

Ciclurile teoretice ale motoarelor cu ardere internă cu piston

5.1. Generalități

Studiul termodinamic al motoarelor cu ardere internă cu piston se face pe baza unor cicluri teoretice obținute prin transformarea ciclurilor reale. Aceste cicluri teoretice sunt de fapt niște *cicluri echivalente* și reprezintă schematizarea ciclurilor reale, în vederea aplicării relațiilor termodinamice necesare studiului lor.

5.2. Ipoteze de bază ale studiului termodinamic al ciclurilor

Idea esențială în studiul termodinamic al motoarelor cu ardere internă este perfecționarea lor prin creșterea randamentului procesului de transformare a căldurii în lucru mecanic.

Principiul de funcționare al motorului cu ardere internă, ca mașină termică, conduce la două concluzii de bază, și anume:

a) conform *primului principiu al termodinamicii*, motorul cu ardere internă nu poate produce lucru mecanic fără consum de căldură;

b) Conform celui de *al doilea principiu al termodinamicii* funcționarea motorului cu ardere internă este condiționată de existența a două surse de căldură, aflate la temperaturi diferite: o *sursă caldă*, aflată în *interiorul motorului* și o *sursă rece în exterior*, reprezentată de mediul înconjurător.

Această schematizarea a ciclurilor reale ale motoarelor, efectuată în vederea obținerii ciclurilor teoretice se face pe baza câtorva ipoteze simplificatoare, grupate astfel:

- dat fiind proporția redusă a combustibilului în aer (aprox. $1/15$), în cadrul ciclului teoretic se poate adopta drept fluid de lucru aerul, considerat gaz perfect;
- evoluția aerului se face într-un ciclu închis, cantitatea de aer ce evoluează în ciclu fiind 1 kg ;
- valorile presiunii și temperaturii aerului, la începutul procesului de comprimare, p_a și T_a se consideră aceleași pentru toate tipurile de cicluri teoretice adoptate;

- căldurile specifice ale fluidului de lucru, la presiune constantă, c_p și la volum constant, c_v , se consideră constante cu temperatura;
- neglijând schimbul de căldură pe parcursul procesele de comprimare și de destindere din ciclul teoretic, ele se vor considera procese adiabatic, ecuațiile reprezentative având exponentul k ;
- cantitatea de căldură, degajată la motoarele reale prin arderea combustibilului în cilindru se înlocuiește prin cantitatea de căldură q_1 , considerată introdusă din exterior, fără pierderi;
- cantitatea de căldură, care la motoarele reale se pierde către mediul exterior se înlocuiește prin cantitatea de căldură q_2 , considerată sustrasă ciclului, fără pierderi.

Pe baza acestor ipoteze, din orice ciclu real se poate obține prin transformare, un ciclu teoretic echivalent, în care însă nu mai apar procesele de admisie și de evacuare iar schimburile de căldură cu exteriorul sunt localizate la extremitățile proceselor de comprimare și de destindere. Deoarece toate ciclurile teoretice au aceleași coordonate pentru începutul comprimării, p_a și T_a , ele se vor diferenția numai prin natura transformărilor în lungul cărora are loc schimbul cu exteriorul a cantităților de căldură, q_1 și q_2 .

În mod evident, valabilitatea concluziilor obținute din studiul acestor modele teoretice de motoare, depinde de ipotezele utilizate, deoarece asemănarea dintre ciclul real și ciclul teoretic rezultat în urma transformării este cu atât mai mare cu cât gradul de simplificare introdus prin ipoteze este mai redus [5, 45].

5.3. Ciclul teoretic general al motoarelor cu ardere internă

Ciclul teoretic general a fost introdus în teoria motoarelor cu ardere internă, în vederea studiului termodinamic, de către *Profesorul dr. doc. Emil Gaiginschi*.

Acest ciclu are la bază ipoteza conform căreia, atât introducerea cantității de căldură, notată q_1 , cât și cedarea cantității de căldură din ciclu, notată q_2 , se fac în lungul unei succesiuni de transformări termodinamice simple, caracterizate prin: $v = \text{const.}$, $p = \text{const.}$ și $T = \text{const.}$ În acest mod, rezultă ciclul reprezentat în **fig. 5.1 a**, în coordonate p, V și în **fig. 5.1 b**, în coordonate T, S , în care:

$$q_1 = q_{1v} + q_{1p} + q_{1T} \quad \text{și} \quad q_2 = q_{2v} + q_{2p} + q_{2T} \quad (5.1)$$

Avantajul major al acestui ciclu constă în faptul că, acționându-se asupra combinațiilor dintre transformările în lungul cărora au loc schimburile de

căldură, rezultă un număr mare de cicluri teoretice particulare, considerate cicluri posibile, care *inclu* toate ciclurile motoarelor termice cunoscute.

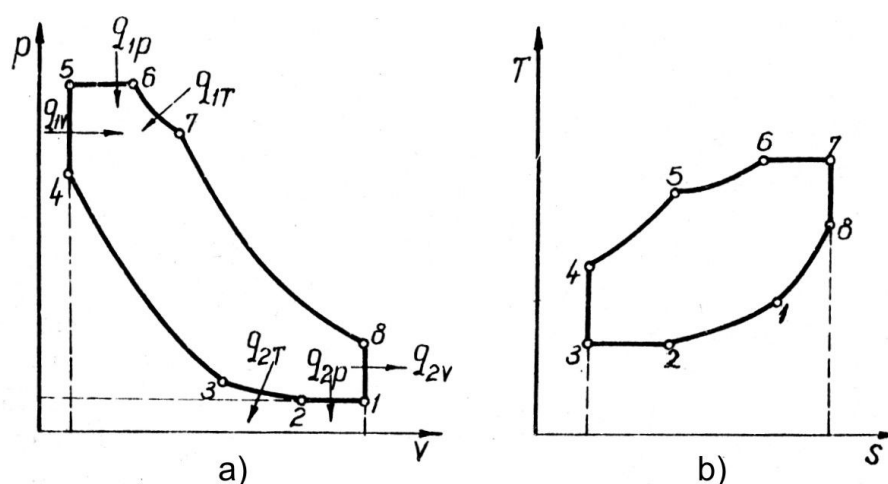


Fig. 5.1 a, b *Ciclul teoretic general al motoarelor cu adere internă reprezentat în coordonate p, V și T, S*

În acest mod, pe baza ciclului termodinamic general se stabilesc *relații generale de calcul* ce pot fi apoi particularizate, pe baza unor condiții, obținându-se relații valabile pentru fiecare ciclu termodinamic posibil [45].

O astfel de abordare a studiului termodinamic al motoarelor termice, nu numai că oferă o imagine de ansamblu a motoarelor cunoscute, ci pune în evidență și potențialul existent, oferind date asupra tuturor motoarelor posibile din punct de vedere termodinamic, chiar dacă nu sunt realizate practic, ceea ce poate genera idei pentru construcția de noi tipuri de motoare, cu avantaje termodinamice superioare.

