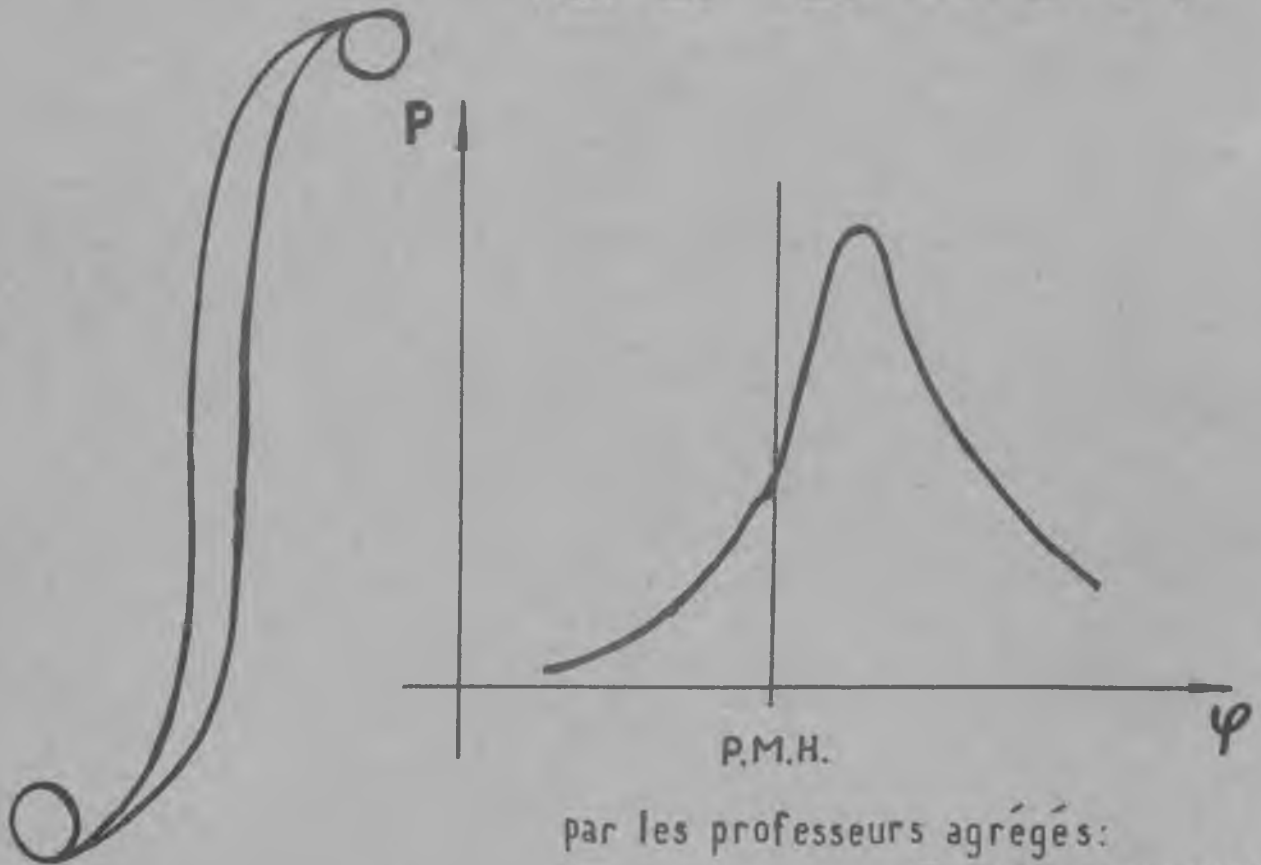


المعهد الوطني للوقود والكيمياء

**INSTITUT NATIONAL
DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE**



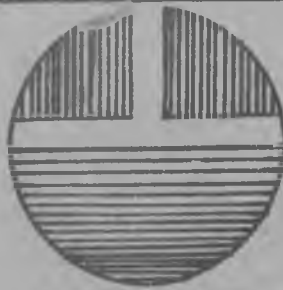
calcul thermique
du Diesel



par les professeurs agrégés:

E. BESTCHAROV
S. NETCHAEV

Boumerdès



بومرداس

1974

T A B L E D E S M A T I E R E S

INTRODUCTION.....1

REACTIONS D'OXYDATION DES COMBUSTIBLES POUR
LES MOTEURS DIESELS.....2

LES PHASES D'ECHAPPEMENT ET D'ASPIRATION.....5

COMPRESSION.....7

COMBUSTION.....9

DETENTE.....13

PERFORMANCES DU MOTEUR.....15

EXEMPLE DE CALCUL.....20

BIBLIOGRAPHIE.....31

INTRODUCTION :

Le calcul thermique du moteur à combustion interne est une première étape des calculs effectués au cours des travaux sur un nouveau prototype dans un bureau d'études. En même temps, c'est la meilleure méthode pour apprendre les phénomènes complexes, ayant lieu au sein du moteur. Cette dernière circonstance détermine le rôle joué par ce calcul dans la formation d'un ingénieur moderne dont les fonctions comprennent les applications des moteurs thermiques.

A l'heure actuelle le calcul thermique du moteur est le fondement sur lequel repose toute la science des moteurs industriels et de transport.

Plusieurs ingénieurs et chercheurs ont réuni leurs efforts pour mettre au point ce calcul. C'est surtout grâce aux travaux de Grinevetski, Briling, Masing et Stetchkine que le calcul thermique du moteur a été porté à son état actuel.

Le calcul thermique tient compte des échanges thermiques ayant lieu entre le fluide moteur et le milieu ambiant au cours des phases du cycle réel aussi bien que du phénomène de substitution du fluide moteur.

Le calcul thermique du moteur a pour objet :

- 1°) Déterminer les pressions et les températures dans les points caractéristiques du cycle.
- 2°) Apprécier les pressions moyennes indiquées et effectives.
- 3°) Evaluer les performances économiques du moteur.
- 4°) Déterminer les dimensions essentielles du cylindre.
- 5°) Apprécier des critères importants tels que :
 - a) puissance au litre de cylindrée
 - b) puissance par unité de surface du piston.

Les résultats du calcul thermique peuvent et doivent être exploités pour les calculs dynamiques du moteur et aussi pour les calculs des pièces.

Le calcul thermique du Diesel peut être effectué à partir des données suivantes :

- a) puissance effective désirée - N_e [kW au ch]
- b) vitesse de rotation correspondante - n [$\frac{tr}{min}$]
- c) taux de compression - ϵ
- d) coefficient d'excès d'air - α
- e) type de chambre de combustion
- f) nombre des cylindres - i
- g) type de suralimentation.

REACTIONS D'OXYDATION DES COMBUSTIBLES POUR LES MOTEURS DIESELS.

Les combustibles pour les moteurs diesels sont des mélanges d'un grand nombre d'hydrocarbures. Le choix du combustible pour un moteur est un des problèmes à résoudre. En effet, ce choix doit prendre compte de l'architecture du moteur (forme de la chambre de combustion; alésage etc...) et aussi de la condition de son fonctionnement.

