

**THERMOPTIM®**

**MOTEUR A ESSENCE**

**VERSION JAVA 1.45**

**© R. GICQUEL JUILLET 2004**

# SOMMAIRE

<b>MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE.....</b>	<b>3</b>
RESOLUTION DU PROBLEME.....	4
VISUALISATION DES RESULTATS OBTENUS.....	7

© R. GICQUEL 1997 - 2004. Toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans autorisation est illicite, et constitue une contrefaçon sanctionnée par le Code de la propriété intellectuelle.

Avertissement : les informations contenues dans æ document peuvent faire l'objet de modifications sans préavis, et n'ont en aucune manière un caractère contractuel.

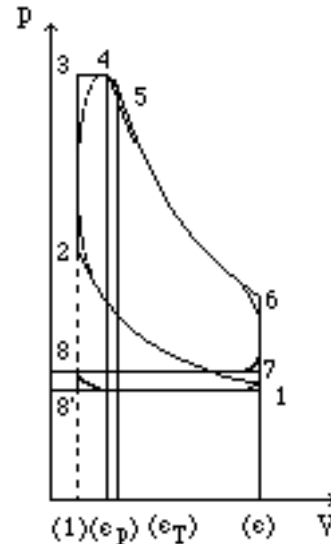
## MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE

On cherche à étudier un moteur à essence en le représentant par un cycle mixte prenant en compte une combustion en trois étapes, et en suivant l'évolution des propriétés du fluide thermodynamique.

Après une compression de rendement isentropique égal à 0,9, commence une combustion qui se déroule en trois phases :

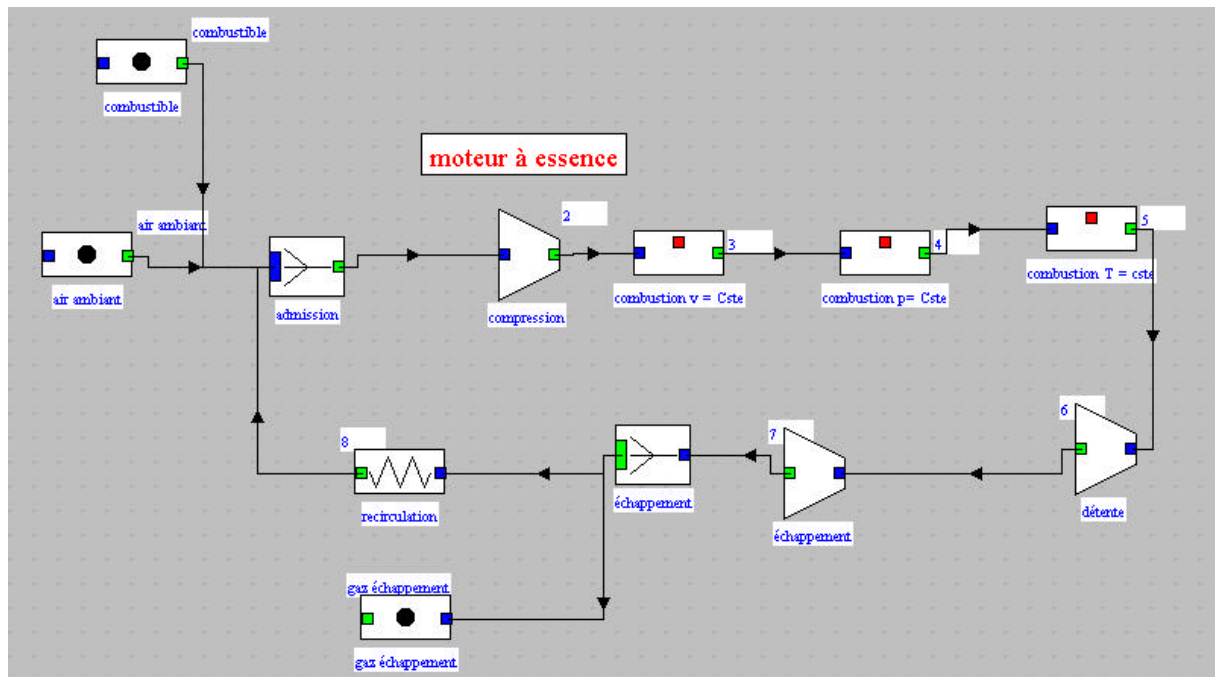
- la première, à volume constant, permet d'atteindre la pression maximale du cycle,
- la seconde, à pression constante, conduit à la température maximale
- la fin de la combustion prend place à température constante.
- les gaz sont ensuite détendus jusqu'au point mort bas, avec un rendement isentropique égal à 0,9