5.4. Ciclurile teoretice ale motoarelor cu ardere internă cu piston uzuale

Considerând ca punct de plecare diagramele indicate reale ale motoarelor uzuale, pe baza ipotezelor simplificatoare adoptate, se pot stabili diagramele teoretice ale acestor motoare.

Făcând abstracție de modul în care se realizează schimbul de gaze, în coordonate p, V , între aceste diagrame, sau cicluri, apar diferențe numai în porțiunea caracteristică a procesului de ardere. Această diferențiere conduce la unul dintre principalele criterii de clasificare a motoarelor cu ardere internă cu piston și anume cel care are la bază caracterul procesului de ardere.

Având în vedere că punctul inițial, de început a comprimării, notat cu a , conform ipotezelor făcute are aceleași coordonate, (p_a, T_a) , pentru toate ciclurile, în vederea trasării ciclurilor teoretice ale motoarelor uzuale se vor înlocui curbele reprezentative ale proceselor de ardere din ciclurile reale, cu transformări termodinamice simple care să reprezinte cât mai exact aceste procese reale.

Figura 5.2 a, b, c arată comparativ, în partea de sus *ciclurile reale*, iar în partea de jos *ciclurile teoretice echivalente*, pentru cele trei categorii de motoare uzuale, definite în **Cap.2** al lucrării. Aceste categorii sunt notate prin **a, b** și **c** și corespund următoarelor tipuri de motoare:

a - motoare cu *ardere la volum constant*;

b - motoare cu *ardere mixtă*, la care arderea se desfășoară *parțial la volum constant* și *parțial la presiune constantă*;

c - motoare cu *ardere la presiune constantă*.

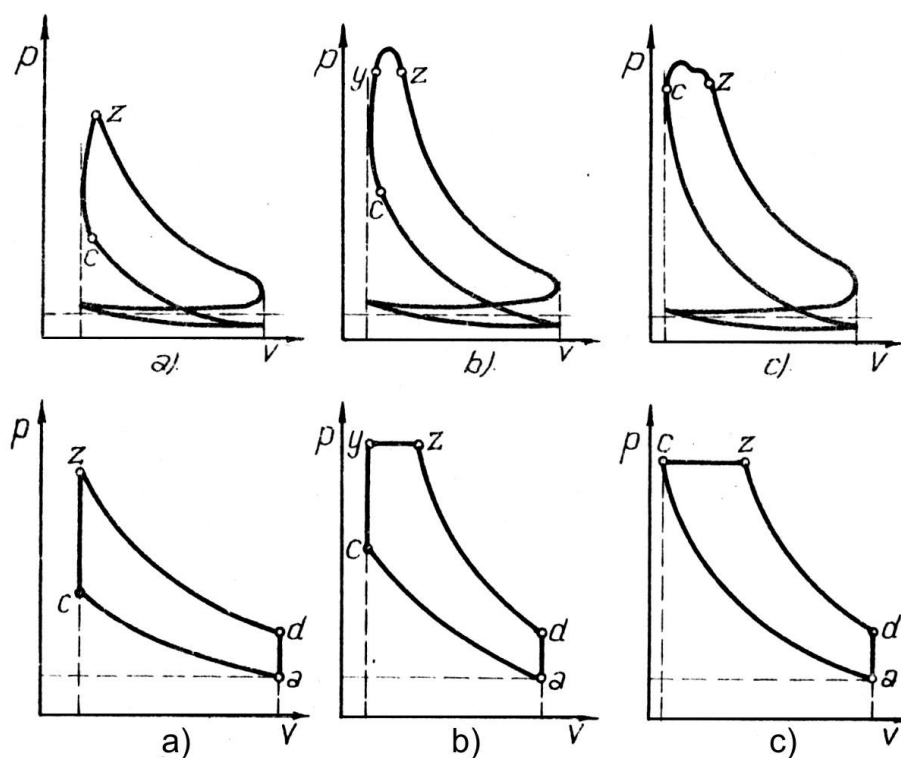


Fig. 5.2 a, b, c *Ciclurile reale și ciclurile teoretice echivalente ale motoarelor cu ardere internă cu piston uzuale*

Curbele care reprezintă la nivelul ciclurilor reale, procesele de comprimare și de destindere au fost înlocuite, la toate cele trei categorii de cicluri teoretice, prin curbele corespunzătoare transformărilor adiabate $a - c$, respectiv $z - d$.

La nivelul procesului de ardere, pentru motorul cu ardere la volum constant, evoluția $c - z$ a fost înlocuită prin izocora $c - z$, pentru motorul cu ardere la presiune constantă, linia $c - z$ s-a înlocuit prin izobara $c - z$, iar pentru motorul cu ardere mixtă, evoluțiile $c - y$ și $y - z$ au fost asimilate cu izocora $c - y$, respectiv izobara $y - z$. În acest mod, cantitățile de căldură, care la motoarele reale se introduc prin arderea combustibilului, la ciclurile teoretice se înlocuiesc prin cantitățile de căldură introduse din exterior, în lungul transformărilor $c - z$, fără pierderi. Pe de altă parte, izocorele $d - a$ constituie, pentru toate cele trei cicluri teoretice, linii de închidere și, în același timp, unicele porțiuni prin care fluidul de lucru cedează căldură către mediul exterior.

Trebuie menționat că aceste cicluri teoretice uzuale, obținute după această metodologie de lucru, constituie cazuri particulare ale ciclului teoretic general al motoarelor cu ardere internă, așa cum se va arăta pe parcursul acestui capitol.

5.5. Analiza ciclului teoretic mixt

Deși studiul ciclurilor teoretice ale motoarelor cu ardere internă cu piston se face după modelul ciclului teoretic general, pentru simplificare, generalizarea se va limita la nivelul ciclului teoretic mixt, adică ciclul motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim rapid de funcționare.

Celelalte cicluri, adică ciclul motoarelor cu aprindere prin scânteie și ciclul motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare constituie cazuri particulare ale ciclului teoretic mixt. Din acest motiv, relațiile de calcul se vor stabili numai pentru ciclul teoretic mixt, deoarece ele sunt valabile și pentru celelalte două cicluri, aplicând condițiile de particularizare specifice [45].

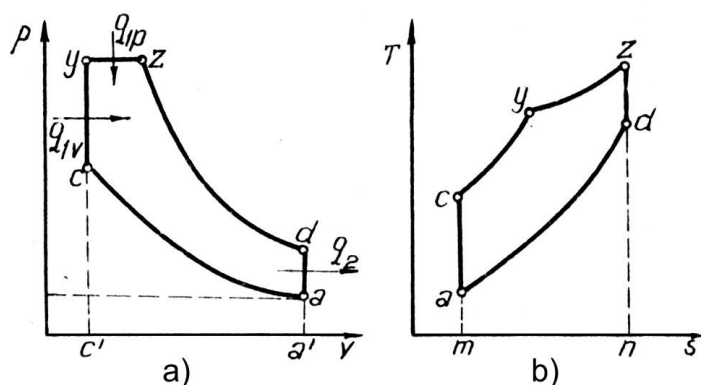


Fig. 5.3 a, b Reprezentarea ciclului teoretic mixt în coordonate p, V și în coordonate T, S .

