

THERMOPTIM[®]

MOTEUR DIESEL

Modélisation

Pilotage

VERSION JAVA 1.7

© R. GICQUEL JUILLET 2008

SOMMAIRE

MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE.....	3
MODELISATION "A LA MAIN"	4
VISUALISATION DES RESULTATS OBTENUS	9
UTILISATION D'UN PILOTE EXTERNE.....	10
UTILISATION PEDAGOGIQUE DU PILOTE	13

© R. GICQUEL 1997 – 2008. 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 ce 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 diesel en le représentant par un cycle mixte prenant en compte une combustion en trois phases, et en suivant l'évolution des propriétés du fluide thermodynamique.

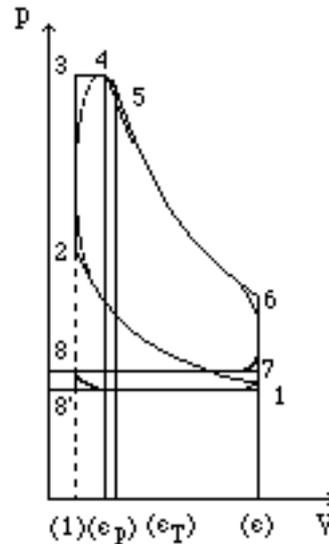
La modélisation sera effectuée en deux grandes étapes : dans un premier temps, le modèle sera paramétré "à la main", en utilisant les fonctionnalités de base de Thermoptim, puis, dans un second temps, un pilote externe assurera de manière automatique un paramétrage cohérent.

Le cycle considéré est décrit ci-dessous :

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 0,95

On tiendra compte d'un taux de recirculation des gaz brûlés égal à 3,3 % en masse, ainsi que du refroidissement de la chambre de combustion par un flux d'eau chaude pouvant éventuellement être utilisé en cogénération.



ϵ taux de compression
 ϵ_p course relative de combustion isobare
 ϵ_T course relative de combustion isotherme

