

позволяющих преобразовывать в каждом каскаде излучение, прошедшее через предыдущий каскад;

- направленное улучшение свойств полупроводниковой структуры путём её оптимального легирования и создания встроенных электрических полей;

- разработка фотоэлектрических преобразователей, прозрачных в длинноволновой области солнечного спектра за краем основной полосы поглощения;

Совершенствование периферийных устройств, сводилось, в основном, к повышению эффективности систем концентрирования и слежения за Солнцем. Увеличение эффективности систем слежения велось в направлении увеличения точности наведения на Солнце и шло по пути достижения следующих целей:

- повышение равномерности облучения приемника;

- использование спектрально перераспределяющих отражающих покрытий, для согласо-

вания сильно выраженной спектральной селективности фотоэлектрических преобразователей по отношению к падающему на них излучению;

- увеличение угла разориентации концентратора;

- совершенствование систем отведения тепла;

- уменьшение габаритных размеров концентратора;

Выводы.

Определение оптимальной концентрирующей системы и ее энергетических характеристик для заданных условий (мощность, климат, назначение), т.е., выбор типа концентратора, определение оптимального коэффициента концентрации, принятие решения о необходимости системы слежения и т.п., а также согласование ее с отдельными типами фотоэлектрических преобразователей – достаточно сложные задачи, требующие решения на единой методологической основе, до сих пор находящейся еще в стадии формирования.

Список использованной литературы:

1. Андреев В.М., Грихилес В.А., Румянцев В.Д. Фотоэлектрическое преобразование концентрированного солнечного излучения. –Л.: Наука, 1989. – 310с.
2. A.Luque, S.Hegedus "Handbook of photovoltaic science and engineering", John Willey & Sons Ltd., England, 2003, 1138 p.
3. Андреев В.М. Фотоэлектрическое преобразование солнечной энергии.// Соросовский образовательный журнал. – 1996. – №7.

Проаналізовано напрями вдосконалення сонячних електростанцій, показані переходи на шляху їх реалізації і розвитку сонячної енергетики. Як спосіб їх подолання, запропоновано концентрування сонячного випромінювання.

Ключові слова: сонячні електростанції, сонячна енергетика, сонячні елементи, концентратор, ФЕП.

Directions of perfecting of solar power stations are analysed, hindrances on a trajectory of their embodying and development of solar power engineering as an expedient of their overcoming, the solar radiation is offered to concentrate are displayed.

Дата надходження в редакцію: 14.05.2012 р.

Рецензент: д.ф.-м.н., професор Кузема О.С.

УДК 621. 43

СУЧАСНІ МЕТОДИ ПОКРАЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

І.С. Топчій, магістр, Національний університет біоресурсів і природокористування України

Описано причини погіршення паливної економічності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) при роботі в режимах часткових навантажень та конструктивні заходи направлені на її покращення. Приведені результати випробувань двигуна з регулюванням потужності зміною ходу впускних клапанів.

Постановка проблеми у загальному вигляді.

Зміна потужності в двигунах з іскровим запалюванням при будь-якому сталому швидкісному режимі здійснюється кількісним регулюванням,

тобто зміною кількості паливо-повітряного заряду, який надходить у циліндри двигуна при постійному складі суміші. При цьому, коефіцієнт надлишку повітря α паливо-повітряної суміші залишається приблизно однаковим в результаті

одночасної зміни подачі палива і коефіцієнту наповнення η_v .

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

При роботі на часткових навантаженнях в міру зменшення навантаження (дроселювання) спостерігається різке зниження економічності двигуна, яке досягає 50 % при навантаженні, що складає приблизно 1/4 від повного.

Причини, через які відбувається подібне погіршення, досліджувалися багатьма науковцями [1, 2, 3], і є наступними.

При кількісному регулюванні, прикриваючи дросельну (або повітряну) заслінку, збільшують опір впускної системи і зменшують кількість свіжого заряду в циліндрі. В результаті, тиск у циліндрі в процесі наповнення і на початку стиску стає нижчим, а витрати потужності на газообмін більші, ніж при роботі на повних навантаженнях.