On prendra un taux de recirculation des gaz égal à 3,3 % en masse



$\epsilon$  taux de compression  
 $\epsilon_p$  course relative de combustion isobare  
 $\epsilon_T$  course relative de combustion isotherme

Ce cycle correspond au schéma ci-dessous, que l'on peut construire facilement dans l'éditeur de schémas :



## RESOLUTION DU PROBLEME

Dans l'ensemble de cet exemple ou presque (si l'on excepte les phases d'admission et d'échappement), on est dans le cadre d'un système fermé.

On supposera que l'on connaît à peu près la composition des gaz d'échappement, ceci afin de pouvoir déterminer celle de la masse admise. Si ce n'est pas le cas, on procédera par itérations. Le taux de recirculation étant faible, l'influence de cette composition reste modérée. De la même manière, on initialisera la température de fin de détente à 855 °C, pour une pression de 1,1 bar.

La combustion étant du type flamme de prémélange, il faut ajouter le combustible à la charge fraîche. Il s'agit d'un carburant automobile inclus dans la base de données, de formulation approchée  $C_{7,2}H_{13,42}$ . Son PCI vaut environ 42 MJ/kg.

La démarche est très proche de celle retenue pour la modélisation du moteur diesel, la principale différence venant de ce que la masse admise initialement comporte le combustible, et que donc les combustions ultérieures se font sans autre apport de combustible. Dans ces conditions, le mélangeur comporte trois fluides : les gaz de recirculation, l'air ambiant, et le combustible. Après quelques itérations, on arrive par exemple au projet ci-dessous ("essence\_Fr").

nom transfo	m abs	T (°C)	H
air ambiant	0,967	15	-9,87
recirculation	0,033	853,95	986,92
combustible	0,067	30	8,57

Le mélange combustible admis (proche de la stoechiométrie) a dans ces conditions la composition suivante :

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
N2	0,7644734	0,7072573
Ar	0,008809552	0,01162304
O2	0,19925	0,2105626
CO2	0,002889434	0,004199634
H2O	0,003540331	0,002106368
CO	0,001456456	0,001347305
H2	0,000509797	0,00003393995
C7,2H13,42 `carb	0,01907106	0,06286974

La présence de CO et de H2, en quantités infimes, provient de la recirculation des gaz d'échappement qui en contiennent.

Après une compression de rapport volumétrique égal à 8 (inférieur à celui du diesel pour éviter la détonation de la charge), la combustion à volume constant jusqu'à 50 bar donne l'écran suivant :

transfo combustion  $v = Cste$  type combustion

type énergie payante ☐ débit imposé

point amont 2  Delta\_U 1 663,02

T (°C) 391,29 W 0

p (bar) 14,9923

h (kJ/kg) 410,22

titre 1

point aval 3

T (°C) 1 870,59

p (bar) 50,0794

h (kJ/kg) 2 392,89

titre 1

combustible

☒ type CHa a 0

☒ dissociation hf0 0

taux dissociation 0,07

temp. figeage (°C) 1 500

rendt. combustion 0,97409

rendement chambre 0,81

ksi 0,739

T (°C) 1 870,590019761

☒ Calculer T

☐ Imposer le débit de combustible

☐ pression imposée

☒ volume imposé

☐ température imposée

☒ par le point amont

☐ par l'utilisateur

Etant donné qu'il est clair qu'ici la notion de facteur d'air  $\lambda$  perd son sens puisqu'il n'y a pas de comburant, ce paramètre est réutilisé pour représenter la fraction brûlée  $\xi$  des réactifs. Si  $\xi < 1$ , on considère que seule une fraction  $\xi$  du mélange a réagi, et que  $(1 - \xi)$  n'a pas réagi. Les gaz de combustion sont alors considérés comme un mélange de deux gaz : d'une part les produits de la réaction, inertes compris, et d'autre part la fraction du mélange initial qui n'a pas réagi.

Ici, on a ajusté  $\xi$  pour obtenir  $p = 50$  bar.