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

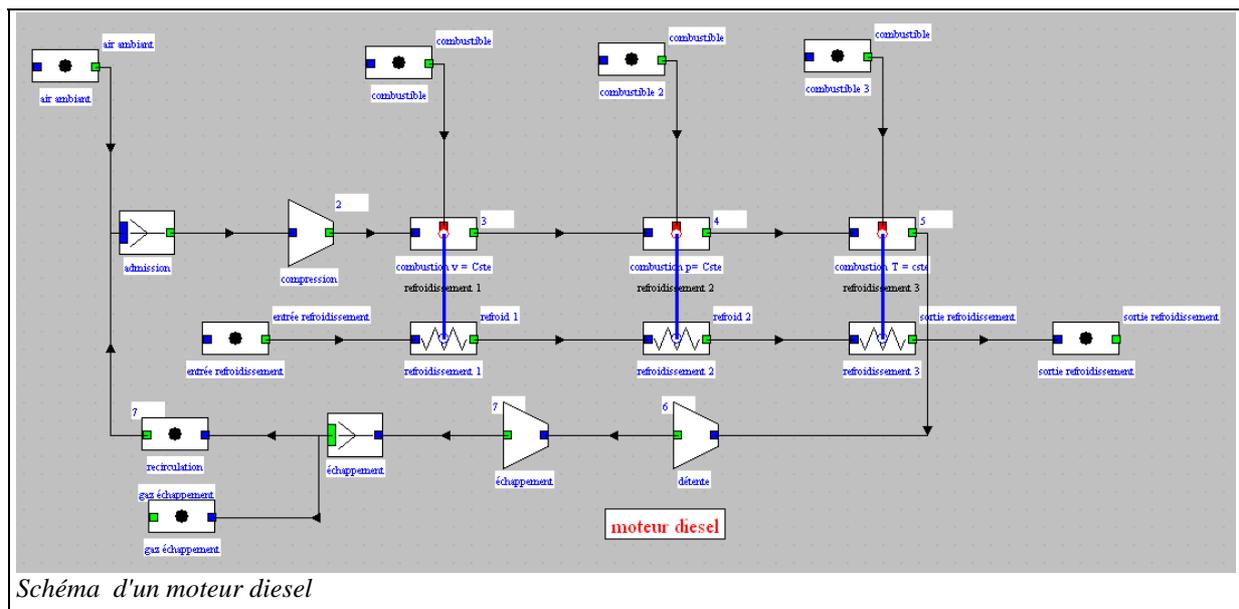


Schéma d'un moteur diesel

Il s'agit d'une variante de l'exercice traité dans la séance Diapason S38, dans lequel le refroidissement des phases de combustion est modélisé grâce à des thermocoupleurs, ce qui est plus précis.

MODELISATION "A LA MAIN"

On prendra garde à ce que, dans cet exemple, de nombreuses transformations devront être calculées en 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 620 °C, pour une pression de 1,1 bar.

Pour représenter cette combustion, il faut, outre le comburant, disposer du combustible, un carburant automobile inclus dans la base de données, de formulation approchée $C_{7,2}H_{13,42}$. Son PCI, indiqué dans l'écran des corps, est égal à environ 42 MJ/kg.

Une fois le schéma construit, transférez les différents éléments dans le simulateur, puis commencez à les paramétrer. Le débit d'air aspiré est égal à 0,967 kg/s, et celui des gaz recirculés à 0,033 kg/s.

Pour le mélangeur qui fournit la température d'admission, on prendra une valeur de pression d'admission égale à 0,95 bar.

noeud type < >

veine principale m global

h global

T global

nom transfo	m abs	T (°C)	H
air ambiant	0,967	15	-9,87
recirculation	0,033	620,12	663

Mélangeur d'admission

Les conditions d'admission étant ainsi obtenues (37,14 °C, 0,95 bar), la compression peut être étudiée, en système fermé, de rapport de compression volumétrique imposé égal ici à 14, et de rendement isentropique égal à 0,9.

Au point 2, en fin de compression, la température est de 626,4 °C, et la pression de 38,5 bar. Pour 1 kg de masse admise, le travail de compression est égal à 455 kJ.

transfo type

type énergie débit imposé

point amont débit système fermé observée

système ouvert

T (°C) m ΔU Q

P (bar) adiabatique non adiabatique

h (kJ/kg) référence isentropique référence polytropique

titre

point aval rend. isentropique

T (°C) exposant polytropique

P (bar) rapport de pression (>= 1) calculé imposé

h (kJ/kg)

titre Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

Ecran du compresseur

Commence alors la première phase de combustion à volume constant, jusqu'à la pression maximale du cycle, égale à 80 bar.

transfo type

type énergie débit imposé

point amont débit système fermé observée

système ouvert

T (°C) m ΔU W

P (bar) combustible

h (kJ/kg) type CHa

titre prémélangé

point aval dissociation

T (°C) taux dissociation

P (bar) temp. figeage (°C)

h (kJ/kg) rendt. combustion

titre rendement chambre

Calculer lambda

Calculer T

Imposer le débit de combustible

pression imposée

volume imposé

lambda

T (°C)

par l'utilisateur

Ecran de la combustion à volume constant

Il s'agit d'une combustion en système fermé, à volume imposé égal à celui de l'amont. Le combustible est le gaz pur de formule $C_7,2H_{13,42}$ carb, et on peut considérer un début de dissociation (7 % du CO_2 , température de

figeage égale à 1500 °C). Pour tenir compte de la chaleur transmise aux parois du cylindre, et évacuée par l'eau de refroidissement du moteur, un rendement thermique de 0,81 est choisi. Il reste alors à calculer le facteur d'air en faisant en sorte que $p_3 = 80$ bar, ce qui ne peut se faire que par itération. La valeur obtenue est $\lambda = 2,19$. La température de fin de combustion est alors égale à 1591 °C.