Figura 5.3 a conține reprezentarea ciclului teoretic mixt, în coordonate p, V , iar **fig. 5.3 b** reprezentarea în coordonate T, S .

Considerând, conform uneia dintre ipotezele introduse, că în punctul inițial al ciclului, notat cu a , parametrii termodinamici, (p_a, T_a) sunt cunoscuți, ținând seama de natura transformărilor se pot stabili expresiile parametrilor din vârfurile ciclului. În acest scop se introduc următoarele notații, fiecare dintre ele având o semnificație:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \quad - \text{raport volumetric de comprimare};$$

$$\delta = \frac{V_d}{V_z} \quad - \text{raport de destindere};$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_y} = \frac{V_z}{V_c} \quad - \text{raport de destindere prealabilă};$$

$$\lambda_z = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \quad - \text{raport de creștere a presiunii};$$

Înmulțind între ele al doilea și al treilea raport, adică:

$$\rho \cdot \delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_d}{V_z} = \frac{V_d}{V_c} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon \quad (5.2)$$

se obține următoarea relație între aceste caracteristici ale ciclului:

$$\varepsilon = \rho \cdot \delta \quad (5.3)$$

Aplicând relațiile dintre parametrii termodinamici, pentru fiecare dintre transformările care alcătuiesc ciclul, cu notațiile de mai sus, parametrii din vârfurile a, c, y, z, d ale ciclului vor fi:

$$\mathbf{a} : (p_a \text{ și } T_a)$$

$$\mathbf{c} : p_c = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^k = p_a \cdot \varepsilon^k \quad \text{și} \quad T_c = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} = T_a \cdot \varepsilon^{k-1}$$

$$\mathbf{y} : p_y = \lambda_z \cdot p_c = p_a \cdot \lambda_z \cdot \varepsilon^k \quad \text{și} \quad T_y = \lambda_z \cdot T_c = T_a \cdot \lambda_z \cdot \varepsilon^{k-1}$$

$$\mathbf{z} : p_z = p_y = p_a \cdot \lambda_z \cdot \varepsilon^k \quad \text{și} \quad T_z = \rho \cdot T_y = T_a \cdot \lambda_z \cdot \rho \cdot \varepsilon^{k-1}$$

$$\mathbf{d} : p_d = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_d} \right)^k = p_a \cdot \lambda_z \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^k = p_a \cdot \lambda_z \cdot \rho^k \quad \text{și}$$

$$T_d = T_z \cdot \left(\frac{1}{\delta} \right)^{k-1} = T_a \cdot \lambda_z \cdot \rho \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{k-1} = T_a \cdot \lambda_z \cdot \rho^k \quad (5.4)$$

unde k reprezintă, așa cum s-a arătat, exponentul adiabatic al proceselor de comprimare și destindere.

În continuare, pe baza acestor expresii obținute se vor calcula cantitățile de căldură schimbate în cadrul ciclului teoretic mixt.

Astfel, cantitatea de căldură q_1 , introdusă în ciclu, va fi:

$$q_1 = q_{1v} + q_{1p} = q_{cy} + q_{yz} = c_v (T_y - T_c) + c_p (T_z - T_y) \quad (5.5)$$

sau după înlocuire,

$$q_1 = c_v (T_a \lambda_z \varepsilon^{k-1} - T_a \varepsilon^{k-1}) + c_p (T_a \lambda_z \rho \varepsilon^{k-1} - T_a \lambda_z \varepsilon^{k-1}) \quad (5.6)$$

și cum:

$$\frac{c_p}{c_v} = k \quad (5.7)$$

obținem:

$$q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} \left[(\lambda_z - 1) + k - \lambda_z (\rho - 1) \right] \quad (5.8)$$

Cantitatea de căldură q_2 , pierdută din ciclu, va avea expresia:

$$q_2 = q_{da} = c_v (T_d - T_a) = c_v (T_a \lambda_z \rho^k - T_a) = c_v T_a (\lambda_z \rho^k - 1) \quad (5.9)$$

deci:

$$q_2 = c_v T_a (\lambda_z \rho^k - 1) \quad (5.10)$$

Expresia generală a randamentului termic al transformării este:

$$\eta_{t_m} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (5.11)$$

Prin înlocuire se obține:

$$\eta_{t_m} = 1 - \frac{c_v T_a (\lambda_z \rho^k - 1)}{c_v T_a \varepsilon^{k-1} [(\lambda_z - 1) + k \lambda_z (\rho - 1)]} \quad (5.12)$$

După simplificare și grupare convenabilă, expresia randamentului ciclului teoretic mixt capătă forma finală:

$$\eta_{t_m} = 1 - \frac{\lambda_z \rho^k - 1}{\lambda_z - 1 + k \lambda_z (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.13)$$

5.6. Particularizări ale ciclului teoretic mixt

5.6.1. Ciclul teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie

Figurând din nou, atât în coordonate p, V , cât și în coordonate T, S , ciclul teoretic cu introducere de căldură la volum constant (**fig. 5.4 a, b**), care este ciclul teoretic reprezentativ al motoarelor cu aprindere prin scânteie, se observă că el provine, de fapt, din ciclul teoretic mixt, prin suprimarea procesului $y - z$, proces care corespunde introducerii, la presiune constantă, a cantității de căldură q_{1p} .

În acest mod, punctul z se deplasează în locul punctului y . Această operație se numește particularizare și conduce la condiția:

$$\rho = 1 \quad (5.14)$$

și implicit la o a doua condiție, derivată din relația stabilită anterior între caracteristicile ciclului teoretic mixt:

$$\varepsilon = \delta \quad (5.15)$$

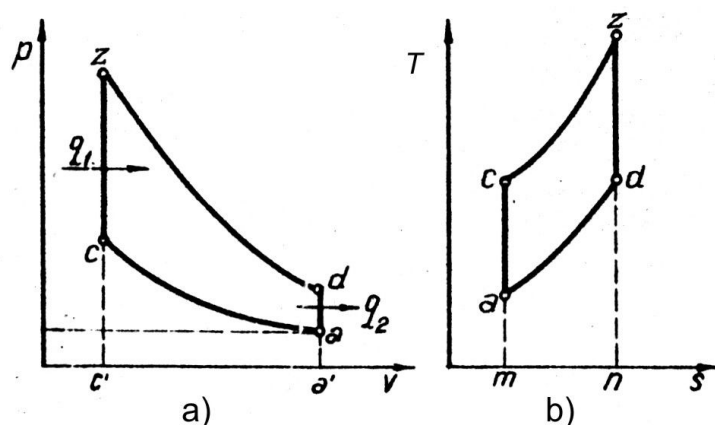


Fig. 5.4 a, b Ciclu teoretic cu introducere de căldură la volum constant

Se obține astfel un ciclu termodinamic fundamental, la care atât introducerea cât și cedarea de căldură se fac la volum constant și care se numește **ciclu izocor**.