La composition des gaz brûlés devient, compte tenu de la dissociation :

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
N2	0,7388347	0,7076797
Ar	0,0085141	0,01162998
O2	0,05026015	0,05498966
CO2	0,09748732	0,146697
H2O	0,09402196	0,05791538
CO	0,004782931	0,004580755
H2	0,001288229	0,00008879356
C7,2H13,42 `carb	0,004810611	0,0164188

La combustion se poursuit à pression constante, pour atteindre une température de 2250 K :

transfo: combustion p= Cste    type: combustion    < >    Sauver

type énergie: payante    ☐ débit imposé    liens    Supprimer    Fermer

point amont: 3    afficher    débit: 1,067    ☒ système fermé    ☐ observée

☐ système ouvert

Delta\_U: 159,88    Calculer

W: 36,83

combustible

☒ type CHa    a: 0    hf0: 0

☒ dissociation    taux dissociation: 0,08

temp. figeage (°C): 1 500

rendt. combustion: 0,88741

rendement chambre: 0,81

ksi: 0,265

T (°C): 1 976,8177892557

☒ Calculer T

☐ Imposer le débit de combustible

☒ pression imposée    ☒ par le point amont

☐ volume imposé    ☐ par l'utilisateur

☐ température imposée

point aval: 4    afficher

T (°C): 1 976,82

p (bar): 50,0794

h (kJ/kg): 2 542,16

titre: 0

La composition des gaz brûlés devient :

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
N2	0,7365228	0,7102258
Ar	0,008487459	0,01167183
O2	0,03682562	0,04056282
CO2	0,1010789	0,1531279
H2O	0,1006883	0,0624402
CO	0,01002124	0,009662406
H2	0,00285091	0,0001978302
C7,2H13,42 `carb	0,003524735	0,01211124

Enfin, la combustion à température constante donne, avec  $\xi = 0,8$  pour tenir compte de la présence d'imbrûlés :

transfo: combustion T= cste    type: combustion    < >    Sauver

type énergie: payante    ☐ débit imposé    liens    Supprimer    Fermer

point amont: 4    afficher    débit: 1,067    ☒ système fermé    ☐ observée

☐ système ouvert

Delta\_U: 317,17    Calculer

W: 336,39

combustible

☒ type CHa    a: 0    hf0: 0

☒ dissociation    taux dissociation: 0,1

temp. figeage (°C): 1 500

rendt. combustion: 0,73923

rendement chambre: 0,81

ksi: 0,8

T (°C): 1 976,54

☒ Calculer T

☐ Imposer le débit de combustible

☐ pression imposée    ☒ par le point amont

☐ volume imposé

☐ température imposée

point aval: 5    afficher

T (°C): 1 976,82

p (bar): 32,2084

h (kJ/kg): 2 542,62

titre: 0

Il reste un peu de combustible et d'oxygène dans les gaz d'échappement, ainsi que du monoxyde de carbone et de l'hydrogène.

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
N2	0,7314444	0,7286626
Ar	0,008428937	0,01197482
O2	0,00731434	0,008323158
CO2	0,08676273	0,1357882
H2O	0,1063076	0,06810589
CO	0,04373387	0,04356287
H2	0,01530797	0,001097392
C7,2H13,42 `carb	0,0007000864	0,002485126

La phase de détente peut être représentée. Elle prend place entre les points 5 et 6, de même composition. Le taux de détente volumétrique  $p_{56}$  doit être calculé par le progiciel, ce qui suppose que le volume  $v_6$  au point mort bas soit connu.

Or, entre la fin de l'admission au point 1 et la fin de la détente au point 6, la masse contenue dans le cylindre n'a pas changé, et son volume est le même. Il en résulte que  $v_6 = v_1$

Le volume massique au PMB est donc égal à celui du point 1. Il doit donc être modifié en conséquence manuellement pour que ce phénomène soit pris en compte.

efficacité	0,415696
énergie utile	889,62
énergie payante	2 140,07

In fine, le rendement indiqué du cycle est plus faible que celui du moteur diesel :

ce qui, après correction par le rendement thermique (0,81), donne une valeur de 33,9 %.

Il faut noter que le recalcul ne peut ici être totalement automatisé. Cela vient de ce que la combustion dans le cylindre du moteur est représentée comme une séquence de trois combustions en système fermé : tout d'abord à volume constant, ensuite à pression constante et enfin à température constante. Etant donné que le paramétrage de ces combustions est très spécifique, certains réglages doivent pour le moment être faits à la main, comme par exemple l'ajustement de  $\xi$  pour obtenir la bonne pression ou la bonne température finale, ou la mise à jour de  $v_6$ .

## VISUALISATION DES RESULTATS OBTENUS

Vous pouvez visualiser les résultats obtenus en activant la ligne "Afficher les valeurs" du menu Spécial de l'éditeur de schémas :