Le volume étant constant, il n'y a pas de travail fourni ($W = 0$). La chaleur de combustion ($\Delta U = 1242$ kW) se répartit entre les pertes (19 %), et la variation d'énergie interne du fluide. Le débit masse a augmenté, du fait de l'injection de carburant, et vaut 1,031 kg/s au point 3.

La phase de combustion à pression constante se représente de manière tout à fait semblable : le comburant est déterminé par la transfo précédente, et le combustible est le même.

Il s'agit d'une combustion en système fermé, à pression imposée égale à celle de l'amont. Le rendement thermique de 0,81 est maintenu, ainsi que la température de figeage. Pour le taux de dissociation du CO_2 , on a pris ici 8 %.

Il reste alors à calculer λ , en faisant en sorte que la température de fin de combustion soit égale à 2100 K, soit 1827 °C. Il suffit pour cela de sélectionner l'option "Calculer lambda".

Au cours de cette combustion, la chaleur libérée par le carburant ($\Delta U = 463$ kW) est convertie à la fois en échauffement du fluide, dont l'énergie interne augmente, en travail fourni à l'arbre du moteur, le volume ayant augmenté à pression constante ($W = 71,5$ kW), et en pertes par les parois. Le débit masse continue d'augmenter, et vaut 1,04 kg/s au point 4.

The screenshot shows a software interface for combustion simulation. Key elements include:

- transfo:** combustion p= Cste
- type:** combustion
- type énergie:** payante
- débit imposé:**
- débit:** 1,04085
- système fermé:** (selected)
- système ouvert:**
- point amont:** 3
- point aval:** 4
- Calculated values at point 3:**
 - $m \Delta U$: 463,08
 - W : 71,54
 - T (°C): 1 591,56
 - P (bar): 80,0755
 - h (kJ/kg): 1 876,87
 - titre: 1
- Calculated values at point 4:**
 - T (°C): 1 827
 - P (bar): 80,0755
 - h (kJ/kg): 2 222,84
 - titre: 1
- combustible:** combustible 2
- type CHa:**
- prémélangé:**
- dissociation:**
- taux dissociation:** 0,08
- temp. figeage (°C):** 1 500
- rendt. combustion:** 0,94987
- rendement chambre:** 0,81
- Calculer lambda:** (selected)
- Calculer T:**
- Imposer le débit de combustible:**
- pression imposée:** (selected)
- volume imposé:**
- lambda:** 3,5668
- T (°C):** 1 827
- par le point amont:** (selected)
- par l'utilisateur:**

Ecran de la combustion à pression constante

La phase de combustion à température constante se représente de manière tout à fait semblable : le comburant est déterminé par la transfo précédente, et le combustible est le même.

La température est fixée, mais pas les évolutions de la pression et du volume. La valeur connue peut être soit celle de la masse totale de carburant brûlé dans le moteur par unité de masse admise, ici 0,043 kg/kg, auquel cas il faut ajuster λ pour obtenir un débit masse total égal à 1,043, soit la valeur de lambda, qui permet alors de déterminer la quantité de carburant consommée.

transfo type

type énergie débit imposé système fermé observée

point amont débit système ouvert

m Δu

W

T (°C)

P (bar)

h (kJ/kg)

titre

point aval

T (°C)

P (bar)

h (kJ/kg)

titre

combustible

type CHa

prémélangé

dissociation

taux dissociation

temp. figeage (°C)

rendt. combustion

rendement chambre

Calculer lambda

lambda

Calculer T

T (°C)

Imposer le débit de combustible

pression imposée

volume imposé

par le point amont

par l'utilisateur

Ecran de la combustion à température constante

La chaleur libérée par le carburant (165 kW) est ici aussi convertie pour partie en variation d'énergie interne, pour partie en travail fourni à l'arbre du moteur, le volume ayant augmenté à pression constante ($W = 123 \text{ kW}$), et pour le reste (19 %) en pertes par les parois.

