

EFFET DU TRANSFERT DE CHALEUR SUR LES PERFORMANCES D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE ATMOSPHERIQUE FONCTIONNANT EN CYCLE MIXTE

A. MERABET*, M. FEIDT**, A. BOUCHOUCHA*

* UNIVERSITÉ "Mentouri de Constantine" (Algerie), ** UNIVERSITÉ "Henri Poincaré", Nancy 1 (France)

Rezumat. Se prezintă studiul termodinamic al ciclului atmosferic mixt, zis ciclu de SABATHE. Pentru o analiză mai realistă se ține cont de efectul transferului termic asupra aportului de căldură. Pierderile termice prin pereții cilindrului se exprimă proporțional cu temperatura medie în timpul transformării de combustie. Astfel obținem efectul transferului termic asupra lucrului mecanic produs, randamentului și asupra raportului de compresie. Rezultatele obținute sunt utile pentru evaluarea și realizarea motoarelor cu combustie internă.

1. INTRODUCTION

Pratiquement tous les moteurs diesels fonctionnent suivant le cycle mixte [1]. Le moteur adiabatique est un sujet qui a fait couler beaucoup d'encre. En effet, en théorie, un moteur adiabatique a un rendement supérieur à un moteur normal. En réalité, on observe un échange de chaleur à travers les parois de la chambre de combustion et la réalisation de moteurs sans fuite thermiques est utopique surtout à l'heure actuelle [2].

Les cycles atmosphériques réels sont loin des cycles idéaux, dans ces dernières les transformations sont réversibles, par contre dans notre travail on tiendra compte du transfert thermique à travers les parois du cylindre durant l'apport de chaleur qui est considérable et nous exprimerons le travail fourni en fonction du rendement et du taux de compression en considérant les paramètres d'échange thermique.

2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

Hypothèses:

Les transformations sont considérées réversibles transformation isentropique (compression) (Fig. 1).

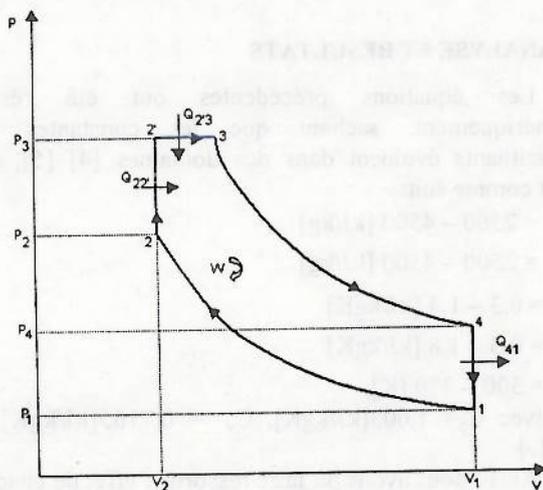


Fig. 1. Cycle mixte.

- 2-2' transformation à volume constant (apport de chaleur ou combustion)
- 2'-3 transformation à pression constante (apport de chaleur ou combustion)
- 3-4 transformation isentropique (détente)
- 4-1 échappement à volume constant

Les paramètres d'états sont en fonction de P_1 , V_1 et T_1

	1	2	2'	3	4
P	P_1	$P_1 \epsilon^K$	$\beta P_1 \epsilon^K$	$\beta P_1 \epsilon^K$	$\beta \phi^K P_1$
V	V_1	V_1/ϵ	V_1/ϵ	$\phi V_1/\epsilon$	V_1
T	T_1	$T_1 \epsilon^{K-1}$	$\beta T_1 \epsilon^{K-1}$	$\phi \beta T_1 \epsilon^{K-1}$	$\phi^K \beta T_1$

Avec: $\phi = V_3/V_2$ - coefficient de détente préalable;
 $\epsilon = V_1/V_2$ - taux de compression; $\beta = P_3/P_2$ - taux d'élévation de pression; K - rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constants. le travail fourni par unité de masse est donné par :

$$W = Q_{22} + Q_{23} - Q_{41} = C_v(T_2' - T_2) + C_p(T_3 - T_2') + C_v(T_1 - T_4) \quad (1)$$

C_p et C_v sont les chaleurs spécifique à pression et volume constant, respectivement T_1 , T_2 , T_2' , T_3 et T_4 sont les températures aux points 1, 2, 2', 3 et 4 respectivement

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_2' - T_2) + C_p(T_3 - T_2')} \quad (2)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\beta \phi^K - 1}{\epsilon^{K-1}(\beta - 1 + K\beta(\phi - 1))} \quad (3)$$

Pour un cycle quasi-réel où la combustion se fait en deux étapes isochore plus isobare.

