

АЛГОРИТЪМ ЗА ТОПЛИННО ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ДВИГАТЕЛ В ИНЖЕНЕРНОТО ОБРАЗОВАНИЕ

ALGORITHM FOR THERMAL CALCULATION OF ENGINE IN ENGINEERING EDUCATION

Raycho Minchev

ПУ „Паисий Хилендарски“

E-mail: r_a_m@abv.bg

Abstract

This review aims to acquaint readers with the methods used in calculation in disciplines of vocational education and in particular basic calculations in internal combustion engines. Within the framework of the exposition the theoretical bases in this field of thermodynamic calculation using Excel are considered. Each of the main sections contains developed examples for solving a specific problem using the specified algorithms. At the end are summarized the main advantages that require calculation. The text can be used by engineering practitioners who rely on their research, including assessments and analysis.

Keywords: calculations, theoretical, thermodynamic, algorithms

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Автомобилите са колесни самоходни машини, предназначени за превозване на хора и товари. Масовото използване на автомобилите за различни цели е причина за голямото развитие на автомобилостроенето, както по обем, така и по разнообразие на конструкциите.

С усъвършенстването на технологиите и изискванията към автомобилите се повишават. Подобрява се комфортът, безопасността, спирачните качества, горивната икономичност, управляемостта, устойчивостта, удобството на управление и др.

В доклада са разгледани въпросите за термодинамично изчисляване на двигател с вътрешно горене, използвайки програма EXCEL.

Целта на изложението в доклада материал е да се даде основа за овладяване на проектирането, изчисляването на двигатели с вътрешно горене (ДВГ) в инженерната практика, както и извеждането на методика и последователност при основните теоретични термодинамични изчисления на двигателите с вътрешно горене.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Степен на съгъстяване - ϵ :

Изборът на степен на съгъстяване се прави в зависимост от вида и предназначението на двигателя, формата на горивната камера, вида на материалите, които ще се използват за изработване на детайлите, образуващи горивното пространство и т.н. [1,2].

За автомобилни двигатели с принудително възпламеняване на работната смес и без свръхпълнене, степента на сгъстяване се променя в границите от 7 до 12.

Приемам $\epsilon = 9.5$ за двигателя без свръхпълнене и създавам клетките, показани на фиг.1.

1			
2			
3	ϵ		9.5
4			

Фиг.1

Въздушно отношение – α :

Изборът на α зависи от вида на двигателя, начина на смесообразуване, начина на пълнене, запалването и др. За автомобилни двигатели с принудително възпламеняване на работната смес и впръскване на бензин, въздушното отношение се променя в границите $0,95 \div 1,1$. С цел да се получи икономичен и мощен двигател, с ниска токсичност на отработилите газове приемам за $\alpha = 0,98$ и създавам клетките, показани на фиг.2.

2			
3	ϵ		9.5
4	α		0.98

Фиг.2

Параметри, характеризиращи процесите пълнене и продухване:

Налягане и температура на околната среда :

- за двигателите без свръхпълнене се приемат: $p_o = 0,1 \text{ MPa}$ $T_o = 293 \text{ K}$, фиг.3.

3	ϵ		9.5
4	α		0.98
5	P_o	Mpa	0.1
6	T_o	K	293

Фиг.3

Подгряване на работното вещество – ΔT :

Тъй като се изчислява двигател със свръхпълнене, допълнително подгряване на постъпващия въздух не е необходимо, даже в повечето случаи на двигатели с принудително пълнене се поставя междинен охладител [1].

По статистически данни $\Delta T = 0^\circ$ до 20°C . Приемам: за двигателя без и със свръхпълнене $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ (показана на фиг.4).