Les conditions de fin de combustion sont maintenant complètement déterminées : pression de 65,9 bar, et température de 2 100 K.

La phase de détente peut être représentée. Elle prend place entre les points 5 et 6, de même composition. Le taux de détente volumétrique ρ_{56} doit être calculé par ThermoOptim, ce qui suppose que le volume v_6 au point mort bas soit connu. Or il dépend d'une part des caractéristiques géométriques du moteur, et d'autre part de la variation de la masse introduite dans le cylindre. Si l'on appelle V_i et m_i le volume total du cylindre et la masse dans le cylindre au point i , on a les relations suivantes :

$$\rho_{56} = \frac{V_6}{V_5} = \frac{m_6 v_6}{m_5 v_5} = \frac{v_6}{v_5} \quad \text{puisque } m_6 = m_5$$

$$\text{Par ailleurs } \rho = \frac{V_6}{V_2} = \frac{m_6 v_6}{m_2 v_2} = \frac{m_5 v_6}{m_2 v_2}, \text{ et } \rho = \frac{V_1}{V_2}$$

$$v_6 = \rho \frac{m_2 v_2}{m_5} = \frac{m_1}{m_5} v_1$$

Le volume massique au PMB est donc égal à celui du point 1 (0,9379) divisé par le facteur 1,043 représentatif de la variation de masse, et vaut 0,9. Il doit donc être modifié en conséquence manuellement pour que ce phénomène soit pris en compte.

transfo détente type détente

type énergie utile débit imposé

point amont 5 débit 1,04303567 système fermé observée

système ouvert tech. design

T (°C) 1 827 m Au -990,92

P (bar) 65,9407 Q 0

h (kJ/kg) 2 229,56

titre 1

point aval 6

T (°C) 906,63

P (bar) 3,7794

h (kJ/kg) 1 014,17

titre 1

adiabatique non adiabatique

référence isentropique référence polytropique

rend. polytropique 0,9

exposant polytropique 1,25265

rapport de détente (>= 1) 9,8 calculé imposé

Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

mécaniquement équilibrée avec

Ecran de la détente

Il s'agit d'une détente en système fermé avec rapport de détente calculé. Son rendement isentropique est pris ici égal à 0,9. La pression en fin de détente est égale à 3,78 bar, la température à 907 °C, et le travail de détente égal à 991 kW.

Le bilan d'ensemble du cycle peut alors être calculé, ce qui conduit aux résultats suivants :

Ce bilan ne prend pas en compte le travail du cycle de balayage, qui peut être évalué comme égal à $WB = (p_1 - p_7)(V_1 - V_2)$ soit ici environ 18 kW.

efficacité	0,391
énergie utile	731
énergie payante	1 870

Bilan global

On peut aussi procéder d'une autre manière, en calculant la chaleur libérée par le carburant, égale au produit de son débit-masse par son PCI, soit environ 1815 kW. Le rendement indiqué que l'on obtient est alors un peu plus élevé.

La différence provient de ce que, comme on a tenu compte de la dissociation pendant la combustion, une partie du combustible n'a pas réagi et se retrouve dans les gaz d'échappement, dont la composition est donnée ci-dessous.