En général un diesel pourra absorber un combustible d'autant plus lourd que sa cylindrée est plus élevée et sa vitesse de rotation est plus faible.

Pour le calcul thermique du moteur il est important de savoir la composition élémentaire du combustible et son pouvoir calorifique.

La composition élémentaire d'un combustible est fonction de l'origine du carburant et des modalités de la production. Pour un combustible typique la composition élémentaire est la suivante :

Teneur en carbone $g_c = 0,87$

Teneur en hydrogène $g_{H_2} = 0,126$

Teneur en oxygène $g_{O_2} = 0,004$

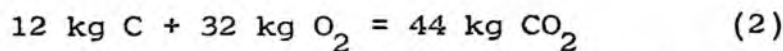
Le pouvoir calorifique inférieur des gaz-oils varie peu. Pour le calcul thermique on peut admettre que $H_u = 42500 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

Sachant la composition élémentaire du combustible on peut déterminer la quantité d'air théoriquement nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible.

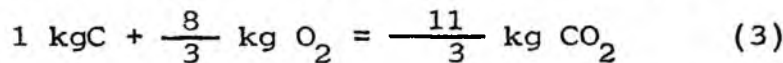
On suppose que la combustion du carbone a lieu d'après l'équation:



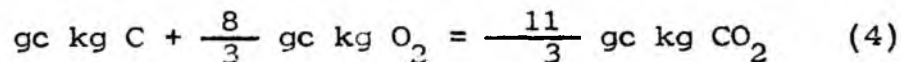
Pour un kilomole de carbone on a :



Donc pour 1 kg de C on trouve facilement:



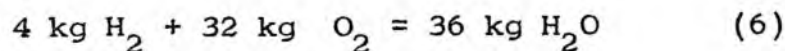
Si la teneur en carbone d'un combustible donné est égale à g_c , on a :



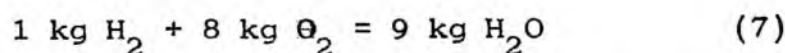
Pour oxydation d'hydrogène on peut écrire :



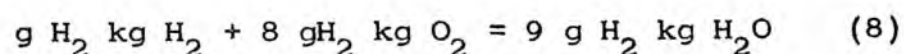
d'où :



et en core :



Si la teneur en hydrogène est égale à g_{H_2} , nous avons :



La somme de $8 \text{ g H}_2 \text{ kg O}_2$ et $\frac{8}{3} \text{ gc kg O}_2$ est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion complète de gc Mg de C et $\text{g H}_2 \text{ kg de H}_2$.

Sachant que la fraction massique de l'oxygène en air atmosphérique est égale à 0,23 on a :

$$L_o = \frac{\frac{8}{3} \text{ gc} + 8 \text{ g H}_2 - \text{g O}_2}{0,23} \left[\frac{\text{kg d'air}}{\text{kg de combustion}} \right] \quad (9)$$

Avec g O_2 - la teneur en oxygène du carburant.

La quantité d'air théoriquement nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible peut être exprimée en kilomoles.

$$L_o = \frac{l_o}{M_{\text{air}}} \left[\frac{\text{kmole d'air}}{\text{kg de combust.}} \right] \quad -(10)$$

M_{air} - la masse moléculaire d'air, $M_{\text{air}} = 28,97 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmole}} \right]$

La quantité de charge fraîche peut être trouvée selon l'équation:

$$M_1 = \alpha L_o \quad (11)$$

La quantité des gaz épuisés :

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (12) \text{ où :}$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} \frac{\text{gc}}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{11}{3} \frac{\text{gc}}{44} = \frac{\text{gc}}{12} \quad (13)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 9 \frac{\text{g}_{\text{H}_2}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{9}{18} \text{g}_{\text{H}_2} = \frac{9 \text{g}_{\text{H}_2}}{2} \quad (14)$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_o \quad (15)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_o \quad (16)$$

Le coefficient de variation molaire théorique :

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (17)$$

Dans les moteurs à combustion interne il existe toujours une certaine quantité des gaz résiduels provenant du cycle précédent - :

Mr

Le coefficient des gaz résiduels :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (18)$$

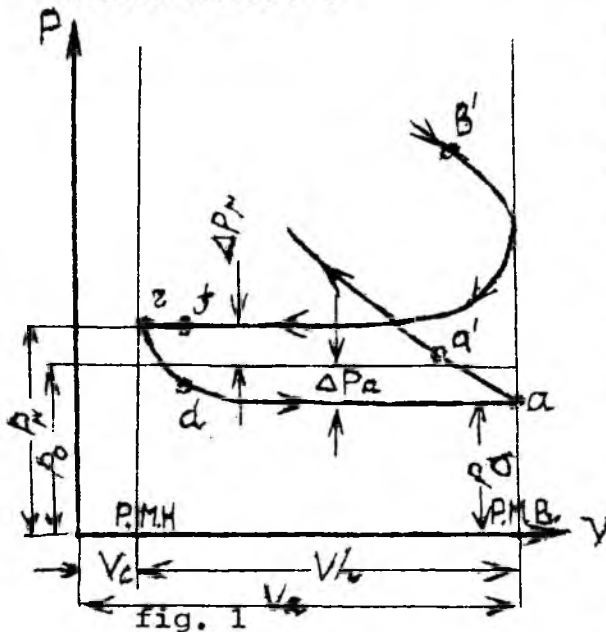
Normalement $\gamma_r = 0,02 + 0,05$

Le coefficient de variation molaire réel :

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (19)$$

LES PHASES D'ÉCHAPPEMENT ET D'ASPIRATION :

La figure 1 représente un exemple d'évolution de la pression dans un cylindre du moteur non suralimenté pendant la recharge de fluide moteur :



L'échappement commence par l'ouverture de la soupape d'échappement (point "b'"). Entre le point b' et P.M.B. les gaz brûlés s'échappent librement avec la vitesse critique ($600 - 700 \frac{m}{s}$). Ensuite les produits de combustion sont simplement refoulés par le piston et la pression reste à peu près constante $P_r = (1,05 + 1,25) P_0$. Avant le P.M.H. (point "f") la soupape d'admission s'ouvre. Entre les points "f" et "d" les soupapes d'échappement et d'admission restent simultanément ouvertes.

La soupape d'échappement se ferme alors avec un certain retard, après le P.M.H., ce qui accroît la période pendant laquelle le cylindre peut se vider.

La phase d'admission se passe entre les points "f" et "a". L'aspiration de l'air se heurte à une certaine résistance, si bien que la pression à l'intérieur du cylindre au point "a" est d'environ (0,8 ÷ 0,9) Po. Pour améliorer le remplissage du cylindre la soupape d'aspiration se ferme après le P.M.B. (point "a"). Pendant la période "a" - "a" selon le régime il est possible d'avoir soit la surcharge du cylindre, soit le rejet d'une partie de charge fraîche au système d'admission.

