

**ОПРОСТЕН МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ
НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ДИЗЕЛОВ
ДВИГАТЕЛ БЕЗ СВРЪХПЪЛНЕНЕ**

Мариан Мутафчиев

*Висше Транспортно Училище “Тодор Каблешков”,
ул. Гео Милев №158, София 1574, България*

Ключови думи: *двигател, характеристики*

Резюме: *Този труд представя един опростен математичен модел за определяне на основните характеристики на дизелов ДВГ без свръхпълнене, който може да бъде използван в началния етап от проектирането, както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели.*

В първите етапи от развитието на двигателите с вътрешно горене (ДВГ), са се извършвали съвсем примитивни изчисления на техните показатели, чрез термодинамичните цикли на Ото или Дизел. Получените резултати били уточнявани чрез два общи поправачни коефициента. Първият привеждал теоретичното средно индикаторно налягане към действителното, а вторият - теоретичния коефициент на полезно действие към действителния. Такъв подход бил съвсем формален и не обезпечавал надеждни резултати. Един от крупните по онова време специалисти коментира това така: “Няма никаква възможност да се очаква някакво надеждно съотношение между теорията и практиката... Може да се изчисли всеки, но не и този който съответства на действителния резултат” [5].

Това положение се запазва до 1907 г., когато проф. В. И. Гриневецки публикува своя метод за топлинно изчисление на ДВГ, в обем от 26 страници. Същността на този метод се състои в това, че се въвеждат цял ред частни параметри (коефициенти на пълнене, на отделяне на топлината, на остатъчните газове и др.) за всеки отделен елемент от изчислението, които дават нагледна представа за протичащите процеси и влиянието на различните фактори. Теорията на Гриневецки борава с опростен и общодостъпен математичен апарат, което и осигурява голяма жизненост [5]. С течение на времето последователите на Гриневецки са

усъвършенствали теорията многократно но се е запазил основният и недостатък, които се състои в това, че всички изчисления се отнасят само за един режим - номиналния.

В настоящия момент характеристиките на двигателите се получават чрез емпирични формули включващи в себе си уточняващи коефициенти свързани с типа на двигателя и резултата получен чрез метода на Гриневецки [1, 2]. На практика това са математични криви, които минават през една точка и наподобяват действителните характеристики на двигателя. Останалите точки от кривата, освен тази изчислена по метода на Гриневецки, нямат нищо общо с физичната същност на явленията и процесите протичащи в двигателя. Това означава, че евентуално съвпадение на теоретичните и действителните характеристики на конкретен двигател, би било едно щастливо, но случайно събитие.

Развитието на изчислителната техника, по-специално - персоналният компютър, даде възможност да се развият изключително прецизни диференциални методи за изчисление. Съществуват квазистационарни, двумерни и тримерни нестационарни математични модели, с които могат да се изследват достатъчно надеждно по теоретичен път, процеси за които е невъзможно да бъдат изследвани по експериментален път. С такива диференциалните методи мога да се изчислят параметрите и показателите на двигателя за цялото работно поле, намиращо се под външната му характеристика, като се отчитат и най-слабо влияещите фактори.

Тези методи обаче, изискват умело владение на сложен математичен апарат, което в някои случаи граничи с изкуство а това стеснява периметъра на тяхната приложимост до ограничен кръг специалисти.

Казаното по-горе дава основание да се направи извода, че е необходимо да се създаде математичен модел, който да дава възможност да се изчисляват характеристиките на двигателя с несложни и достъпни математични средства, базиран на физичната същност на обуславящите ги процеси и явления.

В този труд ще бъде представен един опростен математичен модел за определяне на основните характеристики на дизелов ДВГ без свръхпълнене, който може да бъде използван в началния етап от проектирането както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели.