3	ϵ		9.5
4	α		0.98
5	P_o	Mpa	0.1
6	T_o	K	293
7	ΔT	$^\circ\text{C}$	10

Фиг.4

Коефициент на загубите при пълнене – ζ :

С този коефициент се отчитат хидравличните съпротивления в пълнителния тръбопровод. Той се променя в границите $\zeta = 2,3 - 4$. [1]. За двигателя без свръхпълнене приемам $\zeta = 3$, на фиг.5

3	ϵ		9.5
4	α		0.98
5	P_0	Мра	0.1
6	T_0	К	293
7	ΔT	с/к	10
8	ζ		3

Фиг.5

Скорост на въздуха около клапана $W_{ск}$:

Варира от 80 до 130 m/s.

За двигателя без свръхпълнене приемам: $W_{ск} = 80$ m/s, на фиг.6.

4	α		0.98
5	P_0	Мра	0.1
6	T_0	К	293
7	ΔT	с/к	10
8	ζ		3
9	$W_{ск}$	m/s	80

Фиг.6

Налягане и температура на остатъчните газове:

Преди началото на пълненето в цилиндрите на двигателя се намира известно количество газове, останали от предходния цикъл. Налягането на остатъчните газове p_z зависи от броя и разположението на клапаните, съпротивлението на изпускателния тръбопровод, режима на работа на двигателя и др. При пълно натоварване на ДВГ p_z се намира в границите:

- за двигателя без свръхпълнене: $p_z = (1,05 - 1,25) \cdot p_0$.

Приемам $p_z = 0,12$ Мра, фиг.7.

5	P_0	Мра	0.1
6	T_0	К	293
7	ΔT	с/к	10
8	ζ		3
9	$W_{ск}$	m/s	80
10	P_z	Мра	0.12

Фиг.7

Температурата на остатъчните газове зависи от въздушното отношение, ъгъла на изпреварване на запалването и др. При обедняване на гориво въздушната смес температурата на остатъчните газове нараства. Тази температура при пълно натоварване се изменя в границите 900 °С до 1100 °С.

За двигателя без свръхпълнене приемам: $T_z = 1050$ °С, показана на фиг.8.

6	To	K°	293
7	ΔT	C°	10
8	ζ		3
9	Wск	m/s	80
10	Pг	Mpa	0.12
11	Tг	C°	1050

Фиг.8

Параметри, характеризиращи процеса горене:

1. Коефициент на използване на топлината – ξ :

Този коефициент характеризира топлообмена в процеса на горенето и пълнотата на горивния процес и се изменя в границите от 0,8 до 0,9. Приемам и за двата типа двигатели - $\xi_z = 0,9$, на фиг.9.

7	ΔT	C°	10
8	ζ		3
9	Wск	m/s	80
10	Pг	Mpa	0.12
11	Tг	C°	1050
12	ξz		0.9

Фиг.9

Други параметри:

2. Коефициент на пълнота на индикаторната диаграма – φ_n :

С този коефициент се отчита различието между теоретичната и действителната индикаторна диаграма и се променя в границите 0,94 до 0,97 за бензинови двигатели. Приемам $\varphi_n = 0,97$, на фиг.10.

8	ζ		3
9	Wск	m/s	80
10	Pг	Mpa	0.12
11	Tг	C°	1050
12	ξz		0.9
13	φn		0.97

Фиг.10

3. Отношение между хода и диаметра на буталото S/D:

За бензинови двигатели това отношение варира в следните граници от 0,7 до 1,2.

Приемам S/D = 1, фиг.11.

10	Pг	Mpa	0.12
11	Tг	C°	1050
12	ξz		0.9
13	φn		0.97
14	S/D		1

Фиг.11

4. Средна бутална скорост – V_b .

За бензинови двигатели V_b се променя от 12 до 17 m/s.
За двигателя без свръхпълнене приемам = 15m/s, фиг.12.

11	Tr	C°	1050
12	ξ_z		0.9
13	φ_n		0.97
14	S/D		1
15	Vb	m/s	15

Фиг.12

5. Средно налягане на механичните загуби – p_z .

