



18 et 19 mars 2010 - JURANCON - nouvelles technologies sur la motorisation

PREAMBULE

Ce document est le support d'une formation inscrite au Plan Académique de Formation Aquitaine destinée à des formateurs de la filière automobile.

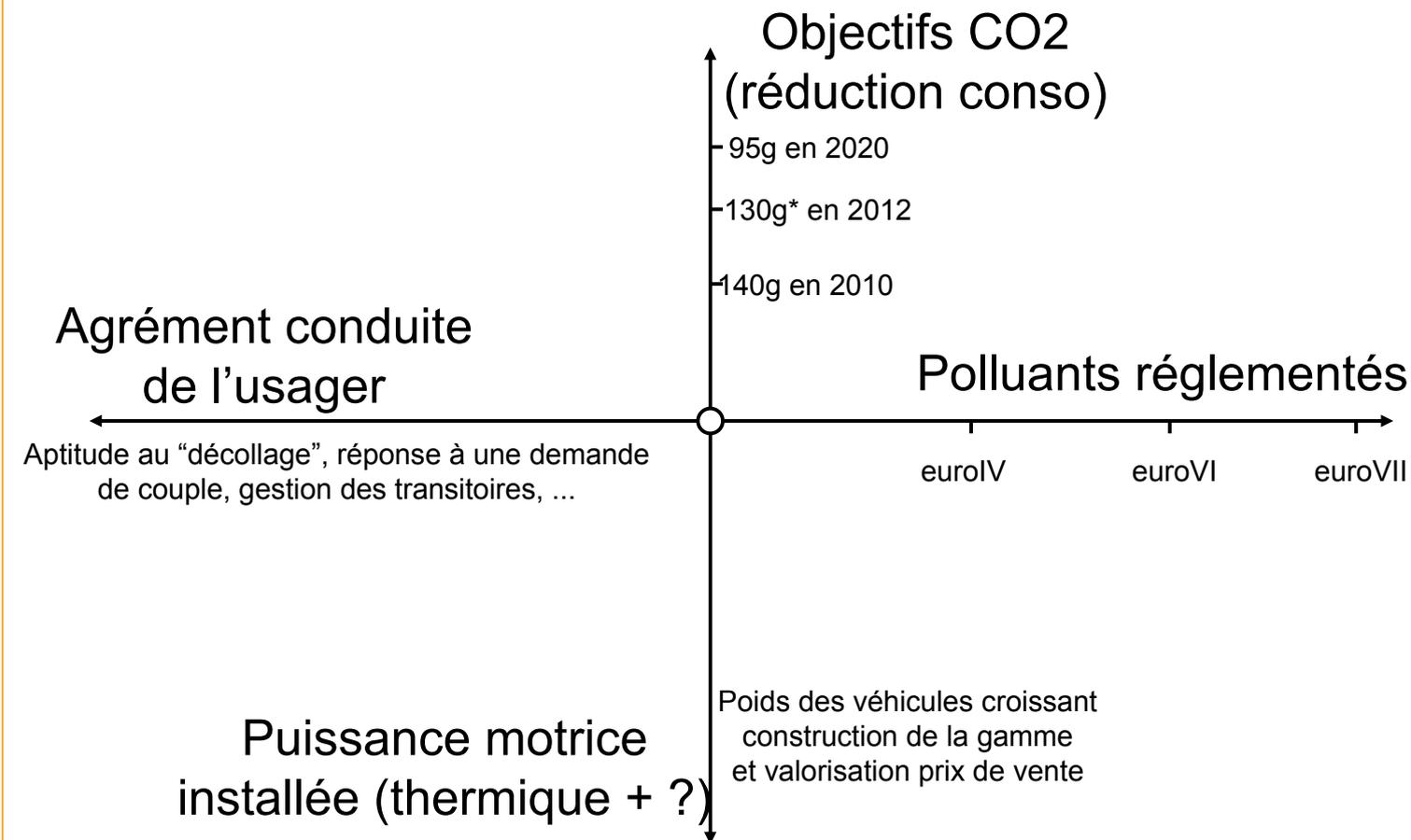
Lors de son déroulement, de nombreux compléments sont apportés afin de préciser ses contenus.

C'est un point de départ à des échanges sur le sujet traité.

Un très gros travail d'adaptation est nécessaire pour intégrer ces contenus à des cours élèves.

