

4ЧН12/14 по величині накопичених пошкоджень при наявності струминного охолодження днища поршня та варіанту з галерейним охолодженням.

З використанням розрахунково-експериментальної моделі оцінки ресурсної міцності поршнів запропоновано методику отримання допустимих значень умовно-постійних критеріїв теплового навантаження поршня.

Встановлено допустиме значення умовно-постійного критерію теплового навантаження поршня для реалізації в економічних моделях оцінки ресурсної міцності в САПР.

#### **Список літератури:**

1. Тракторные дизели: Справочник / Под общей ред. В.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.  
2. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників. Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 336 с.  
3. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.А. Оценка накопленных повреждений в поршнях быстроходных форсированных дизелей / Двигатели внутр. сгорания. – Харьков: ХГПУ. – 1997. – Вып. 56-57. – С.44-50.  
4. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термосталостной прочности поршней ДВС // Двигателестроение. – 1979. – №11. – С.15-19.  
5. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С.14-15.  
6. Симбирский Д.Ф., Олейник А.В., Филяев А.В. и др. Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т // Авиационно-космична техніка і технологія: Зб. наук. праць Держ. аерокосм. ун-т. – Харків: ХАІ. – 2003. – Вып. 42/7. – С.96-101.  
7. Краснощеков П.С., Петров А.А. Принципы построения моделей. – М.: МГУ, 1983. – 156 с.  
8. Пыльёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С. 125-132.  
9. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с.  
10. Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономических моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 246-251.  
11. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №2. – С. 30-35.

УДК 621.43+621.43.05.1

**М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., Д.М. Бухтієнко, студ.**

## **СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ІЗ РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА СТУПЕНЯ СТИСКУ**

### **Вступ**

Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), незважаючи на майже 150-літній вік, знайде своє широке застосування й у майбутньому. Тому в найближчі десятиліття він буде основним двигуном автомобілів. Але й у вже добре відпрацьованих й постійно вдосконалюючих конструкціях двигунів існують проблеми зниження витрати палива й зменшення токсичності відпрацьованих газів (ВГ), а також проблеми зниження вібрації й шуму.

### **Постановка проблеми**

Бензинові ДВЗ із традиційним робочим процесом працюють у дуже вузькому діапазоні зміни складу свіжого заряду. На часткових навантаженнях для зміни кількості робочого тіла необхідно здійснювати дроселювання горючої суміші, що надходить у циліндр. Це приводить до підвищення насосних витрат і зниженню реального ступеня стиску, що значно погіршує індикаторні показники двигуна.

Для підвищення експлуатаційних показників автомобіля ведучі фірми багатьох країн останнім часом розробляють різні варіанти нетрадиційних двигунів, а саме: паровий двигун, на теплових елементах, електричний двигун, двигуни роторний типу Wankel та Stirling, газотурбінний двигун та ін. Однак ці двигуни вимагають великого технічного вдосконалення, а тому мають великий ризик при вкладанні в них капіталів.

### Рішення проблеми

#### Двигуни з регулюванням робочого об'єму й ступеня стиску

Серед різних способів рішення даної проблеми багато дослідників вважають перспективним регулювання навантаження або зміною робочого об'єму, або регулюванням фази закриття впускного клапана поршневого ДВС. Дані заходи представляють менший ризик для виробників двигунів і для всієї промисловості в цілому.

При регулюванні як робочого об'єму, так і фази закриття впускного клапана звичайно знижується величина реального ступеня стиску. Тому в переважній більшості запропонованих конструкцій передбачається можливість спільного регулювання ступеня стиску й робочого об'єму або фази закриття впускного клапана.

У цій роботі автори припускають регулювання робочого об'єму за рахунок зміни кінематики силового механізму (зміни ходу поршня) і не розглядають застосування методу відключення циліндрів і так званих модульних ДВС, що складаються з декількох модулів (груп циліндрів), які включаються в роботу по мірі збільшення навантаження.

Кількість запропонованих конструкцій, що дозволяють регулювати ступінь стиску й робочий об'єм двигуна, досить велика. Однією з останніх розробок в галузі двигунів з керованим ходом поршнів є двигун GoEngine інженера Bert de Gooijer [9,10,11],

що реалізований у вигляді експериментального зразка.

