

# ВЪЗМОЖНОСТИТЕ ЗА ПОВИШАВАНЕ ЕФЕКТИВНОСТТА НА ДВИГАТЕЛИТЕ С ПРИНУДИТЕЛНО ВЪЗПЛАМЕНЯВАНЕ

## ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ЕФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

### THE OPPORTUNITIES FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE SPARK IGNITION ENGINES

Гл. ас. д-р. Хаджиев К.  
Русенски университет „Ангел Кънчев”, Русе, България

**Abstract:** In the paper the factors influencing efficiency of the ideal thermodynamic cycle and of the real gasoline engines are reviewed. The reasons for lower efficiency and the opportunities for its increasing up to that of the ideal cycle are mentioned. It's analyzed the efficiency of the different methods used for improving the fuel economy. The combination of some of them may lead to significant reduction in fuel consumption.

**KEYWORDS:** SI ENGINE EFFICIENCY, THERMODYNAMIC ANALYSIS, PUMPING LOSSES

#### 1. Въведение

Основните задачи, които се решават при проектирането на нови двигатели с принудително възпламеняване са повишаване на горивната икономичност и намаляване на токсичността на отработените газове. Ефективността им зависи от различни конструктивни и експлоатационни фактори, но най-голямо влияние оказва работният им процес. За усъвършенстването му изследователите търсят възможности за това и в самия теоретичен термодинамичен цикъл, по който работят двигателите. Сравнението на реалния работен цикъл с теоретичния показва недостатъците на работния процес на съвременните двигатели и дава представа в каква насока да се провеждат бъдещите проектантски и изследователски дейности.

#### 2. Изложение

Реалните работни цикли на двигателите се различават съществено от теоретичните (идеалните) и имат значително по-нисък к.п.д.

Термичния кпд  $\eta_t$  на теоретичния цикъл се изразява с различни зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2cp}}{T_{1cp}} \quad (2)$$

където:

$\varepsilon$  – степен на сгъстяване

$T_{1cp}$  – средна температура на работното тяло по време на въвеждането на топлината;

$T_{2cp}$  – средна температура на работното тяло по време на отвеждането на топлината;

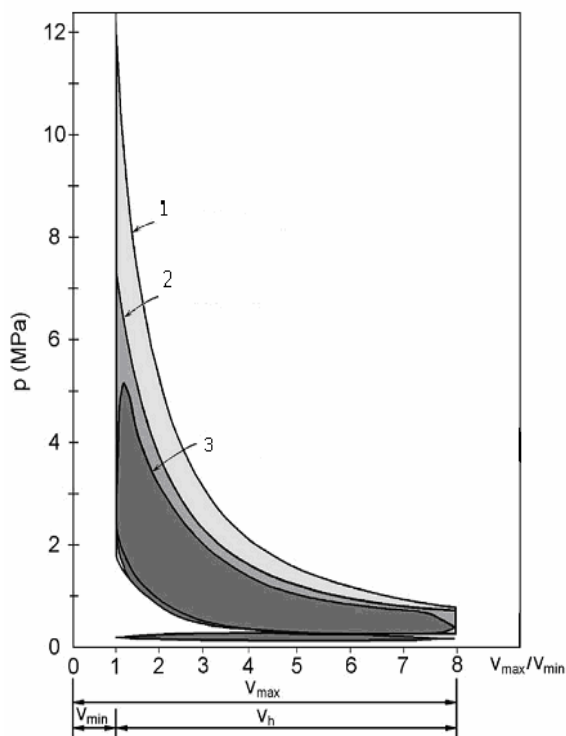
$k$  – показател на адиабатата.

От зависимост (1) следва, че увеличение на  $\eta_t$  може да се постигне ако се увеличават степента на сгъстяване  $\varepsilon$  и показателя на адиабатата  $k$ .

Едно от допускането при идеалния цикъл е работното тяло да е идеален газ. При едноатомните идеални газове  $k = 1,667$ , при двуатомните (въздух)  $k = 1,4$  а при многоатомните с увеличаването броя на атомите в молекулата им  $k$  се приближава към единица.

При реалните двигатели нарастването на  $\varepsilon$  е ограничено поради появата на детонационно горене и за по-

голямата част от тях достига стойности около 9 - 11. От зависимост (1) при  $\varepsilon = 10$  термичният кпд на идеалния цикъл е  $\eta_t = 78\%$  при допускане че, работното тяло е едноатомен газ ( $k=1,667$ ) и  $\eta_t = 60\%$  за въздух ( $k=1,4$ ). Реалният работен цикъл на двигателите е отворен и работното тяло е смес от гориво и въздух. Показателят на адиабатата за горивна смес зависи от състава ѝ и е около  $k=1,35$ . По време на сгъстяването, вследствие повишаването на температурата  $k$  намалява до 1,33. При протичането на горивния процес поради образуване на  $CO_2$  и  $H_2O$  в резултат на окислението на горивото,  $k$  намалява до 1,20-1,25. Като цяло средната стойност на  $k$  за цикъла е 1,27, а  $\eta_t$  намалява до 46% (фиг.1). При работа на двигателите с по-бедни горивни смеси се повишава ефективността им поради увеличаването на  $k$ .