Този параметър характеризира намаляването на средното индикаторно налягане поради механични загуби. Определя се по емпирични формули в зависимост от средната скорост на буталото, вида на двигателя, броя цилиндри и отношението S/D [1]. За бензинови двигатели с впръскване на гориво се използва формулата, на фиг.13.

$$p_z = 0,034 + 0,0113 \cdot v_b = 0.2035 \text{ MPa.}$$

13	φ_n		0.97
14	S/D		1
15	Vb	m/s	15
16	Pz	Mpa	=0.034+0.0113*C15
17			

Фиг.13

Съгласно тенденциите в развитието на бензиновите двигатели без свръхпълнене, условията на експлоатация, предназначението и зададените изходни данни мощност $N_e = 146 \text{ kW}$, обороти $n = 6800 \text{ min}^{-1}$ приемам следното :

1. Степен на сгъстяване $\varepsilon = 9,5$
2. Коефициент на излишък от въздух $\alpha = 0,98$
3. Подгръване на прясното работно вещество $\Delta T = 10$
4. Температура на околната среда $T_0 = 293\text{K}$
5. Налягане на околната среда $p_0 = 0,12\text{MPa}$
6. Температура и налягане на остатъчните газове $T_r = 1050\text{K}$; $p_z = 0,12\text{MPa}$.
7. Коефициент на използване на топлината

в точка z - $\xi_z = 0,90$;

в точка b - $\xi_b = 0,85$.

А. Параметри на работното вещество

Теоретично количество въздух за изгаряне на 1 kg гориво:

$$L_0 = 1/(0,21) (c/12 + h/4 - o_r/32) = 1/(0,21) ((0,855)/12 + (0,145)/4 - 0/32) = 0,512 \text{ kmol/kg} \quad (1)$$

където: $c = 0,855 \text{ kg/kg}$,

$h = 0,145 \text{ kg/kg}$,

$o_2 = 0 \text{ kg/kg}$.

Показано на фиг.14.

12	ζ		0.9
13	φ_n		0.97
14	S/D		1
15	Vb	m/s	15
16	Pz	Mpa	=0.034+0.0113*C15
17	Lo	kmol/kg	0.512

Фиг.14

Действително количество въздух, участващо при изгарянето на 1 kg гориво:
Количеството на пряното работно вещество, показано на фиг.15.

$$L = \alpha \cdot L_0 = 0,98 \cdot 0,512 = \frac{0,502 \text{ kmol}}{\text{kg}} \quad (2)$$

14	S/D		1
15	Vb	m/s	15
16	Pz	Mpa	=0.034+0.0113*C15
17	Lo	kmol/kg	0.512
18	L	kmol/kg	=C4*C17

Фиг.15

$$M_1 = L + \frac{1}{m_{\Gamma}} = 0,502 + \frac{1}{115} = 0,51 \text{ kmol/kg}, \text{ фиг.16.} \quad (3)$$

15	Vb	m/s	15
16	Pz	Mpa	=0.034+0.0113*C15
17	Lo	kmol/kg	0.512
18	L	kmol/kg	=C4*C17
19	M1	kmol/kg	=C18+(1/115)

Фиг.16

където: $m_{\Gamma} = 115$ – молекулно тегло на гориво.

Количеството на отработилите газове при $\alpha < 1$, фиг.17.

$$M_2 = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79\alpha L_0 = \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{2} + 0,79 \cdot 0,98 \cdot 0,512 = 0,54 \text{ kmol/kg} \quad (4)$$

16	Pz	Mpa	=0.034+0.0113*C15
17	Lo	kmol/kg	0.512
18	L	kmol/kg	=C4*C17
19	M1	kmol/kg	=C18+(1/115)
20	M2	kmol/kg	=(0.855/12)+(0.145/2)+(0.79*C4*C17)

Фиг.17

Теоретичен коефициент на молекулно изменение, фиг.18.