Силовий механізм двигуна GoEngine (рис.1) виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі, з'єднаної через шатун АВ з поршнем. При повороті зубчастого колеса за допомогою черв'ячної передачі на кут  $\gamma$  шестерня одержує зсув по фазі на кут  $\theta$ , точка В зміщується й при цьому відбувається зміна положень в.м.т. і н.м.т. поршня.

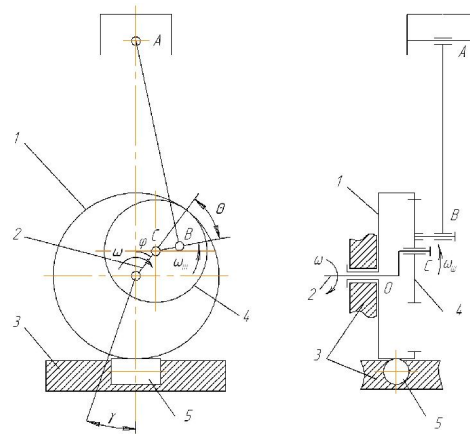


Рис.1. Кінематична схема двигуна GoEngine:

1 – зубчасте колесо; 2 – колінчастий вал; 3 – корпус;  
4 – шестерня (сателіт); 5 – черв'ячна передача;  
O, C – центри обертання зубчастого колеса й шестерні;  $\omega$ ,  $\omega_w$  – кутові швидкості обертання кривошипа й шестерні

Теоретичні дослідження кінематики, динаміки й робочого процесу двигуна GoEngine показали наступне. У цьому двигуні силовий механізм забезпечує нетрадиційне переміщення поршня. У зв'язку з цим у процесах впуску й стиску повний хід поршня, а відповідно й робочий об'єм циліндра, менше, ніж у процесах розширення й випуску, що вказує на так зване «продовжене розширення». При регулюванні ступеня стиску величина повного ходу поршня різна у всіх процесах, істотно відрізняються положення в.м.т. поршня на початку такту випуску й наприкінці такту стиску.

Робочий процес двигуна GoEngine у порівнянні із традиційним ДВС є декілько економічніше завдяки продовженому розширенню й зміні ступеня стиску.

Однак розглянутий нетрадиційний двигун має ряд очевидних недоліків.

1. Погана зрівноваженість двигуна по сумар-

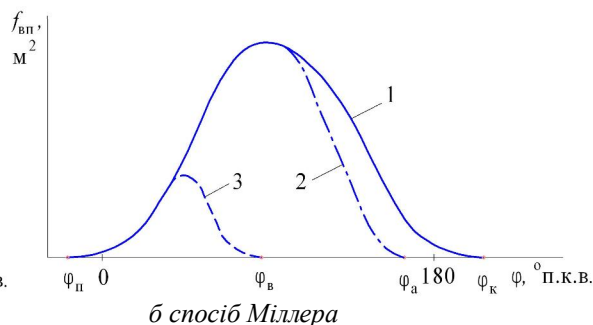
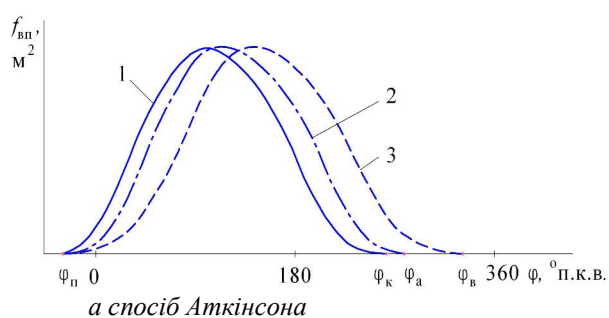


Рис. 2. Зміна площі перетину впускного клапана  $f_{вп}$  від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$ : 1 – для клапана традиційного двигуна; 2, 3 – для клапана зі змінною фазою закриття;  $\varphi_{в}$ ,  $\varphi_{к}$  – початок і кінець закриття клапана традиційного ДВЗ;  $\varphi_{в}$ ,  $\varphi_{а}$  – моменти закриття регульованого клапана, що відповідають навантаженням двигуна приблизно 80 й 30%

ним силам інерції через різницю прискорення поступових мас на тактах впуску-стиску й розширення-випуску, особливо при регулюванні ступеня стиску.

2. Підвищені втрати на тертя через велику кількість пар тертя.

