параметри цієї, більш важкої модифікації, на рівні базового літака [8].

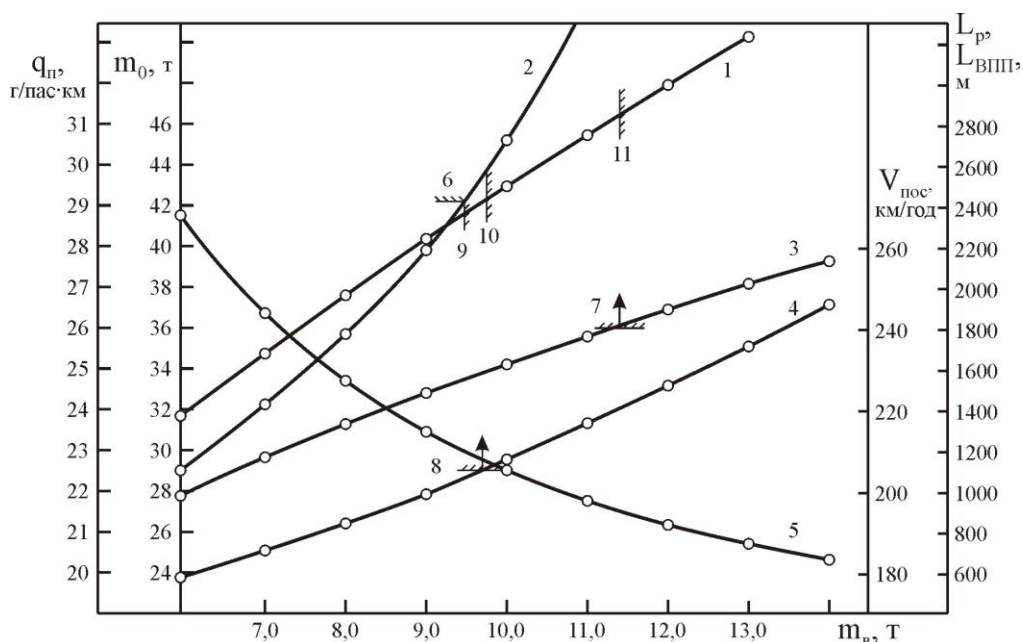


Рис. 2 Области обмежень при зміні цільового навантаження літака з двома ТРД:

1 – злітна маса літака  $m_0$ ; 2 – довжина злітної дистанції  $L_{ВПП}$  у разі відмови одного двигуна – довжина продовженого зльоту до висоти 10,7 м; 3 – посадкова швидкість  $V_{пос}$ ; 4 – довжина розбігу перед зльотом  $L_p$ ; 5 – паливна ефективність  $q_n$ ; 6 – гранична довжина  $L_{ВПП} = 2400$  м; 7 – гранична величина  $V_{пос} = 240$  км/год; 8 – гранична довжина  $L_p = 1100$  м; 9 – граничне значення “кількість пасажирів – злітна маса” за довжиною ЗПС  $L_{ВПП}$ ; 10 – граничне значення “кількість пасажирів – злітна маса” за довжиною розбігу  $L_p$ ; 11 – граничне значення “цільове навантаження – злітна маса” за величиною посадкової швидкості  $V_{пос}$