La quantité de chaleur reçu est exprimé par : Q_{in} due à la combustion

$$Q_{in} = Q_{22} + Q_{23} \quad (4) \quad \text{où} \quad Q_{22} = C_v(T_2' - T_2) \quad (5)$$

$$Q_{23} = C_p(T_3 - T_2') \quad (6)$$

3. TRANSFERT DE CHALEUR PAR LES PAROIS

Une autre façon d'exprimer Q_{in} en considérant un échange de chaleur par les parois du cylindre, sachant que lors du transfert de chaleur:

$$\dot{q}(t) = (h\bar{A})(T(t) - T_p) \tag{7}$$

$$q_p = \int \dot{q}(t)dt \tag{8}$$

T_p - température de la paroi; h - coefficient de transfert de chaleur; \bar{A} - surface moyenne de transfert; $T(t)$ - température de la chambre de combustion durant la transformation considérée; $\dot{q}(t)$ - flux de chaleur échangé à travers les parois du cylindre; q_p - chaleur échangée à travers les parois du cylindre durant la transformation considérée pour la transformation isochore 2-2' nous écrirons alors :

$$Q_{22'} = Q_{réaction,v} - q_{p,v} \tag{9}$$

$Q_{réaction,v}$ - chaleur fourni par la réaction à volume constant; $q_{p,v}$ - chaleur échangée à travers les parois du cylindre durant la transformation 2-2'

$$Q_{22'} = Q_{réaction,v} - K_{p,v} \left(\frac{T_2 + T_{2'}}{2} - T_p \right) \tag{10}$$

$$Q_{22'} = (Q_{réaction,v} + K_{p,v} T_p) - \frac{K_{p,v}}{2} (T_2 + T_{2'}) \tag{11}$$

$$Q_{22'} = \alpha_v - \beta_v (T_2 + T_{2'}) \tag{12}$$

$$\alpha_v = Q_{réaction,v} + K_{p,v} T_p \tag{13}$$

$$\beta_v = K_{p,v} / 2 \tag{14}$$

de la même manière, nous procéderons pour la transformation isobare 2'-3 et nous obtenons :

$$Q_{2'3} = Q_{réaction,p} - q_{p,p} \tag{15}$$

$Q_{réaction,p}$ - chaleur fourni par la réaction à pression constante; $q_{p,p}$ chaleur échangée à travers les parois du cylindre à pression constante de 2'-3

$$Q_{2'3} = Q_{réaction,p} - K_{p,p} \left(\frac{T_{2'} + T_3}{2} - T_p \right) \tag{16}$$

$$Q_{2'3} = (Q_{réaction,p} + K_{p,p} T_p) - \frac{K_{p,p}}{2} (T_{2'} + T_3) \tag{17}$$

$$Q_{2'3} = \alpha_p - \beta_p (T_{2'} + T_3) \tag{18}$$

$$m \tag{19}$$

$$\beta_p = K_{p,p} / 2 \tag{20}$$

en combinant l'équation (12) à l'équation (5) on aura:

$$T_{2'} = \frac{\alpha_v + (C_v - \beta_v) T_2}{C_v + \beta_v} \tag{21}$$

en combinant l'équation (18) à l'équation (6) on aura:

$$T_3 = \frac{\alpha_p + (C_p - \beta_p) T_{2'}}{C_p + \beta_p} \tag{22}$$

en combinant l'équation (21) à l'équation (22) on obtient:

$$T_3 = \frac{\alpha_p + \frac{(C_p - \beta_p) \alpha_v}{C_v + \beta_v} + (C_p - \beta_p) (C_v - \beta_v) T_1 \epsilon^{k-1}}{(C_p + \beta_p) (C_v + \beta_v)} \tag{23}$$