3. Надзвичайно складна й малонадійна конструкція силового механізму, що має збільшені рухливі маси й створює проблему забезпечення заданої точності зубчастого зачеплення планетарної передачі.

4. На часткових навантаженнях при регулюванні ступеня стиску ступінь розширення зменшується й ефект поліпшення економічності від продовженого розширення знижується.

5. Конструкція силового механізму дозволяє змінювати робочий об'єм у вузькому діапазоні, тому регулювання навантаження двигуна забезпечується дроселюванням свіжого заряду.

6. При зростанні ступеня стиску об'єм циліндра наприкінці випуску й початку впуску збільшується в порівнянні з об'ємом камери згоряння, що підвищує коефіцієнт залишкових газів і знижує коефіцієнт наповнення.

По зазначених причинах двигун GoEngine наряд чи вийде на рівень серійного виробництва.

Інші конструктивні рішення двигунів з регулю-

ванням робочого об'єму й ступеня стиску розглянуті в роботі [12]. Двигуни цієї категорії мають потенційні можливості поліпшення паливної економічності, але вони не можуть бути використані на автомобілі в недалекому майбутньому.

Двигуни зі змінними фазами закриття впускного клапана мають два способи регулювання навантаження, а саме: Аткинсона й Міллера. У цих ДВЗ регулювання навантаження відбувається не дроселюванням, а зміною моменту закриття впускного клапана за допомогою спеціального механізму. При цьому на часткових навантаженнях дросельна засліпка залишається повністю відкритою й насосні втрати мінімальні.

У двигуні, що працює по циклу Аткинсона (рис.2,а), впускний клапан закривається після н.м.т. ( $180^\circ$ ) значно пізніше, ніж у традиційному ДВЗ. Клапан тримається у відкритому положенні на такті стиску й свіжий заряд у цей час перепускається назад у впускну систему.

Закриття клапана відбувається в момент, коли в циліндрі залишиться необхідна по навантаженню кількість свіжого заряду. Як показали розрахункові

дослідження авторів статті, виштовхування заряду із циліндра відбувається практично при тиску, що перевищує тиск у впускному трубопроводі всього лише на 8...12%, при цьому насосні втрати зменшуються в середньому в 3...4 рази.

Фірмою Ford Motor Co. ведуться роботи зі створення двигуна, що працює по циклу Аткінсона, починаючи з 1987 р. [13]. Як базовий двигун був обраний чотирициліндровий ДВЗ. Величина затримки закриття впускного клапана змінювалася в межах від 0 до 75°. При затримці закриття клапана на 75° навантаження двигуна знижується в середньому на 60%. Характерно, що зі збільшенням частоти обертання ефект від способу Аткінсона знижується. Причому, як відзначають фахівці фірми, при великій затримці закриття впускного клапана в роботі ДВЗ відзначаються перебої. Оскільки при такому регулюванні навантаження знижується величина ефективного ступеня стиску, то для поліпшення показників робочого процесу фірма ввела додаткове регулювання ступеня стиску за допомогою зміни об'єму камери згоряння. Даний автомобіль вимагає доведення й проведення широких досліджень.

Однієї з останніх розробок двигунів, що працюють по циклу Аткінсона, є розроблений фірмою Mazda V-подібний 6-циліндровий двигун EUNOS 800 [14]. Цей двигун має в порівнянні із традиційним дросельним регулюванням навантаження на 10...15% меншу витрату палива при роботі на часткових режимах.

У двигунах, що працюють по циклу Міллера [15,16,17], впускний клапан закривається до н.м.т. на такті впуску в момент, коли в циліндр надходить кількість свіжого заряду, що визначає навантаження двигуна (рис. 2,б). У цей час ведуться дослідження [18,19] бездросельного регулювання навантаження за принципом Міллера на V-подібних ДВЗ. Основні розглянуті питання пов'язані з витратою палива, не-

рівномірністю ходу двигуна, токсичністю викидів й ін. Ці двигуни також перебувають у стадії розробки.

### Безшатуний двигун із кривошипно-кулісним механізмом

До теперішнього часу в ДонНТУ створений одноциліндровий безшатуний ДВЗ із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) для перетворення руху поршня (рис.3 й 4) [1].