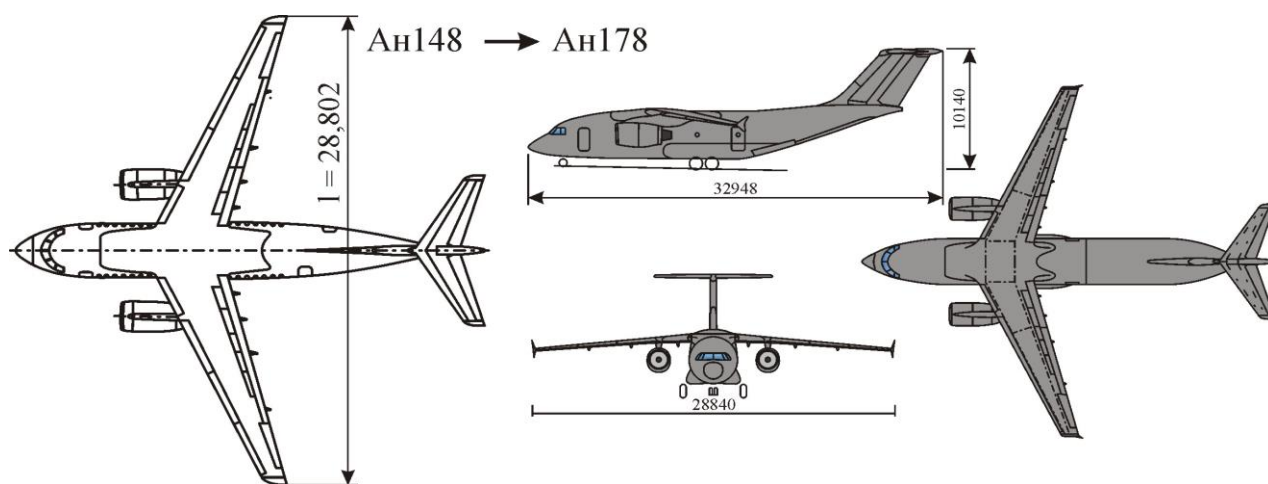


Рис. 3. Базовий літак Ан-148 і його модифікація Ан-178

**Висновки**

1. С статті запропоновано методику оцінки змінення мас модифікацій літаків транспортної категорії, які викликані установкою на модифікації нових маршових двигунів зі збільшеною тягою.
2. Основу нової методики становить класичне рівняння вагового балансу літака з урахуванням

параметричної взаємодії з новою масою модифікації.

3. В нову методику також увійшли моделі параметричного взаємовпливу змінення маси модифікації (викликані установкою нових маршових двигунів) на такі важливі параметри, як довжина

розбігу при зльоті і потрібна довжина злітно-посадкової смуги в умовах перерваного зльоту.

4. Використання запропонованої методики (з урахуванням заміни маршових двигунів на ТРДД Д436-148ФМ) при проектуванні середнього транспортно-літака Ан-178 корисним навантаженням, збільшеним до 18 т, дозволило забезпечити його базування на аеродромах, заявлених для базового літака.

#### Список літератури:

1. *Bombardier forecast 2007-2026* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.bombardier.com](http://www.bombardier.com). – 3.06.2011.
2. *Embraer and BRA agree to a sale of up to 40 E-Jet* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.embraer.com/English/content/imprnsa-press\\_releases\\_detailhe.asp?id=1962](http://www.embraer.com/English/content/imprnsa-press_releases_detailhe.asp?id=1962). – 25.08.2010.
3. Кива, Д. С. (2014), *Научные основы интегрированного проектирования самолетов транспортной категории* Ч. 1. / Д. С. Кива, А. Г. Гребенников. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "Харьк. авиац. ин-т". – 439 с.
4. Бабенко, Ю. В. *Определение области основных параметров модификации по величине дистанции прерванного взлета самолета* / Ю. В. Бабенко, Н. Г. Толмачев, В. И. Новиков // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов*, 2006. – Вып. 2(45). – С. 52-61.
5. Кобылянский, А. И. *Десять характеристики літаків транспортної категорії* / А. И. Кобылянский, В. М. Желдоченко // *Методичний посібник*, 2001. – 22 с.
6. Егер, С. М. *Проектирование самолетов* / С. М. Егер, В. Ф. Мишин, Н. К. Лисейцев. – М. : Машиностроение, 1983. – 616 с.
7. *Трехвальный ТРДД Д436-148ФМ*. – Запорожье: "ГП Ивченко-Прогресс", 2004. – 592 с.
8. Лось, А. В. *Создание среднего военно-транспортного самолета на базе пассажирского варианта Ан-148 при реализации глубоких модификационных изменений* / А. В. Лось // *Вісник КрНУ ім. Михайла Остроградського*, 2019. – Вып. 6 (119). – С. 140-145.
9. Balabuyev, P. V., Bichkov S. A., Grebenikov A. G. *Principles of designing of airplanes*

*with gas turbine engines: Study Guide*. – Kharkov: National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", 2013. – 731 p.