La détermination optimale de calage de distribution résulte d'un compromis variable, avec les performances recherchées; par exemple le retard important de la fermeture de l'admission favorise l'obtention d'un bon remplissage à vitesse de rotation élevée, au détriment de remplissage à basse vitesse.

Pour évaluer la perfection de phase d'admission on utilise le coefficient de remplissage, qui est le rapport de la quantité réelle de charge fraîche admise à la quantité qui serait admise à température et à pression du milieu extérieur.

Le coefficient de remplissage peut être calculé d'après la formule suivante :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (20)$$

Po et To sont la pression et la température à l'admission.

Ta - la température du fluide moteur dans le point "a"

Pour les diesels $\eta_v = 0,8 + 0,95$

La température du fluide moteur dans le point "a" peut être calculée à partir de l'équation du bilan thermique pour la fin d'admission.

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (21)$$

Habituellement $T_a = 300 + 400^\circ\text{K}$

ΔT - augmentation de température de charge fraîche occasionnée au contact de celle-ci avec les parois chaudes du moteur

$$\Delta T = 5 + 20^\circ$$

T_r - température des gaz résiduels

$$T_r = 700 + 900^\circ\text{K}$$

Dans le cas du moteur suralimenté dans les formules (20) et (21) au lieu de P_o et T_o on met :

$$P_s \text{ et } T_s \text{ avec } P_a = (0,9 + 0,95) P_s$$

P_s - pression de suralimentation

T_s - température à la sortie du compresseur

$$T_s = T_o \left(\frac{P_s}{P_o} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}} \quad [^\circ\text{K}] \quad (22)$$

n_s - exposant polytropique du compresseur :

$$n_s = 1,4 + 2,0$$

COMPRESSION :

La phase de compression se produit quand toutes les soupapes sont fermées, et que le piston monte du P.M.B. vers le P.M.H. Dans le cycle réel on calcul la pression et la température vers la fin de compression d'après les relations polytropiques.

$$P_c = P_a \quad n_1 \quad (23)$$

$$T_c = T_a \quad n_1 - 1 \quad (24)$$

La valeur de l'exposant n_1 varie en fonction de la rapidité, du type et des particularités constructives du moteur.

Quand les pertes thermiques augmentent la valeur de n_1 diminue.

Sachant que dans les moteurs rapides, la durée de compression est très courte, on peut utiliser la corrélation suivante :

$$n_1 = (K_1 + 0,02) \div (K_1 - 0,02) \quad (25)$$

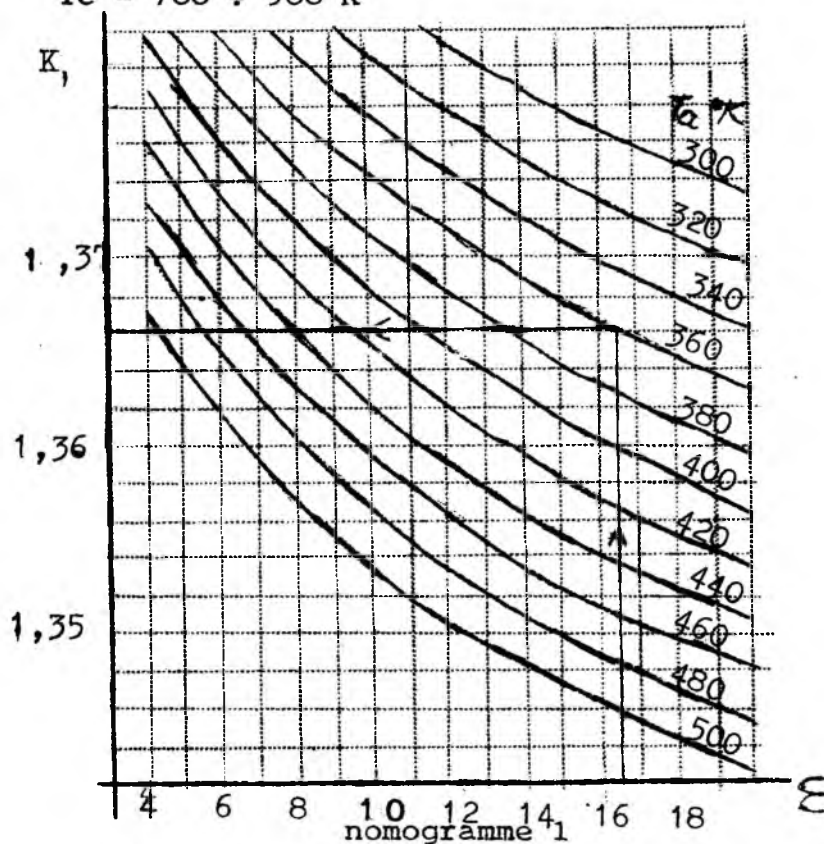
K_1 - exposant adiabatique pour la transformation de compression.

Cet exposant peut être trouvé d'après le nomogramme 1.

Pour les moteurs non suralimentés :

$$P_c = 35 \div 55 \text{ bars}$$

$$T_c = 700 \div 900^\circ\text{K}$$



COMBUSTION.

Dans les moteurs diesels la formation du mélange carburé se passe immédiatement dans la chambre de combustion. La difficulté la plus importante est constituée par la brièveté du temps disponible pour la pulvérisation du gaz-oil, son évaporation et son mélange avec l'air.

Pour que chaque particule de combustible injectée soit en présence d'une quantité d'air suffisante pour la combustion deux principes essentiels peuvent être utilisés :

- 1°) Le combustible va chercher l'air - chambre à espace mort unique, injection directe.
- 2°) L'air vient chercher le combustible. Dans cette solution la chambre est subdivisée en au moins deux compartiments communiquant par des orifices étroits.

Quel que soit le type de chambre de combustion, la combustion vive se déclenche après un certain délai d'inflammation. L'augmentation du délai accroît la quantité de combustible présent dans la chambre au moment de l'inflammation et de la brusque montée en pression. Ce délai d'inflammation influe sensiblement sur la pression maximale du cycle, qui peut être calculée d'après la relation :

$$P_z = \lambda P_c \quad (26)$$

λ - le taux d'augmentation de pression.

Par expérience $\lambda = 1,6 + 2,5$ dans les diesels à injection directe et formation du mélange dans le volume de la chambre à combustion.

Pour les diesels à chambres auxiliaires $\lambda = 1,2 + 1,8$.

Habituellement $P_z = 60 + 120$ bars

Pour calculer la température maximale du cycle on fait appel au premier principe de la thermodynamique, en schématisant le phénomène de combustion, conformément à la figure 2. Pour 1 kg de combustible la quantité de chaleur active utilisée entre les points "c" et "z" est

égale à $\xi_z Hu \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$.