Particularizarea expresiei randamentului ciclului teoretic mixt, prin introducerea celor două condiții de mai sus ($\rho = 1$ și $\varepsilon = \delta$), conduce la următoarea formă a randamentului ciclului izocor:

$$\eta_{t_v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.16)$$

5.6.2. Ciclu teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare

Ciclu teoretic cu introducere de căldură la presiune constantă, care este ciclul teoretic reprezentativ al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare, este trasat în coordonate p, V , și în coordonate T, S , în **fig. 5.5 a, b**.

Acest ciclu derivă din ciclul teoretic mixt, prin suprimarea procesului $c - y$, de introducere la volum constant a cantității de căldură q_{IV} . În acest fel, punctul c se deplasează în locul punctului y , particularizare care conduce la condiția:

$$\lambda_z = 1 \quad (5.17)$$

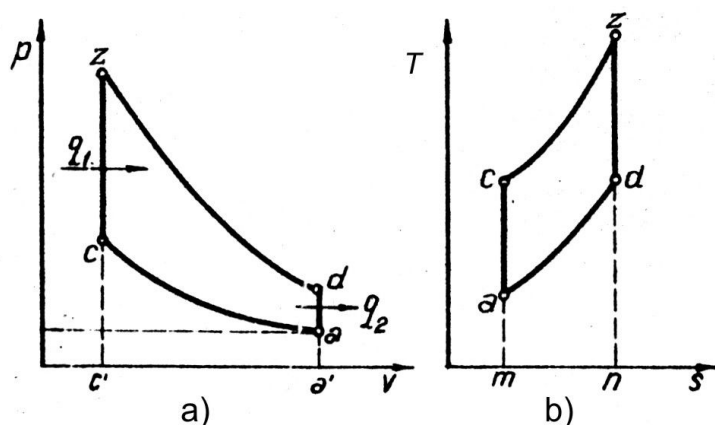


Fig. 5.5 a, b Ciclul teoretic cu introducere de căldură la presiune constantă

Acest ciclu derivă din ciclul teoretic mixt, prin suprimarea procesului $c - y$, de introducere la volum constant a cantității de căldură q_{IV} . În acest fel, punctul c se deplasează în locul punctului y , particularizare care conduce la condiția:

$$\lambda_z = 1 \quad (5.18)$$

Introducând în relația randamentului ciclului teoretic mixt, condiția $\lambda_z = 1$ se obține, ca un caz particular, expresia randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare:

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.19)$$

Pe baza reprezentărilor în cele două tipuri de coordonate, precum și a relațiilor de calcul a randamentului termic se analizează influențele diversilor factori, în special a parametrilor care determină configurația ciclurilor, asupra acestui tip de randament [6, 17, 45].

5.7. Influențe asupra randamentului termic al ciclurilor teoretice

5.7.1. Influențe asupra randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie

Deoarece, prin ipotezele inițiale s-au considerat căldurile specifice invariabile în raport cu temperatura, ținând seama de raportul,

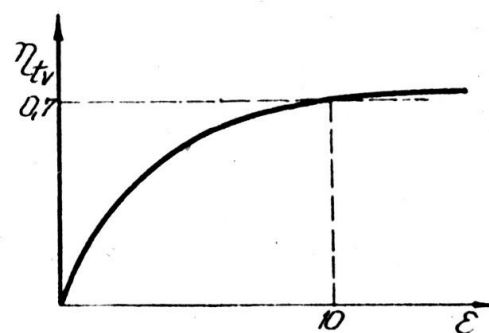
$$\frac{c_p}{c_v} = k \quad (5.20)$$

rezultă că și exponentul adiabatic este constant cu temperatura.

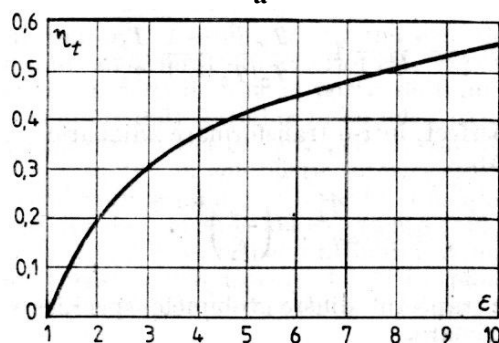
În aceste condiții, analizând expresia randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie,

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.21)$$

reiese dependența acestuia doar de raportul volumetric de comprimare, ε . Astfel, randamentul crește odată cu creșterea valorii raportului volumetric de comprimare, ε , variind deci în același sens cu acesta, așa cum se arată în **fig. 5.6 a** [45].



a



b

Fig. 5.6 a, b *Dependența randamentului termic de variația raportului de volumetric de comprimare*

După cum se observă, în domeniul rapoartelor mici, randamentul termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie este mai sensibil la

modificările raportului volumetric ε . La valori mai mari ale lui ε , creșterea randamentului termic devine însă progresiv mai lentă, pentru ca apoi să tindă asimptotic către valoarea 1 . În vederea efectuării unor optimizări, în **fig. 5.6 b** este redată o reprezentare mai exactă a variației randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie, pentru valoarea $k = 1,35$ [10].

Trebuie însă observat că, în realitate, exponentul k , chiar în ipoteza constanței acestuia, prin valoarea sa poate influența valoarea randamentului termic și implicit pe aceea a randamentului indicat, respectiv a randamentului efectiv al motorului. Astfel, odată cu sărăcirea intensă a amestecului crește proporția gazelor biatomice din componența acestuia, gaze care au călduri specifice mai mici, ceea ce atrage majorarea valorii lui k și implicit, creșterea randamentului termic al motorului. În plus, gazele biatomice pot determina o reducere a intensității disocierii pe durata arderii. De aici și interesul pentru utilizarea amestecurilor foarte sărace în motoarele cu aprindere prin scânteie.

Concluzia formulată mai sus, privind dependența dintre randamentului termic al acestui ciclu și raportul volumetric de comprimare se poate extinde și asupra ciclurilor reale ale motoarelor cu aprindere prin scânteie, evident cu rezerva impusă de ipotezele simplificatoare adoptate. În același timp trebuie avut în vedere că randamentului termic constituie numai unul dintre factorii care determină randamentul ciclului real.

5.7.2. Influențe asupra randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare

Reluând expresia randamentului acestui tip de ciclu:

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.22)$$

și ținând seama de constanța exponentului adiabatic k , se observă că, spre deosebire de cazul precedent, valoarea acestuia depinde de doi factori și anume, de raportul volumetric de comprimare ε și de raportul de destindere prealabilă ρ .