#### Bibliography (transliterated):

1. *Bombardier forecast 2007–2026*. Available at: [www.bombardier.com](http://www.bombardier.com). – 3.06.2011.
2. *Embraer and BRA agree to a sale of up to 40 E-Jet*. Available at: [www.embraer.com/English/content/imprnsa-press\\_releases\\_detailhe.asp?id=1962](http://www.embraer.com/English/content/imprnsa-press_releases_detailhe.asp?id=1962). 25.08.2010.
3. Kiva, D. S., Grebennikov, A. G. (2014), "The scientific foundations of integrated aircraft design in the transport category. No. 1.". [Nauchnyie osnovy integririvannogo proyektirovaniya samoletov transportnoy kategorii]. Kharkov, NAKU, 439 p.
4. Babenko, Yu. V., Tolmachev, N. G., Novikov, V. I. *Opredeleniye oblasti osnovnykh parametrov modifikatsii po velichine distantsii prervannogo vzleta samoleta*. [Determining the area of the main parameters of the modification by the size of the aborted aircraft takeoff]. *Voprosy proyektirovaniya i proizvodstva konstruktsey letatelnykh apparatov*. Kharkov, NAKU, 2006, no. 2 (45), pp. 52-61.
4. Babenko, Yu. V., Tolmachev, N. G., Novikov, V. I. (2006), "Determining the area of the main parameters of the modification by the size of the aborted aircraft takeoff", *Design and production of aircraft atributes* ["Opredeleniye oblasti osnovnykh parametrov modifikatsii po velichine distantsii prervannogo vzleta samoleta", *Voprosy proyektirovaniya i proizvodstva konstruktsey letatelnykh apparatov*], Kharkov, NAKU, no. 2 (45), pp. 52-61.
5. Kobylanskiy, A. I., Zheldochenko, V. N. (2001), "Some characteristics of the aircraft transport category", *Toolkit* ["Deyaki kharakteristyky litakiv transportnoy kategoriy." *Metodychnyy posibnyik*]. Kharkiv, NAKU, 22 p.
6. Eger, S. M., Mishin, V. F., Liseyev, N. K. (1983), "Aircraft design", [Proyektirovaniye samoletov"], Moskva, Mashinostroyeniye, 616 p.
7. *Trekhvalnyy TRDD D436-148FM*. (2004), ["Three-engine Turbo Twin-Circuit Engine D436-148FM"]. Zaporozhye. "GP Ivchenko-Progress", 592 p.
8. Los, A.V. (2019), "Creation of a medium-sized military transport aircraft based on the passenger version of the An-148 while implementing deep modifications" ["Sozdaniye srednego voyenno-transportnogo samoleta na baze passazhirskogo varianta An-148 pri realizatsii glubokikh modifikatsionnykh izmeneniy"], *Visnyk KrNU im. Mikhayla Ostrogradskogo*. no. 6 (119), pp. 140-145.
9. Balabuyev, P. V., Bichkov, S. A., Grebenikov, A. G. (2013), "Principles of designing of airplanes with gas turbine engines". *Study Guide*. ["Prinsypy konstruirovaniya samoletov s gazotugbinnyimi dvigateliami". *Uchebnoe posobie*]. Kharkov: National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", 731 p.

Надійшла до редакції 10.04.2020 р.

**Капітанова Людмила Валеріївна** – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри проектування літаків та вертольотів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, e-mail: [zzzmila888@gmail.com](mailto:zzzmila888@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

**Лось Олександр Васильович** – канд. техн. наук, віце-президент ДП «Антонов», Київ, Україна, e-mail: [systems.an@ukr.net](mailto:systems.an@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0002-6636-4208>.

**Рябков Віктор Іванович** – доктор техн. наук, проф., проф. кафедри проектування літаків та вертольотів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Україна, e-mail: [v.riabkov@khai.edu](mailto:v.riabkov@khai.edu), <http://orcid.org/0000-0001-6512-052X>.

### МЕТОДИКА ВЛИЯНИЯ ЗАМЕНЫ МАРШЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МАССУ И ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДИФИКАЦИЙ САМОЛЕТОВ

*Л.В. Капитанова, А.В. Лось, В.И. Рябков*

Наиболее глубокие изменения массы в самолетах транспортной категории выполняются путем изменений геометрии крыла и замены маршевых двигателей. При замене маршевых двигателей достигается не только значительное уменьшение взлетно-посадочных характеристик, но и происходит значительные изменения величины и структуры массовых характеристик, как двигателей, так и самолета в целом уже на этапе проектирования модификации.