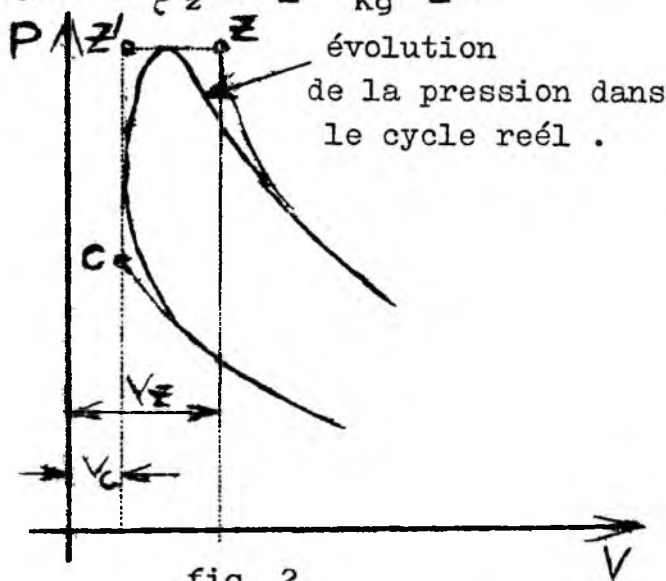


fig. 2

ξ_z - coefficient d'utilisation de chaleur qui tient compte des pertes thermiques par parois et dissociation des produits de combustion ayant lieu aux températures élevées. Le coefficient montre aussi les pertes dues à la combustion incomplète qui existent toujours quelque soit la quantité d'oxygène (fig. 3)

D'après l'expérience.

Dans les diesels à injection directe $\xi_z = 0,75 + 0,85$

Dans les diesels à chambres auxiliaires $\xi_z = 0,7 + 0,8$

L'équation du premier principe pour la transformation "c" - "z" peut s'écrire de la manière suivante :

$$Q_{c-z} = \xi_z Hu = \Delta U_{z-c} + L_{cz} \quad (27)$$

Avec : ΔU_{z-c} - variation de l'énergie interne du fluide moteur

L_{cz} - travail de détente.

Après les transformations d'usage on a :

$$\frac{\xi_z Hu}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} + \gamma_r R T_c = \beta (U_z'' + \gamma_r R T_z) \quad (28)$$

avec $M R$ - constante universelle de gaz

U_c - énergie interne d'une kilomole d'air à température vers la fin de compression.

U_c'' - énergie interne d'une kilomole des gaz résiduels à T_c .

U_z'' - énergie interne d'une kilomole des produits de combustion à T_z .

On détermine les valeurs numériques des énergies internes en utilisant l'expression suivante :

$$U = \int_0^t \overline{MC}_v \Big|_0^t \cdot t \left[\frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right] \quad (29)$$

où : $\int_0^t \overline{MC}_v \Big|_0^t$ - chaleur spécifique molaire moyenne du gaz en question dans l'intervalle de température donnée (voir tableau 1).

t - température en question.

L'équation (28) peut être résolue facilement en utilisant la méthode graphique (voir exemple numérique de calcul).

Normalement $T_z = 1800 + 2300^\circ\text{K}$

TABLEAU N° 1.

t°C	$\overline{MC}_v \left \frac{t}{0} \right. \frac{KJ}{\text{kmole degre}}$							$\frac{\overline{MC}_v}{\text{air}} \left \frac{t}{0} \right. \frac{KJ}{\text{kmole dg}}$
	$\alpha=1,2$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,5$	$\alpha=1,6$	$\alpha=1,8$	$\alpha=2,0$	
300	23,020	22,887	22,713	22,614	22,586	22,439	22,320	21,215
400	23,423	23,281	23,158	23,051	22,956	22,798	22,671	21,482
500	23,842	23,691	23,561	23,448	23,348	23,181	23,046	21,788
600	24,260	24,101	23,965	23,845	23,740	23,564	23,422	22,098
700	24,679	24,513	24,370	24,245	24,135	23,951	23,802	22,416
800	25,085	24,911	24,762	24,631	24,517	24,324	24,169	22,722
1400	27,133	26,924	26,742	26,584	26,445	26,212	26,024	24,271
1500	27,414	27,199	27,013	26,851	26,708	26,469	26,276	24,480
1600	27,674	27,454	27,264	27,098	26,953	26,708	26,511	24,673
1700	27,918	27,694	27,500	27,331	27,182	26,933	26,731	24,857
1800	28,149	27,920	27,723	27,550	27,399	27,145	26,940	25,029
1900	28,367	28,134	27,933	27,758	27,604	27,345	27,136	25,192
2000	28,571	28,334	28,130	27,951	27,795	27,532	27,319	25,343

DETENTE.

Dans les moteurs diesels la combustion n'est jamais finie au point "z". La phase finale de combustion occupe une partie de course descendante du piston. En plus, une partie non négligeable de chaleur contenue dans les gaz brûlés en cours de détente est dissipée par les parois du cylindre.

En raison des échanges de chaleur la loi de détente n'est pas adiabatique.

La température et la pression vers la fin de la détente peuvent être calculées d'après les relations polytropiques.

$$P_b = \frac{P_2}{\delta^{\eta_2}} \quad (30)$$

$$T_b = \frac{T_2}{\delta^{\eta_2-1}} \quad (31)$$

δ - taux de détente postérieur

η_2 - exposant polytropique de détente

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} \quad (32)$$

ρ - étant le taux de détente préliminaire.

Ce paramètre dépend de λ , donc du type de chambre de combustion.

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\beta}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (33)$$

Quant à l'exposant polytropique η_2 , on peut dire qu'il est fonction de la rapidité du moteur aussi bien que de la forme de la chambre de combustion. Si la phase finale de combustion est longue η_2 tend vers 1.

On trouve par expérience que η_2 varie entre 1,18 et 1,28 suivant le type du moteur.

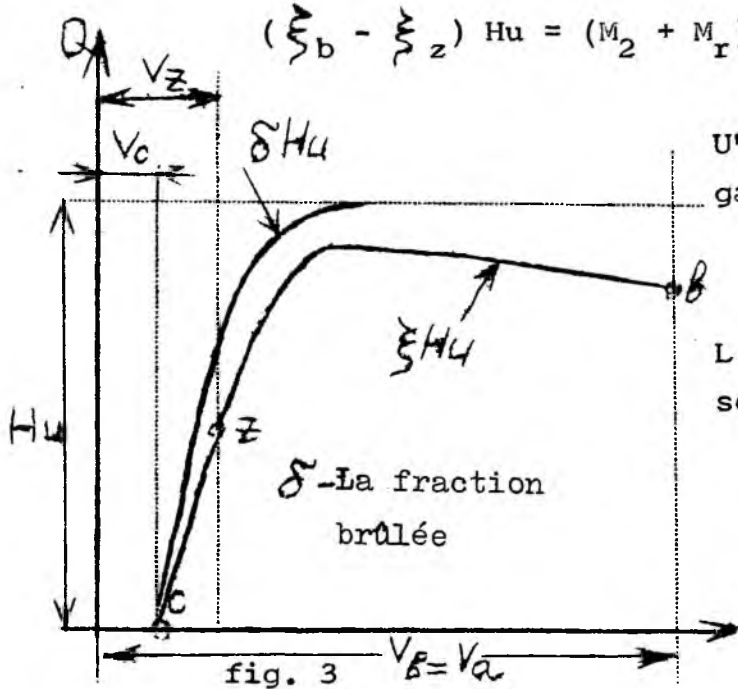
D'une manière correcte, il faut déterminer la valeur numérique de η_2 à partir du bilan thermique pour la transformation de détente.