Pentru a studia dependența randamentului η_{tp} de acești doi factori se vor considera următoarele cazuri:

- a) modificarea raportului volumetric de comprimare ε , valoarea lui ρ rămânând constantă;
- b) modificarea raportului de destindere prealabilă ρ , valoarea lui ε rămânând constantă.
- c) modificarea simultană a celor două rapoarte, raportul volumetric de comprimare ε și raportul de destindere prealabilă ρ

Punând în discuție **cazul a)** se construiesc două cicluri teoretice, ambele reprezentate în **fig. 5.7 a, b**, în coordonate p, V și T, S , cicluri care respectă condiția enunțată, astfel încât:

$$\varepsilon' > \varepsilon'' \quad \text{și} \quad \rho' = \rho'' \quad (5.23)$$

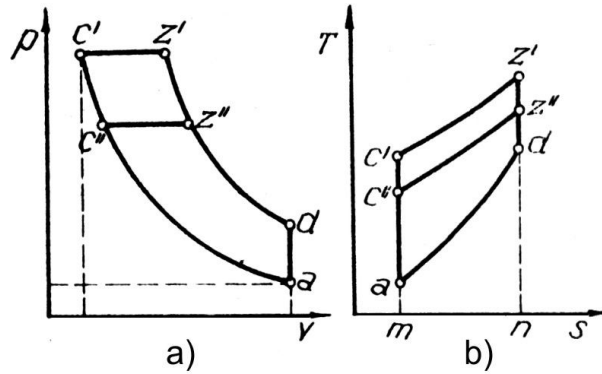


Fig. 5.7 a, b *Cicluri teoretice izobare obținute în conformitate cu cazul a)*

Analizând **fig. 5.7 b**, reiese că aria ($m c' z' n m$) > aria ($m c'' z'' n m$); cum însă aceste arii sunt proporționale cu cantitățile de căldură introduse prin transformările $c' - z'$ și $c'' - z''$, adică cu q_1' , respectiv cu q_1'' , evident vom avea:

$$q_1' > q_1'' \quad (5.24)$$

Pe de altă parte, cedarea de căldură se face, pentru ambele cicluri, de-a lungul transformării $d - a$, ariile corespunzătoare fiind comune și deci egale, astfel încât cantitățile de căldură q_2' și q_2'' vor fi, la rândul lor egale:

$$q_2' = q_2'' \quad (5.25)$$

Cum însă randamentul termic al unui ciclu teoretic are expresia generală:

$$\eta_{t_p} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (5.26)$$

randamentele celor două cicluri analizate vor fi:

$$\eta'_{t_p} = 1 - \frac{q_2'}{q_1'} \quad \text{și} \quad \eta''_{t_p} = 1 - \frac{q_2''}{q_1''} \quad (5.27)$$

În condițiile date, relația care se stabilește între randamente este:

$$\eta'_{t_p} > \eta''_{t_p} \quad (5.28)$$

ceea ce arată că, în acest prim caz analizat, *randamentul termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare depinde în mod direct de raportul volumetric de comprimare, el crescând odată cu majorarea lui acestuia.*

Cazul b) pune în discuție două cicluri, conținute, de asemenea în ambele tipuri de coordonate, în **fig. 5.8 a, b** și obținute pe baza condițiilor stipulate, traduse prin următoarele relații între parametrii definatorii ai configurației lor:

$$\varepsilon' = \varepsilon'' \text{ și } \rho' > \rho'' \quad (5.29)$$

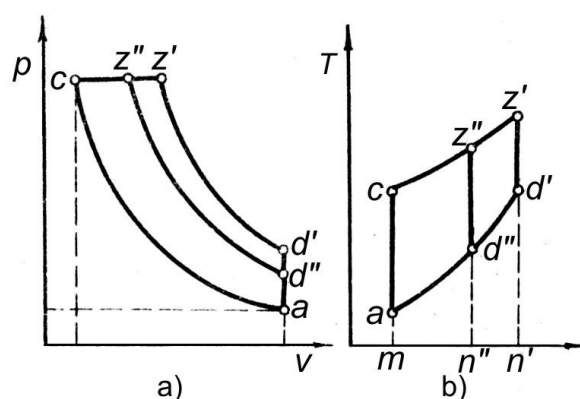


Fig. 5.8 a, b *Cicluri teoretice izobare obținute în conformitate cu cazul b)*

Printr-un raționament similar cazului precedent se obține din nou condiția suplimentară:

$$q_1' > q_1'' \quad (5.30)$$

completată însă cu o altă inegalitate, adică:

$$q_2' > q_2'' \quad (5.31)$$

deoarece aria $(m a d' n' m) > \text{aria } (m a d'' n'' m)$.

În aceste condiții, odată cu variația cantității de căldură q_1 se modifică și cantitatea de căldură q_2 , astfel încât, în cadrul acestui tip de ciclu, la creșterea în decursul unei transformări izobare, a cantității de căldură q_1 , cantitatea de căldură q_2 se modifică după izocoră, înregistrând din acest motiv o creștere mai accentuată. În consecință, raportul q_2/q_1 nu rămâne constant, ca în cazul precedent, ci se majorează, ceea ce atrage o relație între randamente de tipul:

$$\eta'_{t_p} < \eta''_{t_p} \quad (5.32)$$

În concluzie, la creșterea raportului de destindere prealabilă ρ , atunci când raportul volumetric de comprimare ε rămâne constant, randamentul termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim lent de funcționare scade.

Pentru cel de al treilea caz, **cazul c)**, condițiile enunțate se vor pune sub forma:

$$\varepsilon' > \varepsilon'' \text{ și } \rho' < \rho'' \quad (5.33)$$

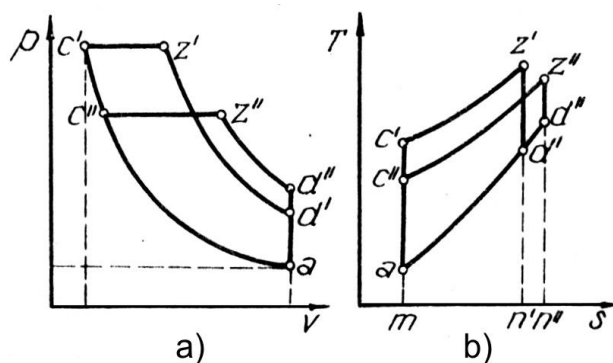


Fig. 5.9 a, b Cicluri teoretice izobare obținute în conformitate cu cazul c)

cea ce conduce la ciclurile din **fig. 5.9 a, b**. Drept condiție suplimentară se introduce egalitatea:

$$q_1' = q_1'' \quad (5.34)$$

Pe de altă parte, aria $(m a d' n' m)$ < aria $(m a d'' n'' m)$, ceea ce conduce la o relație între cantitățile de căldură cedate, la nivelul acestor cicluri, de tipul următor:

$$q_2' < q_2'' \quad (5.35)$$

Având în vedere relațiile de definiție ale randamentelor celor două cicluri se obține:

$$\eta'_{t_p} > \eta''_{t_p} \quad (5.36)$$

Se menționează că această inegalitate nu se menține însă pentru toate relațiile dintre cantitățile de căldură introduse în ciclu.

În **fig. 5.10** se redă, în mod sintetic, variația randamentului termic al acestui tip de ciclu, în funcție de raportul volumetric de comprimare ε , pentru

diverse valori ale raportului de destindere prealabilă ρ , considerându-se valoarea exponentului adiabatic, $k = 1,35$ [10].