Так, при создании военно-транспортного самолета (ВТС) Ан-178 на базе пассажирского Ан-148 вместо двигателя Д436-148 с тягой 7100 кгс, установлен двигатель Д436-148ФВ с тягой 8600 кгс, что привело не только к грузоподъемной, но и к увеличению взлетной массы модификации. Это увеличение массы обусловлено доработкой послелетных испытаний опытного образца, технологическими особенностями процессов при их изготовлении, изменениями условий заказчика и т.д.

В таких условиях определение взлетно-посадочных параметров построено на использовании, так называемой, стартовой массы, найденной расчетным путем с учетом увеличения грузоподъемности модификации самолета.

Однако к моменту сертификации модификации, т.е. установления истинных значений взлетно-посадочных параметров неминуемо происходит увеличение массы, обусловленной доработками послелетных испытаний опытного образца, технологическими особенностями процессов при их изготовлении, изменениями условий заказчика и т.п. Взлетную массу, увеличенную, по сравнению со стартовой массой, принято считать взлетной сертифицированной. В таких моделях учтено ряд ограничений, обусловленных требованиями, которые предъявляют к самолетам средней весовой категории, что и определяет граничные значения взлетно-посадочных параметров конкретной модификации.

На основе таких моделей установлено взаимосвязь изменения массы модификации (с увеличенной тягой маршевых двигателей) с взлетно-посадочными параметрами, такими, как длина разбега при взлете и необходимая длина взлетно-посадочной полосы при прерванном взлете с участком торможения.

Реализация таких исследований при создании самолета Ан-178 с двигателями Д436-148ФМ позволила решить задачу увеличения грузоподъемности и обеспечить базирование на аэродромах, которые заявлены для базового варианта самолета Ан-148.

**Ключевые слова:** маршевые двигатели; масса модификации; длина пробега при посадке; необходимая длина взлетно-посадочной полосы.

#### **METHOD OF INFLUENCE OF REPLACEMENT OF MAIN ENGINES ON THE MASS AND TAKE-OFF AND LANDING CHARACTERISTICS OF AIRCRAFT MODIFICATIONS**

*L. V. Kapitanova, A. V. Losj, V.I. Riabkov*

The most profound mass changes in aircraft transport category are performed by changing the wing geometry and replacing the main engines. When replacing main engines, not only a significant improvement in take-off and landing characteristics is achieved, but also significant changes in the size and structure of mass characteristics of both engines and the aircraft as a whole occur already at the stage of design modification.

Thus, when creating a military transport aircraft (MTA) An-178 based on the passenger An-148 instead of the D436-148 engine with a thrust of 7100 kgf, the D436-148FV engine with a thrust of 8600 kgf was installed, which led not only to the lifting capacity, but also to an increase in the take-off weight of the modification. This increase in weight is due to the modification of the prototype post-flight tests, technological features of the processes in their manufacture, changes in the customer's conditions, etc.

In such conditions, the determination of take-off and landing parameters is based on the use of the so-called starting mass, found by calculation, taking into account the increase in the load capacity of the aircraft modification.

However, by the time the modification is certified, i.e., the true values of the take-off and landing parameters are established, there is inevitably an increase in mass due to modifications of the post-flight tests of the prototype, technological features of the processes during their manufacture, changes in the customer's conditions, etc. The take-off weight increased in comparison with the starting weight, is considered to be a certified take-off weight. These models take into account a number of restrictions due to the requirements that apply to medium-weight aircraft, which determines the boundary values of the take-off and landing parameters of a particular modification.

On the basis of such models the correlation of the mass change modification (with increased thrust of the main engines) with runway parameters, such as the length of takeoff and the required length of the runway during aborted takeoff with the stopping section.

The implementation of such research in the creation of the An-178 aircraft with D436-148FM engines allowed us to solve the problem of increasing the load capacity and provide basing at airfields that are declared for the basic version of the An-148 aircraft.

**Key words:** main engines, modification mass, landing run, required runway length.



**И.В. Парсаданов**

## 90 ЛЕТ КАФЕДРЕ ДВС НТУ «ХПИ»

Наши постоянные читатели знают – редакция журнала пытается не пропускать события, связанные с деятельностью выдающихся ученых, учителей, наставников, ведущих производственных, научных и учебных организаций, которые внесли огромный вклад в создание *Двигателестроения*, и обеспечили нашей стране одну из ведущих ролей в этой важнейшей из отраслей мировой энергетики.

