

METODA CICLURILOR *APLICATĂ* LA MOTOARELE TERMICE

Mihail POPA, conf. univ., dr.
Universitatea de Stat „Alec Russo” din Bălți

Abstract: *The article presents of operation cycles of thermal motors Otto, Diesel and Trinckler and deduction of calculation relations of thermal efficiency for every thermal machine.*

Termeni cheie: *motoare termice, ciclul Otto, ciclul Diesel, ciclul Trinckler, randamentul motorului*

1.Introducere

Metoda ciclurilor se folosește pe larg în termodinamică pentru studierea funcționării mașinilor termice (motorul cu ardere internă, instalația de turbine cu gaze, instalații frigorifice, etc.). Metoda urmărește studierea ciclului de funcționare a fiecărei mașini termice din diverse puncte de vedere: aflarea mărimilor de stare în punctele caracteristice ale ciclului, aflarea lucrului mecanic al ciclului, determinarea randamentului ciclului.

Motoarele termice, după locul de ardere a combustibilului, se divizează în motoare cu combustie externă (locomotiva cu abur, turbina cu abur etc.) și motoare cu combustie internă (motorul Otto, motorul Diesel, motorul cu reacție etc.).

În motorul cu combustie internă fluidul este format, în prima etapă, din amestec de aer și un combustibil ușor inflamabil (benzină, motorină, kerosen, etc.), iar în a doua etapă, din produsele de combustie ale combustibilului lichid sau gazos.

Motoarele cu combustie internă au două avantaje importante în comparație cu alte motoare termice:

a) sunt mai compacte, deoarece sursa caldă fiind în interiorul motorului nu este nevoie de o suprafață mare pentru realizarea schimbului de căldură cu fluidul motor;

b) temperatura fluidului motor nu este limitată superior, deoarece fluidul motor primește căldură nu numai prin pereții motorului, ci și datorită degajării căldurii care se produce în fluid. În plus, pereții cilindrilor și chiulasei sunt echipați cu sisteme de răcire forțată. Lărgirea intervalului de temperaturi permite îmbunătățirea randamentului termic.

Lucrarea își propune scopul de a prezenta detaliat ciclul de funcționare a principalelor motoare cu ardere internă și deducerea randamentului termic ale fiecărei mașini termice.

Conținutul lucrării

Corpul principal al oricărui motor cu piston este cilindrul în care se deplasează un piston legat prin intermediul unui sistem bielă-manivelă de receptorul de lucru mecanic. Cilindrul are orificii închise cu supape, dintre care unul servește la aspirația fluidului motor (a aerului sau a amestecului combustibil), iar celălalt pentru evacuarea fluidului motor după ce s-a realizat ciclul.

Se disting trei tipuri principale de cicluri motoare cu combustie internă cu piston:

- **ciclul Otto** (combustie la volum constant, $V = \text{const}$),
- **ciclul Diesel** (combustie la presiune constantă, $p = \text{const}$) și
- **ciclul Trinckler** (combustie la volum constant, $V = \text{const}$ iar apoi la $p = \text{const}$).

2. Ciclul Otto

Ciclul Otto a fost realizat în anul 1876 de către inginerul german Nikolaus August Otto. Motorul Otto folosește drept combustibil vapori de benzină amestecați cu aer. Acest amestec este absorbit într-un cilindru cu piston și aprins cu ajutorul unei scînteii electrice, produsă de bujii. Prin arderea combustibilului rezultă gaze de ardere la temperatură și presiune ridicată. Acestea apasă asupra pistonului și îl pun în mișcare. La piston este legată o bielă și de bielă o manivelă, prin intermediul cărora mișcarea rectilinie alternativă a pistonului este transformată în mișcare circulară continuă. În mișcarea următoare a pistonului, în sens invers, gazele de ardere destinse sînt eliminate din cilindru, după care se aspira o nouă cantitate de amestec de vapori de benzină cu aer și ciclul se repetă din nou. Succesiunea de transformări la care participă substanța de lucru (gazele de ardere) reprezintă ciclul de funcționare al motorului (Fig. 1), iar perioada corespunzătoare deplasării pistonului, de la un capăt la celălalt al cilindrului (mai exact între punctul mort superior și punctul mort inferior) poartă denumirea de timp. Motorul Otto este un motor în patru timpi, iar ciclul de funcționare este format din două adiabate și două izocore (Fig. 2).