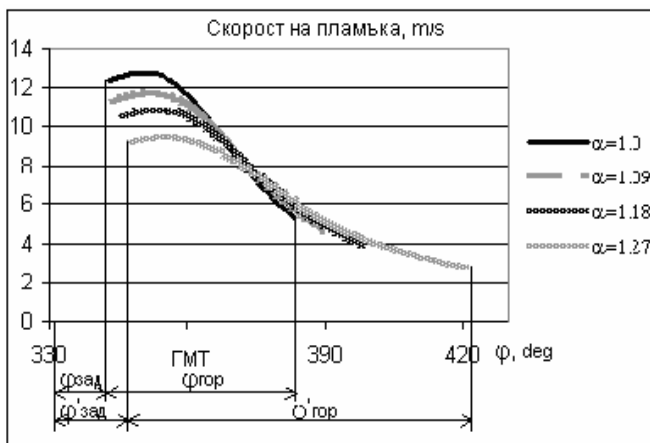
Фиг.1. Сравнение на идеалните и реалния цикли на двигател с принудително възпламеняване: 1-идеален цикъл с работно тяло въздух, 2-идеален цикъл с горивовъздушна смес, 3-реален работен цикъл.

Реалният работен цикъл има около 20% по-малка площ от идеалния с работно тяло горивовъздушна смес (фиг.1). Основните причини за това са: внасянето на топлина става чрез

изгарянето на горивото в сместа, което протича за определен интервал от време (завъртане на колянвия вал), а не мигновено; загуба на топлина вследствие топлообмен между работното тяло и стените на горивната камера и цилиндъра, загуба на полезна работа поради отварянето на изпускателния клапан преди долна мъртва точка (ДМТ), около 9-10% от горивото не изгаря поради непълно горене, пропуск на горивна смес и др..

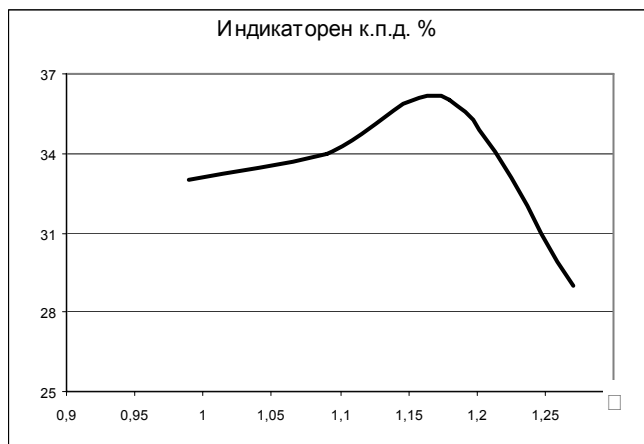
Работата с бедни горивни смеси за сега е ограничена от използването на трикомпонентните каталитични неутрализатори, които работят ефективно само при стехиометрични горивни смеси ( $\alpha=0,99-1,01$ ). Замяната им с други устройства неутрализиращи азотните окиси при бедни смеси би позволило постигането на по-висока горивна икономичност.

Горивният процес протича за определен интервал от време, при което обема се увеличава за разлика от идеалния цикъл с внасяне на топлина при постоянен обем. При работа с хомогенни горивни смеси увеличението на въздушното отношение  $\alpha$  над 1,15 води до намаляване на мощността и ефективността поради значително намаляване на скоростта на горене и непълно горене. Чрез приложението на двузонен термодинамичен модел е определена скоростта на горене за горивни смеси с различен състав при еднакви други условия (фиг.2). В сравнение със стехиометричната, обеднената горивна смес със състав  $\alpha=1,27$  гори с много по-ниска скорост и има почти два пъти по-голям период на горене  $\phi_{гор}$ .



Фиг.2. Изменение скоростта на разпространение на пламъка и продължителността на горене при смеси с различен състав

В резултат на влошения процес на горене индикаторният кпд интензивно намалява (фиг. 3)



Фиг.3.Изменение на индикаторния к.п.д в зависимост от състава на сместа.

Решението на този проблем е преминаването към работа с разслоени горивни смеси, реализирано при двигателите с директно впръскване на бензин

Вследствие тези особености на реалния работен цикъл индикаторният му кпд  $\eta_i$  е 35-40%.