Приемат се следните предпоставки:

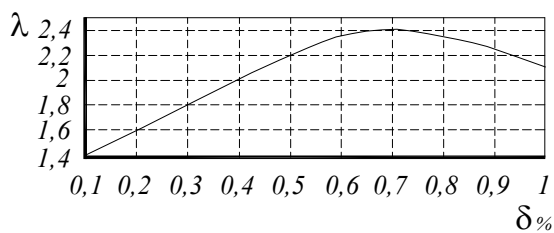
- действителните процеси протичащи в цилиндрите на двигателя се апроксимират с термодинамичен цикъл със смесено внасяне на топлина [1, 2];

- привеждането на стойностите на параметрите, изчислени с термодинамичния цикъл към действителни, се извършва основно чрез понятията приведен обем и приведена степен на сгъстяване, предложени от автора в други публикации [3];

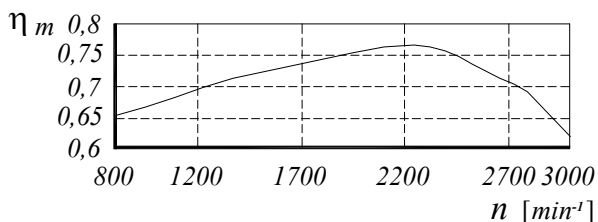
- двигателят работи в установен режим - характеристиките са статични.

Изчислителната процедура започва с избор на следните основни параметри (числените стойности се отнасят за двигател D3900-Перкинс, който е използван за пример): $R=0,0635$ - радиус на колянвия вал; $D=0,09842$ - диаметър на буталото; $\lambda = R / L = 0,09842$ - параметър на колянотомовилковия механизъм; $\varepsilon=16$ - степен на сгъстяване; $i=4$ - брой цилиндри; $\tau=4$ - тактност; - специфичен топлинен капацитет при постоянен обем; $c_p=1090$ - специфичен топлинен

капацитет при постоянно налягане; $p_a=100000$ - атмосферно налягане; $T_a=293,16$



Фиг. 1. Степен на повишаване по налягането.



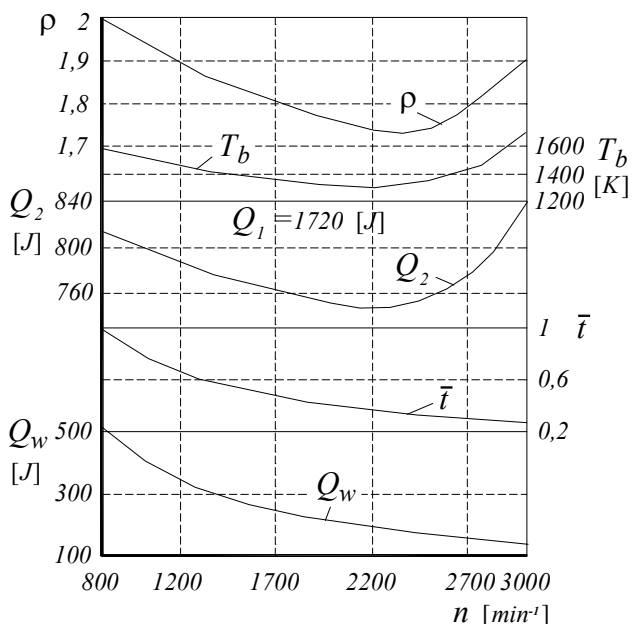
Фиг. 2. Масов коефициент на пълнене.

режим на двигателя и тези, за които могат да се приемат средни стойности за целия работен диапазон: $V_h = \frac{1}{2} \pi D^2 R$, m^3 - ходов обем; $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$, m^3 - минимален

обем; $V_a = V_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}$, m^3 - максимален обем; $m_a = \frac{p_a V_a}{R T_a}$, kg - маса на прясното ра-

ботно вещество, която би заела максималния обем на цилиндъра при температу-

ра и налягане на околната среда;



Фиг. 3. Параметри на цикъла. ρ - степен на адиабатно разширение; T_b - температура в края на разширението; Q_1 - внесено количество топлина; Q_2 - отведено количество топлина; \bar{t} - относително време за топлообмена; Q_w - топлинни загуби.

- температура на околната среда;

$H_u=Q_D=43000$ - калоричност на горивото;

$L_0=15$ - теоретично необходимо количество въздух за изгаряне на

един килограм гориво; $\delta_b=0,00004$ -

хлабина между буталото и цилиндъра;

$\mu=0,02$, Ns/m^2 - динамичен вискозитет на маслото;

$h_b=0,1$ - височина на буталото. Степента на повишаване на

налягането λ и масовия коефициент на

пълнене η_m са задават таблично или

графично, съответно фиг. 1 и фиг. 2.