Зі збільшенням насосних втрат відбувається інтенсивне зниження механічного ККД η_m (див. рис. 1), а зменшення тиску в кінці наповнення викликає зниження тиску в кінці процесу стиску і відповідно максимального тиску згоряння в циліндрі [2].

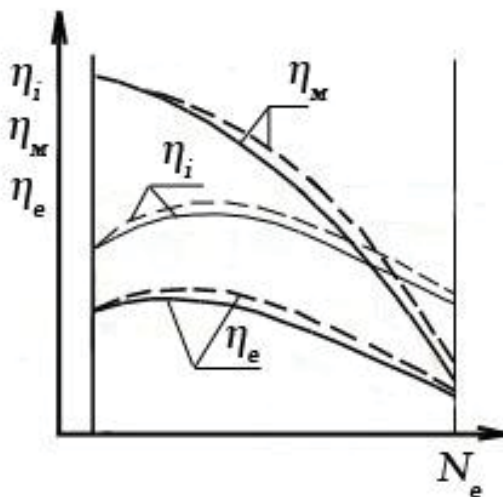


Рисунок 1 – Зміна ККД двигуна при різних способах його регулювання:

- — кількісне регулювання;
- – якісне регулювання.

Перехід на режими часткових навантажень, збільшує коефіцієнт залишкових газів γ_r , в результаті чого горюча суміш розріджується продуктами згоряння. Швидкість згоряння зменшується, час реакцій окислення зростає, а умови запалювання суттєво погіршуються.

Зменшення швидкості згоряння приводить до зростання теплових втрат і зниження індикаторного ККД η_i . При подальшому дроселюванні і роботі в режимах малих навантажень і холостого ходу негативна дія залишкових

газів підсилюється через падіння тиску в циліндрі. Спостерігається подальше зменшення η_i при наближенні коефіцієнта надміру повітря α до значень, що відповідають концентраційним межах розповсюдження полум'я.

Зменшення індикаторного і механічного ККД веде до погіршення паливної економічності двигуна в часткових режимах, що видно з аналізу загальновідомої формули для визначення питомої ефективної витрати палива:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot H_u}, \quad (1)$$

Для забезпечення надійного запалювання і задовільного згоряння паливо-повітряної суміші в режимах малих навантажень і холостого ходу її збагачують до значень $\alpha = 0,75 \dots 0,85$ [2], що небажано, тому що через неповноту згоряння збільшується витрата палива і відповідно токсичність ВГ (рис. 2).

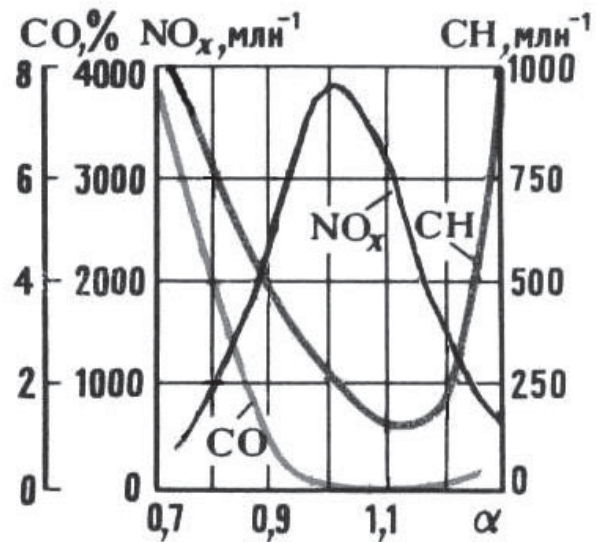


Рисунок 2 – Залежність концентрації токсичних речовин від α у ВГ чотиритактного бензинового двигуна

Крім цього, у міру зменшення навантаження спостерігається також зменшення швидкості руху заряду за дросельною заслінкою, різко підсилюється не ідентичність у протіканні згоряння в послідовних циклах (рис. 3). Це проявляється в збільшенні коливаний тривалості початкової фази згоряння, що приводить до уповільненого згоряння в наступних фазах; різко зменшуються максимальний і середній індикаторний тиски в окремих циклах; зростає питома витрата палива, зменшується потужність двигуна і зростає нерівномірність його роботи.