La quantité de chaleur entrant en jeu dans cette transformation est égale à $(\xi_b - \xi_z) H_u$.

ξ_b - le coefficient d'utilisation de chaleur pendant le déplacement du piston entre les points "c" et "b" (voir fig. 3 qui montre la variation de chaleur active lors du temps combustion-détente).

D'après le premier principe :

$$(\xi_b - \xi_z) H_u = (M_2 + M_R) (U_b'' - U_z'') + L_{zb} \quad (34)$$



U_z'' et U_b'' - énergie interne des gaz brûlés aux points "z" et "b"

$$\left[\frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$$

L'équation (34) peut être présentée sous la forme suivante :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1 (\beta_0 + \delta_R)} = \frac{M_R}{\eta_2 - 1} (T_z - T_b) - (U_z'' - U_b'') \quad (35)$$

D'après l'équation (35) :

$$\eta_2 = 1 + \frac{\gamma R (T_z - T_b)}{\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1 (\beta_0 + \gamma_r)} - (U''_b - U''_z)} \quad (36)$$

$$\xi_b = 0,82 + 0,92$$

L'ensemble des équations (31) et (36) nous permet de trouver η_2 et T_b . La résolution d'ensemble en question s'effectue très facilement d'une manière graphique (voir exemple de calcul).

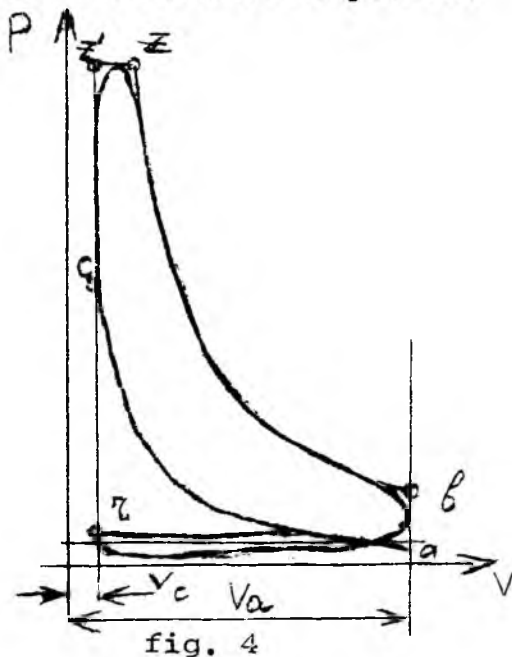
Habituellement pour les moteurs ^{non} suralimentés on trouve :

$$P_b = 2,0 + 4,0 \text{ bars}$$

$$T_b = 1000 + 1200^\circ\text{K}$$

PERFORMANCES DU MOTEUR.

La figure (4) donne un exemple d'évolution réelle de la pression dans un cylindre du diesel à 4 temps en fonction du volume engendré par le mouvement du piston.



La surface achurée représente le travail L_i effectué par les gaz pendant le cycle réel. Ce travail indiqué peut être calculé d'après le cycle $acz'zb$ en utilisant l'équation suivante :

$$L_i = \varphi (L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}) \quad (37)$$

φ - coefficient empirique qui varie entre 0,92 et 0,97. Pour la transformation $z'-z$ on a $L_{z'z} = P_z V_z - P_z V_c =$

$$= \gamma P_c V_c (\rho - 1) \quad (38)$$

La transformation z - b étant polytropicque, le travail peut être trouvé d'après l'expression :

$$L_{zb} = \frac{P_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{P_z V_c \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) \quad (39)$$

Pour la compression polytropicque "a" - "c" on trouve :

$$L_{ac} = \frac{P_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] =$$

$$= \frac{P_c \times V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \quad (40)$$

En remplaçant $L_{z'z}$, L_{zb} et L_{ac} par leurs valeurs on peut présenter la formule (37) sous la forme suivante :

$$L_i = \varphi P_c V_c \left[\lambda (P - 1) + \frac{\lambda P}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (41)$$

La pression moyenne indiquée est :

$$P_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{\varphi P_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (P - 1) + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda P}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (42)$$

D'habitude $P_i = 6,5 + 10$ bars pour les diesels non suralimentés
 Dans le cas des moteurs suralimentés P_i augmente jusqu'à 25 bars.

Sachant la pression moyenne indiquée, on calcule le rendement indiqué par la relation déterminante :

$$\eta_i = \frac{L_i}{Hu} = 10^2 \frac{P_i l_o d}{Hu \rho_s \eta_v} \quad (43)$$

ρ_s - étant la masse spécifique d'air à l'admission.

On trouve normalement les valeurs de η_i entre 0,4 et 0,5.

La consommation spécifique indiquée est égale à :

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^4}{Hu \eta_i} \left[\frac{g}{Kw h} \right] \quad (44)$$

D'ordinaire $g_i = 170 + 220 \left[\frac{g}{Kw h} \right]$

Pour déterminer les performances effectives il faut avoir la valeur de rendement mécanique du moteur - η_m

On a trouvé par expérience que $\eta_m = 0,7 + 0,82$ pour les moteurs non suralimentés et varie entre 0,8 et 0,9 pour les moteurs gonflés par turbosoufflantes mues par les gaz d'échappement.

On calcule la pression moyenne effective par la formule suivante :

$$P_e = P_i \eta_m \quad (45)$$

D'habitude $P_e = 5,5 + 8,5$ bars pour les moteurs non suralimentés

$P_e = 9,5 + 19,5$ bars pour les moteurs suralimentés

Le rendement effectif est :

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (46)$$

Les valeurs numériques de η_e sont :

$$\eta_e = 0,31 + 0,43$$

La consommation spécifique effective peut être calculée d'après l'expression :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (47)$$

L'expérience montre que pour les diesels à injection directe

$$g_e = 210 + 260 \frac{g}{kW h} .$$

Les moteurs à chambres auxiliaires sont caractérisés par les valeurs de g_e suivantes :

$$g_e = 250 + 300 \frac{g}{kW h}$$

Il est objectif de rappeler que les moteurs à injection directe possèdent les avantages (bonne consommation), qui peuvent être exploités sous réserve que l'utilisateur s'inquiète de l'entretien du matériel d'injection.

Pour déterminer l'alésage du cylindre on utilise la formule :

$$N_e = \frac{P_e \cdot n \cdot i \cdot V_h}{300 \tau} \quad [kW] \quad (48)$$

$$\text{Sachant que } iV_h = i \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad [l] \quad (49)$$

Avec D et S exprimés en dm, on trouve l'expression suivante :

$$D = \sqrt[3]{\frac{300 \tau \cdot N_e}{i P_e \cdot n \cdot 0,785 S/D}} \quad [dm] \quad (50)$$

Le choix du rapport S/D est un peu délicat.