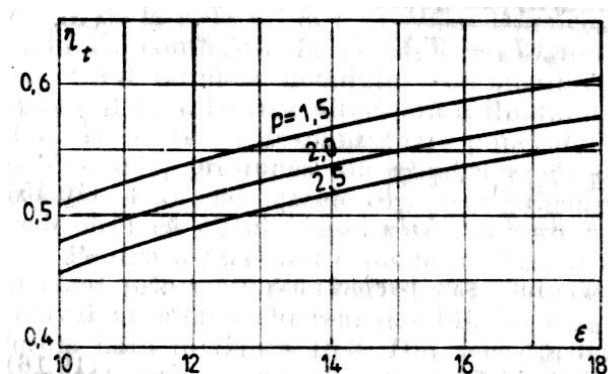


Fig. 5.10 Variația randamentului termic al ciclului cu presiune constantă în funcție de raportul volumetric de comprimare pentru diverse valori ale raportului de destindere prealabilă ρ

5.7.3. Influențe asupra randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim rapid de funcționare

Această categorie de motoare, prezintă o importanță deosebită, deoarece ea include motoarele Diesel pentru autovehicule rutiere, pentru tractoare și mașini agricole, precum și motoare pentru mașini și utilaje de construcții, etc., concluziile obținute în urma studiului putând fi deosebit de utile în vederea proiectării și optimizării lor.

Analizând expresia randamentului termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim rapid de funcționare,

$$\eta_{t_m} = 1 - \frac{\lambda_z \rho^k - 1}{\lambda_z - 1 + k \lambda_z (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (5.37)$$

se constată că, dacă se consideră constant exponentul adiabatic, k , atunci valoarea randamentului depinde de trei factori și anume de rapoartele ϵ , λ_z și ρ , care constituie, de fapt, caracteristici ale ciclului.

Posibilele modificări ale condițiilor de evoluție din acest ciclu teoretic conduc, în esență, la trei cazuri care prezintă interes pentru studiul teoretic. Aceste situații vor fi, pe scurt, grupate astfel:

- a) modificarea raportului volumetric de comprimare ε , valoarea parametrilor λ_z și ρ rămânând constantă;
- b) menținerea constantă a raportului volumetric de comprimare ε , modificându-se valoarea parametrilor λ_z și ρ ;
- c) modificarea simultană atât a raportului volumetric de comprimare ε , cât și a parametrilor λ_z și ρ .

Ca o condiție suplimentară, în cazurile **b)** și **c)**, când se modifică valoarea parametrilor λ_z și ρ se va considera și invarianța cantității de căldură introduse în ciclu, adică $q_1 = \text{const}$.

Cazul a) este unul dintre cele mai interesante pentru studiu, deoarece concluziile care se desprind sunt de utilitate practică. Condițiile acestui caz se transcriu sintetic astfel:

$$\varepsilon' \neq \varepsilon'' \neq \varepsilon''' \dots; \quad \lambda_z' = \lambda_z'' = \lambda_z''' \dots; \quad \rho' = \rho'' = \rho''' \dots; \quad (5.38)$$

Pe aceste baze se construiesc două cicluri, redate în ambele tipuri de coordonate în **fig. 5.11 a, b**, ai căror parametri de configurație îndeplinesc relațiile de mai jos, adică:

$$\varepsilon' > \varepsilon''; \quad \lambda_z' = \lambda_z''; \quad \rho' = \rho''; \quad (5.39)$$

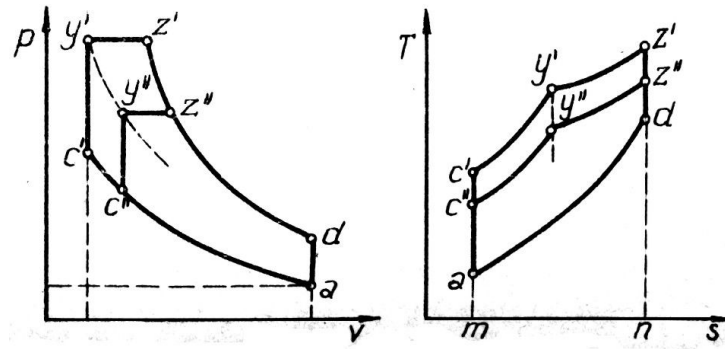


Fig. 5.11 a, b Cicluri teoretice mixte obținute în conformitate cu cazul a)

Ariile reprezentative din diagrama T, S , conduc în mod facil la următoarea observație, relativ la cantitățile de căldură schimbate în cadrul ciclului:

$$q_1' > q_1'' \quad \text{și} \quad q_2' = q_2'' \quad (5.40)$$

În condițiile stabilite, pe baza relațiilor de definiție a randamentelor termice a celor două cicluri, se obține:

$$\eta'_{t_m} > \eta''_{t_m} \quad (5.41)$$

ceea ce arată că în acest caz de studiu, *randamentul termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim rapid de funcționare, variază în același sens cu raportul volumetric de comprimare ε , adică la creșterea lui ε , când valoarea parametrilor λ_z și ρ rămâne constantă, randamentul termic crește.*

Se menționează, cu titlu de observație, că această dependență se menține chiar și cu modificarea parametrilor λ_z și ρ , dar cu o relație între cantitățile de căldură introduse, q_1 , care să asigure în permanență constanța cantităților de căldură q_2 , adică $q_2 = \text{const}$. În acest caz, condițiile de legătură se pot rezuma la:

$$\varepsilon' > \varepsilon'' > \varepsilon''' \quad \text{și} \quad q_2' = q_2'' = q_2''' \quad (5.42)$$

Cazul b) este un caz tipic motoarelor Diesel, el referindu-se practic, la situația când pentru același raport volumetric de comprimare se studiază influențele care apar la modificarea celorlalți doi parametri caracteristici ai ciclului, λ_z și ρ , ajungându-se la concluzii extrem de interesante, care în final, pun de fapt bazele studiului comparativ al ciclurilor teoretice uzuale.

Condițiile definitorii ale acestui caz se pot pune sub forma:

$$\varepsilon' = \varepsilon'' = \varepsilon''' \dots; \quad \lambda_z''' < \lambda_z' < \lambda_z'' \dots; \quad \rho''' > \rho' > \rho'' \dots; \quad (5.43)$$

cu respectarea însă a condiției suplimentare, menționate mai sus, care apare în acest caz și anume:

$$q_1' = q_1'' = q_1''' \quad (5.44)$$

Trecându-se la reprezentări, aceste condiții sunt satisfăcute de trei cicluri, corespunzând celor din **fig. 5.12 a, b**. La nivelul diagramelor aferente acestor cicluri, compararea ariilor corespunzătoare conduce la următoarea relație între cantitățile de căldură cedate:

$$q_2'' < q_2' < q_2''' , \quad (5.45)$$

de unde rezultă, la nivelul randamentelor termice, inegalitatea:

$$\eta''_{t_m} > \eta'_{t_m} > \eta'''_{t_m} \quad (5.46)$$

Astfel, în acest al doilea caz analizat se pune în evidență faptul că *atunci când se menține constant raportul volumetric de comprimare ε , modificându-se valoarea parametrilor λ_z și ρ , randamentul termic al ciclului teoretic al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu regim rapid de funcționare, variază în același sens cu λ_z și în sens invers cu ρ .*