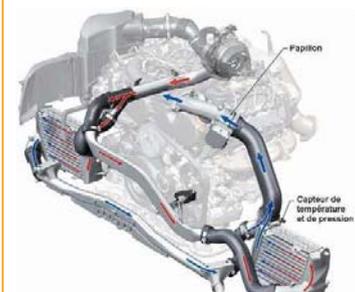


Les contraintes de l'innovation dans la motorisation

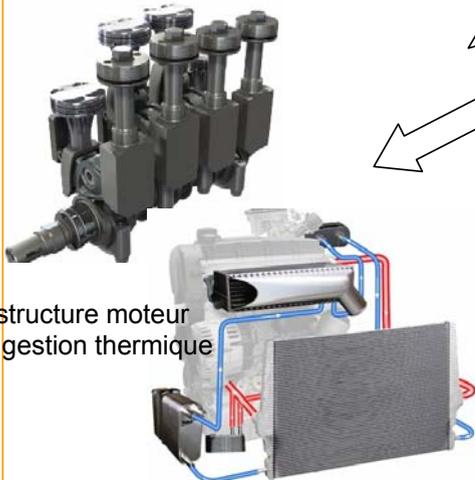




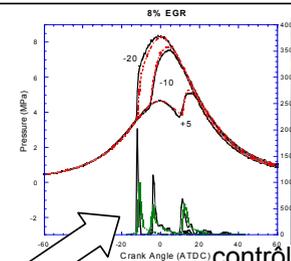
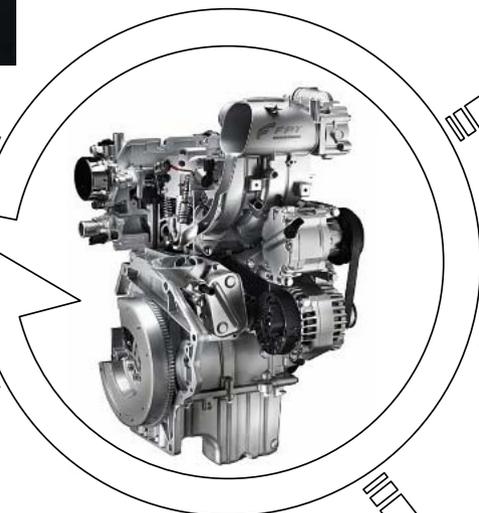
Les voies d'améliorations techniques



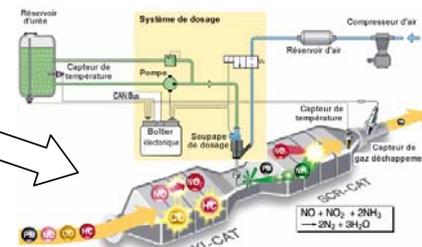
gestion de la boucle d'air et optimisation remplissage



structure moteur et gestion thermique

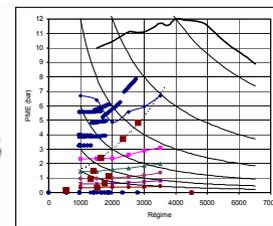
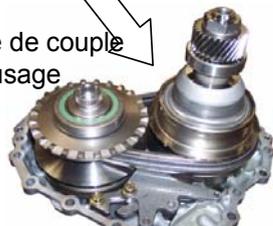