D'une part la diminution de S/D permet d'augmenter le coefficient de remplissage et le rendement effectif, aussi bien que de diminuer le poids du moteur; d'autre part cette diminution de S/D augmente les contraintes mécaniques et rend les conditions de formation du mélange encore plus complexes.

(le poid par cheval)

La plupart des diesels existants sont caractérisés par la valeur de $S/D > 1$.

Pour le calcul on prend $S/D = 1,1 + 1,3$. Après avoir trouvé D à l'aide de la formule (50), on trouve $S = D \cdot \frac{S}{D}$ et on vérifie la vitesse moyenne du piston par l'équation :

$$w_p = \frac{S \cdot n}{300} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (52)$$

avec S en dm

Cette vitesse ne doit pas dépasser $10 \frac{m}{s}$ pour les moteurs industriels et $12 \frac{m}{s}$ pour les moteurs de transport.

Pour finir le calcul thermique, on détermine la puissance spécifique qui est égale à :

$$Ne_1 = \frac{N_e}{i V_h} \left[\frac{kW}{\ell} \right] \quad (53)$$

et la puissance par unité de surface de piston qui caractérise les charges thermiques des moteurs :

$$Ne_p = \frac{N_e}{0,785 i D^2} \left[\frac{kW}{dm^2} \right] \quad (54)$$

$$\text{Pour les diesels existants } Ne_1 = 10 + 25 \left[\frac{kW}{\ell} \right]$$

$$Ne_p = 15 + 35 \left[\frac{kW}{dm^2} \right]$$

D'habitude les résultats du calcul thermique riment bien aux paramètres des moteurs réels. Pour être sûr que le calcul effectué n'est pas faux on compare les résultats trouvés avec les caractéristiques des moteurs réels du même genre.

EXEMPLE DE CALCUL.

Problème. Effectuer le calcul thermique du diesel de transport suralimenté par une turbosoufflante au corps refroidis, sachant que :

- a) puissance effective désirée $N_e = 300 \text{ kw}$
- b) vitesse de rotation correspondante $n = 2300 \text{ tr/min}$
- c) taux de compression $\epsilon = 16,5$
- d) coefficient d'excès d'air $\alpha = 1,6$
- e) type de chambre de combustion - chambre ménagée dans le piston, injection directe .
- f) nombre de cylindres $i = 8$
- g) type de suralimentation - suralimentation par turbosoufflante mue par des gaz d'échappe ent $\frac{P_s}{P_o} = 1,7$.

Solution :

1. Combustible - gaz-oil moteur à $g_c = 0,87$, $g_{H_2} = 0,126$, $g_{O_2} = 0,004$ et $H_u = 42500 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$, indice de cétane 45 à 50.

2. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1kg de combustible. D'après la formule (9) on a :

$$l_o = \frac{\frac{8}{3} g_c + 8 g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004}{0,23} =$$

$$= 14,45 \left[\frac{\text{kg d'air}}{\text{kg comb.}} \right]$$

D'après l'expression (10) :

$$L_o = \frac{l_o}{M_{\text{air}}} = \frac{14,45}{28,97} = 0,5 \left[\frac{\text{kmole d'air}}{\text{kg de combust.}} \right]$$

3. Quantité de charge fraîche (11)

$$M_1 = \alpha L_o = 16 \cdot 0,5 = 0,8 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combust.}} \right]$$

4. Quantités des produits de combustion (13), (14), (15), (16).

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{g_c}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb.}} \right]$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{g_{\text{H}_2}}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,0630 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combust.}} \right]$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_o = 0,21 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 0,0632 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de comb.}} \right]$$

5. Quantité totale des produits de combustion (12)

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,0725 + 0,0630 + 0,0630 + 0,632$$

$$= 0,8305 \left[\frac{\text{k mole}}{\text{kg de combust.}} \right]$$

6. Le coefficient de variation molaire théorique (17)

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,8305}{0,800} = 1,035$$

7. Le coefficient de variation molaire réel

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (19)$$

Sachant que dans les moteurs suralimentés le balayage du cylindre est bon, on peut prendre $\gamma_r = 0,025$.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,035 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,034$$

8. Paramètres de fluide moteur à l'admission

Supposant que la pression atmosphérique est égale à 1 bar et la température ambiante est de 15°C, on trouve :

$$P_s = \frac{P_s}{P_o} \cdot P_o = 1,7 \cdot 1 = 1,7 \text{ bars et}$$

$$T_s \text{ d'après (22); } T_s = 288 \left(\frac{1,7}{1} \right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 343 \text{ [}^\circ\text{K}_\text{]}$$

9. Pression en fin d'admission (point "a").

$P_a = (0,9 + 0,95) P_s$, prenant $P_a = 0,935 P_s$ on trouve :

$$P_a = 0,935 \cdot 1,7 = 1,59 \text{ [bars]}.$$

10. Température en fin d'admission (21)

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r}{1 + \gamma_r} T_r = \frac{343 + 5 + 0,025 \cdot 760}{1 + 0,025} =$$

$$= 358 \text{ [}^\circ\text{K}_\text{]}$$

Il est à remarquer que le choix de T_r peut être vérifié après la détermination de P_b . Pour cela on utilise l'expression :

$$T_r = \frac{T_b}{3 \sqrt{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (55)$$

où : $P_r = (1,05 - 1,25) P_o$ - moteurs non suralimentés

$P_r = (0,75 - 1,0) P_s$ - moteurs suralimentés

11. Le coefficient de remplissage (20)

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a (1 + \gamma_r)} =$$

$$= \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{1,59}{1,7} \cdot \frac{343}{358 (1 + 0,025)} = 0,93$$

12. Pression vers la fin de compression (23)

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} = 1,59 \cdot 16,5^{1,36} = 72 \text{ [bars]}$$

L'exposant polytropique est trouvé d'après l'expression (25) où K_1 dépend de ϵ et T_a . Sachant que $\epsilon = 16,5$ et $T_a = 358^\circ\text{K}$ en utilisant le monogramme 1, on trouve $K_1 = 1,366$. Compte tenu que la suralimentation augmente le niveau thermique des parois du moteur, l'exposant polytropique doit être légèrement inférieur à K_1 malgré la rapidité assez importante du diesel.