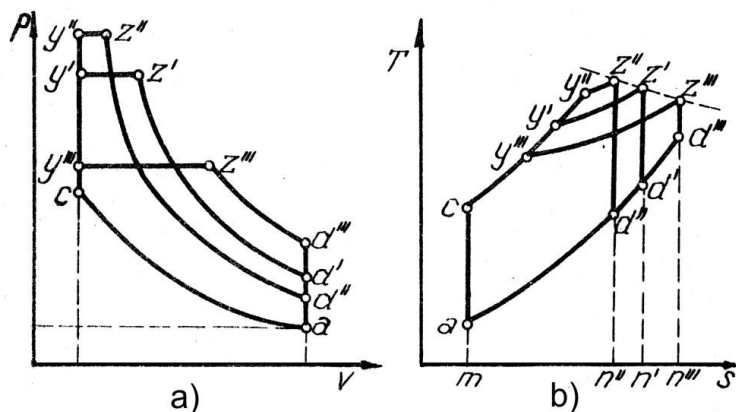


Fig. 5.12 a, b *Cicluri teoretice mixte obținute în conformitate cu cazul b)*

Așa cum s-a arătat, această concluzie este deosebit de utilă în studiul comparativ al ciclurilor teoretice uzuale. Cu ajutorul **fig. 5.12 a** se pune în evidență că modificarea parametrilor λ_z și ρ poate conduce la transformarea ciclului teoretic mixt într-unul dintre cele două cicluri teoretice uzuale, studiate anterior, așa cum de altfel, s-a arătat în cadrul paragrafelor 5.6.1. și 5.6.2. Astfel, ciclul teoretic mixt devine, la limită, fie *ciclu izocor*, dacă $\rho = 1$, fie *ciclu cu introducere de căldură la presiune constantă*, adică *ciclu izobar*, dacă $\lambda_z = 1$. Într-o astfel de interpretare, relația randamentelor devine, la limită:

$$\eta_{t_v} > \eta_{t_m} > \eta_{t_p}, \quad (5.47)$$

condițiile inițiale transformându-se corespunzător, adică :

$$\varepsilon_v = \varepsilon_m = \varepsilon_p \quad \text{și} \quad q_{lv} = q_{lm} = q_{lp} \quad (5.48)$$

Influența simultană a celor doi parametri, λ_z și ρ asupra randamentului termic al ciclului teoretic mixt, când raportul volumetric de comprimare ε și cantitatea de căldură introdusă în ciclu, q_1 , se mențin constante este reprezentată în **fig. 5. 13**. Se menționează, că din punct de vedere analitic, această influență

se exprimă printr-o relație de dependență între randamentul termic, η_t și parametri λ_z și ρ , care ține seama și de faptul că distribuția căldurii între procesul de introducere izocor și procesul de introducere izobar, poate fi diferită ($q_1 = q_{1v} + q_{2p} = \text{const.}$).

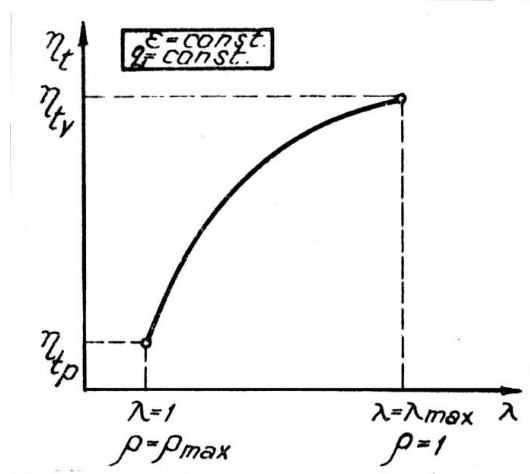


Fig. 5.13 Influența simultană a celor doi parametri, λ_z și ρ asupra randamentului termic al ciclului teoretic mixt

Cazul c) are în vedere modificarea simultană a celor trei caracteristici ale ciclului, cu aplicarea criteriului referitor la constanța cantității de căldură introduse. Aceste aspecte se redau prin următorul șir de condiții:

$$\varepsilon' \neq \varepsilon'' \neq \varepsilon''' \dots; \quad \lambda_z' = \lambda_z'' = \lambda_z''' \dots; \quad \rho' = \rho'' = \rho''' \dots; \quad (5.49)$$

$$q_1' = q_1'' = q_1''' \quad (5.50)$$

Două dintre posibilele cicluri teoretice mixte care respectă aceste condiții sunt reprezentate în **fig. 5.14**, relațiile între parametrii fiind:

$$\varepsilon' > \varepsilon''; \quad \lambda_z' < \lambda_z''; \quad \rho' < \rho'' \quad \text{și} \quad q_1' = q_1'' \quad (5.51)$$

Așa cum se observă, aria ($m a d' n' m$) < aria ($m a d'' n'' m$), ceea ce implică

$$q_2' < q_2'' \quad (5.52)$$

și, în final:

$$\eta'_{t_m} > \eta''_{t_m} \quad (5.53)$$

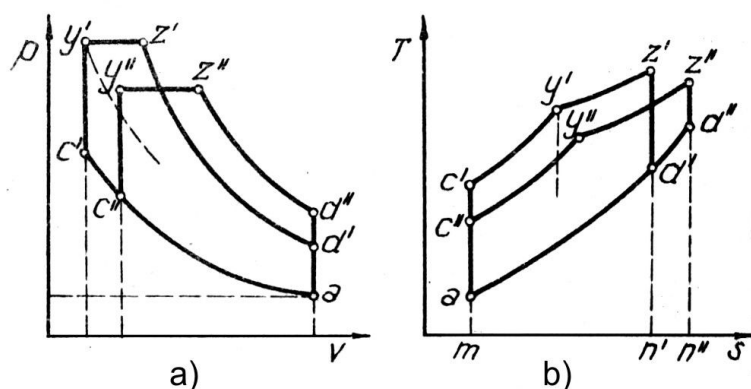


Fig. 5.14 a, b Cicluri teoretice mixte obținute în conformitate cu cazul c)

Relativ la acest al treilea caz, se concluzionează că modificarea simultană a parametrilor ε , λ_z și ρ , cu menținerea constantă a cantității de căldură q_1 , determină o variație a randamentului termic în același sens cu raportul volumetric de comprimare ε și sens invers cu cei doi parametri λ_z și ρ [18, 45].

5.8. Comparații între ciclurile teoretice uzuale ale motoarelor cu ardere internă cu piston

Studiul ciclurilor teoretice se completează cu o analiză comparativă a lor, având drept scop stabilirea ciclurilor, corespunzătoare unor motoare existente, care, în anumite condiții determinate, asigură cel mai bun randament termic. În același timp, prin această analiză se stabilesc și soluțiile optime pentru mărirea randamentului termic. Cu alte cuvinte, prin analiza comparativă a ciclurilor teoretice se poate pune în evidență care tip de motor transformă mai avantajos căldura în lucru mecanic, în anumite condiții de funcționare.