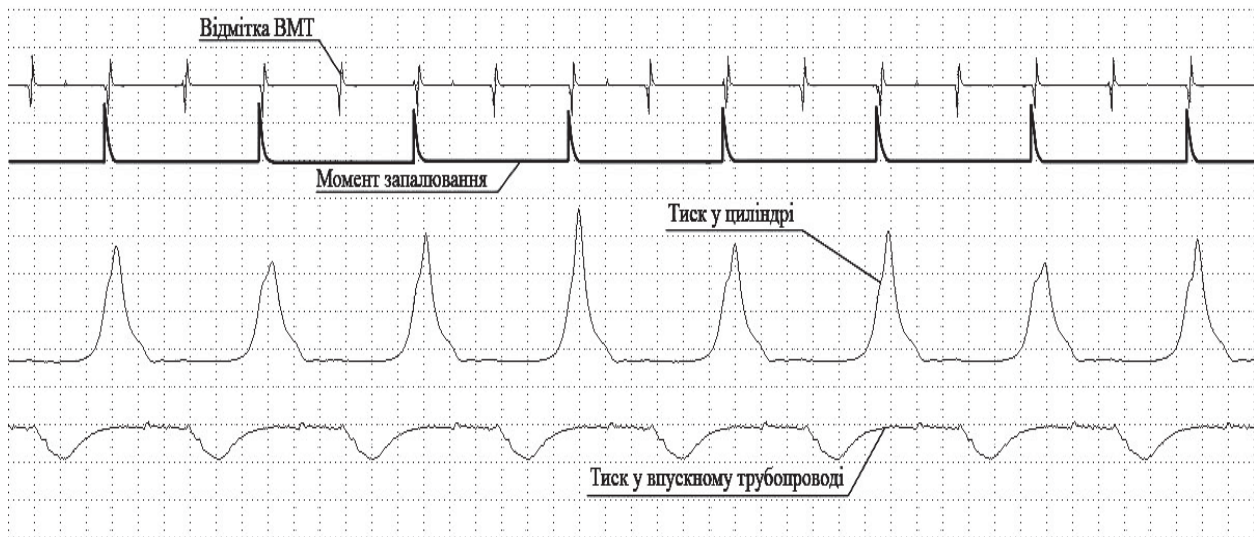


Рис. 3 Індикаторна діаграма двигуна ВА3-2105 при дроселюванні заслінкою: $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

Таким чином аналіз досліджень і публікацій показує, що лише висока швидкість свіжого заряду біля ВМТ сприяючи його інтенсивній турбулентності на всіх режимах роботи двигуна, може забезпечити швидке, своєчасне і повне згоряння.

Формулювання цілей статті (постановка завдання).

Абсолютні значення швидкостей потоку у впускному трубопроводі і клапані, а значить і величини турбулентності в цих елементах впускної системи, залежать від рівня форсування двигуна, а також від того, якими методами це форсування досягається: використанням динамічних явищ, що виникають при коливальному русі потоку чи внаслідок зменшення гідравлічного опору впускної системи.

Виклад основного матеріалу дослідження. Оскільки характеристика, а також максимальне значення крутного моменту двигуна залежать в першу чергу від коливальних процесів у впускному трубопроводі, то визначення його розмірів і особливо ефективної довжини набуває великого значення. В якості ефективної довжини, яка впливає на коливання потоку повітря, вважається розмір впускного трубопроводу від повітряного фільтру до клапана в головці циліндрів. Діаметр впускного трубопроводу на шляху до впускних клапанів повинен постійно зменшуватися (конічна форма трубопроводу), що додає повітряному потоку прискорення. Довжина і поперечний переріз впускного трубопроводу залежать, по-перше, від об'єму окремого циліндра, і, по-друге, від бажаної характеристики потужності.

Сучасні системи впуску часто є складними, дорогими конструкціями. Впускні трубопроводи двигуна Audi A6 мають змінну довжину, що перемикається за допомогою заслінок і неоднакові поперечні перерізи. Схема такого

впускного колектора показана на рис. 4.