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,54}{0,51} = 1,058 \quad (5)$$

17	Lo	kmol/kg	0.512
18	L	kmol/kg	=C4*C17
19	M1	kmol/kg	=C18+(1/115)
20	M2	kmol/kg	=(0.855/12)+(0.145/2)+(0.79*C4*C17)
21	μ		=C20/C19

Фиг.18

$$k = \frac{MH_2}{M_{CO}} = 0,45, \text{ фиг.19.} \quad (6)$$

17	Lo	kmol/kg	0.512
18	L	kmol/kg	=C4*C17
19	M1	kmol/kg	=C18+(1/115)
20	M2	kmol/kg	=(0.855/12)+(0.145/2)+(0.79*C4*C17)
21	μ		=C20/C19
22	k		0.45

Фиг.19

Състав и количество на отделните компоненти в отработилите газове:

- въглероден двуокис CO₂.

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-0,98}{1+0,45} = 0,044 \frac{kmol}{kg} \quad (7)$$

Mco2	kmol/kg	=(0.855/12)-2*(1-C4)/(1+C22)
------	---------	------------------------------

- водна пара:

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,45 \frac{1-0,98}{1+0,45} = 0,06 \frac{kmol}{kg} \quad (8)$$

Mh2o	kmol/kg	=0.145/2-2*C22*(1-C4)/(1+C22)
------	---------	-------------------------------

- въглероден двуокис CO₂:

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} \cdot 0,21 \cdot L_0 = 2 \frac{1-0,98}{1-0,45} \cdot 0,21 \cdot 0,512 = 0,003 \frac{kmol}{kg} \quad (9)$$

Mco	kmol/kg	=2*(1-C4)/(1+C22)*0.21*C17
-----	---------	----------------------------

- азот N₂:

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 0,98 \cdot 0,51 = 0,396 \text{ kmol/kg} \quad (10)$$

Mn2	kmol/kg	=0.79*C4*C17
-----	---------	--------------

- водород H₂:

$$M_{H_2} = 2k \frac{1-\alpha}{1-k} = 2 \cdot 0,45 \frac{1-0,98}{1-0,45} = 0,033 \text{ kmol/kg.} \quad (11)$$

Mh2	kmol/kg	=2*C22*(1-C4)/(1-C22)
-----	---------	-----------------------

Проверка:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO} + M_{N_2} + M_{H_2} = 0,068 + 0,071 + 0,002996 + 0,396 + 0,00133 = \frac{0,536 \text{ kmol}}{kg} \quad (12)$$

M2	проверка	=SUM(H3:H7)
----	----------	-------------

Б.Параметри на процеса пълнене и продухване

1. Налягане в края на пълненето:

$$\Delta p_a = p_0 - p_a = (\beta^2 + \xi_{ck}) \cdot \frac{W_{ck}^2}{2} \cdot \rho_a \cdot 10^{-6} \quad (13)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ kg/m}^3 \quad (14)$$

Δp_a	Мпа	0.011
ρ_0	kg/m ³	1.189

където: $(\beta^2 + \xi_{ck}) = 2,5-4,0$ – коефициент на загуби при пълненето.

Приемам $(\beta^2 + \xi_{ck}) = 3$.

$W_{ck} = 50 - 120 \text{ m/s}$ - скорост на въздуха през клапана.

Приемам $W_{ck} = 80 \text{ m/s}$.

$R_B = 287 \text{ J/kg.K}$ – газова константа.

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,12 - 0,011 = 0,089 \text{ МПа} \quad (15)$$

p_a	Мпа	=C5-H9
-------	-----	--------

2. Коефициент на остатъчните газове:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 10}{1050} \cdot \frac{0,12}{9,5 \cdot 0,089 - 0,12} = 0,048 \quad (16)$$

γ_r		=(C6+C7)/C11*C10/(C3*H11-C10)
------------	--	-------------------------------

3. Температура в края на пълненето:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0,048 \cdot 1050}{1 + 0,048} = 337,208^\circ \text{ K} \quad (17)$$

$$T_a \quad \text{K}^\circ = (C6+C7+H12*C11)/(1+H12)$$

T_a	K°	=(C6+C7+H12*C11)/(1+H12)
-------	------------------	--------------------------

за $T_a = 337,208 \text{ K}$ по номограма $n_1 = k_1 = 1,378$

n_1	k_1	1.378
-------	-------	-------

4. Коефициент на пълнене:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} = \frac{9,5 \cdot 0,089}{(9,5 - 1) \cdot 0,1} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,048 \cdot 1050} = 0,825 \quad (18)$$