Aceste concluzii pot fi extinse la nivelul motoarelor reale, cu rezerva impusă însă de ipotezele simplificatoare introduse la transformarea ciclului real în ciclu teoretic echivalent. Tocmai din acest motiv, o astfel de analiză trebuie făcută în cadrul unor criterii care să determine complet configurația ciclurilor și să asigure calculul randamentului termic.

Criteriile de comparație introduse trebuie să reflecte cât mai exact condițiile reale de funcționare ale motoarelor, ținând seama și de factorii care se iau în considerație la proiectarea lor.

Având în vedere dependența pronunțată a randamentului termic de valoarea raportului volumetric de comprimare, acesta poate fi considerat factorul principal la formularea criteriilor de comparație între cicluri. În cadrul acestui principal criteriu se disting două grupe de criterii de comparație și anume:

- A.** Grupa de criterii caracterizare prin egalitatea rapoartelor volumetrice ale ciclurilor care se compară,

$$\varepsilon_v = \varepsilon_m = \varepsilon_p \quad (5.54)$$

- B.** Grupa de criterii caracterizate prin valori diferite ale rapoartelor volumetrice aparținând ciclurilor care se compară,

$$\varepsilon_v \neq \varepsilon_m \neq \varepsilon_p \quad (5.55)$$

Pentru criteriile din **grupa A** se adaugă suplimentar o serie de condiții, dintre acestea reținându-se cea mai relevantă și anume aceea ca *ciclurile comparate să evolueze între aceleași adiabate*. Cu aceste criterii și condiții se construiesc cele trei cicluri din **fig.5. 15 a, b**. Cum aria (*m a d n m*) este comună acestor cicluri, cantitățile de căldură cedate sunt egale între ele, adică:

$$q_{2v} = q_{2m} = q_{2p} \quad (5.56)$$

Pe altă parte, compararea ariilor aferente cantităților de căldură introduse în cele trei cicluri, conduce la următoarea relație între acestea:

$$q_{1p} < q_{1m} < q_{1v}, \quad (5.57)$$

astfel încât, în final, relația între randamentele termice ale acestor cicluri este:

$$\eta_{t_v} > \eta_{t_m} > \eta_{t_p} \quad (5.58)$$

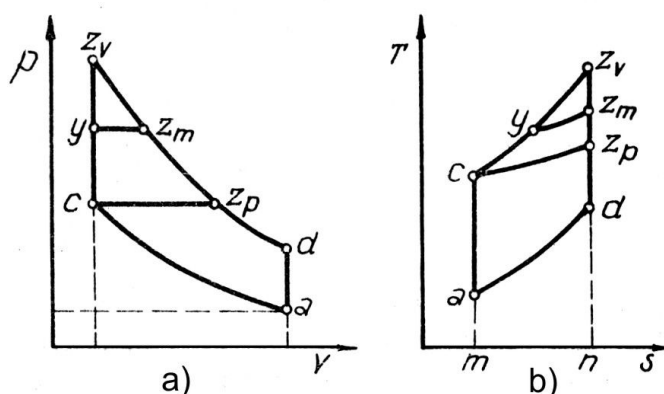


Fig.5. 15 a, b Cicluri teoretice care satisfac criteriile grupei A

Se poate astfel concluziona că, în situația funcționării cu aceeași valoare a raportului volumetric de comprimare, dintre ciclurile teoretice uzuale ale motoarelor cu piston, ciclul izocor are cel mai bun randament termic, fiind urmat apoi de ciclul mixt și de ciclul izobar.

Pe de altă parte, compararea randamentelor termice, în ipoteza că rapoartele volumetrice de comprimare sunt aceleași are însă un caracter artificial, deoarece motoarele care funcționează după aceste cicluri au rapoarte mult diferite; în acest sens este suficient să se facă referire la motorul cu aprindere prin comprimare, al cărui avantaj major este conferit tocmai de faptul că admite rapoarte volumetrice de comprimare mai mari

Din acest motiv sunt mai raționale criteriile din **grupa B**, în cadrul cărora, pentru a exprima condiții cât mai reale se va impune ca relația dintre rapoartele volumetrice ale ciclurilor care se compară să fie:

$$\varepsilon_p > \varepsilon_m > \varepsilon_v \quad (5.59)$$

Aceste criterii sunt completate cu mai multe condiții, dintre care cea mai semnificativă, în contextul acestei analize termodinamice se va considera aceea prin care *temperaturile maxime și presiunile maxime ale ciclurilor sunt aceleași*, adică:

$$\varepsilon_p > \varepsilon_m > \varepsilon_v ; \quad T_{\max p} = T_{\max m} = T_{\max v} ; \quad p_{\max p} = p_{\max m} = p_{\max v} , \quad (5.60)$$

condiții care sunt îndeplinite de ciclurile reprezentate în cele două tipuri de coordonate, p, V și T, S , în **fig. 5.16 a, b**.

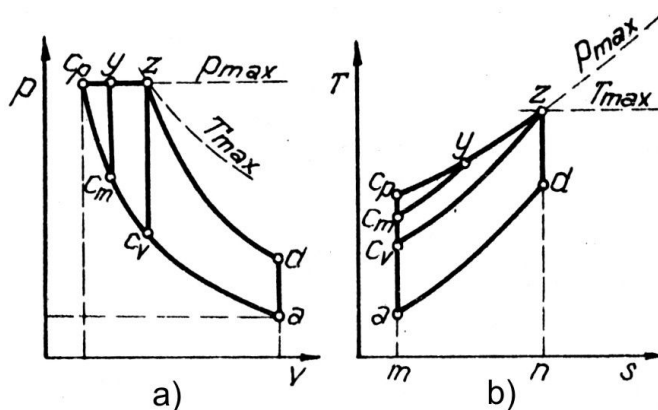


Fig. 5.16 a, b Cicluri teoretice care satisfac criteriile grupei **B**

Analiza acestor cicluri indică clar următoarele relații între cantitățile de căldură schimbate:

$$q_{2p} = q_{2m} = q_{2v} \quad \text{și} \quad q_{1p} > q_{1m} > q_{1v} \quad (5.61)$$

astfel încât, randamentele lor termice, la rândul lor, vor fi:

$$\eta_{t_p} > \eta_{t_m} > \eta_{t_v} \quad (5.62)$$

Astfel, în acest caz de comparație, *considerând aceleași temperaturi și aceleași presiuni maxime ale ciclurilor puse în discuție, randamentul termic cel mai bun îl va avea ciclul cu raportul volumetric de comprimare cel mai mare, adică ciclul izobar, succedat de ciclul mixt și de cel izocor.*

Având în vedere că presiunea maximă și temperatura maximă a ciclurilor, constituie criterii determinante și în activitatea de proiectare a motoarelor, vizându-se în special dimensionarea și verificarea organelor mecanismului motor, apare rațional ca, dintre cele două criterii puse în discuție să se utilizeze ca bază de comparație, mai ales acest ultim criteriu.