

## ТЕРМОДИНАМИЧЕН ЦИКЪЛ НА БУТАЛЕН ДВИГАТЕЛ РАБОТЕЩ БЕЗ СГЪСТЯВАНЕ

Мариан Н. Мутафчиев

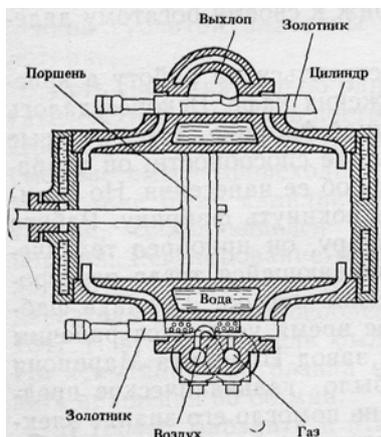
[Marian\\_mutafchiev@abv.bg](mailto:Marian_mutafchiev@abv.bg)

Висше транспортно училище "Тодор Каблешков"  
ул. "Гео Милев" 158 София 1574, катедра "Транспортна техника"  
БЪЛГАРИЯ

**Ключови думи:** двигатели, коефициент на полезно действие, без сгъстяване

**Резюме:** Направен е термодинамичен анализ на ефективността на бутален двигател с вътрешно горене, работещ без сгъстяване

В настоящия друд се предлага упростен математически модел на индикаторния процес на бутален двигател, работещ без сгъстяване. Такъв двигател е бил създаден от френския изобретател Жан Етиен Ленуар в 1864г. Двигателят бил с двойно действие със шибърно газоразпределение (фиг. 1). Процеса на пълнене се извършвал, примерно, до половината на хода, след което шибъра затварял пълнителния прозорец и сместа се възпламенявала от искра. Налягането се повишавало и действало на буталото, извършвайки работа при расширението си. След завършването на расширението втория шибър свързва цилиндра с изпускателния тръбопровод, буталото изтласквало отработилите газове и така цикъла се затварял.



аспект на приципа на работа

Рис. 1. Двигател на Ленуар

на фиг.2.

Моделът е составен при следната постановка:

- работното вещество се явява идеален газ;
- масата на работното вещество е променлива;
- процеса горене се заменя с подвеждане на топлина при постоянен обем и при постоянно налягане;
- процеса пълнене протича по-различни начини - чрез засмукване на въздух от атмосферата, или чрез подаване на сгъстен въздух.

Термодинамичния цикъл се състои от следните процеси:

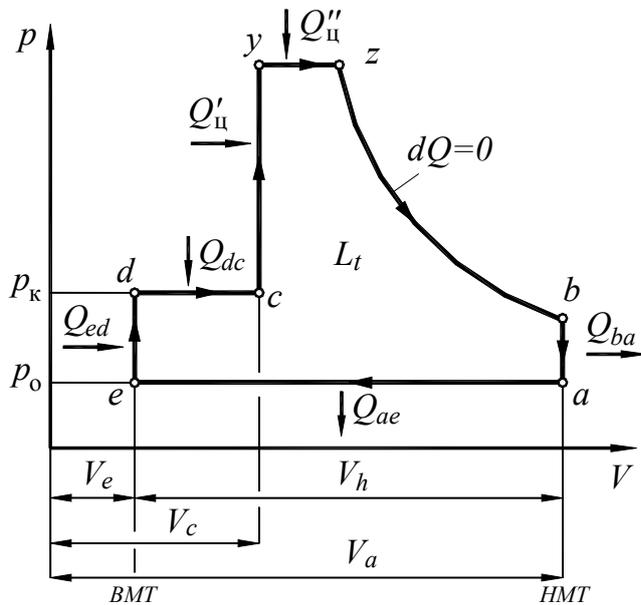
В литературата [1] има сведения, че КПД-то на този двигател бил по-малък, отколкото на парната машина - малко над 3 %.

В настоящия друд се предлага един съвременен на този двигател и на неговите технически възможности.