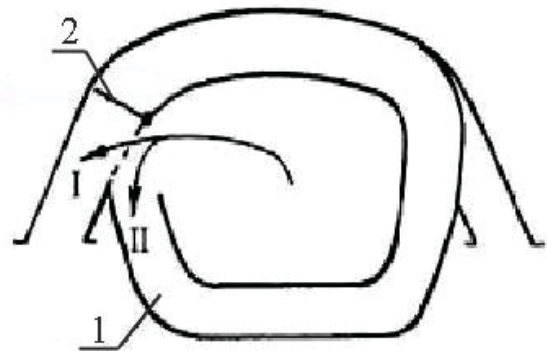


Рисунок 4 – Схема колектора з змінною довжиною трубопроводів двигуна Audi A6: 1– впускний колектор; 2 – заслінка переключення довжини впускних трубопроводів; I - трубопровід довжиною 380мм і поперечним перерізом 1200 мм^2 – забезпечує високу максимальну потужність при $n \geq 4000 \text{ хв}^{-1}$; II - трубопровід довжиною 780 мм і поперечним перерізом 800 мм^2 – забезпечує високий крутний момент в зоні низької частоти обертання КВ.

Важливим є те, заслінка розташовується в місці, де обидві криві повітряних потоків перетинаються. В іншому випадку при перемиканні трубопроводів виникає розрив потоку, що при русі автомобіля відчувається як поштовх. Аналогічними впускними трубопроводами, оснащуються і V-подібні 6-циліндрові бензинові двигуни, що встановлюються на деякі автомобілі класу E фірми Mercedes.

Двигуни автомобілів BMW серії E60...E66 обладнуються впускними трубопроводами з безступінчастим регулюванням довжини всмоктування [5] (рис. 5).

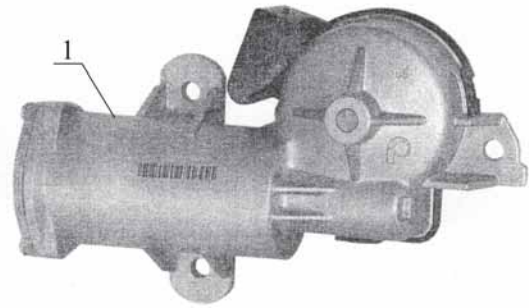
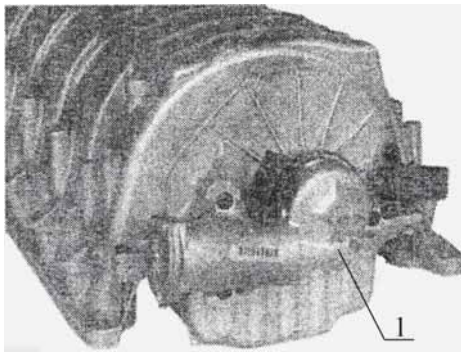


Рисунок 5 – Загальний вид впускного трубопроводу з безступінчастим регулюванням довжини:
1 – привод механізму зміни довжини трубопроводу

При роботі двигуна на малих обертах встановлюється максимальна довжина трубопроводу (рис. 6а). При цьому зростає значення крутного моменту (крива I).

На великих обертах довжина трубопроводу мінімальна. Крутний момент падає (крива S), а потужність зростає (рис. 6б).