avec :
$$\phi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \tag{24}$$

$$T_4 = T_3^k T_2^{1-k} \epsilon^{1-k} \tag{25}$$

$$T_4 = T_3^k \left[\frac{\alpha_v + (C_v - \beta_v) T_1 \epsilon^{k-1}}{C_v + \beta_v} \right]^{1-k} \epsilon^{1-k} \tag{26}$$

combinons les équations précédentes, nous allons exprimer le travail utile et le rendement théorique par:

$$W = C_v (T_2' - T_2) + C_p (T_3 - T_2') + C_v (T_1 - T_4) \tag{27}$$

$$W = C_v (A + C) + C_p (B) \tag{28}$$

$$\eta = 1 + \frac{C}{A + KB} \tag{29}$$

$$W = \eta [AC_v + BC_p] \tag{30}$$

avec:

$$A = \frac{\alpha_v - 2\beta_v T_1 \epsilon^{k-1}}{C_v + \beta_v} \tag{31}$$

$$B = \frac{\alpha_p}{C_p + \beta_p} - \frac{2\beta_p \alpha_v}{(C_v + \beta_v)(C_p + \beta_p)} + T_1 \epsilon^{k-1} (C_v - \beta_v) \left(\frac{C_p - \beta_p}{(C_v + \beta_v)(C_p + \beta_p)} - \frac{1}{(C_v + \beta_v)} \right) \tag{32}$$

$$C = T_1 - T_3^k T_2^{1-k} \epsilon^{1-k} \tag{33}$$

4. ANALYSE ET RESULTATS

Les équations précédentes ont été résolues numériquement, sachant que les constantes les constituants évoluent dans des domaines [4] [5], qui sont comme suit:

$$\alpha_v = 2500 - 4500 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\alpha_p = 2500 - 4500 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\beta_v = 0.3 - 1.8 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$\beta_p = 0.3 - 1.8 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$T_1 = 300 - 370 \text{ [K]}$$

Et avec $C_p = 1.003 \text{ [kJ/kgK]}$, $C_v = 0.7165 \text{ [kJ/kgK]}$ et $K=1.4$

Ainsi, nous avons pu faire ressortir l'effet de chaque paramètre sur le travail utile et le rendement, en figure 2 c'est les paramètres β_v et β_p qui par leurs augmentations

engendre une diminution du travail utile et du rendement chose attendu vu la forme des équations (12) et (18), par contre pour augmenter le rendement et le travail utile il suffit d'augmenter α_v et α_p ce que l'on remarque sur la figure 3 et pour T_1 la température d'admission, c'est son augmentation qui fait diminuer le travail utile et le rendement voir figure 4. Pour un moteur à combustion interne on distingue le régime de puissance maximale qui est caractérisé par un travail maximum et le rendement correspondant noté η_m , et le régime d'économie maximale qui se distingue par un rendement maximum noté η_{max} pour un travail correspondant. C'est ce que nous avons représenté dans la figure 5 en fonction de β_v et β_p qui sont les clefs des pertes par les parois du cylindre, et en fonction de T_1 dans les figure 6 et 7.

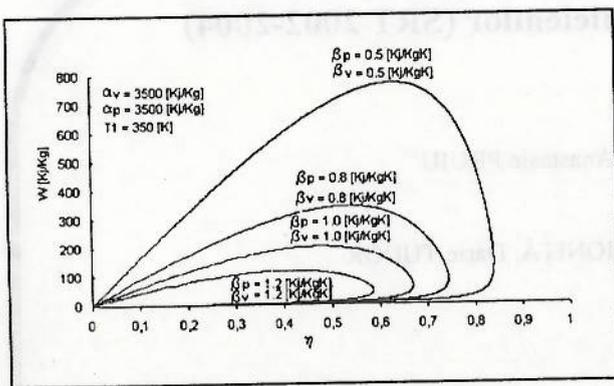


Fig. 2. Effet de β_v et β_p sur le travail utile et le rendement du cycle.