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,0797535	0,1217173
H2O	0,08066471	0,0503939
O2	0,07568004	0,08397855
N2	0,7445409	0,7232821
CO	0,0088615	0,008607557
H2	0,001919543	0,0001341887
Ar	0,008579856	0,01188639

Composition des gaz d'échappement

La détente finale en système ouvert des gaz d'échappement, supposée isentropique, conduit, pour une pression de 1,1 bar, à une température légèrement plus grande (15 K) que celle qui avait été prise pour les gaz recirculés.

transfo type

type énergie débit imposé système fermé observée

point amont m Δh système ouvert tech. design

T (°C) Q

P (bar)

h (kJ/kg)

titre

point aval

T (°C)

P (bar)

h (kJ/kg)

titre

adiabatique non adiabatique

référence isentropique référence polytropique

rend. polytropique

exposant polytropique

rapport de détente (>= 1) calculé imposé

Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

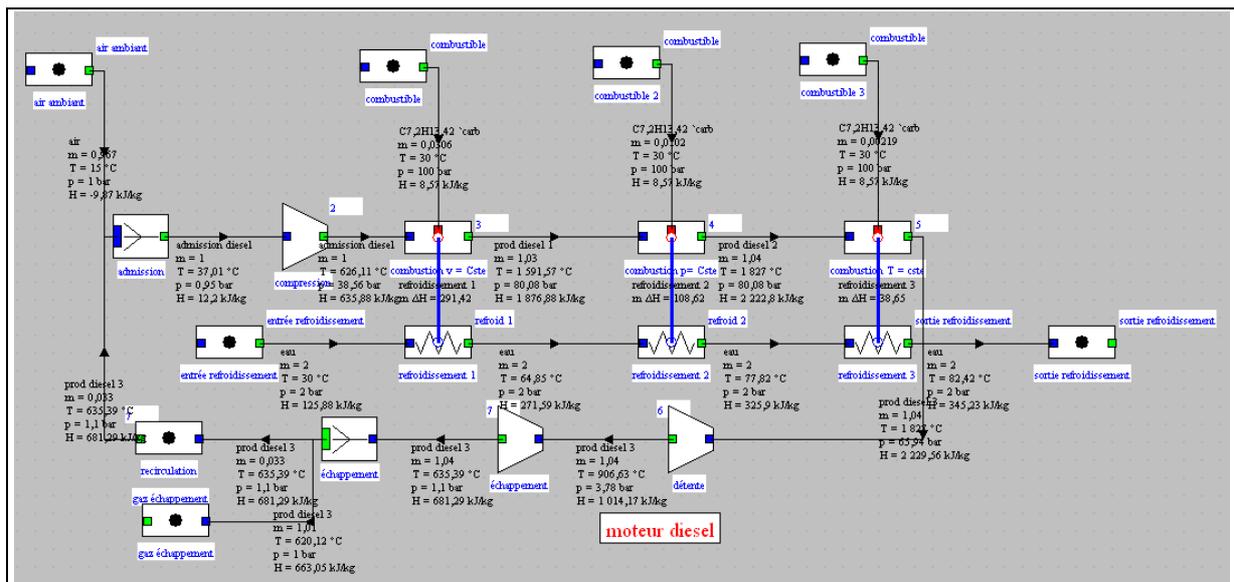
mécaniquement équilibrée avec

Ecran de ladétente en système ouvert représentant l'échappement

L'incidence sur la température de la masse admise reste cependant très faible du fait de la valeur du taux de recirculation (3,3 %).

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 :



Synoptique du modèle de moteur Diesel

Il faut noter que le moteur de recalcul automatique de ThermoOptim ne peut ici être utilisé sans intervention manuelle. 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 λ pour obtenir la bonne pression ou la bonne température finale, ainsi que la mise à jour de v_6 .

UTILISATION D'UN PILOTE EXTERNE

Il est cependant possible de dépasser les limites du moteur de recalcul automatique de ThermoOptim en utilisant un pilote externe judicieusement construit, comme nous allons le montrer maintenant.

Ce pilote effectuera les interventions manuelles du modèle précédent, et pourra même aller plus loin et déterminer, pour une cylindrée et une vitesse de rotation données, les débits mis en jeu.