В этом году *исполняется 90 лет* кафедре ДВС НТУ «ХПИ». В июле 1930 г. по инициативе профессора Цветкова Василия Трофимовича (выпускника ХПИ), технического директора Харьковского паровозостроительного завода» (ГП «Завод им. В.А. Малышева»), имевшего к тому времени колоссальный опыт по разработке, организации исследований и производства ДВС, в ХПИ (в то время ХММИ – Харьковский механико-машиностроительный институт) была создана кафедра „Двигатели внутреннего сгорания”.



**Профессор Цветков В.Т.**

И в этом же году, и также по инициативе Василия Трофимовича, в ХАИ была создана кафедра авиационных двигателей. С чем мы наших коллег и друзей с ХАИ искренне поздравляем.

Если продолжать тему юбилейных дат, то необходимо сказать, что в этом году исполняется 135 лет ХПИ, с образованием и становлением которого неразрывно связано становление и развитие двигателестроения в Украине. 110 лет назад в 1910 году на кафедре тепловых двигателей механического факультета преподаватель ХММИ граф С.И. Доррер приступил к чтению учебных дисциплин по

теории, проектированию и эксплуатации двигателей внутреннего горения. Практическая реализация теоретических основ двигателестроения началась на Харьковском паровозостроительном заводе уже в 1911 году с создания отдела тепловых двигателей, где приступили к разработке и созданию двух и четырехтактных нефтяных и газовых двигателей. В 1913 году ХПЗ изготовил первые дизели для промышленности и сельского хозяйства.

В довоенный период сотрудники кафедры под руководством В.Т. Цветкова принимали участие в конструкторских разработках, исследованиях рабочего процесса и доводках судовых и танковых дизелей. В это время на кафедру приходят молодые талантливые ученые и инженеры: Глаголев Н.М., Воронкин А.А., Константинов Ю.Б., Моргулис Ю.Б., Вихман Я.Е.

Сотрудники кафедры и ее выпускники – К.Р.Челпан и А.Г.Ивченко (в последующем выдающиеся конструктора и исследователи) принимают самое активное участие в создании дизеля В-2 для легендарного танка времен второй мировой, судовых и тепловозных двигателей для народного хозяйства.

Тесное содружество кафедры с промышленными предприятиями способствовала высокому уровню подготовки инженерных кадров. Многие выпускники стали известными специалистами.

Затем война...Эвакуация.

Многие студенты, преподаватели, сотрудники идут на фронт.

Институт эвакуируется в г. Красноуфимск, где продолжают учебный процесс и научная работа, в основном по заказам Миноборонпрома.

Послевоенные годы стали периодом бурного развития двигателестроения. Восстанавливается и создается производство тепловозных и судовых дизелей на ХПЗ, организовано моторного производства на ХТЗ, а затем на заводе «Серп и молот», в Украине восстанавливаются и вводятся в действие новые моторные заводы в Токмаке, Первомайске, Запорожье, Мелитополе, Харькове (ХЗТД). Создаются мощные конструкторские бюро и научные центры (ХКБД, ГСКБД, ОКБ «Прогресс»). Стране нужны специалисты для создания двигателей мирового уровня – стационарных, транспортных, промышленных, сельскохозяйственных, боевых мобильных силовых энергетических установок.

Коллектив кафедры ДВС НТУ «ХПИ», налаживает и совершенствует учебный про-

цесс, восстановив материальную базу лаборатории, поддерживая прочные творческие связи с промышленными и научными организациями, активно участвует в разработках и доводке двигателей.

Развитие двигателестроения способствуют интенсивному развитию кафедры. На кафедре создаются две отраслевые лаборатории. Одна из них – тепловозных двигателей, руководство которой осуществляет профессор Н.М. Глаголев, совместно с ХПЗ создает тепловозный дизель, превосходящий по своим показателям мировые образцы. За создание дизеля Д70 Н.М. Глаголев и большая группа сотрудников кафедры были отмечены наградами. Другая лаборатория – тракторных и комбайновых двигателей, под руководством профессора Я.М. Майера способствует обеспечению массового выпуска дизелей для народного хозяйства страны.



**Профессор Глаголев Н.М.**

Большую известность приобретают работы, посвященные теоретическим методам расчета рабочего процесса четырехтактных двигателей видного ученого проф. Н.М. Глаголева, возглавлявшего кафедру с 1954 по 1970 годы.