contrôle déclenchement et déroulement combustion



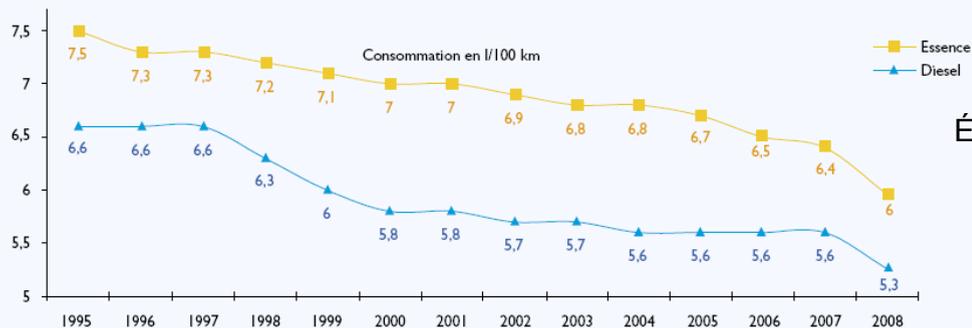
Post-traitement des polluants

Algorithmes de modèle de couple et adaptation à l'usage



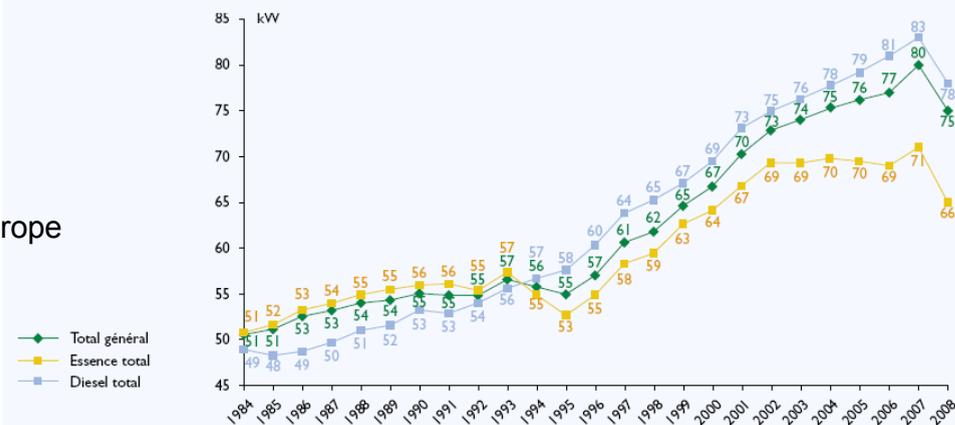