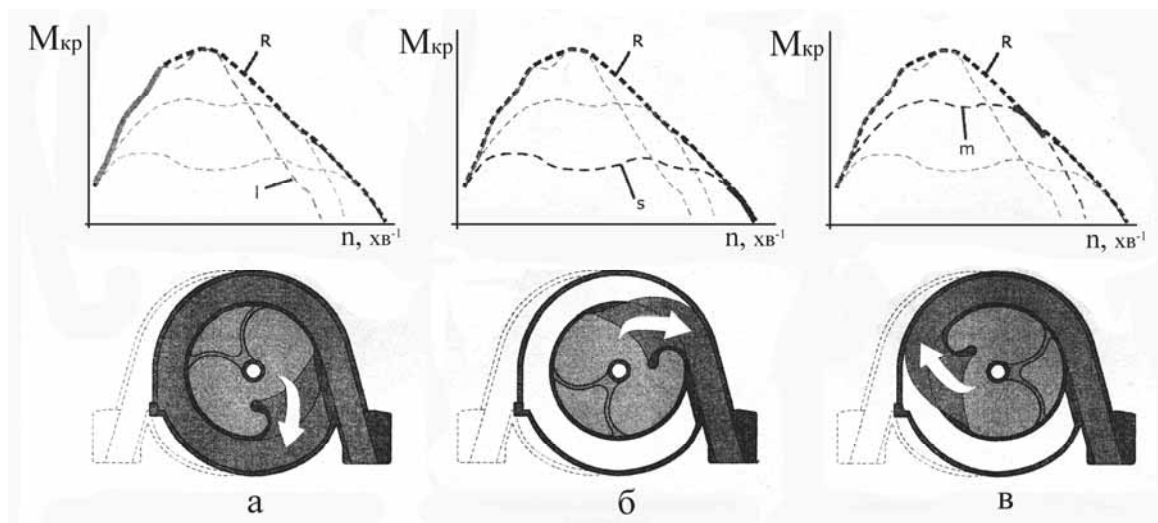


Рисунок 6 – Режими роботи системи впуску: а – невеликі оберти $M_{кр} = \max$ (крива I); б – великі оберти $M_{кр} = \min$ (крива S); в – перехідні режими (крива m)

Для кожного перехідного режиму може бути встановлена така довжина трубопроводу (наприклад крива *m* на рис. 6в), що забезпечує оптимальну динаміку зміни крутного моменту (крива R).

Зменшення гідравлічного опору впускної системи сучасних бензинових двигунів досягається за рахунок використання замість дросельної заслінки механізмів газорозподілу з зміною висоти підйому впускних клапанів. Регулювання таким способом потужності двигуна в режимах часткових навантажень і холостого ходу сприяє покращенню техніко-економічних показників його роботи [4].

В даний час існує значна кількість клапанних газорозподільних механізмів з альтернативними приводами, в тому числі і серійних, створених спеціалістами фірм FEV Motorenttechnik, Siemens, Meta, концерну Daimler Chrysler, компанії BMW, Volkswagen, Alfa-Romeo, Fiat, Honda, Toyota та інших які змінюють величину підйому клапана, а

також забезпечують можливість індивідуального вибору фаз газорозподілу впуску та випуску. Практично всі приводи клапанів ГРМ мають електронне керування, що забезпечує високу швидкість і точність роботи приводу.

Однією з останніх розробок в цьому напрямку є система електрогідравлічного управління газорозподілом Multi Air для бензинових двигунів автомобіля Alfa Romeo MiTo представлена на Женевському автосалоні 2011 року концерном Fiat Group і його підрозділом Fiat Powertrain Technology [6].

Система розроблена для впускних клапанів і забезпечує дуже точне дозування повітря для створення паливо-повітряної суміші без застосування дросельної заслінки. Оснащення атмосферних двигунів системою Multi Air дозволяє понизити споживання палива на 10%. Для двигунів з турбонадувом технологія Multi Air знизить витрату палива на 25% в порівнянні з атмосферними двигунами з аналогічною динамікою.

Принцип роботи системи Multi Air достатньо простий і по своїй суті є розвитком раніше відомих компонентів двигуна. Розподільний вал і клапани залишаються на своїх місцях. Між кулач-

ком і торцем клапана розміщуються два циліндри - головний і робочий, розділені електромагнітним клапаном (рис. 7).