На кафедре совершенствуется качество подготовки выпускников. На новой научной основе готовятся курсы лекций. С 1950 по 1970 г.г. написано 18 учебных пособий, поставлено 50 новых лабораторных практикумов. Расширены базы производственных практик, включая предприятия г. Харькова, „Русский Дизель”, Брянский машиностроительный завод, депо „Основа”, Одесское морское, Волжское, Северо-Западное речные пароходства.

Большого внимания отводится подготовке инженеров из других стран. Среди выпускников – болгары, поляки, немцы, венгры, чехи, вьетнамцы, китайцы.

С 1965 г. кафедра выпускает республиканский сборник научных трудов „Двигатели внутреннего сгорания”(приемником которого стал наш журнал). Высокий научный авторитет кафедры обеспечил приток публикаций со всех ведущих центров двигателестроения страны, ускоряя внедрение передовых научно-технических решений в учебный процесс.

В 1970 году кафедру возглавил профессор Шеховцов А.Ф.

Анатолий Федорович Шеховцов – выдающийся ученый и общественный деятель, блестящий лектор, учитель многих харьковских политехников, заслуженный деятель науки УССР, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники, доктор технических наук, профессор.

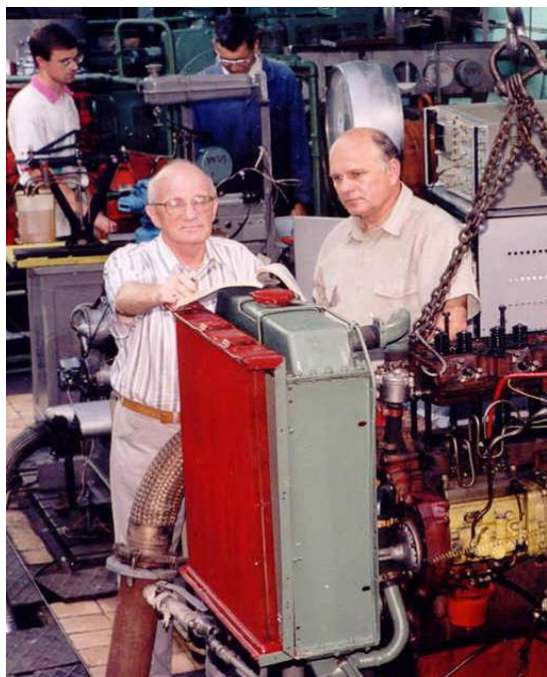


**Профессор Шеховцов А.Ф.**

После окончания с отличием школы в 1949 году Шеховцов А.Ф. поступил на первый курс ХПИ, в стенах которого прошел путь от студента до аспиранта, ассистента, доцента, профессора, заведующего кафедрой. Анатолий Федорович – ровесник кафедры, родился 25 ноября 1930 года.  
**Юбиляр.**

При Шеховцове А.Ф. укрепляет кадровый состав кафедры (общая численность сотрудников достигает 140 человек) и материальная база, развиваются передовые методы исследований. Известность и авторитет кафедры значительно возрастает, она занимает одно из первых мест место среди ка-

федр страны в области тепловой энергетики, развиваются международные связи, готовятся специалистов высшей квалификации. Кафедра участвует в выполнении государственных программ по созданию и развитию автомобильных, тракторных и тепловозных двигателей отечественного производства.



**Профессора Шеховцов А.Ф. и Марченко А.П. в исследовательской лаборатории кафедры**

На кафедре решаются важные и сложные самые задачи теории и практики двигателестроения. Для выполнения исследований на высоком научном уровне на кафедре созданы универсальные отсеки тепловозных и судовых дизелей, отсек тракторного дизеля, стенды по исследованиям двигателей малолитражных автомобилей, топливо- и аэродинамические стенды, стенды по исследованиям усталости и длительной прочности, открыта лаборатория автоматизированных систем управления технологическими процессами исследования двигателей (АСУ ТПИД), капитально реконструирована моторная лаборатория. Ведутся интенсивные теоретические разработки в направлениях оптимизации термодинамических процессов (проф. Шоколов Н.К., проф. Марченко А.П.), повышения эффективности смесеобразования и сгорания (проф. Разлейцев Н.Ф.) регулирования теплообмена в ДВС (проф. Шеховцов А. Ф.); оптимизация процессов трения в элементах ДВС (к.т.н. Рык Г.М.) совершенствования рабочих процессов бензиновых ДВС

(проф. Дьяченко В.Г.); разработка основ АСУ (доц. Пойда А.Н.).