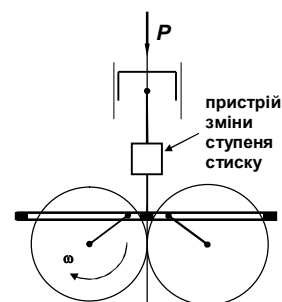


Рис.3. Схема безшатуного двигуна

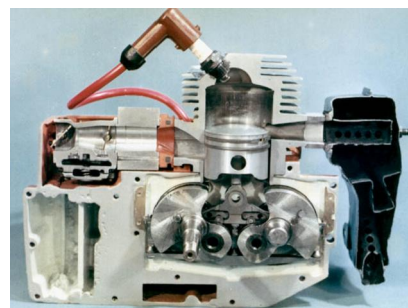


Рис.4. Безшатуний двигун

Дослідження цього двигуна показали ідеальну його зрівноваженість (теоретично 100%) і порівняно низький рівень шуму.

Теоретично, а потім й експериментально встановлено, що застосування ККМ практично не обмежує можливість підвищення ступеня стиску до 19...21 внаслідок малої величини механічних втрат (рис.5).

У випадку одночасного регулювання ступеня стиску й робочого об'єму циліндра паливна економічність безшатуного двигуна може бути вище на 30...45%, чим класичного ДВЗ.

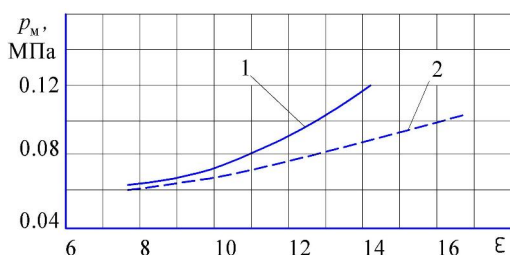


Рис.5. Порівняння механічних витрат в класичному (1) і безшатунному (2) двигунах:

$p_m$  – середній тиск механічних витрат;  
 $\epsilon$  – ступінь стиску

З економічної точки зору безшатунний двигун представляє порівняно невеликий ризик і вимагає менших витрат на наукові дослідження й розробку, чим інші альтернативи, внаслідок уже накопиченого протягом більше 20 років досвіду по створенню такого двигуна. Принциповою перевагою безшатунного двигуна є наявність конструктивної й технологічної наступності із традиційним ДВЗ. Практично 70...80% деталей можуть бути виготовлені на стандартному устаткуванні й оснащенні. Крім того, двигун вимагає внесення незначних змін у конструкцію автомобіля.

### Висновок

Одним з найскладніших і практично не освоєних на сьогоднішній день способів підвищення паливної економічності бензинового двигуна є реалізація спільного регулювання робочого об'єму й ступеня стиску. Відомі теоретичні й дослідноконструкторські роботи в цьому напрямку не дозволяють створити двигун реально конкуруючий із традиційним ДВЗ.

На думку авторів даної роботи, із всіх відомих нетрадиційних двигунів найбільшими потенційними можливостями володіє безшатунний двигун, розроблений у ДонНТУ. У цьому двигуні можлива ефективна реалізація різних способів регулювання робочого об'єму й ступеня стиску, а також реалізації модуль-

ної концепції двигуна, що забезпечує найбільше зниження витрати палива.