Evolutions du marché



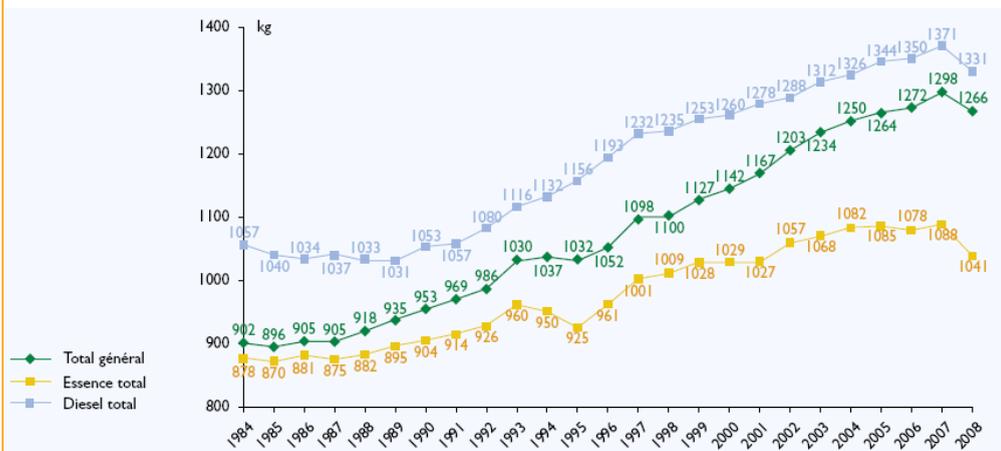
Évolution consommations france

Évolution puissance moyenne europe





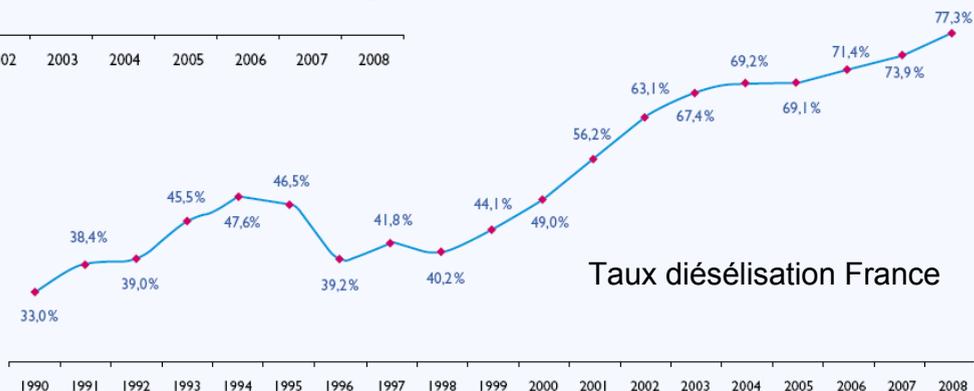
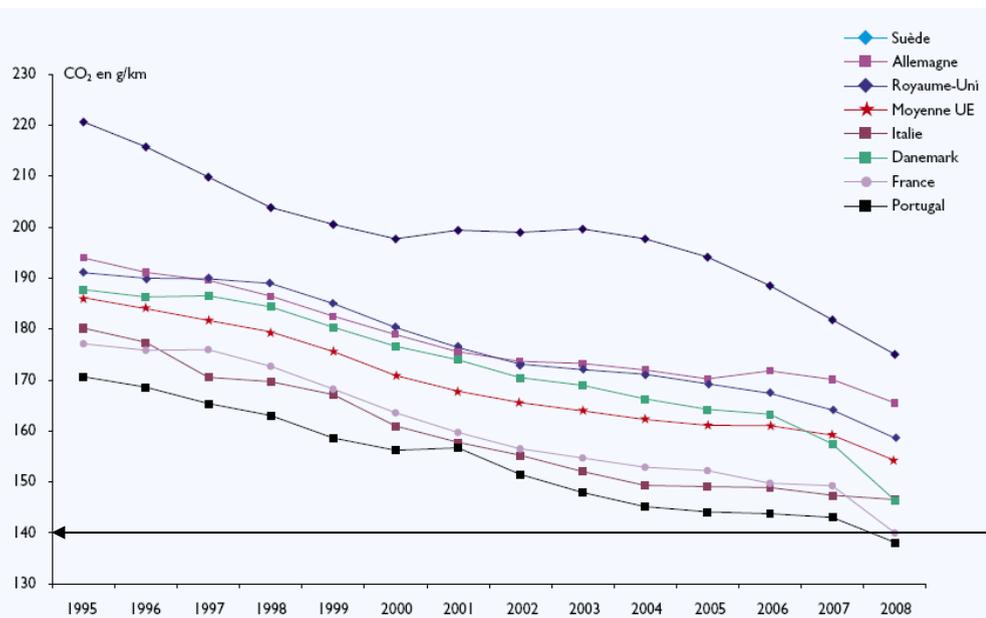
Evolutions du marché