Иследването се извършва с математичен модел, създаден на базата на термодинамичен цикъл, изобразен

$e-d$  - запълване на горивната камера  $V_e$  с прясно работно вещество при постоянен обем. Ако пълненето се извършва под налягане от външен източник, тогава енергията, необходима за сгъстяването, се заменя с внасяне на топлина  $Q_{ed}$ . Буталото се намира в горна мъртва точка;

$d-c$  - продължава процеса на пълнене при движение на буталото към долна мъртва точка. Процеса се съпровожда с подвеждане на топлина  $Q_{dc}$ ;



$c-y$  - подвеждане на топлина  $Q'_{II}$  ( $V=const$ );

$y-z$  - подвеждане на топлина  $Q''_{II}$  ( $p=const$ );

$z-b$  - адиабатно разширение;

$b-a$  - изпускане на отработилите газове при  $V=const$  (буталото се намира в долна мъртва точка). Процеса се съпровожда с отвеждане на топлина  $Q_{ba}$ ;

$a-e$  - принудително изтласкване на отработилите газове, което се съпровожда с отвеждане на топлина  $Q_{ae}$ .

Ходовия обем се определя с израза:

фиг. 2. Теоричен цикъл на бутален двигател, работещ без сгъстяване ( $p-V$  диаграма).

$$V_h = \frac{1}{2} \pi D^2 R, \quad (1)$$

където  $D$  - диаметър на буталото;  $R$  -

радиус на коляновия вал.

За обема на горивната камера следва:

$$V_e = V_d = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2)$$

където

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_e}. \quad (3)$$

Това отношение е аналогично на степента на сгъстяване, но то представлява само отношение на обеми, тъй като сгъстяване няма.

Налягането и температурата в точките  $e$  и  $a$  се приемат равни на налягането и температурата на околната среда:

$$p_e = p_a = p_0 = 0,1 \text{ МПа}, \quad T_e = T_0 = 300, \text{ К},$$

а в точките  $d$  и  $c$  съответно:

$$p_c = p_d = p_k = 0,1 \div 2, \text{ МПа}, \quad T_c = T_d = T_k = 400 \div 450, \text{ К},$$

където:  $p_k$  и  $T_k$  са съответно налягането и температурата след компресора.

При тези условия масата на работното вещество в съответните точки се определя от уравнението на състоянието:

$$m_e = \frac{p_e V_e}{RT_e}; \quad m_d = \frac{p_d V_d}{RT_d}; \quad m_c = \frac{p_c V_c}{RT_c}, \quad (4)$$

Необходимо е да се отбележи, че по време на процесите пълнене и изпускане термодинамичната система е отворена и процесите съответно  $e-d$ ,  $d-c$  и  $b-a$ ,  $a-e$ ,

не съответстват на частните термодинамични процеси, протичащи при  $V=const$  и  $p=const$ .

Обема в точките  $c$  и  $y$  се получава с помощта на израза:

$$V_y = V_c = \varphi V_h + V_d, \quad (5)$$

където  $\varphi=0\div 0,5$  е коефициент, отчитащ дялът на обема съответстващ на процеса пълнене.

За да се определят параметрите на работното вещество в т.  $y$ , е необходимо първо да се определи количеството топлина  $Q_{ц}$ , внесено при изгарянето на цикловата порция гориво:

$$Q_{ц} = H_u g_{ц}, \quad (6)$$

където  $H_u=44$  MJ/kg е специфичната топлина на изгоряне на горивото.

Цикловата порция гориво  $g_{ц}$  се определя ориентировъчно от израза:

$$g_{ц} = \frac{m_c}{\alpha L_o}, \quad (7)$$

където  $\alpha=1,2$  е въздушното отношение, а  $L_o=15$  - теоретично необходимото количество въздух за изгаряне на един килограм гориво.

Температурата в т.  $y$  се определя с уравнението на Нютон:

$$Q'_{ц} = nQ_{ц} = m_c c_v (T_y - T_c) = \frac{m_c R}{k-1} (T_y - T_c),$$

където  $n=0,5\div 1$  е коефициент, отчитащ распределението на подведената топлина, при  $V=const$ .

Следователно

$$T_y = \frac{(k-1)nQ_{ц}}{m_c R} + T_c. \quad (8)$$

Налягането в т.  $y$  се определя от уравнението на състоянието:

$$p_y = \frac{m_c R T_y}{V_c}. \quad (9)$$

Температурата в т.  $z$  се определя с аналогичен способ:

$$Q''_{ц} = (1-n)Q_{ц} = m_c c_p (T_z - T_y) = \frac{m_c R k}{k-1} (T_z - T_y), \quad (10)$$

а налягането в т.  $z$  -  $p_z = p_y$ .