За определяне на ефективния кпд  $\eta_e$  трябва да се отчетат и механичните загуби, които при пълно натоварване са около 10% от индикаторната работа. Като краен резултат ефективният кпд е едва 30-35%. Изчислените стойности за коефициентите на полезно действие се отнасят за режим на пълно натоварване.

Времето на работа на двигателите с пълно натоварване е много малко. Като резултат средната ефективност е около 10-20% за движение в градски и 26-28% в извънградски условия.

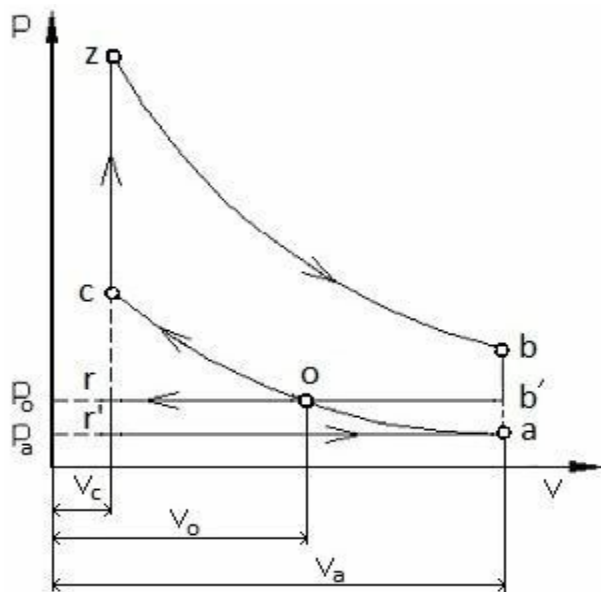
За регулиране натоварването на двигателите с принудително възпламеняване се използва монтирана в пълнителния тракт дроселна клапа, чрез която се променя степента на запълване на цилиндрите. Този метод е сравнително прост и евтин, но е причина за значително влошаване на ефективните показатели. Чрез дроселирането се получава пад на налягането в пълнителния тръбопровод и цилиндъра, при което масата и плътността на прясната горивна смес намаляват (3).

$$\delta = \frac{p}{R.T} \quad (3)$$

Това е съпроводено с увеличение на помпените загуби, намаляване на механичния к.п.д., както и с увеличение количеството на остатъчните газове и влошаване процеса горене. При работа на частични натоварвания и празен ход, в цилиндъра постъпва по-малко горивна смес, действителната степен на сгъстяване е значително по-ниска, вследствие на което в края на сгъстяването има по-ниска температура. Смесите с по-ниска температура имат по-голям период на задържане на горенето и горят с по-ниска скорост. Като краен резултат  $\Gamma_{тер}$  значително намалява (зависимост 2).

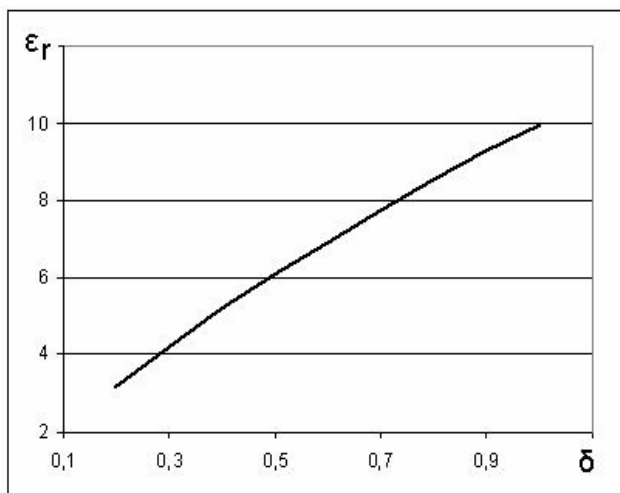
Ако се приеме, че количеството горивна смес пропусната след дроселирането има обем  $V_0$  при атмосферни условия (налягане  $p_0$  и температура  $T_0$ ) (фиг. 4), то реалната ѝ степен на сгъстяване се определя по зависимост (4) [1, 2]:

$$\epsilon_p = \frac{V_0}{V_c} \quad (4)$$



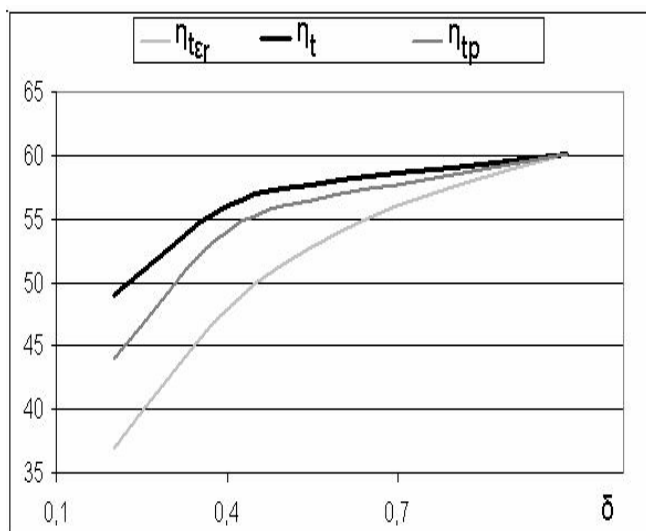
Фиг. 4. Помпени загуби за пълнене при частични натоварвания.

