

actions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 2004. – № 70 (689). Part B. – P. 292–299. 7. John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamental* / John B. Heywood. – Tata McGraw Hill Education Private Limited, Edition, 2011. – 481p. 8. Ganeshan V. *Internal Combustion Engine* / V. Ganeshan. – Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, Second Edition. – 670 p. 9. Doyle E.F. *Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system* / E.F. Doyle, P.S. Patel // *Society of Automotive Engineers (SAE)*. – 1976. – № 760343. 10. C. James Conklin. *A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery* / C. James Conklin, P. James Szybist // *Energy*. – 2010. – № 35 (4). – P. 1658-1664. 11. Saidur R. *Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines.* / R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria, M.

Hasanuzzaman // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – №16. – P. 5649–5659. 12. Mhia Md. Zaglul Shahadat. *Diesel Nox Reduction By Preheating Inlet Air* / Mhia Md. Zaglul Shahadat, Md. Nurun Nabi And Md. Shamim Akhter // *Proceedings Of The International Conference On Mechanical Engineering*. – 2005. 13. Karaosmanoglu F. *Vegetable oil fuels: a review* / F. Karaosmanoglu // *Energy Sources*. – 1999. – № 21. – P. 221–231. 14. Vlaskos, I. *Exhaust gas Heat Recovery on Large Engines, Potential, Opportunities, Limitations* / Vlaskos, I., Feulner, P., Alizadeh, A. & Kraljevic, I. // *CIMAC Congress*. – Bergen, 2010. – Paper no. 256. 15. Zamfirescu C. *Thermodynamic analysis of a novel ammonia– water trilateral Rankine cycle* / C. Zamfirescu, I. Dincer // *Thermochimica Acta*. – 2008. № 477. –P. 7–15.

Поступила в редакцию 21.07.2015 г.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Али Адель Хамза – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Омар Адель Хамза – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, с.н.с., докторант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС

А. Марченко, Д. Самойленко, А.А. Хамзах, О.А. Хамзах

В статье рассмотрены основные способы использования энергии отработавших газов для генерации электрической энергии. Определено, что за счет применения полезной энергии отработавших газов возможно в значительной степени улучшить энергоэффективность установки на базе ДВС.

ОСНОВНІ СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВЗ

А. Марченко, Д. Самойленко, А.А. Хамзах, О.А. Хамзах

В статті розглянуті основні способи використання енергії відпрацьованих газів для виробництва електричної енергії. Визначено, що за рахунок використання корисної енергії відпрацьованих газів можливо значною мірою покращити енергоефективність установки на базі ДВЗ.

УДК 621.43

Т.М. Колеснікова

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

Приведена математична модель робочого циклу бензинового чотиритактного двигуна з урахуванням кінематики силового механізму та змінного ступеня стискання на часткових режимах.

Модель впускної системи заснована на рівняннях втрат тиску в елементах впускної системи і дозволяє визначати температуру та тиск перед впускним клапаном в залежності від навантаження та частоти обертання колінчастого валу.

По точності розрахунків дана математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, що направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

Вступ

Сучасні автомобільні двигуни внутрішнього згоряння зберігають тенденцію до подальшого їх удосконалення для вирішення проблеми зниження

витрати палива і зменшення токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Однак існуючі на сьогодні методи вирішення цієї проблеми, з одного боку, значно ускладнюють конструкцію ДВЗ, а з іншого

– не можуть значною мірою задовольнити вимоги підвищення паливної економічності та зниження токсичності ВГ в умовах експлуатації автомобілів. Усім цим вимогам найкраще відповідають теплові двигуни нетрадиційної конструкції, серед яких можна виділити перспективним для легкового автомобіля поршневі двигун з безшатунним кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [1].

На сьогодні є велика різноманітність програм розрахунків робочого циклу в циліндрі ДВЗ, причому найбільше число робіт відноситься до моделювання процесу згоряння [2].

У статті пропонується уточнена методика розрахунку робочого процесу безшатунного двигуна, що включає в основному модель впускного трубопроводу.

Уточнення математичної моделі робочого процесу двигуна

Модель двигуна можна представити складеною з декількох підмоделей:

- модель впускної системи (повітроочисник, карбюратор або дросельна заслінка, впускний трубопровід, головка циліндрів, впускний клапан);
- модель циліндра (процеси наповнення, стискування, згоряння й розширення);
- модель випускної системи (випускний клапан, випускний трубопровід, глушник).