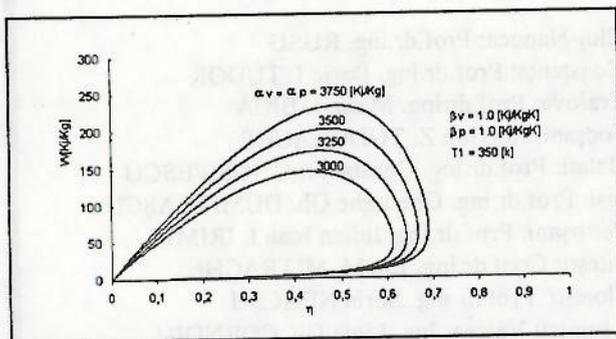


Fig. 3. Effet de α_v et α_p sur le travail utile et le rendement du cycle.

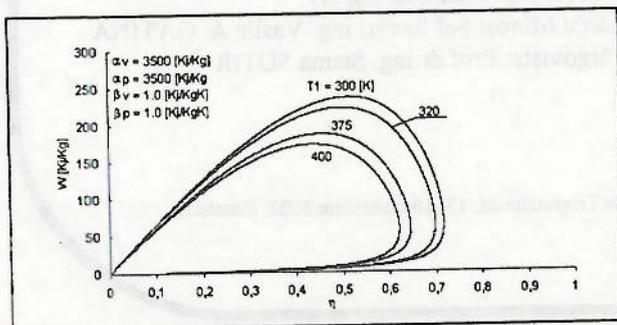


Fig. 4. Effet de T_1 température d'admission sur le travail utile et le rendement du cycle.

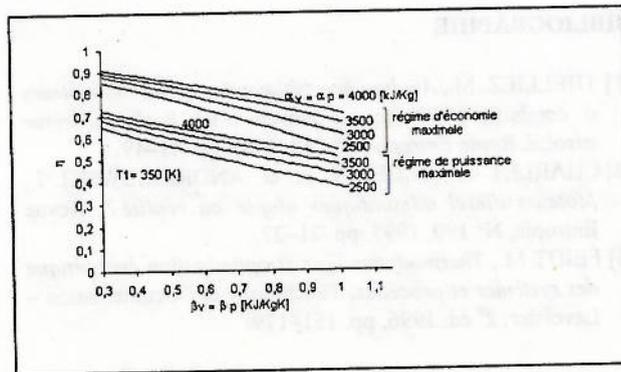


Fig. 5. Effet de α_v et α_p ainsi que de β_v et β_p sur le régime d'économie maximale et le régime de puissance maximale.

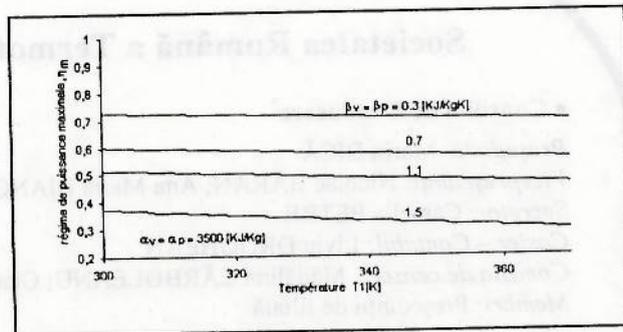


Fig. 6. Effet de T_1 , β_v et β_p sur le régime d'économie maximale.

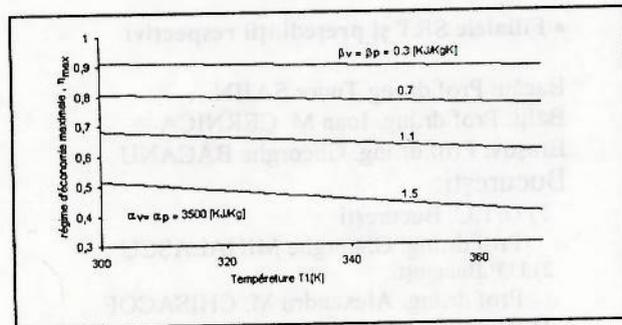


Fig. 7. Effet de T_1 , β_v et β_p sur le régime de puissance maximale.

5. CONCLUSION

Après avoir étudié l'effet des pertes thermiques à travers les parois du cylindre lors de l'apport de la chaleur, nous avons pu en ressortir des expressions les traduisants.