В июне 1979 в на базе ХПИ кафедра организует проведение Всесоюзной научной конференции "Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом", в которой принимает участие более 400 ученых и производственников.

Наиболее ярким примером, подтверждающим масштабную роль кафедры, назначение ее ведущей по проблеме создания адиабатного двигателя в рамках научно-технической программ СЭВ (Совета экономической взаимопомощи), ответственным исполнителем и руководителем которой являлся профессор А.Ф. Шеховцов.

За свою многолетнюю трудовую деятельность А.Ф. Шеховцов подготовил целую плеяду ученых – 18 кандидатов и 5 докторов технических наук.

Анатолий Федорович был консультантом по докторской диссертации и автора этой статьи. Знаю, что в отношении с подчиненными он был иногда крут, но скорее всего это была повышенная требовательность к исполнительности. Во всяком случае, наши отношения консультанта и докторанта, с моей точки зрения были идеальными. Укрупненно обозначив план и объем работы Анатолий Федорович, не вмешивался в процесс формирования результатов исследований (благо материалов исследований было предостаточно), но помог в основном... Это была идея, которая должна была стать ключевой в диссертационной работе – сформулировать и обосновать необходимость в комплексной оценке показателей топливной экономичности и экологичности двигателя.

Результатом обобщения огромного опыта и многочисленных исследований (причем, далеко не всех, выполненных на кафедре) стала подготовка и издание шести томов учебников по ДВС, которые получили жизнь во многом благодаря усилиям, настойчивости и целеустремленности профессора А.Ф. Шеховцова. Авторы этого шеститомника стали лауреатами Государственной премии Украины в области науки и техники.

С 2001 года кафедру возглавляет Заслуженный деятель науки и техники Украины, лауреат Награды Ярослава Мудрого Академии наук Высшей школы Украины, академик ВШ Украины профессор, доктор технических наук, проректор университета по научной работе, заместитель председателя совета проректоров по научной работе ВУЗов Украины – Андрей Петрович Марченко.



**Профессор Марченко А.П.**

Профессор Марченко А.П. становится лидером отечественной научной школы двигателей внутреннего сгорания. Деятельность этой школы связана с фундаментальными и прикладными исследованиями физико-химических характеристик процессов смесеобразования и сгорания, ресурсосбережения в ДВС. В круг проблем, которые решают специалистами кафедры, входят: улучшение экологических и экономических показателей, использование альтернативных топлив и многотопливность, повышение ресурсных характеристик ДВС, применение перспективных материалов и технологий; разработка САПР.

С 2001 года кафедра ежегодно выпускает два номера Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания», единственного специализированного журнала по двигателестроению в Украине, и который включен в Перечень научных профессиональных изданий. Ученые кафедры принимают активное участие в международных конференциях. Ученые кафедры совместно с НТУ «ХАИ» и ГП «Ивченко-Прогресс» является организаторами, и принимают активное участие ежегодных международных конгрессах двигателестроителей. Результаты научной деятельности кафедры регулярно освещаются на Всеукраинских и международных выставках.

С 2016 заведует кафедрой д.т.н., профессор, Лауреат Государственной премии в области науки и техники В. А. Пылев.



**Профессор Пылев В.А.**

В этот период для кафедры приоритетным научным направлением становятся работы по разработке технических решений для обеспечения экологизации, энергосбережения и ресурса двухтактных и четырехтактных высокофорсированных транспортных и стационарных поршневых дизелей, в первую очередь, выпускаемых ГП «Завод им. В.А. Малышева», так как сегодня в Украине это практически единственное предприятие, выпускающее новые дизели (вернулись к тому с чего начинали).

С учетом новых требований к формированию учебных планов и обучению будущих специалистов разрабатываются методы и подходы к преподаванию дисциплин, внедрение в учебный процесс новейших научных достижений. Соответственно, выдвигаются новые требования и к преподавателям, системе подготовки специалиста, при осуществлении комплексного подхода к его формированию, начиная работы по профориентации и заканчивая анализом будущей сферы деятельности выпускников.

Акцент при выполнении выпускных работ, в первую очередь магистров, перенесено на реализацию в полном объеме творческих способностей студента, на его подготовку как будущего аспиранта, сотрудника кафедры, эффективного работника научных и конструкторских бюро. Выполнение магистерской работы на кафедре фактически может стать началом работы над диссертацией.