У розрахунковій моделі робочого циклу двигуна будемо розглядати порівняльний аналіз процесів, що протікають при різній кінематиці силового механізму в умовах регулювання навантаження й ступеня стискування. Тому при газообміні приймаємо тиск перед впускним і за випускним клапанами постійним й рівним середньому умовному тиску, відповідно, у впускному й випускному трубопроводах. Тиск у впускному тракті будемо визначати при атмосферних умовах на певній ділянці з урахуванням гідравлічних опорів.

Приймаємо, що тепловий режим свіжого заряду – сталий, а температура й густина заряду по довжині трубопроводу є постійними.

З урахуванням зазначених вище допущень складена розрахункова схема моделювання робочого циклу двигуна. Газообмін і термодинамічні процеси в циліндрі моделюються роздільно. Відмінність дійсного циклу від розрахункового враховується відповідними коефіцієнтами.

Модель впускної системи

На рис. 1 зображена розрахункова впускна система, що складається із повітроочисника (на рисунку не зображено) і впускного трубопроводу 2, у якому розташовані дросельна заслінка 3 і дифузор 1.

Виберемо в розглянутій впускній системі три характерних перерізи: переріз 0-0 вибираємо на достатній відстані від вхідного отвору повітроочисника, де швидкість повітря може бути прийнята рівною нулю $v_0 = 0$, а тиск дорівнює атмосферному p_0 ; переріз 1 - 1 приймаємо безпосередньо перед впускним клапаном, а переріз $a - a$ розташовуємо в площині положення поршня в НМТ (наприкінці впуску).

Визначаємо параметри потоку свіжого заряду $p_{вп}$ і $T_{вп}$ перед впускним клапаном (на вході в циліндр) у функції $\varphi_{др}$ і n .

Потім по відомих параметрах потоку перед впускним клапаном знаходимо термодинамічні параметри й масу суміші в циліндрі двигуна, застосувавши рівняння першого закону термодинаміки, рівняння збереження маси, рівняння стану газу й рівняння теплообміну.

Температура суміші у впускному трубопроводі

На ділянці трубопроводу між перерізом 0-0 і дросельною заслінкою (рис.1) температуру повітря будемо вважати рівній температурі на вході в повітроочисник T_0 . На ділянці ж між дросельною заслінкою й перерізом 1-1 відбувається підігрів суміші від стінок впускного трубопроводу і головки циліндрів до температури $T_{вп}$. Температура суміші $T_{вп}$ перед впускним клапаном (у перерізі 1-1) буде вище температури T_0 .

Експериментальні дані температури суміші у впускному трубопроводі в момент її надходження в циліндр, апроксимовані для сучасних ДВЗ в залежності від ступеня дроселювання. За використання цих даних отримано залежності зміни температури суміші перед впускним клапаном з урахуванням навантажувального та швидкісного режимів двигуна. Зміна температури $T_{вп} = f(n, \varphi_{др})$ визначається за формулою:

$$T_{вп} = T_{впN} \frac{T_{впдр}}{T_{впN}}, \quad (1)$$

де $T_{впN}$, $T_{впдр}$ – температура суміші (К) в залежності, відповідно, від частоти обертання колінчастого вала та кута відкриття дросельної заслінки; $T_{впN}$ – температура суміші при номінальній потужності, К.

Температура суміші від частоти обертання n :

$$t_{впN} = 77 - (77 - t_{впN}) \left(\frac{1600 + n}{1600 + n_N} \right)^{\frac{1}{h}}, \quad (2)$$

де $t_{впN}$ – температура суміші на номінальному режимі двигуна, °С; n_N – номінальна частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; h – показник ступеня, $h=4$.