Първо се изчисляват параметрите,

които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

режим, които не са функция на работния

Внесеното количество топ-

лина се изчислява с израза,

$$(2) \quad Q_1 = g_u H_u, J.$$

В такъв случай мощността освободена от изгорялото гориво може да се изчисли от израза:

$$(3) \quad N_1 = \frac{Q_1 n i}{30 \tau} 1000, kW.$$

Чрез коефициента на пълнене определен от фг. 1, се изчислява действителната маса на прясното работно вещество с израза,

$$(4) \quad m_d = m_a \eta_m, kg.$$

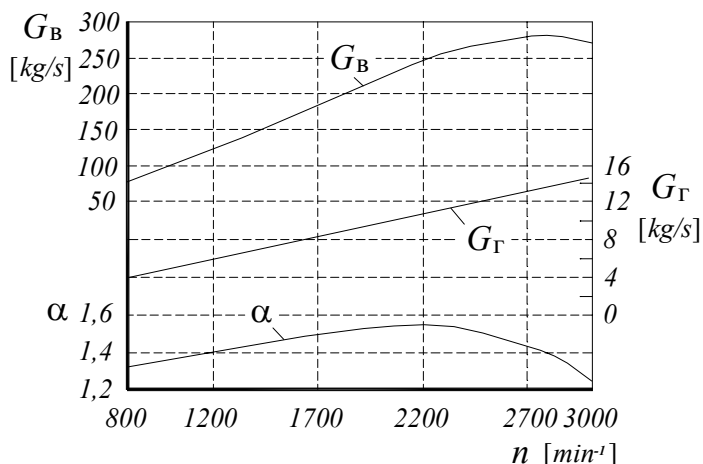
Резултата от това изчисление дава възможност да се изчисли часовия разход на въздух с израза,

$$(5) \quad G_B = \frac{m_d n i}{30 \tau} 3600, kg/h.$$

Часовия разход на гориво се определя от израза,

$$(6) \quad G_T = \frac{g_u n i}{30 \tau} 3600, kg/h.$$

Въздушното отношение



Фиг. 4. Разходни характеристики и въздушно отношение. G_B - разход на въздух; G_T - разход на гориво.

се определя съответно от израза,

$$(7) \quad \alpha = \frac{G_B}{G_T L_0}.$$

Получените с горния израз стойности за въздушното отношение служат за контрол на изчисленията направени с изразите (5) и (6), както и за правилността на определянето на коефициента на пълнене и големината на цикловата порция гориво с израза (1).

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (5), (6) и (7), са показани на фиг. 4.

Определя се приведенния обем (това е обема, който заема действителната маса на прясното работно вещество при температура и налягане на околната среда) с израза:

$$(8) \quad V_{пр} = \frac{m_d R T_a}{p_a}, m^3.$$

Приведената степен на сгъстяване се определя съответно от израза:

$$(9) \quad \varepsilon_{пр} = \frac{V_{пр}}{V_c}.$$

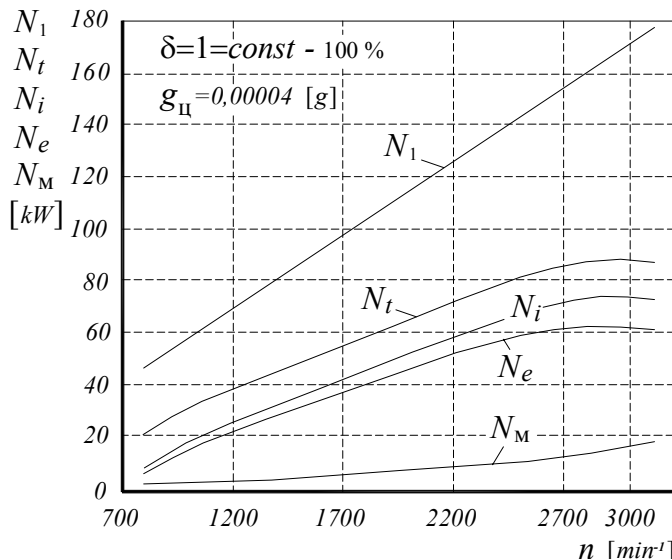
Следват изчисления на параметрите свързани с термодинамичния цикъл. Степента на изобарно разширение се определя от израза:

$$(10) \quad \rho = \frac{(k-1)Q_1}{m_d R T_a \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} k \lambda} + \frac{k\lambda - \lambda + 1}{k\lambda}$$