Design settings			
Max pressure	<input type="text" value="80.0000"/>	Compression ratio	<input type="text" value="14.0000"/>
Max temperature (°C)	<input type="text" value="1827.0000"/>	Capacity (l)	<input type="text" value="9.2000"/>
EGR ratio (%)	<input type="text" value="3.4000"/>	Rotation speed (rpm)	<input type="text" value="1500.0000"/>
Thermal losses (%)	<input type="text" value="19.0000"/>	Suralimentation ratio	<input type="text" value="1.0000"/>
lambda T Cste	<input type="text" value="12.0000"/>	Cooling flow rate	<input type="text" value="2.0000"/>

Ecran de paramétrage du pilote de moteur Diesel

Comme le montre la figure ci-dessus, il est possible de définir un écran de saisie des principaux paramètres caractérisant le moteur, comme la pression et la température maximales du cycle, la cylindrée et la vitesse de rotation du moteur, la fraction de la chaleur cédée au fluide de refroidissement, le rapport de compression du moteur, le rapport air/combustible ou le coefficient de suralimentation.

Le moteur que nous venons de modéliser à la main était rappelons-le caractérisé par une pression maximale de 80 bars, une température maximale de 1827 °C, un taux de recirculation des gaz de $0,033/0,967 = 3,4 \%$, des pertes de 19 %, un rapport de compression de 14, pas de suralimentation, et nous avons considéré un débit d'eau de refroidissement égal à 2 kg/s.

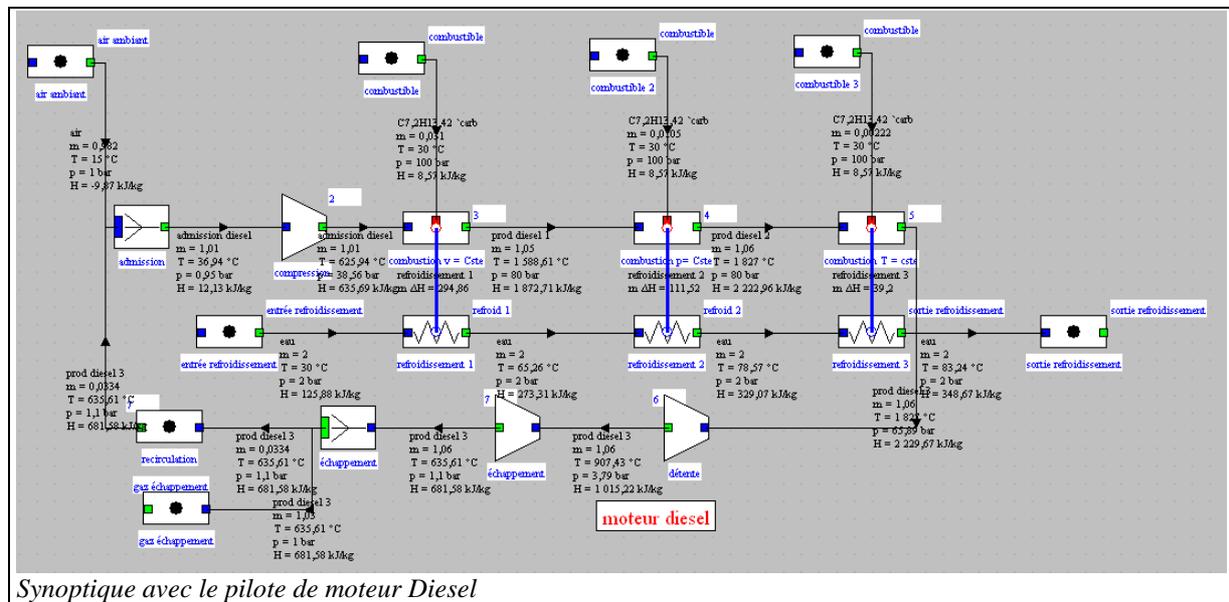
Simulation results		<input type="button" value="Calculate"/>	
efficiency	<input type="text" value="0.38390"/>	Intake flow rate	<input type="text" value="0.49079"/>
useful energy	<input type="text" value="364.62146"/>	combustion flow	<input type="text" value="0.02186"/>
torque	<input type="text" value="2.32126"/>	total flow	<input type="text" value="1.05866"/>
purchased energy	<input type="text" value="949.78364"/>	exhaust losses	<input type="text" value="353.20994"/>
cooling energy	<input type="text" value="90.22945"/>	pumping losses	<input type="text" value="6.40711"/>
exhaust temperature	<input type="text" value="635.61465"/>	Rapport air/comb	<input type="text" value="22.45250"/>