η_v		=(C3/(C3-1))*(H11/C5)*(C6/(C6+C7+H12*C11))
----------	--	--

В.Параметри на процеса сгъстяване

1. Налягане в края на сгъстяването:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,089 \cdot 9,5^{1,378} = 1,98 \text{ МПа} \quad (19)$$

p_c	Мпа	=H11*C3^H16
-------	-----	-------------

2. Температура в края на сгъстяването:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 337,208 \cdot 9,5^{1,378 - 1} = 789,312 \text{ K} \quad (20)$$

T_c	K°	=H13*C3^(H16-1)
-------	------------------	-----------------

Параметри на процеса горене

1. Действителен коефициент на молното изменение на работното вещество

$$\mu_{\Delta} = \frac{\mu + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,053 \quad (21)$$

μ_{Δ}		$= (C_{21} + H_{12}) / (1 + H_{12})$
----------------	--	--------------------------------------

2. Максимална температура при горенето T_z :

където:

$$T_z = T_c - 273 = 789,3 - 273 = 516,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (22)$$

$\xi_z = 0,9$ – коефициент на използване на топлината

$H_u = 44000 \text{ kJ/kg}$ – топлината на изгаряне на горивото;

$$\frac{\xi_z \cdot (H_u - \Delta H_U)}{(1 + \gamma_r) \cdot M_1} + [(\mu C'_v)_c] \cdot [T_c - 273] = \mu_{\Delta} (\mu C''_v)_z [T_z - 273] \quad (23)$$

$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0,98) \cdot 0,512 = 1228 \text{ kJ/kg}$ – неизползвана топлина при горене с $\alpha < 1$;

$(\mu C'_v)_c$ – средния молен специфичен топлинен капацитет на работната смес в края на съгъстяването. Определя се по израза:

$$\begin{aligned} (\mu C'_v)_c &= \frac{1}{1 + \gamma_r} [(\mu C_v)_c + \gamma_r \cdot (\mu C''_v)_c] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,048} \cdot [21,833 + 0,048 \cdot 24,184] = 21,941 \text{ kJ/kmol.K} \end{aligned} \quad (24)$$

$(\mu C'_v)_c$	kJ/kmol.K	$= (1 / (1 + H_{12})) \cdot (H_{22} + H_{12} \cdot H_{23})$
----------------	-----------	---

където:

$(\mu C_v)_c = 21,833 \text{ kJ/kmol}$ специфичният топлинен капацитет на въздуха при температура t_c

$(\mu C_v)_c$	kJ/kmol	21.833
---------------	---------	--------

$(\mu C''_v)_c = 24,184 \text{ kJ/kmol}$ специфичният топлинен капацитет на отработилите газове при температура t_c .

$(\mu C''_v)_c$	kJ/kmol	24.184
-----------------	---------	--------

Специфичният топлинен капацитет на отработилите газове при температура t_z се определя по израза : [1,2,4].

$$T_z = t_z + 273 = 2481 + 273 = 2754 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (25)$$

T_z	K°	2754
-------	----	------

3. Максимално налягане при горене

$$p_{z_{MAX}} = \mu_{\Delta} \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 7,29 \text{ MPa} \quad (26)$$

p_z	MPa	$= N_6 \cdot H_{15} \cdot N_4 / H_{17}$
-------	-----	---

4. Степен на повишаване на налягането при горене

$$\lambda = \frac{p_{z_{MAX}}}{p_c} = 3,683 \quad (27)$$

λ		$= N_5 / H_{15}$
-----------	--	------------------

5. Действително максимално налягане при горенето

$$p_z^{\Delta} = 0,85 \cdot p_{z_{MAX}} = 0,85 \cdot 7,292 = 6,198 \text{ MPa} \quad (28)$$

p_{zd}	MPa	$= 0,85 \cdot N_5$
----------	-----	--------------------

Параметри на процеса разширение

1. Налягане в края на разширението

$$p_b = \frac{p_{zMAX}}{\varepsilon^{n_2}} = 0,437 \text{ MPa} \quad (29)$$

pb	MPa	=N5/(C3^N10)
----	-----	--------------

2. Температура в края на разширението

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = 1568 \text{ K} \quad (30)$$