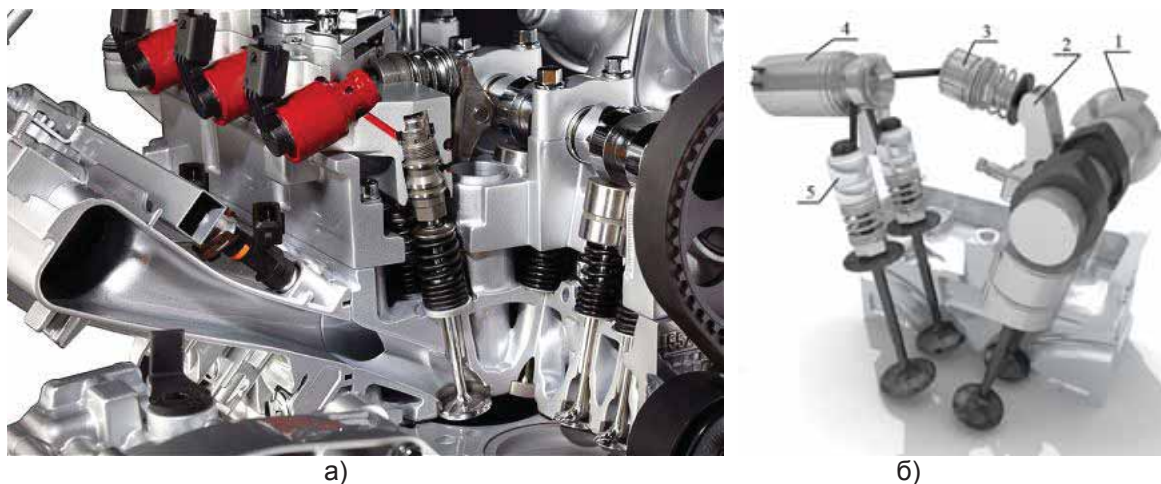


Рисунок 7 – Будова системи Multi Air: а – головка циліндрів двигуна; б – основні агрегати системи Multi Air; 1 – розподільний вал; 2 – коромисло; 3 – головний циліндр; 4 – електромагнітний клапан; 5 – робочий циліндр

При роботі двигуна кулачок набігає на коромисло і воно переміщуючись рухає плунжер головного циліндру створюючи в ньому тиск оливи. Під тиском олива, через електромагнітний клапан надходить до робочого циліндру, плунжер якого рухаючись відкриває клапан ГРМ. Тиск під яким олива надходить від головного до робочого циліндрів не підтримується постійним, а міняється залежно від сигналів блоку управління

за допомогою електромагнітного клапана. При нормальному тиску клапан переміщується згідно профілю кулачка. Коли тиск падає, клапан відкривається пізніше, а закривається раніше, під впливом власних пружин. Застосування електромагнітного клапана дає можливість регулювати алгоритм відкриття і закриття клапана в широких межах (рис. 8).

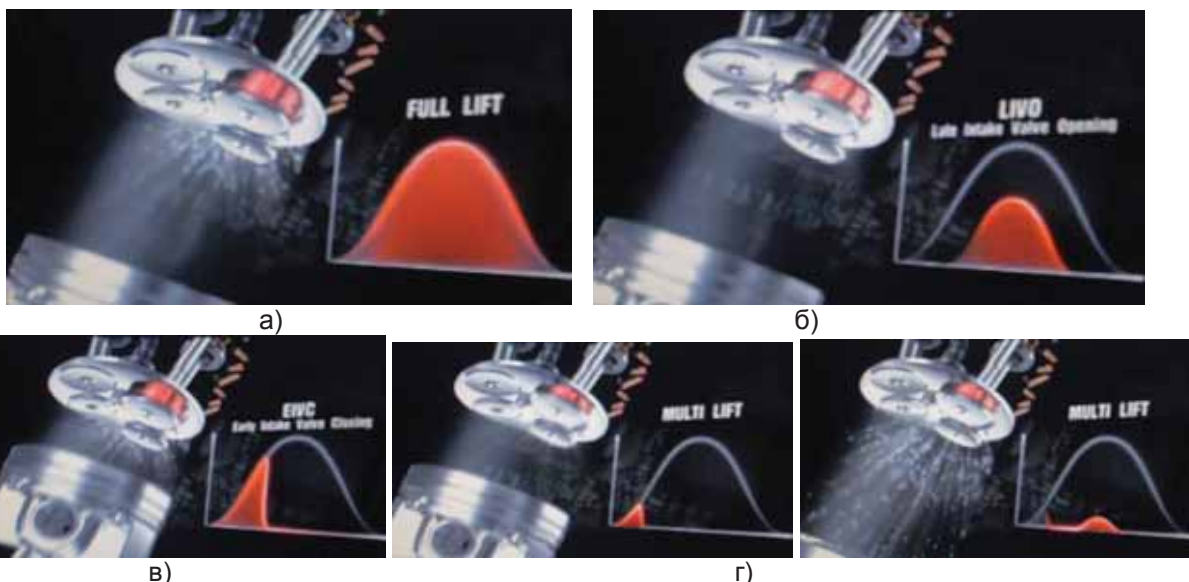


Рисунок 8 – Режими роботи системи Multi Air: а – повні навантаження; б – невеликі навантаження (малі оберти); в – часткові навантаження; г – часткові навантаження: режим Multi lift із збільшеною турбулентністю

Для досягнення максимальної потужності електромагнітний клапан залишається закритим. Повне і максимальне по тривалості відкриття клапанів двигуна здійснюється згідно із законом, заданому профілями кулачків розподільного ва-

лу. Розподільний вал, у свою чергу, розробляється спеціально під високі обороти і потужність.