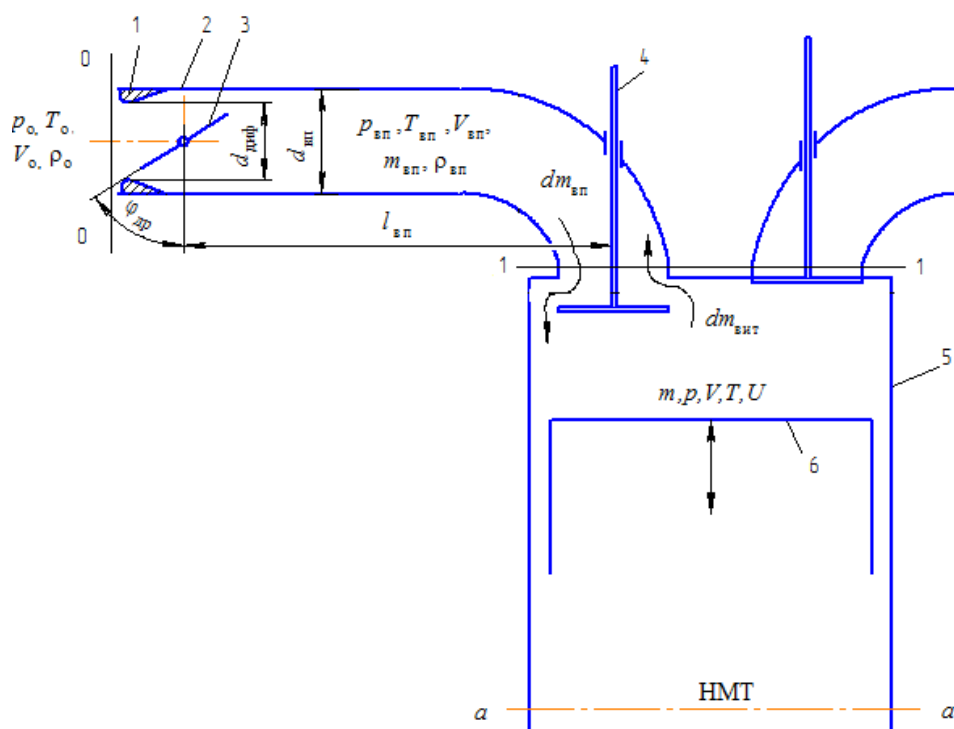


Рис.1. Розрахункова модель впускної системи двигуна:
 1 – дифузор; 2 – впускний трубопровід; 3 – дросельна заслінка; 4 – впускний клапан;
 5 – циліндр; 6 – поршень

Температура суміші залежно від величини відкриття дросельної заслінки визначається системою рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} t_{\text{впдр}} &= 85 - (85 - t_{\text{впN}}) \left(\frac{\varphi_{\text{др}}}{100} \right)^{\frac{1}{h_1}} \text{ при } \varphi_{\text{др}} \leq \varphi_{\text{дрк}} \leq 100\%; \\ t_{\text{впдр}} &= 55 - (55 - t_{\text{впк}}) \left(\frac{\varphi_{\text{др}}}{\varphi_{\text{дрк}}} \right)^{\frac{1}{h_2}} \text{ при } 0 \leq \varphi_{\text{др}} \leq \varphi_{\text{дрк}}, \end{aligned} \right\} (3)$$

де $\varphi_{\text{дрк}} = 25\%$ – проміжний кут відкриття дросельної заслінки; $h_1 = 3,5$; $h_2 = 2$ – показники ступеня; $t_{\text{впк}}$ – температура суміші при $\varphi_{\text{дрк}}$, °C; $t_{\text{впк}} = t_{\text{впдр}}$ ($\varphi_{\text{дрк}}$).

Тиск суміші у впускному трубопроводі

Розрахунок тиску суміші у впускному трубопроводі розглянуто в роботах [3].

Тиск суміші на вході в циліндр двигуна (перед впускним клапаном) дорівнює:

$$p_{\text{вп}} = p_0 - \Delta p_{\text{вп}}, \quad (4)$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ – сумарні втрати тиску у впускній системі:

$$\Delta p_{\text{вп}} = \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_{\text{диф}} + \Delta p_{\text{по}} + \Delta p_{\text{гц}}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{труб}}$, $\Delta p_{\text{др}}$, $\Delta p_{\text{диф}}$, $\Delta p_{\text{по}}$, $\Delta p_{\text{гц}}$ – втрати тиску від гідравлічних опорів, відповідно, в трубопроводі, дросельній заслінці, дифузори, повітроочиснику й головці циліндрів, Па.

Таким чином, основним завданням при аеродинамічному розрахунку впускної системи на ділянці між перерізами 0 - 0 і 1 - 1 (рис.1) є визначення втрат тиску, які обчислюються для елементів карбюратора ($\Delta p_{\text{др}}$, $\Delta p_{\text{диф}}$), впускного трубопроводу ($\Delta p_{\text{труб}}$), повітроочисника ($\Delta p_{\text{по}}$) і головки циліндрів ($\Delta p_{\text{гц}}$).