13. Température vers la fin de compression (24)

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 358 \cdot 16,5^{1,36 - 1} = 985 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

14. Pression maximale du cycle (26)

$$P_z = \lambda P_c = 1,6 \cdot 72 = 115,2 \text{ [bars]}$$

15. Température maximale du cycle (28)

$$\frac{\sum_2 Hu}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} + \int MR \lambda T_c = \beta (U_z'' + MR T_z)$$

Désignons $\frac{1}{\beta} \left(\frac{\xi_z H U}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_z U_c''}{1 + \gamma_r} + MR T_c \right)$ par "A"

Pour calculer la valeur numérique de "A" on détermine U_c et U_c'' par l'équation (29) en se servant du tableau 1.

$$U_c = \overline{MC}_v \text{ air} \int_0^{t_c} t_c = 22,45 (985 - 273) = 16000 \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}}$$

$$U_c'' = \overline{MC}_v'' \int_0^{t_c} t_c = 24,18 (985 - 273) = 17200 \frac{\text{KJ}}{\text{k mole}}$$

Prenons $\xi_z = 0,82$ nous avons :

$$A = \frac{1}{1,034} \left[\frac{0,82 \cdot 42500}{0,8 (1 + 0,025)} + \frac{16000 + 0,025 \cdot 17200}{1 + 0,025} + 8,314 \cdot 1,6 \cdot 985 \right] = \frac{1}{1,034} (42495 + 16050 + 13100) = 69300 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{k mole}} \right]$$

Désignons $U_z'' + MR T_z$ par "B"

Prenons $t_z = 1800^\circ\text{C}$, dans ce cas-là

$$B = U_z'' + MR T_z = \overline{MC}_v'' \int_0^{t_z} t_z \cdot t_z + 8,314 \cdot T_z = 27,399 \cdot 1800 + 8,314 \cdot 2073 = 66450 \frac{\text{KJ}}{\text{k mole}}$$

Comme auparavant on trouve la valeur de $\overline{MC}_v'' \int_0^{t_z}$ en fonction de t et α à l'aide du tableau 1.

Prenons $t_z = 1900^\circ\text{C}$ à ce moment-là

$$B = u_z'' + \int_{t_0}^{t_z} \frac{1}{T} RTz = \int_{t_0}^{t_z} \frac{1}{T} C_v'' \cdot tz + 8,314 Tz = 27,604 \cdot 1900 +$$

$$+ 8,314 \cdot 2173 = 70,490 \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}}$$

Nous voyons alors que la température recherchée se trouve entre 1800 et 1900°C . La solution graphique du système d'équations "A" et "B" (fig. 5) donne $t_z = 1869^\circ\text{C}$ ou 2142°K .

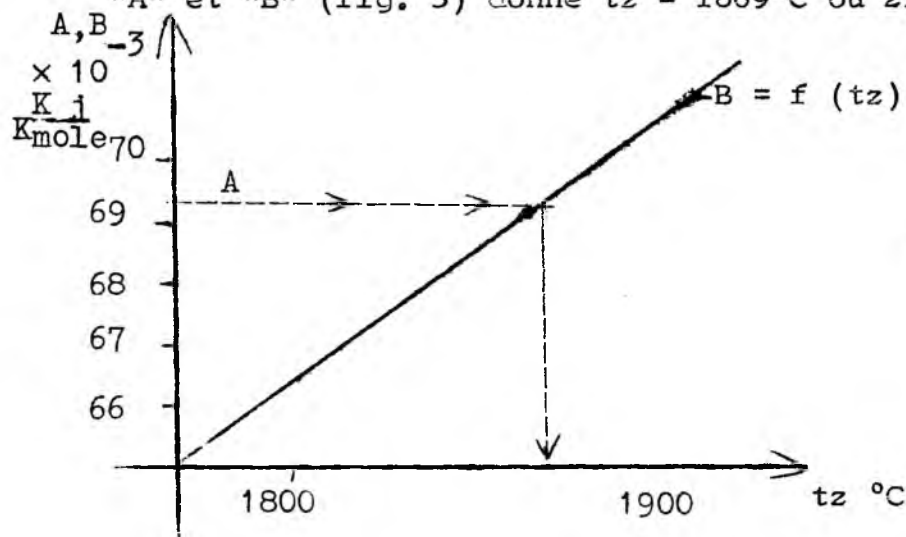


fig. 5

16. Le taux de détente préliminaire (33)

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda t_c} = \frac{1,034 \cdot 2142}{1,6 \cdot 985} = 1,41$$

17. Le taux de détente postérieure (32)

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{16,5}{1,41} = 11,7$$

18. La température en fin de détente et l'exposant ptytropic de détente postérieure.

On a le système :

$$\left\{ \begin{aligned} n_2 &= 1 + \frac{\mu R (T_z - T_b)}{\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1 (\beta_o + \delta_r)} - (u_b'' - u_z'')} \quad (35) \\ T_b &= \frac{T_z}{\gamma^{n_2 - 1}} \quad (31) \end{aligned} \right.$$

D'après (35) en prenant $\xi_b = 0,87$ nous avons :

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 (2142 - T_b)}{\frac{0,05 \cdot 42500}{0,8 \cdot 1,06} - \left[\overline{MC}_v'' \Big|_o^{T_b} \cdot T_b - (A - \mu R \cdot T_z) \right]} \quad \text{ou}$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 (2142 - T_b)}{5000 - \left(\overline{MC}_v'' \Big|_o^{T_b} \cdot T_b - 51500 \right)}$$

on détermine $\overline{MC}_v'' \Big|_o^{T_b}$ toujours d'après le tableau 1.

Pour $T_b = 700^\circ\text{C}$ on a $u_b'' = 24,135 \cdot 700 = 16900 \frac{\text{KJ}}{\text{kmole}}$ et

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 (2142 - 1073)}{5000 + 31900} = 1,257$$

Pour $T_b = 900^\circ\text{C}$ on a $u_b'' = 24,892 \cdot 900 = 22400$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 (2142 - 1173)}{5000 + 29100} = 1,254$$

Pour $T_b = 800^\circ\text{C}$ on a $u_b'' = 24,517 \cdot 800 = 19600 \frac{\text{Kj}}{\text{kmole}}$ et pour γ_{tr}

$$1 + \frac{8,314(2142 - 1073)}{5000 + 31900} = 1,257$$

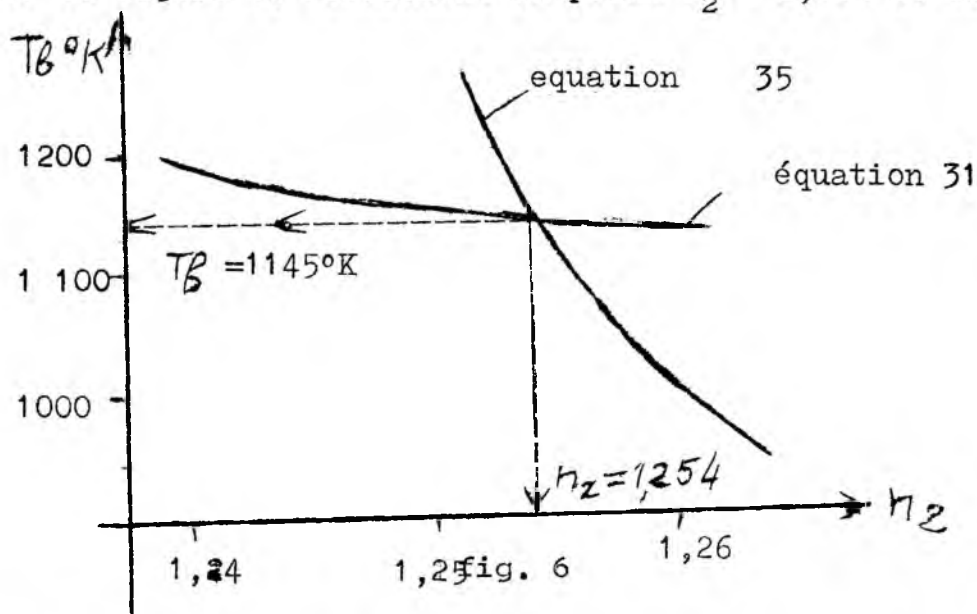
D'après(31) :