Résultats de simulation avec le pilote de moteur Diesel

Nous n'avons pas spécifié la cylindrée, ni la vitesse de rotation du moteur. En prenant 1500 tr/mn pour cette dernière valeur, la cylindrée vaut environ 9,2 l.

Une fois ces valeurs saisies, le modèle est entièrement reparamétré et la solution correspondante peut être recherchée, ce qui conduit aux résultats présentés ci-dessus. On prendra garde à ce que les valeurs des débits et puissances ont été divisées par 2 pour tenir compte du facteur d'intermittence de 0,5, le moteur étant supposé être à 4 temps.

Le synoptique obtenu, très proche de celui obtenu à la main, est le suivant :



Le principe des calculs est le suivant, une fois les initialisations effectuées :

- les pressions amont et aval sont modifiées pour tenir compte d'une suralimentation éventuelle
- puis les débits d'air aspiré et de combustible sont évalués et le mélangeur d'admission remis à jour et calculé
- la phase de compression en système fermé est recalculée, puis la première combustion. Celle-ci fait appel à une inversion en lambda de ses équations, afin de trouver la pression de 80 bars

```
//prise en compte de la suralimentation (sans effet sur T pour le moment)
//il faudrait vérifier que amontCompr est bien en mode de calcul "système ouvert"
amontCompr.P=inAir.P*0.95*Sural;
amontCompr.update(!UPDATE_T,UPDATE_P,!UPDATE_X);
echap.P=(inAir.P+0.1)*Sural;
echap.update(!UPDATE_T,UPDATE_P,!UPDATE_X);
amontCompr.getProperties();
double v1=amontCompr.V;

double intermittenceFactor=0.5; //4 temps
double nc=4; //4 cylindres

//débits massiques
massFlow=N/60.*Vs/v1/1000.*nc;
double fact=EGR/100;
updateprocess("air ambiant", "Exchange",!RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, UPDATE_FLOW, massFlow, !UPDATE_ET);
updateprocess("recirculation", "Exchange",!RECALCULATE,IS_SET_FLOW, UPDATE_FLOW, massFlow*fact, !UPD);
updateNode("admission", RECALCULATE, !UPDATE_ETA, 0);
amontCompr.getProperties();
v1=amontCompr.V;
updateprocess("entrée refroidissement", "Exchange",!RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, UPDATE_FLOW, coolingFlo);

//calcul du compresseur
updateprocess(compressorName, "Compression",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_FLOW, 0, !UPDATE_ETA, !);
avalCompr.getProperties();

//calcul de la première combustion
double lambda=Util.dicho_T(this,0,1, "calcComb1",1.4, 20,0.01);
avalComb1.getProperties();
```

inversion en lambda de la première combustion

```
double calcComb1(double lambda){
    updateprocess(comb1Name, "Combustion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_FLOW, 0
    avalComb1.getProperties();
    double res=avalComb1.P-maxPress;
    return res;
}
```