Timpul 1 — absorbția. Pistonul coboară în cilindru (Fig. 1.a), supapa de admisie se deschide și, datorită depresiunii care se formează, amestecul de vapori de benzină cu aer, preparat în carburator, este absorbit în cilindru la presiune constantă p_1 (presiunea atmosferică). În diagrama p-V, absorbția este reprezentată prin izobara A-1 ($p = \text{const.}$, Fig. 2). Aspirația amestecului are loc în tot intervalul de timp în care pistonul se mișcă de la punctul mort superior la punctul mort inferior.

Timpul 2 — compresia. În momentul în care pistonul a ajuns la punctul mort inferior, ambele supape se închid, iar pistonul se mișcă spre punctul mort superior comp

Comprimarea se face de la presiunea p_1 pînă la presiunea p_2 . Deoarece mișcarea pistonului este rapidă, comprimarea este

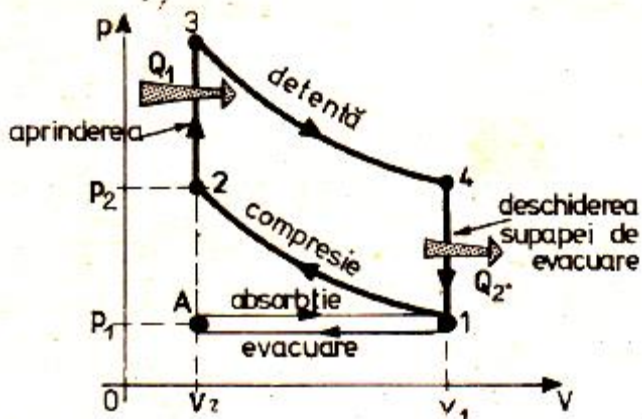
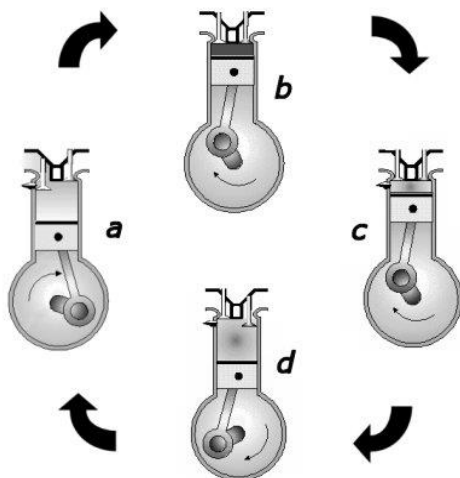


Fig. 2. Ciclul Otto

diagrama p-V prin adiabata 1-2 (Fig. 2). Comprimarea are loc în timpul mișcării pistonului spre punctul mort superior.

Timpul 3 — aprinderea și detenta. La sfârșitul compresiei, când pistonul a ajuns în punctul mort superior și ambele supape sînt închise, se produce o scînteie electrică între electrozii bujiei. Scînteia aprinde amestecul carburant, care începe să ardă progresiv în toată masa lui. Temperatura gazelor rezultate prin ardere crește brusc pînă la cca 2000°C, iar presiunea la aproximativ 25 atm. Datorită inerției, pistonul nu este pus în mișcare imediat, astfel că acest proces al substanței de lucru este izocor, iar pe diagrama p-V este reprezentat prin procesul 2-3.

În timpul arderii combustibilului se degajă căldura Q_1 , care reprezintă cantitatea de căldură primită de motor. Gazele produc o forță mare de apăsare asupra pistonului și îl împing în jos spre punctul mort inferior, efectuînd un lucru mecanic (Fig. 1.c). Pe măsură ce pistonul coboară, gazele se destind adiabetic, iar procesul respectiv este reprezentat grafic prin adiabata 3-4 (Fig. 2). Cînd pistonul ajunge în punctul mort inferior se deschide supapa de evacuare, care face legătura între cilindru și aerul exterior. Presiunea scade brusc, pînă la valoarea presiunii atmosferice p_1 . Acest proces este reprezentat prin izocora 4-1 pe diagrama P-V (Fig. 2). În acest proces, substanța de lucru cedează în exterior cantitatea de căldură Q_2 .

Timpul 4 — evacuarea. Supapa de evacuare este deschisă (Fig. 1.d). Pistonul ajuns în punctul mort inferior, se mișcă în sus, spre punctul mort superior, și împinge afară, în atmosferă gazele arse și destinse (dreapta 1-A din diagrama p-V). Cînd pistonul ajunge în punctul mort superior, timpul 4 se termină și motorul reîncepe un alt ciclu cu aspirația amestecului carburant.