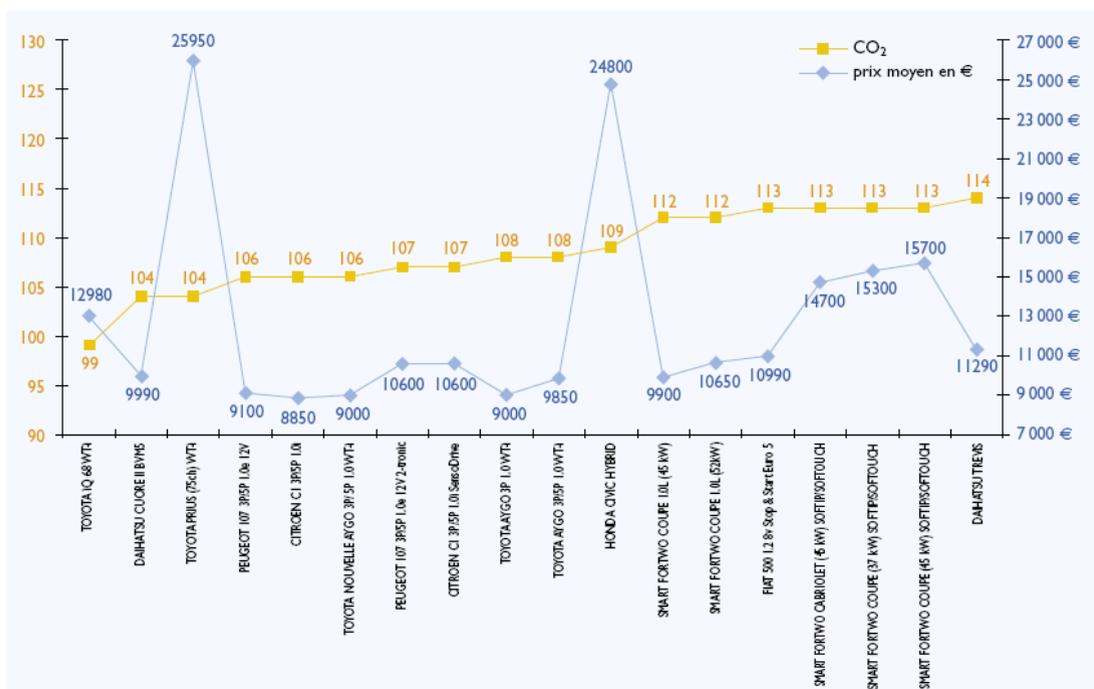
Evolutions du marché

Émissions CO2 par pays





Evolutions du marché



L'offre basse consommation



18 et 19 mars 2010 - JURANCON - nouvelles technologies sur la motorisation

Les normes d'émissions