Розрахований на високі оберти двигун з широкими фазами і значним перекриттям починає

стійко працювати лише на середніх оборотах і вище. Система Multi Air покликана покращити роботу двигуна на середніх і низьких обертах.

На малих обертах електромагнітний клапан відкривається раніше, ніж кулачок завершить свій робочий цикл. Впускний клапан закривається раніше (фаза його відкриття стає вужче.) Виключається зворотний викид повітря у впускний колектор, збільшується маса повітря в циліндрі.

При часткових навантаженнях електромагнітний клапан відкривається раніше, знижуючи висоту підйому впускного клапана, за рахунок чого здійснюється управління наповненням циліндра і регулюється крутний момент. Клапани можуть відкритися лише частково (на неповну висоту), якщо електромагнітний клапан буде закритий після того, як профіль кулачка вже почав працювати механічно. В цьому випадку швидкість потоку повітря буде більше, що викличе його підвищену турбулентність в циліндрі.

Два останні алгоритми роботи впускного клапана можуть бути з'єднані в одному такті впуску. При цьому двигун працює в так званому режимі Multi lift із збільшеною турбулентністю, поліпшуючою згоряння палива при дуже малих навантаженнях.

Деякі роботи направлені на покращення

паливної економічності бензинових двигунів проводились в лабораторії ДВЗ Національного університету біоресурсів і природокористування України. Для дослідження впливу способу дроселювання на економічні показники роботи двигуна ВАЗ-2105 був виготовлений гідравлічний привод клапанів ГРМ з можливістю регулювання ходу клапана в залежності від режиму роботи двигуна.

Моторні випробування двигуна показали можливість роботи розробленого гідроприводу практично на всіх експлуатаційних режимах.

На рис. 9 представлена характеристика холостого ходу двигуна отримана при двох способах регулювання потужності: заслінкою і клапаном.

При регулюванні двигуна зміною ходу клапана дросельна заслінка фіксувалась у відкритому положенні. Хід клапана змінювався в межах 2,5...9мм. Зміною ходу клапана забезпечувалось регулювання швидкісного режиму двигуна в межах $n = 2000...3000 \text{ хв}^{-1}$. Фази газорозподілу відповідали фазам рекомендованим заводом.

Як видно з отриманої характеристики використання клапанного механізму для регулювання двигуна забезпечує економію палива на вказаних швидкісних режимах його роботи. Регулювання двигуна при частотах обертання менше 2000 хв^{-1} доцільно виконувати дросельною заслінкою.