Tb	K°	=N4/(C3^(N10-1))
----	----	------------------

3. Проверка на температурата на изгорелите газове

$$T_r^* = \frac{T_z}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 1019 \text{ K} \quad (31)$$

Tr*	K°	=N11/((N9/C10)^(1/3))
-----	----	-----------------------

$$\Delta T = \frac{T_r - T_r^*}{T_r} 100\% = \frac{1050 - 1019}{1050} 100\% = 2,912\% \quad (32)$$

Грешката е допустима $\Delta T = 2,912\% < 5\%$

Индикаторни показатели на двигателя

1. Теоретично средно индикаторно налягане

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\frac{\lambda}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 1,124 \text{ MPa} \quad (33)$$

pi	MPa	=N15/(C3-1)*(N7/(N10-1)*(1-1/(C3^N10-1)))-(1/(N16-1)*(1-1/(C3^N16-1))))
----	-----	---

2. Действително средно индикаторно налягане

$\varphi_n = 0,92 \div 0,97$ – коефициент на пълнота на индикаторната диаграма

Приемам $\varphi_n = 0,97$

$$p_i^A = \varphi_n \cdot p_i = 0,97 \cdot 1,124 = 1,09 \text{ MPa} \quad (34)$$

piA	MPa	=C13*N14
-----	-----	----------

3. Индикаторен КПД

$l_0 = 14,95 \text{ kg/kg}$ – количеството въздух, необходимо за изгаряне на 1kg гориво

lo	kg/kg	14.95
----	-------	-------

$$\eta_i = \frac{p_i^A \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_v \cdot \eta_v} = 0,3699 \quad (35)$$

ni		=N15*N16*C4/H20/H10/H14
----	--	-------------------------

4. Индикаторен специфичен разход на гориво

$$g_i = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_i} = 0,221 \text{ kg/kWh} \quad (36)$$

gi	kg/kWh	=3.6/H20/N17
----	--------	--------------

Ефективни показатели на двигателя

1. Средно налягане на механичните загуби:

$$p_z = 0,034 + 0,0113 \cdot 15 = 0,2035 \text{ MPa} \quad (37)$$

pz	MPa	=0.034+0.0113*C15
----	-----	-------------------

2. Средно ефективно налягане

$$p_e = p_i^A - p_3 = 0,887 \text{ MPa} \quad (38)$$

pe	MPa	=N15-N19
----	-----	----------

3. Механичен КПД на двигателя

$$\eta_M = 1 - \frac{p_3}{p_i^A} = 0,813 \quad (39)$$

ηm		=1-(N19/N15)
----	--	--------------

4. Эффективен КПД на двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,3 \quad (40)$$

ηe		=N17*N21
----	--	----------

5. Эффективен специфичен разход на гориво

$$g_e = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_e} = 0,272 \text{ kg/kWh} \quad (41)$$

ge	kg/kWh	=3.6/(H20*N22)
----	--------	----------------

Определяне на основните размери на двигателя:

1. Работен обем на двигателя

$\tau = 4$ – тактност на двигателя

$$V_p = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n_n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 146}{0,887 \cdot 6800} = 2,906 \text{ dm}^3 \quad (42)$$

Vp	dm ³	=30*4*F1/N20/H1
----	-----------------	-----------------

2. Ходов обем на цилиндъра

$$V_h = V_p / i = 1,996 / 6 = 0,484 \text{ dm}^3 \quad (43)$$

Vh	dm ³	=R3/D1
----	-----------------	--------

$i = 6$ – брой на цилиндрите

3. Диаметър на цилиндъра и ход на буталото

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \chi}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,499}{\pi \cdot 1}} = 85,13 \text{ mm} \quad (44)$$