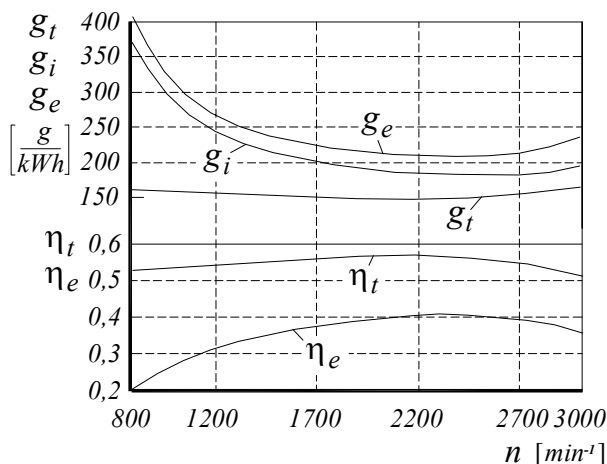
Това дава възможност да се определят термичната работа на цикъла с израза,

$$(11) \quad L_t = \frac{p_a V_h}{(k-1)} \left\{ \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - \lambda \rho^k + 1 \right\}, J$$

и температурата в края на разширението от израза:



Фиг. 5. Външна честотна характеристика. N_1 - мощността на горивото; N_t - термичната мощност; N_i - индикаторната мощност; N_e - ефективната мощност; N_m - мощността на механичните загуби.



Фиг. 6. Външна честотна характеристика. g_t - термичен специфичен разход на гориво; g_i - индикаторен специфичен разход на гориво; g_e - ефективен специфичен разход на гориво; η_t - термичен коефициент на полезно действие; η_e - ефективен коефициент на полезно действие.

Очевидно такъв подход е несъвместим с целите на предлагания

$$(12) \quad T_b = T_a \lambda \rho^k, K$$

Това от своя страна дава възможност да се определят термичната мощност с израза,

$$(13) \quad N_t = \frac{L_t n i}{30 \tau} 1000, kW$$

и отведеното количество топлина съответно с израза:

$$(14) \quad Q_2 = c_v m_{\text{пр}} (T_b - T_a), J$$

Термичният коефициент на полезно действие се определя от израза:

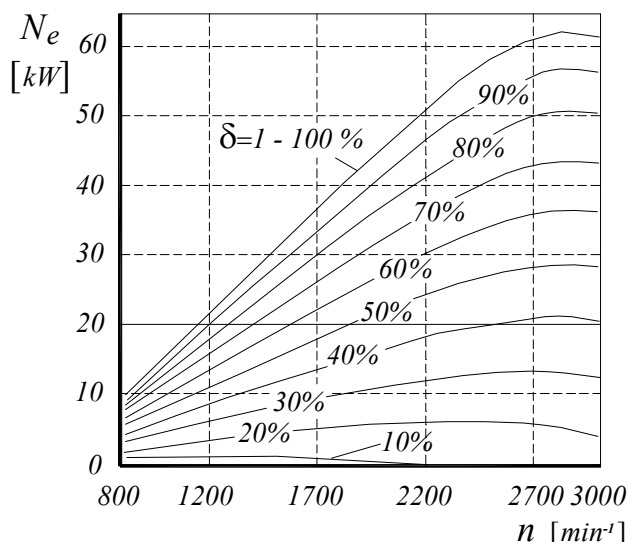
$$(15) \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

Термичният специфичен разход на гориво се определя съответно от израза:

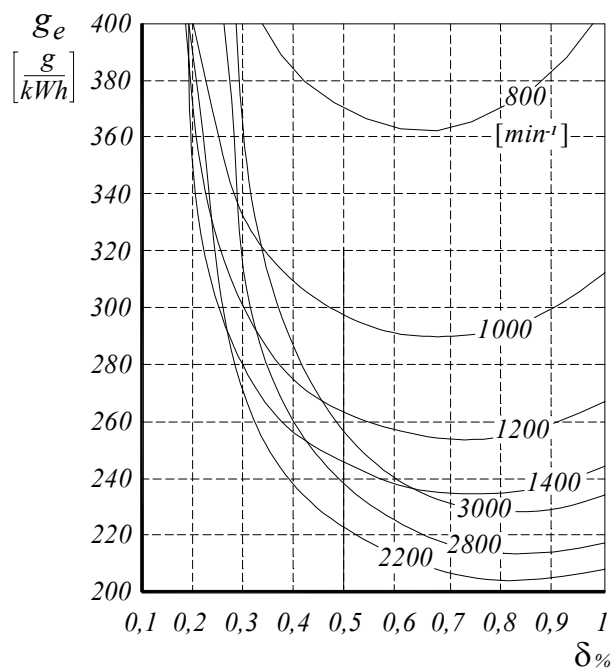
$$(16) \quad g_t = \frac{G_r}{N_t} 1000, g/kWh$$