On peut alors calculer la deuxième et la troisième combustion, déterminer le volume en sortie de détente et recalculer la phase de détente.

```
//calcul de la deuxième combustion
if(maxTemp<avalComb1.T){
    maxTemp=avalComb1.T+20;
    maxTemp_value.setText(Util.aff_d(maxTemp-273.15,5));
    updateprocess(comb2Name, "Combustion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_F
}
else updateprocess(comb2Name, "Combustion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_

//calcul de la troisième combustion
updateprocess(comb3Name, "Combustion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_FLOW,

//détermination du débit de carburant
String[] args=new String[2];
args[0]="process";
args[1]="combustible";
Vector vProp=proj.getProperties(args);
Double f=(Double)vProp.elementAt(3);
double comb1Flow=f.doubleValue();
combFlow=comb1Flow;
args[1]="combustible 2";
vProp=proj.getProperties(args);
f=(Double)vProp.elementAt(3);
double comb2Flow=f.doubleValue();
combFlow=combFlow+comb2Flow;
args[1]="combustible 3";
vProp=proj.getProperties(args);
f=(Double)vProp.elementAt(3);
double comb3Flow=f.doubleValue();
combFlow=combFlow+comb3Flow;

RCA=massFlow/combFlow;
RCA_value.setText(Util.aff_d(RCA,5));
double coeff=(massFlow*(1.+fact)+combFlow)/massFlow/(1.+fact);
totalFlow=massFlow*(1.+fact)+combFlow;

avalComb2.getProperties();
avalComb3.getProperties();
double v6=v1/coeff;
avalDet.P=v6;//on passe v dans P

avalDet.update(!UPDATE_T,UPDATE_P,!UPDATE_X);//modifié pour qu'en système fermé, ce soit
//il faudrait faire un test pour bien vérifier que avalDet est paramétré en système fermé
updateprocess(expansionName, "Expansion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_FLOW, 0, !UPD
avalDet.getProperties();
updateprocess("échappement", "Expansion",RECALCULATE,!IS_SET_FLOW, !UPDATE_FLOW, 0, !UPD
```

Il reste alors à effectuer les mises à jour du reste du cycle

```

updateNode("échappement", RECALCULATE, !UPDATE_ETA, 0);
updateHx("refroidissement 1", RECALCULATE, !UPDATE_UA, 0, !UPDATE_EPSI, 0, !UPDATE_DTMIN, 0);
updateHx("refroidissement 2", RECALCULATE, !UPDATE_UA, 0, !UPDATE_EPSI, 0, !UPDATE_DTMIN, 0);
updateHx("refroidissement 3", RECALCULATE, !UPDATE_UA, 0, !UPDATE_EPSI, 0, !UPDATE_DTMIN, 0);

```

et à calculer le bilan global.

```

//pertes de pompage (cycle de balayage)
echap.getProperties();
amontCompr.getProperties();
avalCompr.getProperties();
double pumpingLosses=- (amontCompr.P-echap.P) * (amontCompr.V-avalCompr.V) *100*massFlow;

double payante=(deltaH1+deltaH2+deltaH3) *intermittenceFactor;
double utile=(-tauCompr-tauExp-tau2-tau3-pumpingLosses) *intermittenceFactor;
double eff=utile/payante;
double cooling=(payante*lossCoeff/100.) *intermittenceFactor;
pumpingLosses=pumpingLosses*intermittenceFactor;
double torque=utile*30/Math.PI/N;
combFlow=combFlow*intermittenceFactor;
massFlow=massFlow*intermittenceFactor;

```

Comme on peut le voir, le travail de programmation reste tout à fait raisonnable.

UTILISATION PEDAGOGIQUE DU PILOTE

Le très grand intérêt que présente le pilote sur le plan pédagogique est qu'il permet aux élèves de simuler l'impact sur les performances du moteur des paramètres définis dans l'écran de saisie. Ils peuvent ainsi soit effectuer des tests de sensibilité sur ces paramètres, soit, s'ils disposent de données expérimentales mesurées sur banc, d'estimer les valeurs manquantes.

Attention cependant à ce que le pilote ne peut trouver de solution que si les paramètres d'entrée forment un jeu cohérent : pour le rendre plus robuste, il faudrait effectuer une série de tests qui n'a pas été implémentée dans la version présentée ici.