D	mm	=100*(4*R4/3.14/C14)^(1/3)
---	----	----------------------------

$$\chi = S/D$$

$$S = \chi \cdot D$$

D	mm	=100*(4*R4/3.14/C14)^(1/3)
S	mm	=C14*R5

Уточняване на параметрите на двигателя:

1. Ходов обем на цилиндъра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 0,48 \text{ dm}^3 \quad (45)$$

Vh	dm ³	=3.14*S5^2*S6/4
----	-----------------	-----------------

2. Работен обем на двигателя

$$V_p = i \cdot V_i = 6.0,48 = 2,906dm^3 \quad (46)$$

V_p	dm^3	$=D1 \cdot R7$
-------	--------	----------------

3. Ефективна мощност на двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_p \cdot n_N}{30 \cdot \tau} = 146kW \quad (47)$$

N_e	kW	$=N20 \cdot R3 \cdot H1/30/4$
-------	------	-------------------------------

4. Ефективен въртящ момент

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_N} = 9550 \cdot \frac{146}{6800} = 205,044N \cdot m \quad (48)$$

M_e	$N \cdot m$	$=9550 \cdot (R9/H1)$
-------	-------------	-----------------------

5. Литрова мощност

$$N_l = N_e/V_p = 146/2,906 = 50,244kW/dm^3 \quad (49)$$

N_l	kW/dm^3	$=R9/R3$
-------	-----------	----------

6. Бутална мощност

$$N_b = N_l \cdot S = 50,244 \cdot 0,8513 = 42,773kW/dm^3 \quad (50)$$

N_b	kW/dm^3	$=R11 \cdot S6$
-------	-----------	-----------------

7. Средна бутална скорост

$$v_m = \frac{S \cdot n_N}{30} = 19,296m/s \quad (51)$$

V_m	s/m	$=(T6 \cdot H1)/30$
-------	-------	---------------------

8. Часов разход на гориво

$$G_z = N_e \cdot g_e = 39,706kg/h \quad (52)$$

G_r	kg/h	$=R9 \cdot N23$
-------	--------	-----------------

9. Часов разход на въздух

$$G_a = G_z \cdot \alpha \cdot l_0 = 581,736kg/h \quad (53)$$

G_b	kg/h	$=R14 \cdot C4 \cdot N16$
-------	--------	---------------------------

Проверка

$$\Delta \alpha = \frac{G_b}{G_r \cdot l_0} = \frac{581,736}{39,706 \cdot 14,95} = 0,98 \quad (54)$$

$\Delta \alpha$		$=R15/R14/N16$
-----------------	--	----------------

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Докладът може да послужи за бързо и прецизно теоретично изчисляване на двигател с вътрешно горене.

Използването на този материал ще даде възможност за бързо, автоматизирано и ефективно изчисляване при въвеждане на входните параметри и характеристики за

кратко време да получим теоретичните резултати и графики за двигателя, както и при промяна на коефициенти, или промяна на параметри.

Също така ще може да се използва за анализ на различни видове двигатели. Чрез него ще може да се извърши:

- сравняване на двигатели с различни видове горива;
- сравнение на двигатели със свръхпълнене и без свръхпълнене;
- изследване на характеристиките на двигатели при промяна на коефициенти;

Направеното изследване може да послужи и като практика за работа с програмен продукт EXCEL, който се използва широко из целия свят.

Направеното изследване може да послужи както за проектиране на двигатели, така и като помагало за студенти.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Минчев, Р., Башев С. (2018). „Ръководство по „Двигатели с вътрешно горене“ за курсова работа“, Пловдив, ISBN 978-619-7207-14-9.
- [2] Велев Н.Н. (1972, 1975). „Теория и изчисление на трактора и автомобила“. С. „Земиздат“.
- [3] Любенов С. (1978; 1988). „Трактори и автомобили (теория)“. С. „Земиздат“.
- [4] Станчев Д. Й., С. А. Нейков, Д. А. Кацов. (1985). „Автомобили“. Учебно помагало. Русе, ВТУ „А. Кънчев“.