Обема в т.  $z$  се получава чрез израза:

$$V_z = \frac{m_c R T_z}{p_y}. \quad (11)$$

Налягането в края на адиабатното разширение, в т.  $b$ , се определя съгласно уравнението на адиабатния процес:

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^k. \quad (12)$$

Обема, съответно, от израза:

$$V_a = V_b = V_h + V_d, \quad (13)$$

а температурата - от уравнението на състоянието:

$$T_b = \frac{p_b V_b}{m_c R}. \quad (14)$$

Температурата в т.  $a$  се определя от израза:

$$T_a = T_b \frac{p_a}{p_b}, \quad (15)$$

или се приема:

$$T_a = T_k,$$

а масата  $m_a$  се получава от уравнението на състоянието:

$$m_a = \frac{p_a V_a}{R T_a}. \quad (16)$$

Чрез определените параметри, може да се определи работата на съответните участъци с изразите:

$$L_{dc} = p_d (V_c - V_d), \quad (17)$$

$$L_{yz} = p_y (V_z - V_y), \quad (18)$$

$$L_{zb} = \frac{1}{k-1} (p_z V_z - p_b V_b), \quad (19)$$

$$L_{ae} = p_a V_h. \quad (20)$$

Суммарната работа се определя, без отчитане на работата за напълване или с нейното отчитане, съответствено с изразите:

$$L_{t1} = L_{yz} + L_{zb} - L_{ae}, \quad (21)$$

$$L_{t2} = L_{dc} + L_{yz} + L_{zb} - L_{ae}. \quad (22)$$

Количеството топлина, подведено по време на процеса пълнене, се определя съответно с изразите:

$$Q_{ed} = \frac{kR}{k-1} (m_d T_d - m_e T_e), \quad (23)$$

$$Q_{dc} = \frac{kR}{k-1} (m_c T_c - m_d T_d). \quad (24)$$

За суммарното подведено количество топлина се получава:

$$Q_1 = Q_{\text{II}} + Q_{ed} + Q_{dc}. \quad (23)$$

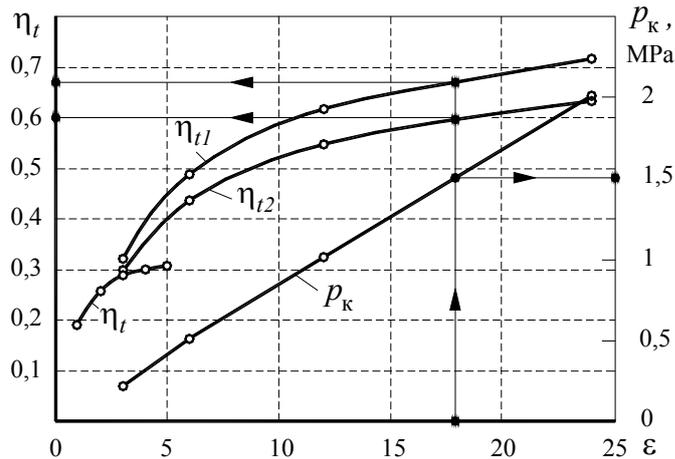
За термичният КПД  $\eta_t$  следва:

$$\eta_{t1} = \frac{L_{t1}}{Q_{\text{II}}}, \quad (27)$$

$$\eta_{t2} = \frac{L_{t2}}{Q_1}, \quad (28)$$

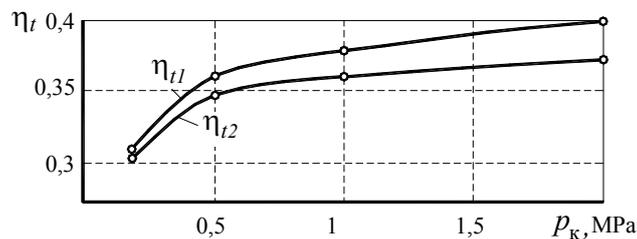
където втората формула отчита и добавеното количество топлина, а първата - само количеството топлина, внесено по време на процеса горене.