След като са определени термичните параметри на цикъла, се пристъпва към определяне на индикаторните показатели на двигателя. За целта е необходимо да се определи количеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена между него и стените на цилиндровото пространство. Подробното математично моделиране на топлообмена е обемиста изследователска задача свързана със сложен математичен апарат.

математичен модел и е подходящ за математични модели от по високо ниво. В случая е необходимо изменението на величината да се моделира в най-общ план, като функция само на основните фактори от които тя зависи. Известно е, че количеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена, е около тридесет процента от внесеното количество топлина, а изменението



Фиг. 7. Частични честотни характеристики.



Фиг. 8. Частични товарни характеристики.

математичен модел и е подходящ за практиката точност за тази цел може да се използва получената от автора зависимост [4]:

му във функция от честотния режим е свързано основно с времето за топлообмена. Времето за топлообмена намалява с увеличаване на честотата на въртене. След многобройни числени експерименти се установява, че за автотракторни дизелови двигатели, подходяща за отчитане на влиянието на честотния режим върху времето за топлообмен, е следната проста относителна зависимост:

$$\bar{t} = \frac{n_{min}}{n} * \quad (17)$$

За определяне на топлинните загуби съвсем естествено се явява зависимостта:

$$Q_w = 0,3 Q_1 \bar{t} * , J \quad (18)$$

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (2), (10), (12), (17) и (18), са показани на фиг. 3.

Индикаторната работа ще се определя от израза

$$L_i = L_t - Q_w , J \quad (19)$$

индикаторната мощност - съответно от израза

$$N_i = \frac{L_i n_i}{30\tau} 1000 , kW \quad (20)$$

а индикаторния специфичен разход на гориво - от израза,

$$g_i = \frac{G_\Gamma}{N_i} 1000 , g/kWh \quad (21)$$

За да се определят основните ефективни показатели е необходимо да се определи мощността на механичните загуби.

* предложение на автора

$$(22) \quad N_M = 1,3(0,18\lambda + 1,21)\mu\pi \frac{R^2 i n^2}{225\delta_0 1000}, \text{ kW}$$

Ефективната мощност се определя от израза:

$$(23) \quad N_e = N_i - N_M, \text{ kW},$$

специфичния ефективен разход на гориво от израза:

$$(24) \quad g_e = \frac{G_r}{N_e} 1000, \text{ g/kWh},$$

а ефективния коефициент на полезно действие от израза:

$$(25) \quad \eta_e = \frac{N_e}{N_1}.$$

С определянето на основните ефективни показатели на двигателя се постига и основната цел на математичния модел.

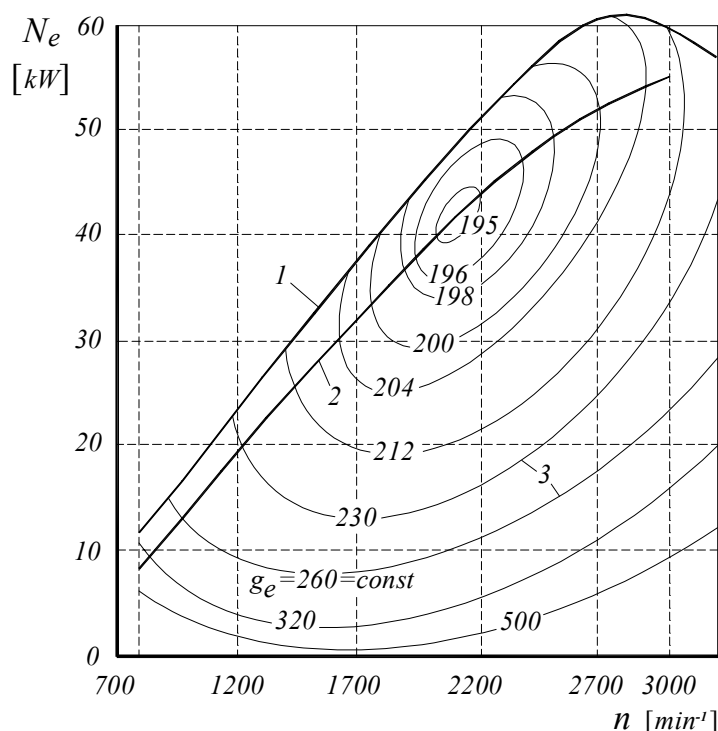
Резултатите от изчисленията за мощностните показатели проведени с изразите (3), (13), (20), (22) и (23), са показани на фиг. 5.