Un calcul numérique nous a permis d'établir les courbes de la variation du travail fourni par le cycle mixte en fonction du rendement en tenant compte des différents paramètres de transfert thermique et les conditions initiales, pour finir, nous avons pu déterminer et comparer le régime de puissance maximale et le régime d'économie maximale qui sont très représentatifs du cycle mixte, et une illumination pour l'évaluation des performances.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] THELLIEZ, M., *Analyse énergétique des cycles des moteurs à combustion interne au moyen d'un cycle théorique associé*, *Revue Entropie*, N° 148, 1989, pp. 41–49.
- [2] CHARLET A., HIGELIN P. et ANDRZEJEWSKI J., *Moteurs diesel adiabatiques utopie ou réalité ?*, *Revue Entropie*, N° 190, 1995, pp. 21–27.
- [3] FEIDT M., *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*, *Technique et Documentation – Lavoisier*, 2^e ed, 1996, pp. 151–179.
- [4] CHEN L., WU C., SUN F. et CAO S., *Heat transfer effects on the net work out put and efficiency characteristics for an air-standard otto cycle*, *Energy conversion and management*, Vol.39, N° 7, 1998, pp. 643–648.
- [5] CHEN L., ZENG F., SUN F. et WU C., *Heat transfereffects on the net work and / or power as functions of efficiency for air –standard diesel cycles*, *Energy conversion and management*, Vol. 21, N° 12, 1996, pp. 1201–1205.
- [6] AKASH B.A., *Effect of heat transfer on the performance of an air – standard diesel cycle*, *Int. Comm. Heat mass transfer*, Vol. 28, N° 1, 2001, pp. 87–95.

Societatea Română a Termotehnicienilor (SRT 2002-2004)

• **Consiliul de Conducere***

Președinte: Marin BICĂ

Vicepreședinți: Nicolae BĂRAN; Ana Maria BIANCHI; Anastasie PRUIU

Secretar: Camelia PETRE

Casier – Contabil: Liviu DRUGHEAN

Comisia de cenzori: Mădălina CĂRBULEANU; Claudia IONIȚĂ; Darie TUDOR

Membri: Președinții de filială

• **Redacția revistei „TERMOTEHNICA”**

Redactor șef: Ioan GANEA

Redactor șef adjunct: Gheorghe POPESCU

• **Filiarele SRT și președinții respectivi**

Bacău: Prof.dr.ing. Tudor SAJIN

Bălți: Prof.dr.ing. Ioan M. CERNICA

Brașov: Prof.dr.ing. Gheorghe BĂCANU

București:

1) U.T.C. București

Prof.dr.ing. Gheorghe MIHALAȘCU

2) U.P. București

Prof.dr.ing. Alexandru M. CHISACOF

3) INCERC

Dr.ing. Florin C. IORDACHE

4) IPCT

Ing. Elisabeta I. PĂTRUȚ

5) Academia Tehnică Militară

Prof.dr.ing. Mircea I. NĂSTASE

6) Academia de Poliție

Șef lucrări ing. Gheorghe I. ANDREI

Cernavodă: Ing. Daniela N. DAVID

Chișinău: Prof.dr.ing. Aurel GUȚU

Cluj-Napoca: Prof.dr.ing. RUSU

Constanța: Prof.dr.ing. Darie I. TUDOR

Craiova: Prof.dr.ing. Marin I. BICĂ

Focșani: Ing. Ion Z. TUDURACHE

Galați: Prof.dr.ing. Constantin C. IOSIFESCU

Iași: Prof.dr.ing. Gheorghe Gh. DUMITRAȘCU

Petroșani: Prof.dr.ing. Iulian Ioan I. IRIMIE

Pitești: Conf.dr.ing. Ion M. MITRACHE

Ploiești: Prof.dr.ing. Sorin NEACȘU

Râmnicu Vâlcea: Ing. Ligia Gh. CORNOIU

Reșița: Șef lucrări ing.: Nadia T. POTOCEANU

Sibiu: Prof.dr.ing. Radu F. REFF

Timișoara: Prof.dr.ing. Mihai N. JĂDĂNEANȚ

Tulcea: Ing. Jean CHIOȘILĂ

Târgu Mureș: Șef lucrări ing. Vasile A. GĂTINA

Târgoviște: Prof.dr.ing. Stama SOTIR

* Consiliul de conducere ales la ediția a XII-a a Conferinței Naționale de Termotehnică, 15–16 noiembrie 2002, Constanța.