На база предлагания математичен модел, при различни начални условия са получени резултати за влиянието върху КПД-то на основните параметри на цикъла.



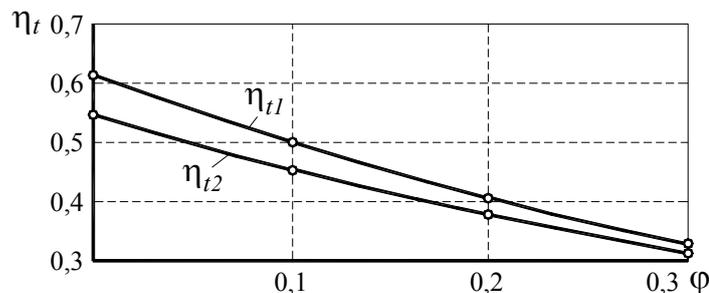
Фиг. 3. Зависимост на термичният КПД от параметра  $\varepsilon$  и входното налягане  $p_k$ .

На фиг.3 е показано изменението на коефициентите  $\eta_{t1}$  и  $\eta_{t2}$ , като функция на параметъра  $\varepsilon$ , при съответстващите различни стойности на входящото налягане  $p_k$  (отсъства процеса  $d-c$ ,  $\varphi=0$ ). Както се вижда, стойността на КПД-то се променят от 0,3 до 0,7, което означава, че при достатъчно високо входно налягане, термичният КПД съответства на съвременните двигатели, работещи със сгъстяване. На същата фиг. е показано още изменението на  $\eta_t$  в функция от  $\varepsilon$ , при пълнене с атмосферно налягане. Видно е, че максималната стойност на КПД-то е немного над 0,3.



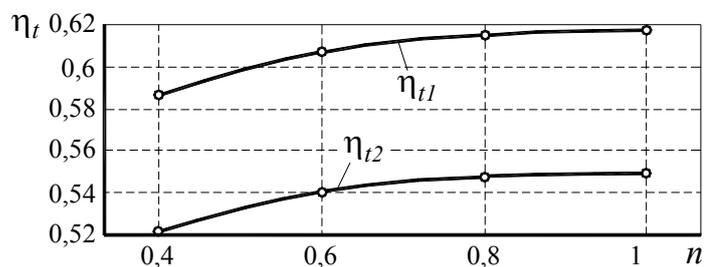
Фиг. 4. Зависимост на термичният КПД от входното налягане  $p_k$  при  $\varphi=0,3=const$  и  $V_e=0$ .

На фиг.4 е показано изменението на коефициентите  $\eta_{t1}$  и  $\eta_{t2}$  в функция от входното налягане  $p_k$ , в случай че има пълнене по време на разширението, но няма начален обем ( $\varphi=0,3=const$ ,  $V_e=0$ ). Вижда се, че нараства, но максималната стойност не превишава 0,4, което показва, че процеса пълнене по време на разширението намалява значително КПД-то, а увеличаването на входното налягане го увеличава.



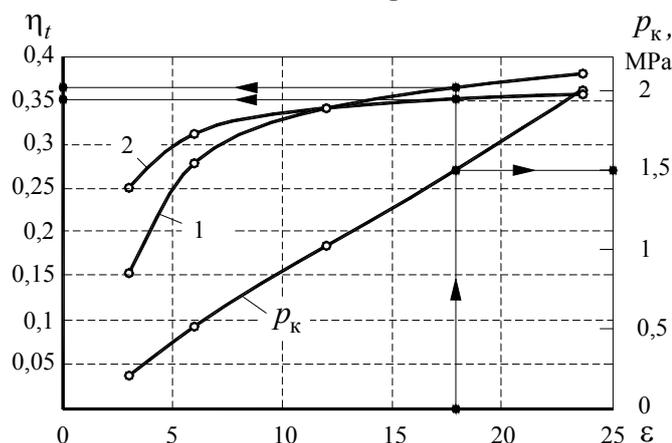
Фиг. 5. Зависимост на термичният КПД от параметъра  $\varphi$  при  $p_k=1 \text{ MPa}=const$ ,  $\varepsilon=12=const$  и  $n=0,7$ .