Резултатите от изчисленията за икономичните показатели проведени с изразите (15), (16), (21), (24) и (25), са показани на фиг. 6.

На фиг. 7 са показани частични честотни характеристики получени за различни постоянни стойности на коефициента на натоварването $\delta\%$, съответстващи на различно подаване на гориво от 10% до 100%.

На фиг. 8 са показани серия от товарни характеристики получени за различни постоянни честоти на въртене на колянвия вал и различни стойности на коефициента на натоварването $\delta\%$, съответстващи на различно подаване на гориво от 10% до 100% за всяка крива. Трябва да се обърне внимание на факта, че най-ниско е разположена кривата на 2200 min^{-1} . Това означава, че минималния специфичен разход на гориво се намира около този честотен режим.

Фиг. 9. Многопараметрова -икономична характеристика. 1 - външна характеристика; 2 - икономична характеристика; 3 - изолинии на специфичния разход на гориво.



На фиг. 9 е показана многопараметрова характеристика получена от стойностите на 12 товарни характеристики, изчислени за честоти на въртене от 800 до 3000 min^{-1} , със стъпка 200 min^{-1} . За всяка товарна характеристика са направени изчисления за 10 режима съответстващи на подаване на гориво от 10% до

100%. От фигурата се вижда, че минималния специфичен ефективен разход на гориво за цялото работно поле под външната характеристика се получава около $2100 \text{ min-}I$, което е в съответствие на резултата получен за товарната характеристика и показан на фиг. 8.

Новост

1. Създаден е математичен модел който дава възможност да се изчисляват характеристиките на дизелов ДВГ без свръхпълнене, с несложни и достъпни математични средства, базиран на основните физични процеси и явления протичащи в двигателя.

2. Демонстрирано е приложението на понятията ”приведен обем” и ”приведена степен на сгъстяване”, за надеждно определяне на основните параметри и показатели на дизелов ДВГ без свръхпълнене, в цялото му работно поле, чрез основни термодинамични зависимости.

3. Предложени са формули (17) и (18) за определяне на количеството топлина отведено от работното вещество вследствие на топлообмена със стените на цилиндровото пространство- топлинните загуби.

Извод

Математичният модел може да бъде използван в началния етап от проектирането, както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели. Моделът може да бъде особено полезен в учебния процес.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ДИМИТРОВ П. И, Двигатели с вътрешно горене - (Първа част- Теория на ДВГ) София, 2000. - 255с.
- [2] КОЛЧИН А. И., ДЕМИДОВ В. П., Расчет автомобильных и автотракторных двигателей - Высшая школа. Москва, 1980. - 400с.
- [3] МУТАФЧИЕВ М. Н, Влияние на действителната степен на сгъстяване върху енергийната ефективност на буталните двигатели с вътрешно горене - сп. ЕНЕРГЕТИКА - 2004-2005, София.
- [4] МУТАФЧИЕВ М. Н, Определяне на загубата на мощност от вискозно триене в двигатели с вътрешно горене- 2004, Варна.
- [5] ТАРЕЕВ В. М., Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. <Речной транспорт> 1959. 402 с.

***SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODEL
OF THE CHARACTERISTICS OF A COMPRESSION-
IGNITION ENGINE WITHOUT TURBOCHARGER***

Marian Mutafchiev

***Higher School of Transport “Todor Kableshkov” 158 Geo Milev Street
1574 Sofia, Bulgaria***

Key words: engine, power, characteristics

Summary: This article presents a simplified mathematical model for calculating the basic characteristics of a compression-ignition engine without turbocharger, which may be used in the primary stage of a project and also as a main method in such kind of calculations with differential mathematical models.