### Список літератури:

1. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 т. — Донецк: Лебедь, 1998. — Т. 1: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей. — 228 с. 2. Khoshaim Bakr H. An investigation into the possibility of using steam engines for vehicle propulsion // J. Eng. Sci. — 1977. — 3, №2. — P.39 — 41. 3. Abbin Joseph P. Sandia laboratories operational experience with small heat engines in solar thermal power systems // Proc. 14<sup>th</sup> Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., Boston, Mass., 1979. — Vol.1. — Washington, D.C. — 1979. — P.143 — 147. 4. Горрожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. — Макеевка: ДонГАСА, 2003. — 208 с. 5. Долганов К.С., Лисовал А.А., Мерзиевська В.В. та ін. Регулювання потужності двигуна Стирлінга моделі УДС-1. // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр. — К.: УТУ; ТАУ, 2003. — №16. — С.56 — 60. 6. Insights into the thermodynamics of Stirling cycle machines // Finkelstein Theodor 29<sup>th</sup> Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., Monterey, Calif., Aug. 7 — 11, 1994: Collect. Techn. Pap. Pt 4. — Washington (D.C.). — 1994. — P.1829 — 1834. 7. Stirling machines: automotive applications may take a seat to nousehold chores // O'Conner Leo Mech. Eng. — 1992. — 114, №6. — P. 75 — 79. 8. Janicki E. Which Auto Engine Next? - "Automotive Engineer", 1976, v.84, N 7, P.33. 9. [www.gomecsys.com/index2.asp](http://www.gomecsys.com/index2.asp). 10. [www.waitnews.com/prodrive\\_and\\_gomecsys.htm](http://www.waitnews.com/prodrive_and_gomecsys.htm). 11. Пат. №6349684 В1 США Crank — connecting rod mechanism. Lambertus Hendrik de Gooijer. — Оубл. 26.02.2002. 12. Н.И. Мищенко, В.П. Матейчик, В.Л. Супрун. Конструкции автомобильных бензиновых двигателей с регулируемой степенью сжатия и их особенности // Вісник ЧНУ ім. Володимира Даля. — 2007.—№6 (112). —С. 19 — 23. 13. A Desing and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing. Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. "SAE Techn. Pap. Ser.", 1991, № 910451, 9 pp. 14. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji, Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News. —1995—6, №1 —P.11. 15. Deutsche Patentschrift DT-PS 100 1049. 15. Miller R. and Lieberherr H.U. The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Conditions. CIMAC Kongress, 1957, Zürich, S. 787/803. 16. Brinson L. High Performance Gas Burning Engines. CIMAC-Kongress, 1965, London, B 1, S. 603/636. 17. Luft- und Kraftstoffzumessung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung / Esch

Thomas, Pischinger Martin, Göbel Thomas // *MTZ: Motortech. Z.* –1996. –57, №2.–S.106–112, 114–115. 18. Hatannura Koichi, Hitomi Mitsuo, Ohe Hiromi, Kobaya-

shi Takashi // *Nihon kikai gakkai ronbunshu. B = Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. B.*–1995–61, №590.–P. 3477–3483.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, А.В. Денисов, инж.*

## МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ

### Введение

В практике двигателестроения широко используются различные методы оптимизации. При этом оправдывают себя подходы, основанные на решении прямой задачи – проведение серии численных экспериментов с целью определения показателей системы при различном сочетании ее параметров [1].

Экономический эффект от применения виртуального (численного) эксперимента очевиден. Это широкая возможность перебора комбинаций параметров, большое (до 4000 и более) количество экспериментов, возможность наблюдать изменение таких параметров (давлений, перемещений, температур), измерение которых произвести сложно, а подчас и невозможно. И, как результат, при сокращении времени и материальных затрат на проектирование возможность получить двигатель либо отдельную его систему с лучшими по сравнению с аналогами параметрами.

Успешное решение оптимизационной задачи зависит от достоверности применяемых математических моделей, а также метода ее организации. В данной статье представлен опыт, накопленный авторами при определении оптимальных параметров аккумуляторной топливной системы (АТС) с электронным управлением, предназначенной для высокооборотного дизеля серии 4ДТНА. Особенности применяемых математических моделей АТС рассмотрены в работах [2 – 4]. Там же показана их достоверность и опи-

саны явления, которым при моделировании процесса топливоподачи уделено повышенное внимание. Следует отметить, что любой метод оптимизации не исключает человеческий фактор или, так называемый «совет специалистов». Совет специалистов играет решающую роль как при выборе параметров, ограничений и критериев, так и при выборе результата оптимизации.

### Анализ публикаций

Оптимизации топливоподающей аппаратуры (ТПА) непосредственного действия посвящено много работ отечественных и зарубежных специалистов. Из них можно выделить работы [5 – 7], в которых авторы используют методы, основанные на построении в каждой точке области функциональной модели процесса топливоподачи и определении вектора поиска на основе ее анализа. Для получения регрессии используется теория планирования эксперимента, что позволяет найти направление поиска при сокращенном количестве численных экспериментов. В программном комплексе «Впрыск» разработки МГТУ [8] задача оптимизации процессов в ТПА формализована и сводится к задаче нелинейного программирования для функции многих переменных с ограничениями. Учет ограничений производится методом штрафных функций. Как отмечают авторы [1], теория нелинейного программирования не дает ответа на вопрос о том, какие поисковые методы лучше, поэтому зачастую необходимо пользоваться