$$\text{Si } n_2 = 1,24 \quad T_b = \frac{2142}{11,7^{0,24}} = 1190^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } n_2 = 1,25 \quad T_b = \frac{2142}{11,7^{0,25}} = 1160^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } n_2 = 1,26 \quad T_b = \frac{2142}{11,7^{0,26}} = 1135^\circ\text{K}$$

La solution graphique de l'ensemble (35), (31) est indiquée sur la figure 6. Finalement on prend $n_2 = 1,254$ et $T_b = 1145^\circ\text{K}$.



19. Pression vers la fin de détente (30)

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{115,2}{11,7^{1,254}} = 5,26 \text{ (bars)}$$

20. Vérification de Tr (55).

$$T_r = \frac{T_b}{\left(\frac{P_b}{(0,75 + 1,0) \text{ Ps}} \right)^{\frac{1}{3}}} = \frac{1145}{\left(\frac{5,26}{0,86 \cdot 1,7} \right)^{\frac{1}{3}}} = 750 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Auparavant on a pris $T_r = 760^\circ\text{K}$. Il est évident que le choix a été fait d'une manière correcte.

21. Pression moyenne indiquée (42)

$$P_i = \frac{\gamma P_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] = \frac{0,95 \cdot 72}{16,5 - 1} \left[1,6 (1,41 - 1) + \frac{1,6 \cdot 1,41}{1,254 - 1} \left(1 - \frac{1145}{2142} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{358}{985} \right) \right] = 13,4 \text{ (bars)}$$

22. Le rendement indiqué (43)

$$\eta_i = \frac{10^2 P_i \lambda \rho}{H_u \rho_s \gamma_v} = \frac{10^2 \cdot 13,4 \cdot 14,45 \cdot 1,6}{42500 \cdot 1,73 \cdot 0,93} = 0,452$$

$$\rho_s = \frac{P_s \cdot 10^5}{R_{\text{air}} \cdot T_s} = \frac{1,7 \cdot 10^5}{287 \cdot 343} = 1,73 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

23. Consommation spécifique indiquée (44)

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^4}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{36 \cdot 10^4}{42500 \cdot 0,452} = 187 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$$

$$\left(\text{ou } 137,5 \frac{\text{g}}{\text{ch h}} \right)$$

24. Pression moyenne effective (45)

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 13,4 \cdot 0,85 = 11,4 \text{ (bars)}$$

25. Rendement effectif (46)

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,384$$

26. Consommation spécifique effective (47)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{187}{0,85} = 220 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \text{ ou } \left(162 \frac{\text{g}}{\text{ch h}} \right)$$

27. Alésage du moteur (50)

$$D = \sqrt[3]{\frac{300 \tau N_e}{i \cdot P_e \cdot n \cdot 0,785 \text{ S/D}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 4 \cdot 300}{8 \cdot 11,4 \cdot 2300 \cdot 0,785 \cdot 1,1}} = 1,255 \text{ [dm]}$$

28. Course du piston (51)

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 1,255 \cdot 1,1 = 1,38 \text{ [dm]}$$

29. La vitesse moyenne du piston (52)

$$W_p = \frac{S \cdot n}{300} = \frac{1,38 \cdot 2300}{300} = 10,6 \text{ [m/s]}$$

La vitesse trouvée ne dépasse pas les valeurs limites.

30. Cylindrée totale du diesel (49)

Prenant $D = 1,26$ dm nous avons :

$$i V_h = i \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = 8 \frac{3,14 \cdot 1,26^2}{4} \cdot 1,38 = 13,75 \text{ [l]}$$

31. Débit du combustible Kg/h

$$G_{\text{comb}} = g_e N_e \cdot 10^{-3} = 220 \cdot 300 \cdot 10^{-3} = 66 \text{ [kg/h]}$$

32. Débit d'air kg/h.

$$G_{\text{air}} = \alpha G_{\text{comb}} \cdot 10 = 1,6 \cdot 66 \cdot 14,45 = 1525 \text{ [kg/h]}$$

33. Débit d'oxygène kg/h

$$G_{O_2} = 0,23 G_{\text{air}} = 351 \text{ [kg/h]}$$

34. Quantité des gaz d'échappement kg/h

$$G_{\text{gaz}} = G_{\text{comb}} + G_{\text{air}} = 66 + 1525 = 1591 \text{ [kg/h]}$$

35. Puissance au litre de cylindrée (53)

$$N_{e_1} = \frac{Ne}{i Vh} = \frac{300}{13,75} = 21,8 \left[\frac{\text{kW}}{\text{l}} \right] \left(29,6 \frac{\text{ch}}{\text{l}} \right)$$

36. Puissance par unité de surface du piston (54)

$$N_{e_p} = \frac{Ne}{0,785 i D^2} = \frac{300}{0,785 \cdot 8 \cdot 1,26^2} = 30,2 \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^2} \right] \left(41 \frac{\text{ch}}{\text{dm}^2} \right)$$

37. Comparaison des caractéristiques trouvées avec celles des prototypes existants.

TABLEAU N° 2.

Moteurs	Ne Ch	n tr/min	τ	i	iVh l	S/D	m/s	$\frac{Ne}{i}$ ch/l	Ne ₁ ch/l	Nep ch/dm ²
Projet	407	2300	4	8	13,45	$\frac{138}{126}$	10,6	51	29,6	41
Caterpillar D 1693	375	2200	4	6	14,53	$\frac{165}{137}$	12,1	62,5	25,8	42
GMC 8V 71 T	405	2300	2	8	9,36	$\frac{127}{108}$	9,75	50,6	43,2	46

En examinant les données du tableau 2 on constate que les résultats de calcul concordent très bien avec les caractéristiques obtenues par la pratique de construction des moteurs.

BIBLIOGRAPHIE

1. R. BRUN "Science et technique du moteur diesel industriel et de transport" Paris, 1961
2. H. RICARDO "The High Speed Internal Combustion Engine" Londres, 1953
3. R. VICHNIEVSKY "Thermodynamique appliquée aux machines, Paris 1967
4. Y. DURIER " Caractéristiques des carburants et combustibles et leur influence sur le fonctionnement des moteurs, Paris 1967
5. A. S. ORLIN, D.N VIROBOV., " Moteurs à combustion interne"
Moscou, 1971