Les normes d'émissions VL

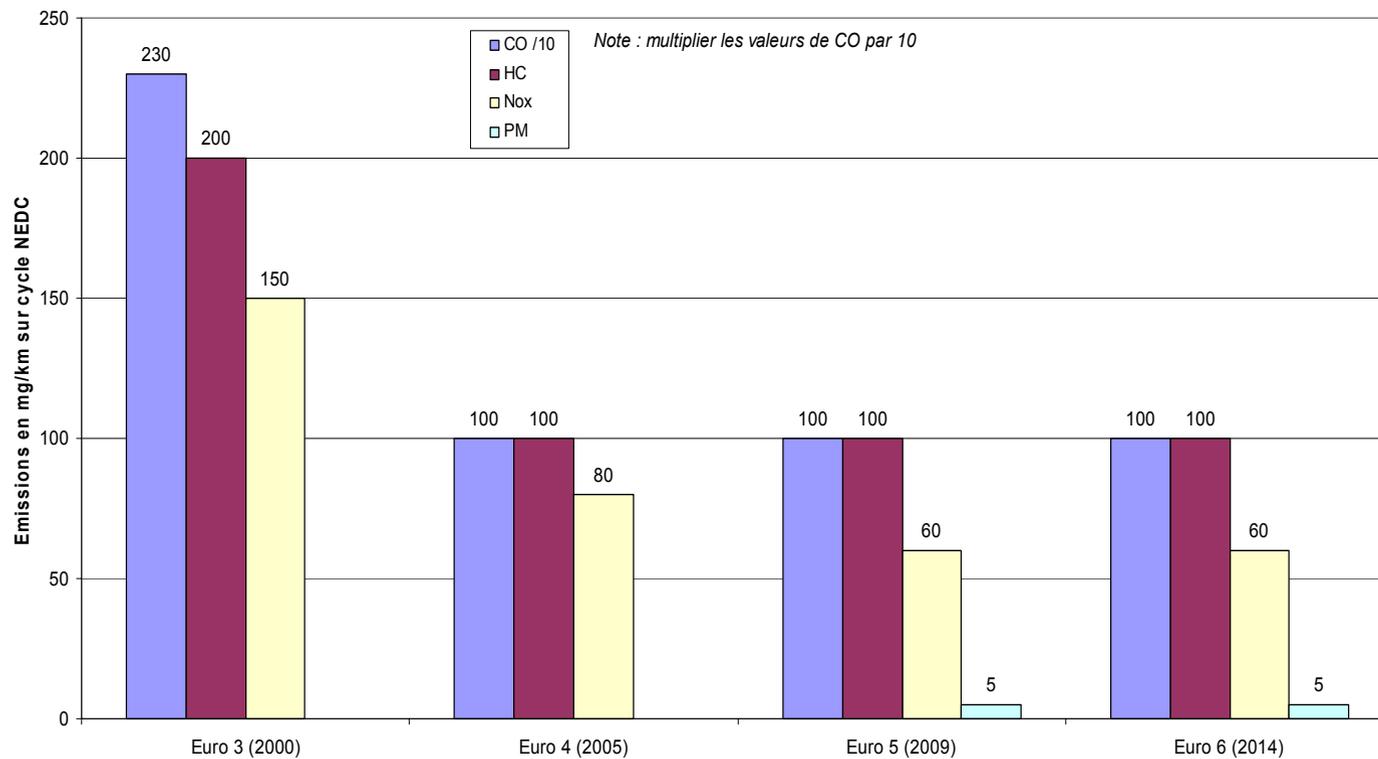
Objectifs CO2

Les normes d'émissions PL



Les normes d'émissions VL

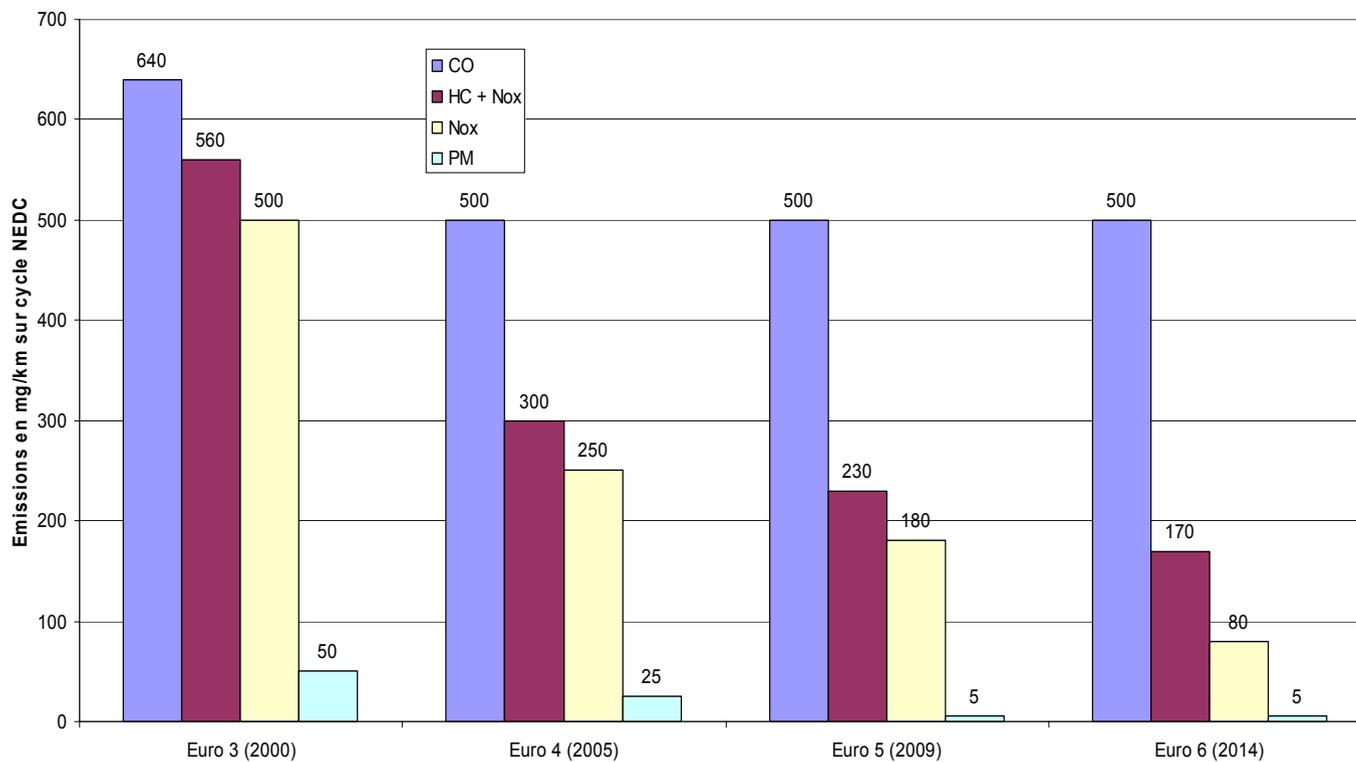
Evolution des limites d'émissions VP Essence