Din cei patru timpi de funcționare ai motorului, în numai unul singur (timpul 3) se produce lucru mecanic.

Vom calcula randamentul motorului Otto, presupunînd că este cunoscut raportul de compresie al motorului

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (1)$$

Căldurile primită și cedată în transformările izocore sunt:

$$Q_1 = C_V(T_3 - T_2), \quad |Q_2| = C_V(T_4 - T_1), \quad (2)$$

iar randamentul ciclului ca randamentul oricărei mașini termice va fi:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{C_V(T_4 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (3)$$

Stările 1 și 2 se găsesc pe aceeași adiabată, deci putem scrie ecuația transformării adiabaticice:

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{\gamma-1} \quad (4)$$

Stările 3 și 4 se găsesc și ele pe aceeași adiabată (alta decât stările 1 și 2) și ținând cont de egalitatea volumelor ($V_4 = V_1$ și $V_2 = V_3$) putem scrie:

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_3 = T_4 \varepsilon^{\gamma-1}, \quad (5)$$

Înlocuind relațiile (4) și (5) în (3), și făcând transformările de rigoare, obținem randamentul ciclului Otto:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}. \quad (6)$$

Din relația (6) rezultă că randamentul termic al ciclului Otto depinde numai de raportul de compresie ε al fluidului motor în transformarea adiabatică 1-2 și este cu atât mai mare, cu cât raportul de compresie este mai mare. Dependența lui η de valoarea raportului de compresie pentru $\gamma = 1,35$ este prezentată în Fig. 3.

Concluzia că o comprimare prealabilă a fluidului motor permite creșterea randamentului motorului este foarte importantă și este valabilă pentru toate motoarele cu ardere internă. Această idee a comprimării adiabactice a aerului care conduce la mărirea bruscă a randamentului termic al motorului a marcat un mare pas înainte în teoria motoarelor cu ardere internă.

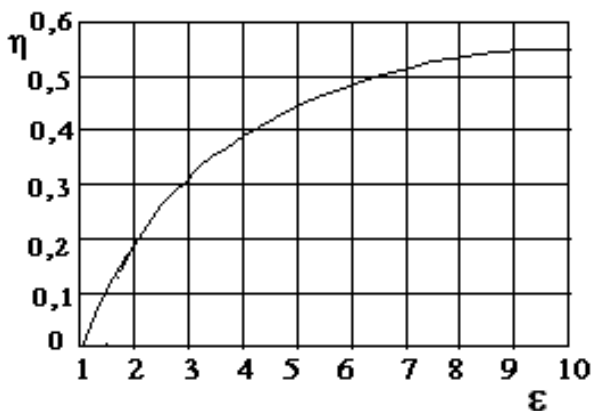


Fig. 3. Dependența randamentului ciclului Otto de raportul de compresie al motorului

În practică, însă nu se pot obține valori ale lui ε foarte mari, deoarece aceasta conduce la o creștere considerabilă a temperaturii și presiunii și în consecință se ajunge la o autoaprindere a amestecului combustibil și ca urmare se pot produce detonații care distrug motorul. În motoarele cu carburatoare obișnuite raportul de compresie nu depășește valori între 7-12. Valoarea raportului de compresie mai depinde și de calitatea carburantului: el este cu atât mai mare cu cât proprietățile antidetonante ale carburantului, caracterizate prin cifra octanică, sunt mai bune. Randamentul efectiv al motorului Otto atinge valorile cuprinse între 0,2 și 0,3.

3. Ciclu Diesel

Raportul de compresie ε dintr-un ciclu se poate mări dacă se comprimă nu numai amestecul combustibil, ci și aerul pur și dacă se introduce combustibilul în cilindru la sfârșitul comprimării. Pe acest principiu se bazează ciclul Diesel, după

numele inginerului german Rudolf Christian Karl Diesel, care a inventat și propus în anul 1897 un motor care să funcționeze după acest ciclu.

Motorul Diesel sau motorul cu aprindere prin compresie este asemănător prin construcție cu motorul cu aprindere prin scînteie. Locul sistemului de aprindere, însă, este luat de o pompă de injecție care injectează în cilindrul motorului combustibil (motorină) la presiune ridicată. Modul de funcționare al unui motor Diesel în 4 timpi este următorul:

Timpul 1 - admisia. În cilindru se aspiră aer din atmosferă la presiunea p_1 , prin supapa de admisie, în timp ce pistonul se deplasează în jos, de la punctul mort superior spre punctul mort inferior. Supapa de evacuare este închisă. În coordonate p - V procesul este reprezentat prin izobara A-1 din Fig. 4.