На кафедре реализован перспективный образовательный проект – магистерская программа двойных дипломов по программе Mechanical Engineering между НТУ «ХПИ» и ведущим техниче-

ским ВУЗом Польши, одним из наиболее престижных и рейтинговых университетов в странах Европы университетом Варшавская политехника WUT. Студенты обучаются в Варшаве на факультете автомобилей и рабочих машин, где готовят и защищают свою магистерскую научно-исследовательскую работу и после получения диплома об окончании WUT, возвращаются в НТУ «ХПИ» и защищают здесь свою работу. В итоге, после завершения обучения получают два полноценных диплома магистра: диплом НТУ «ХПИ» и диплом Варшавской политехники.

В заключение этой юбилейной статьи хотелось бы напомнить, в общем, то тривиальную истину. Двигатели внутреннего сгорания были и в будущем останутся основной силовой установкой, обеспечивающей энергетические потребности че-

ловчества. Ничто так не ограничивает возможности государства, ничто не лишает его экономической независимости, как отсутствие собственного производства энергетических установок, даже при отсутствии или дефиците энергетических ресурсов в виде топлив.

В связи с этим для Украины важнейшей и первоочередной задачей остается возрождение транспортного и сельскохозяйственного двигателестроения. Как ученому-исследователю хотелось бы в ближайшем будущем видеть программы экономического развития страны, а в этих программах пути решения обозначенной задачи.

Кафедра двигателей внутреннего сгорания, которая внесла наиболее значительный вклад в создание украинского двигателестроения, готова приложить все усилия к его возрождению.

**Парсаданов Игорь Владимирович** – доктор техн. наук, проф., главный научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: [parsadanov@kpi.kharkov.ua](mailto:parsadanov@kpi.kharkov.ua), <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Науково-технічний журнал "Двигуни внутрішнього згорання" випускається 2 рази в рік. Основна мета видання – надати можливість опублікувати результати наукових праць і статті науковим співробітникам, викладачам, аспірантам і здобувачам наукових ступенів, а також розширити можливості для обміну науково-технічною інформацією в Україні та за її межами.

До опублікування приймаються статті українською, російською, англійською, німецькою мовами за наступними науковими напрямками:

- Загальні проблеми двигунобудування;
- Конструкція ДВЗ;
- Робочі процеси ДВЗ;
- Екологізація ДВЗ;
- Випробування та експлуатація ДВЗ;
- Технологія виробництва ДВЗ;
- Гібридні силові установки;
- Історія двигунобудування, особистості, ювілеї;
- Методологія вищої освіти зі спеціальності ДВЗ.

Матеріал (стаття) подається редколегії в 2-х примірниках. До матеріалів повинен додаватися електронний варіант статті, набраної в текстовому редакторі MS Word.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ можна скачати на сайті кафедри ДВЗ за посиланням <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в розділі «Видання», «Вимоги до оформлення статей», а також на сайті журналу <http://dvs.khpi.edu.ua/>.

#### СТРУКТУРА СТАТТІ:

– УДК; І.Б.Ф. Заголовок статті. Анотація мовою тексту статті. Текст статті. Список літератури. Список літератури, оформлений транслітерацією. Відомості про авторів. Анотації українською (російською), англійською мовами.

*Стаття повинна мати такі необхідні елементи:*

- постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливим науковим чи практичними задачами;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми, на які спирається автор,
- виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття;
- формулювання цілей статті (постановка завдання);
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів;
- висновки з даного дослідження і перспективи подальших досліджень у даному напрямку.

До статті додаються:

- рецензія,
- акт експертизи про можливість опублікування.

СТАТТІ, ОФОРМЛЕННЯ ЯКИХ НЕ ВІДПОВІДАЄ ВИМОГАМ, РЕДКОЛЕГІЄЮ НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ

#### УМОВИ ОПУБЛІКУВАННЯ:

Оформлена відповідно до вимог, стаття направляється авторами в редколегію за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПІ". Кафедра ДВЗ. Редакційна колегія журналу "Двигуни внутрішнього згорання". Відповідальному секретарю редколегії. Тел. (057) 707-60-89 , E-mail: [rykova@kpi.kharkov.ua](mailto:rykova@kpi.kharkov.ua) .

Після прийняття рішення про опублікування автор інформується про це редколегією.