На фиг. 5 е показано изменението на  $\epsilon_p$  при намаляване на натоварването.



Фиг. 5. Изменение на реалната степен на сгъстяване и термичния КПД в зависимост от отварянето на дроселната клапа за двигател с  $V_h = 0.2 \text{ dm}^3$  и  $\epsilon = 10$ .

Определеният термичен КПД  $\eta_{тер}$  със зависимост (4) при 20%-но натоварване е едва 37%, но това би било коректно ако и разширението протича до обем  $V_0$ . В този случай има допълнително разширение от обем  $V_0$  до  $V_a$ , и действителната му стойност е по-висока  $\eta = 48\%$  (фиг.6). Ако се отчетат и помпените загуби, то коефициента на полезно действие  $\eta_{п}$  намалява със 27%.



Фиг. 6. Изменение на термичния КПД в зависимост от отварянето на дроселната клапа за двигател с  $V_h = 0.2 \text{ dm}^3$  и  $\epsilon = 10$ .

Коефициентът  $\delta$  отчита натоварването на двигателя. При пълно натоварване  $\delta = 1$ , при 50% отворена дроселна клапа  $\delta = 0.5$ , при 30% - съответно  $\delta = 0.3$  и т.н. [1].

Опитите да се реши проблема с конструирането на двигатели с променлива степен на сгъстяване, показват неголямо повишение на ефективността – до 5-7% поради факта, че не се решава проблема с увеличените помпени загуби.

Установено е, че ако при пълно натоварване помпените загуби са почти равни на 0, то при намаляване на натоварването достигат 25 - 30% от индикаторната работа при средно ефективно налягане  $p_e = 0.2 \text{ MPa}$  [3, 4].

Помпените загуби зависят от разликата между налягането на картерните газове, което е близко до атмосферното и налягането на работното тяло в цилиндъра по време на пълнене. Според зависимост (3) намаляване на плътността на горивната смес при запазване на налягането близко до атмосферното може да се постигне като се увеличава температурата. Но ако при частично натоварване с дроселиране налягането е  $0.05 \text{ MPa}$ , а температурата е  $293 \text{ K}$ , то за същата плътност и налягане  $0.1 \text{ MPa}$  е необходимо подгръване до  $586 \text{ K}$ . Необходимостта от подгръване в такава висока степен и от бърза смяна на натоварването прави метода трудно приложим. С подгръването обаче се увеличава скоростта на горене и съчетано с работа с бедни смеси може да се намалят помпените загуби. По успешно приложение са намерили методите с променливи фази на газоразпределение (с ранно или късно затваряне на пълнителния клапан) и работа с разслоени горивни смеси, често съчетавани с рецикулация на отработени газове за намаляване на дроселирането и по-ниски емисии на азотни окиси. Основните задачи, които се решават при проектирането

### 3. Заключение

Реалният работен цикъл на двигателите с принудително възпламеняване има значително по ниска ефективност в сравнение с теоретичния. Риска от възникването на детонационно горене, ограничаващ повишаването на степента на сгъстяване и свойствата на реалното работно вещество на работния цикъл са част от причините. Съществен дял върху влошаването на ефективността има дроселирането при частични натоварвания. Самостоятелното прилагане на различните методи за подобряване на ефективността често имат частичен ефект. Чрез едновременното приложение на няколко решения може да се постигне по-съществено повишаване на ефективността.

### 4. Литература

- [1] Мутафчиев М., Опростен математичен модел на характеристиките на двигател с вътрешно горене, Научно списание „Механика Транспорт Комуникации“ ISSN 1312-3827 брой 1, 2005 г.
- [2] Jorge J.G. MARTINS, Krisztina UZUNEANU, Bernardo Sousa RIBEIRO, Ondrej JASANSKY, THERMODYNAMIC ANALYSIS OF AN OVER-EXPANDED ENGINE, SAE 2004-01-0617, 2004.
- [3] Catania A. E., Misul D., Spessa E., Vassalio A. “A Diagnostic Tool for the Analysis of Heat Release, Flame Propagation Parameters and NO Formation in SI Engines” COMODIA 2004 August 10, 2004
- [4] Fukuzawa Y., Kakuhawa Y., Shimoda H. “Development of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine” Technical Review Vol.38 N3 (Oct.2001)