Timpul 2 - compresia. În momentul în care pistonul a ajuns la punctul mort inferior se închide și supapa de admisie. Pistonul începe mișcarea spre punctul mort superior și comprimă adiabatic aerul absorbit în timpul 1. Compresia, la aceste motoare, este mult mai mare decât la cele cu aprindere prin scînteie.. La sfîrșitul compresiei, cînd pistonul ajunge în punctul mort superior, presiunea aerului p_2 este de cca. 35-50 atmosfere, iar temperatura de cca. 700—800°C. Procesul este reprezentat prin adiabata 1-2 din Fig. 4.

Timpul 3 - arderea și detenta. Cînd a încetat compresia (pistonul la punctul mort superior), pompa de injecție pulverizează picături extrem de mici (ca o ceață) de motorină în cilindru. Pe măsură ce pătrund în aerul comprimat, încălzit la 700°C, fiecare picătură se încălzește, se aprinde și arde, degajînd căldură și gaze de ardere. Procesul de ardere este izobar, deoarece arderea este lentă (ea se face pe măsură ce combustibilul este injectat) și pistonul reușește să se deplaseze. Arderea este reprezentată prin izobara 2-3 (Fig. 4). Prin arderea combustibilului se produce o mare cantitate de căldură Q_1 . Aceasta mărește presiunea gazelor de ardere, care apasă puternic pe piston, care produce lucru mecanic în mișcarea sa spre punctul mort inferior. Timpul 3 este timp motor. Efectuînd lucru mecanic, gazele se destind adiabatic, curba 3-4 (Fig. 4).

Timpul 4 - evacuarea. Cu puțin înainte ca pistonul să ajungă la punctul mort inferior, se deschide supapa de evacuare (Fig. 4). Presiunea scade brusc la valoarea presiunii atmosferice, la volum constant și sistemul cedează în exterior căldura Q_2 .

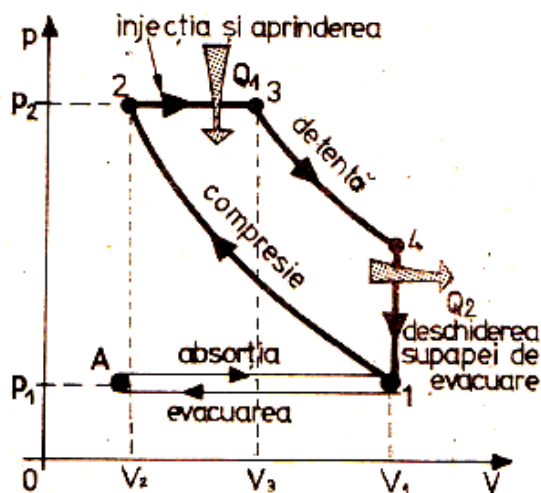


Fig. 4. Ciclul Diesel

Pistonul începe să se miște spre punctul mort superior și evacuează gazele de ardere. Când a ajuns la capătul cursei se deschide supapa de admisie și ciclul se repetă.

Vom calcula randamentul ciclului Diesel, presupunând că este cunoscut raportul de compresie al motorului

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, \quad (7)$$

și gradul de destindere prealabilă

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}. \quad (8)$$

Expresiile căldurii primită în transformarea izobară și cea a căldurii cedată în transformarea izocoră sunt:

$$Q_1 = C_P(T_3 - T_2), \quad |Q_2| = C_V(T_4 - T_1), \quad (9)$$

iar expresia randamentul ciclului va fi:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{C_V(T_4 - T_1)}{C_P(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)}. \quad (10)$$

Temperaturile atinse în timpul ciclului nu sunt independente. Din ecuația compresiei adiabateice $1 \rightarrow 2$, obținem:

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{\gamma-1}. \quad (11)$$

Din ecuația transformării izocore $2 \rightarrow 3$, obținem:

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \Rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{V_3}{V_2} = T_2 \cdot \rho \Rightarrow T_3 = T_1 \rho \varepsilon^{\gamma-1}. \quad (12)$$

Din ecuația destinderii adiabateice $3 \rightarrow 4$:

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_1^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_1 \rho \varepsilon^{\gamma-1} \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_1 \rho^{\gamma} \varepsilon^{\gamma-1}. \quad (13)$$

Folosind în relația (10) expresiile (11), (12) și (13) ale temperaturilor, expresia finală a randamentului ciclului Diesel devine:

$$\eta = 1 - \frac{\rho^{\gamma-1}}{\gamma \varepsilon^{\gamma-1} (\rho - 1)}. \quad (14)$$

Randamentul total al motorului Diesel este superior randamentului motorului cu aprindere prin scînteie și este cuprins între 0,28 și 0,40. Deoarece motorul Diesel folosește combustibil ieftin (motorină), se caută în ultimul timp ca motoarele cu aprindere prin scînteie, folosite în special la automobile, să fie înlocuite treptat cu

motoare Diesel. Motoarele Diesel se folosesc în centralele termoelectrice, pe nave, locomotive, autovehicule etc.