На фиг.5 е показано изменението на коефициентите  $\eta_{t1}$  и  $\eta_{t2}$ , в функция на параметра  $\varphi$  при постоянни стойности на  $\varepsilon$ ,  $p_k$  и  $n$ . Още веднъж се вижда, че процеса пълнене на част от ходовия обем със прясно работно вещество води до намаляване на термодинамичния КПД.



Фиг. 6. Зависимост на термичният КПД от параметър  $n$  при  $p_k=1 \text{ MPa}=\text{const}$ ,  $\varepsilon=12=\text{const}$  и  $\varphi=0$ .

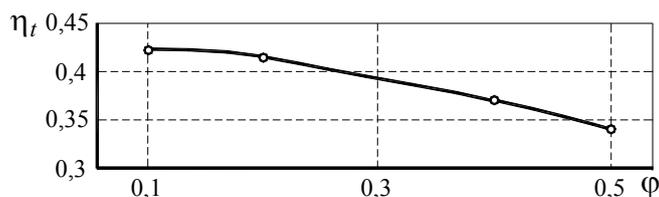
Интерес представлява влиянието на способа, по който се осъществява подвода на топлина по време на процеса горене. От фиг.6 се вижда, че с намаляването на частта подведена топлина при постоянно налягане,  $\eta_t$  нараства и достига своя максимум, при  $n=1$ , което съответства на подвеждане на топлина при постоянен обем.



Фиг. 7. Зависимост на термичният КПД от параметъра  $\varepsilon$  и входното налягане  $p_k$  - крива 1, при  $g_{ц}=0$ . Крива 2 е получена при постоянно налягане.

С помощта на предлагания математичен модел може да се изследва работата на двигателя без процес горене, т.е. работещ като пневмодвигател.

На фиг.7 е представена зависимостта на  $\eta_t$  във функция от  $\varepsilon$  и началното налягане -  $p_k$  крива 1, при отсъствие на процес горене. Крива 2 представлява същата зависимост при постоянно налягане. Вижда се, че максималната стойност на КПД-то не превишава 38%.



Фиг. 8. Зависимост на термичният КПД от параметъра  $\varphi$  при  $p_k=1 \text{ MPa}=\text{const}$ ,  $\varepsilon=12=\text{const}$  и  $g_{ц}=0$ .

На фиг.8 се вижда, че  $\eta_t$  намалява при увеличаване на  $\phi$ . Резултатите са получени при  $p=const$  и  $\varepsilon=const$ .

### Изводи

1. При атмосферно пълнене термичният КПД на буталния двигател, работещ без сгъстяване, не превишава 32%. Ако се прибавят топлинните и механичните загуби, ефективният КПД се получава не повече от 15%. Така се е получило и при Ленуар.

2. При пълнене под налягане създавано в копресор, което е близко до налягането в края на сгъстяването в съвременните дизелови и бензинови двигатели, термичният КПД се получава над 65%. Това означава, че ако такъв двигател бъде построен сега, той няма да отстъпва по отношение на горивната икономичност на съвременните двигатели.

3. Съществуващата възможност този двигател да работи като пневматичен означава, че той може да бъде пускан под товар. Автомобил с такъв двигател няма да има нужда от скоростна кутия или от каквато и да е друга предавателна система на мощността.

### Литература

[1.] Моравский А. В., Файн М. А. : Огона в упряжке, или Как изобретают тепловые двигатели - М.: Знание, 1990. - 192 с.

[2.] Мутафчиев М. Н. РЪКОВОДСТВО ЗА КУРСОВО ПРОЕКТИРАНЕ НА ДВИГАТЕЛИ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ -ВТУ- София 2005.

## TERMODYNAMIC CYCLE PISTON ENGINE RUNNING WITHOUT COMPRESSION

**Marian N. Mutafchiev**  
[Marian\\_mutafchiev@abv.bg](mailto:Marian_mutafchiev@abv.bg)

*Todor Kableshkov University of Transport,  
Sofia, 1574, 158, Geo Milev str.,  
BULGARIA*

**Key words:** *Engines, Engine efficiency, Without compression*

**Abstract:** *Made a thermodynamic analysis of the efficiency of a piston engine running without compression*