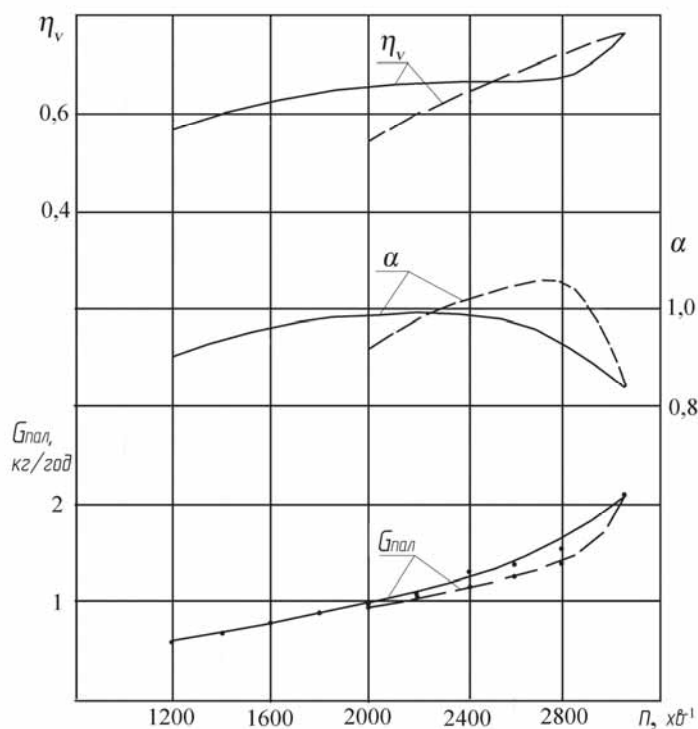


Рисунок 9 – Характеристика холостого ходу при регулюванні двигуна:
 — заслінкою; - - - - клапаном.

Висновки.

На сьогоднішній день одним з ефективних способів покращення економічних і екологічних

показників роботи бензинових двигунів є удосконалення системи впуску і зміна способу регулювання їх потужності.

Проведені випробування показали ефективність використання способу дроселювання свіжого заряду впускним клапаном для покращення паливної економічності двигуна ВАЗ-2105.
Для розширення меж регулювання

швидкісного режиму роботи двигунів ВАЗ вказаним способом потрібно удосконалити запропонований гідравлічний привод клапанів застосуванням пристроїв для регулювання фаз газорозподілу.

Список використаної літератури:

1. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.] – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
4. Свиридов Ю.Б. Особенности газодинамических процессов в двигателе при дроселировании наполнения / Ю.Б. Свиридов // Труды ЦНИТА. Выпуск 40, 41. 1969.
5. BMW 328i: баварский рецепт [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.bmw.carclub.ru>.
6. _Моторы [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.alfaromeo-ukraine.com/news>

Описаны причины ухудшения топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при работе в режимах частичных нагрузок и конструктивные мероприятия направленные на ее улучшение. Приведены результаты испытаний двигателя с регулировкой мощности изменением хода впускных клапанов.

The reasons of worsening of fuel economy of internal combustion engines during work in the modes of the partial loading and structural measures are described are directed on its improvement. The resulted results of tests of engine with adjusting of power by the change of motion of induction-valves.

Дата надходження в редакцію: 31.03.2012. р.
Рецензент: д.т.н., професор Павлюченко А.М.

УДК 547.271: 629.3+ 631.37 + 631.5+662.613

ОТРИМАННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА ВИГОТОВЛЕНОГО НА ОСНОВІ РОСЛИННОЇ ОЛІЇ РІЗНИХ КУЛЬТУР

О.М. Вечеря, асистент, Національний університет біоресурсів і природокористування України
В.В. Чуба, зав. проблемної наукової лаб., Національний університет біоресурсів і природокористування України
В.М. Зубко, к.т.н., д-р, Сумський національний аграрний університет

Наведено технологічний процес виготовлення біопалива на основі рослинних олій, виконано порівняльний аналіз фізико-механічних властивостей дизельного біопалива з різних олійних культур та розглянуті параметри роботи дизельного двигуна на біопаливі.

Проблема. Вичерпання викопних джерел енергетичної сировини, з одного боку, та збільшення потреби енергії з іншого, викликають підвищення зацікавленості спеціалістів до застосування моторних палив, одержаних з біологічної сировини. Причому Україна відноситься до енергодефіцитних країн і може забезпечити свої потреби за рахунок власних енергоносіїв лише на 50 %, а в нафті – на 10-12 %, в природному газі – до 30 %, що створює загрозу енергетичній безпеці країни.

В структурі собівартості вирощування основних сільськогосподарських культур витрати на пальне складають найбільшу частку і вони перевищують сукупні витрати коштів на органічні та мінеральні добрива [1], тому впровадження у

сільськогосподарському секторі виробництва технологій з використанням альтернативних видів пального, що виробляється з власної відновлюваної сировини, є напрямком істотного зменшення витрат нафтового палива в сільському господарстві України.

Зменшення залежності національної економіки від імпорту енергоносіїв є важливим стратегічним завданням для кожної країни.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

На даний час отримані позитивні результати використання органічних речовин рослинного походження як моторного пального, виготовлених на основі ріпаку, соняшнику, сої, арахісу, плодів палль, бавовни та інших олійних культур [2].

В травні 2003 року було затверджено Дирек-