Втрати тиску на тертя по довжині циліндричного впускного трубопроводу між дросельною заслінкою й перерізом 1 - 1 обчислюють за формулою Дарсі [4]:

$$\Delta p_{\text{труб}} = \lambda_{\text{вп}} \frac{l_{\text{вп}}}{d_{\text{вп}}} \rho_{\text{вп}} \frac{v_{\text{вп}}^2}{2}, \quad (6)$$

де $\lambda_{\text{вп}}$ – коефіцієнт Дарсі, що характеризує опір руху потоку по довжині впускного трубопроводу; $l_{\text{вп}}$ – довжина розглянутої ділянки потоку у впускному трубопроводі; $d_{\text{вп}}$ – внутрішній діаметр впускного трубопроводу; $v_{\text{вп}}$ – середня по перерізі швидкість руху заряду у впускному трубопроводі; $\rho_{\text{вп}}$ – попередньо визначена середня густина заряду на розглянутій ділянці впускного трубопроводу.

Втрати тиску у повітроочиснику на часткових режимах можна визначити за відомою формулою:

$$\Delta p_{\text{по}} = \xi_{\text{по}} \frac{v_{\text{по}}^2}{2}, \quad (7)$$

де $\xi_{\text{по}}$ – коефіцієнт місцевого опору, визначається для номінального режиму.

Витрати тиску у головці циліндру $\Delta p_{гц}$:

$$\Delta p_{гц} = \Delta p_{туб} \quad (8)$$

Висновки

1. Отримані при розрахунках результати добре збігаються з експериментальними даними існуючих ДВЗ, а також з результатами досліджень експериментального двигуна, виконаних в АДІ ДонНТУ разом із ПДАБА.

2. По точності розрахунків дана математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, що направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

Список літератури:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 2.

Вибє І. І. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибє. – М. Свердловск: Машигиз, 1962. – 271 с. 3. Мищенко Н. И. Расчет параметров во впускном трубопроводе бензинового двигателя с различными способами регулирования нагрузки и степени сжатия / Н. И. Мищенко, Т. Н. Колесникова, Ю. В. Юрченко, В.С. Шляхов // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. – 2007. – №6 (12). – С. 79 – 84. 4. Гудилин Н. С. Гидравлика и гидропривод/ Н. С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховиков и др. – 3-е изд. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2001. – 520 с.

Bibliography (transliterated):

1. Mishhenko N.I. Netradicionnye malorazmernye dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrabotka i ispytanie netradicionnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 2. Vibe I. I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej / I. I. Vibe. – M. Sverdlovsk: Mashgiz, 1962. – 271 s. 3. Mishhenko N. I. Raschet parametrov vo vpusknom truboprovode benzinovogo dvigatelja s razlichnymi sposobami regulirovanija nagruzki i stepeni szhatija / N. I. Mishhenko, T. N. Kolesnikova, Ju. V. Jurchenko, V.S. Shljahov // Visnik SNU im. Volodimira Dalja. – 2007. – №6 (12). – S. 79 – 84. 4. Gudilin N. S. Gidravlika i gidroprivod / N. S. Gudilin, E.M. Krivenko, B.S. Mahovikovi dr. – 3-e izd. – M.: Izd-vo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2001. – 520 s.

Надійшла до редакції 18.06.2015 р.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk2704@mail.ru.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕСШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Т.Н. Колесникова

Приведена математическая модель рабочего цикла бензинового четырехтактного двигателя с учетом кинематики силового механизма и переменной степени сжатия на частичных режимах. Модель впускной системы основана на уравнениях потерь давления в элементах впускной системы. Модель впускной системы позволяет определять температуру и давление перед впускным клапаном в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала. По точности расчетов данная математическая модель не уступает известным программам, но значительно более простая, менее трудоемкая и требует меньшего машинного времени. Модель позволяет оценивать мероприятия, направленные на оптимизацию конструкции двигателя и повышения его топливной экономичности.

THEORETICAL RESEARCHES OF WORKING PROCESS OF BEZSHATUNNOG OF ENGINE

T.N. Kolesnikova

The mathematical model of duty cycle of petrol four-stroke engine is resulted taking into account the kinematics of power mechanism and variable degree of compression on the partial modes. The model of the inlet system is based on equalizations of losses of pressure in the elements of the inlet system. The model of the inlet system allows to determine a temperature and pressure before an induction-valve depending on loading and frequencies of rotation of crankshaft. On exactness of calculations this mathematical model does not yield to the known programs, but considerably more simple, less labour intensive and requires less machine time. A model allows to estimate measures, directed on optimization of construction of engine and increase of his fuel economy.