Cu toate acestea, motoarele Diesel prezintă dezavantajul unei funcționări mai lente – arderea combustibilului se face treptat, pe măsura introducerii acestuia în cilindru. Aceasta conduce la motoare mai masive, la aceeași putere dezvoltată (putere specifică mică).

4. Ciclul Trinckler

Ciclul cu combustie mixtă sau ciclul Trinckler a fost propus în 1904 de inginerul rus G.V.Trinckler și este o combinație a ciclurilor Otto și Diesel. Motoarele care funcționează după acest ciclu au o cameră numită cameră de precombustie, care cominică cu cilindrul de lucru printr-un canal îngust.

În cilindrul de lucru aerul suferă o comprimare adiabatică, datorită inerției unui volant cuplat cu arborele motor (transformarea 1-2). (Fig. 5). Temperatura pe care o atinge aerul în cursul acestei comprimări este suficientă pentru a produce autoaprinderea lichidului combustibil introdus în camera de precombustie. Forma și amplasarea camerei de precombustie asigură un amestec mai bun al combustibilului cu aerul, ceea ce favorizează o ardere rapidă a unei părți din combustibil în volumul restrâns din camera de precombustie (transformarea 2-3).

Datorită creșterii presiunii în camera de precombustie, amestecul format din combustibilul nears, aer și gazul rezultat din ardere ajunge în cilindrul de lucru unde se produce arderea, ceea ce produce deplasarea pistonului la o presiune aproape constantă (transformarea 3-4). După arderea completă, destinderea produselor de ardere (timpul motor) se face adiabatic (transformarea 4-5), după care gazele arse sunt evacuate din cilindru (transformarea 5-1).

Așadar, în ciclul cu combustie mixtă, căldura Q_1 este furnizată mai întâi după o izocoră (Q_1'), iar apoi după o izobară (Q_1'').

Spre deosebire de motorul Diesel, motorul cu combustie mixtă nu are nevoie de compresorul de presiune înaltă pentru pulverizarea lichidului combustibil. Combustibilul lichid introdus în camera de precombustie, la o presiune relativ redusă, este pulverizat cu ajutorul unui jet de aer comprimat, care provine de la cilindrul principal. În același timp, ciclul cu combustie mixtă păstrează o parte dintre avantajele pe care le are ciclul Diesel față de ciclul Otto, întrucât faza de ardere se realizează la presiune constantă.

Randamentul ciclului cu combustie mixtă se determină înlocuind în relația de definiție a randamentului mașinii termice căldurile primită și cedată:

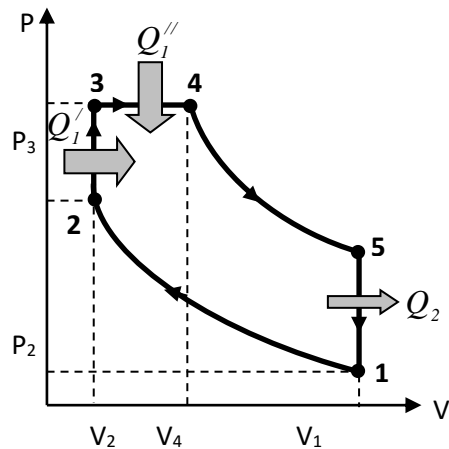


Fig. 5. Ciclul Trinckler

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad Q_1' = C_V(T_3 - T_2) \quad \text{și} \quad Q_1'' = C_P(T_4 - T_3), \quad (15)$$

$$Q_2 = C_V(T_5 - T_1). \quad (16)$$

Ca urmare, expresia randamentului termic va fi:

$$\eta = 1 - \frac{C_V(T_5 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2) + C_P(T_4 - T_3)} \quad (17)$$

sau

$$\eta = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}. \quad (18)$$

Vom folosi următorii coeficienți: raportul de compresie al motorului

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, \quad (19)$$

gradul de destindere prealabilă

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}. \quad (20)$$

și raportul de compresie în timpul combustiei izocore

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2}. \quad (21)$$

Pentru transformarea adiabatică 1-2 putem scrie

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{\gamma-1}, \quad (22)$$

iar pentru transformarea izocoră 2-3:

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \lambda \Rightarrow T_3 = T_2 \lambda \Rightarrow T_3 = T_1 \lambda \varepsilon^{\gamma-1}. \quad (23)$$

Vom scrie ecuația transformării izobare 3-4:

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_4}{T_4} \Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} = \rho \Rightarrow T_4 = T_3 \rho \Rightarrow T_4 = T_1 \rho \lambda \varepsilon^{\gamma-1} \quad (24)$$

și ecuația transformării adiabatice 4-5:

$$T_4 V_4^{\gamma-1} = T_5 V_5^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = T_1 \rho \lambda \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = T_1 \rho^2 \lambda \varepsilon^{\gamma-1} \quad (25)$$

Substituind relațiile (22), (23), (24) și (25) în formula (18) obținem expresia randamentului termic al ciclului Trinckler:

$$\eta = 1 - \frac{\lambda \rho^\gamma - 1}{(\lambda - 1) + \gamma \lambda (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (26)$$

Pentru $\rho = 1$ relația (26) se transformă în formula randamentului ciclului Otto, iar pentru $\lambda = 1$ ecuația (26) se reduce la expresia pentru ciclul Diesel. Compararea randamentului pentru ciclul cu combustie mixtă cu randamentul ciclului Otto și Diesel arată că pentru aceleași valori ale raportului de compresie ε se respectă inegalitatea

$$\eta^{Diesel} < \eta^{Trinc ker} < \eta^{Otto} \quad (27)$$

iar pentru aceleași valori ale temperaturii maxime (T_3) ale ciclului avem

$$\eta^{Diesel} > \eta^{Trinc ker} > \eta^{Otto} \quad (28)$$

Una din inconvenientele majore ale motoarelor cu combustie internă cu piston îl constituie folosirea obligatorie a unui sistem bielă – manivelă și a unui volant, ceea ce face inevitabilă funcționarea lor discontinuă; acest fapt nu permite concentrarea unei puteri mari într-un singur agregat; toate acestea restrâng domeniul de folosire a motoarelor cu piston.

Acest inconvenient este înlăturat în motorul cu combustie internă de un alt tip – turbina cu gaz. Aceasta este caracterizată de un randament ridicat și prezintă în același timp toate avantajele unui motor rotativ, adică permite realizarea de puteri mari în instalații cu gabarite mici. În prezent turbinele cu gaz sunt folosite în aviație, în marină, în tracțiunea feroviară și în centrale.

Motorul cu reacție este o mașina motrice care transformă energia chimică a unui combustibil în energie cinetică a jetului fluid motor (gaz) care se destinde în duze. Acest jet furnizează forță de tracțiune motorului, datorită reacției fluidului care curge în sens opus celui de deplasare a aparatului care zboară.

Motoarele cu reacție se împart în două categorii principale: motoarele rachetă și motoarele cu reacție aerotermice, numite simplu reactoare. Aeronavele a căror propulsie este asigurată de motoare rachetă trebuie să ia la bord atât combustibil, cât și un corp oxidant (oxigen lichid, ozon, peroxid de hidrogen, acid azotic etc.) care este necesar pentru ardere. Spre deosebire de rachete, aparatele echipate cu motoare cu reacție aerotermice au numai combustibil și utilizează drept corp oxidant oxigenul din aerul atmosferic. Deci motoarele cu reacție (reactoarele) nu pot funcționa decât în atmosfera terestră, pe cînd motoarele rachetă pot fi folosite atât în atmosfera Pămîntului, cât și în spațiul cosmic.

Bibliografie

1. Moisil, G.G. *Termodinamica*. București: Ed. Academiei R.S. Romania, 1988.
2. Plăvițu, C. N. *Termodinamică*. București: Ed. Victor, 2000.
3. Popescu, I.M. *Fizica: Termodinamica*. București: Ed. Politehnica Press, 2002.
4. Radenco, V. *Termodinamica generalizată*. București: Ed. Tehnică, 1994.
5. Țițeica, Ș., *Termodinamică*, București: Ed. Acad. R.S. Romania, 1982.

6. Базаров, И. П. *Термодинамика*. Москва: Высш. шк., 1991.
7. Квасников, И. А. *Термодинамика и статистическая физика*. Москва, Изд-во МГУ, 1991;