Les normes d'émissions VL

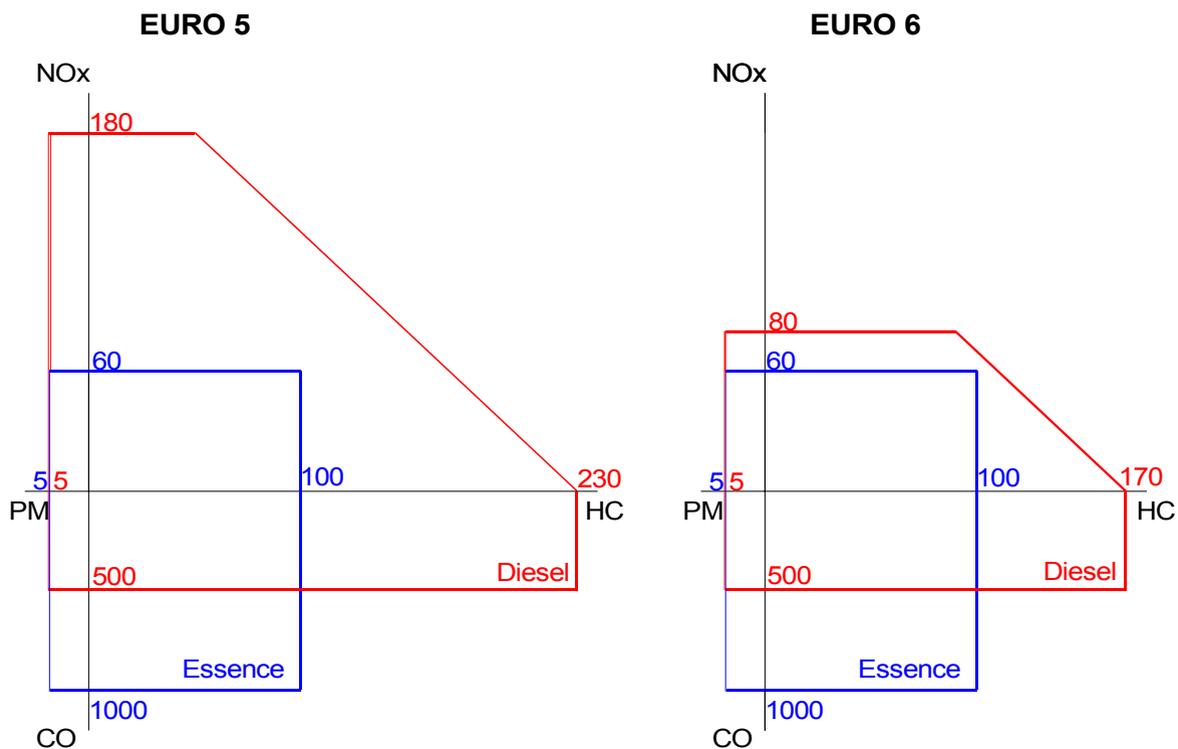
Evolution des limites d'émissions VP Diesel





Les normes d'émissions VL

Comparaison EURO 5 – EURO 6 pour Essence - Diesel





Les normes d'émissions VL

Limites d'émissions pour les véhicules particuliers en g/km

| Normes | Année | | CO | HC | HCNM | HC+Nox | Nox | Particules | Nombre particules |
|----------------|---------|---------|------|-----|-------|--------|------|------------|----------------------|
| | NT | TT | | | | | | | |
| Diesel | | | | | | | | | |
| Euro 1 | 1992 | | 2,72 | | | 0,97 | | 0,14 | |
| Euro 2 - IDI | 1996 | | 1 | | | 0,7 | | 0,08 | |
| Euro 2 - DI | 1999 | | 1 | | | 0,9 | | 0,1 | |
| Euro 3 | janv-00 | janv-01 | 0,64 | | | 0,56 | 0,5 | 0,05 | |
| Euro 4 | janv-05 | janv-06 | 0,5 | | | 0,3 | 0,25 | 0,025 | |
| Euro 5 | sept-09 | janv-11 | 0,5 | | | 0,23 | 0,18 | 0,005 | |
| Euro 6 | sept-14 | sept-15 | 0,5 | | | 0,17 | 0,08 | 0,005 | # |
| Essence | | | | | | | | | |
| Euro 1 | 1992 | | 2,72 | | | 0,97 | | | |
| Euro 2 | 1996 | | 2,2 | | | 0,5 | | | |
| Euro 3 | janv-00 | janv-01 | 2,3 | 0,2 | | | 0,15 | | |
| Euro 4 | janv-05 | janv-06 | 1 | 0,1 | | | 0,08 | | |
| Euro 5 | sept-09 | janv-11 | 1 | 0,1 | 0,068 | | 0,06 | 0,005 (a) | |
| Euro 6 | sept-14 | sept-15 | 1 | 0,1 | 0,068 | | 0,06 | 0,005 (a) | # |

NT (nouveau type) les nouveaux modèles doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée

TT (tout type) : tous les véhicules neufs doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée

a : pour moteur à injection Directe Essence mélange pauvre seulement

: valeur à définir en 2013.

Note : à partir de 2000, suppression dans le cycle d'essai des 40 premières secondes de mise en température moteur



Les normes d'émissions VL

Le Cycle NEDC (ou N MVEG) est conçu pour reproduire des conditions réelles de circulation, mais n'a pas pour vocation de reproduire l'ensemble des conditions d'utilisation des véhicules.

Partie ECE (phase 1 + 2) : circulation urbaine 4,052 km

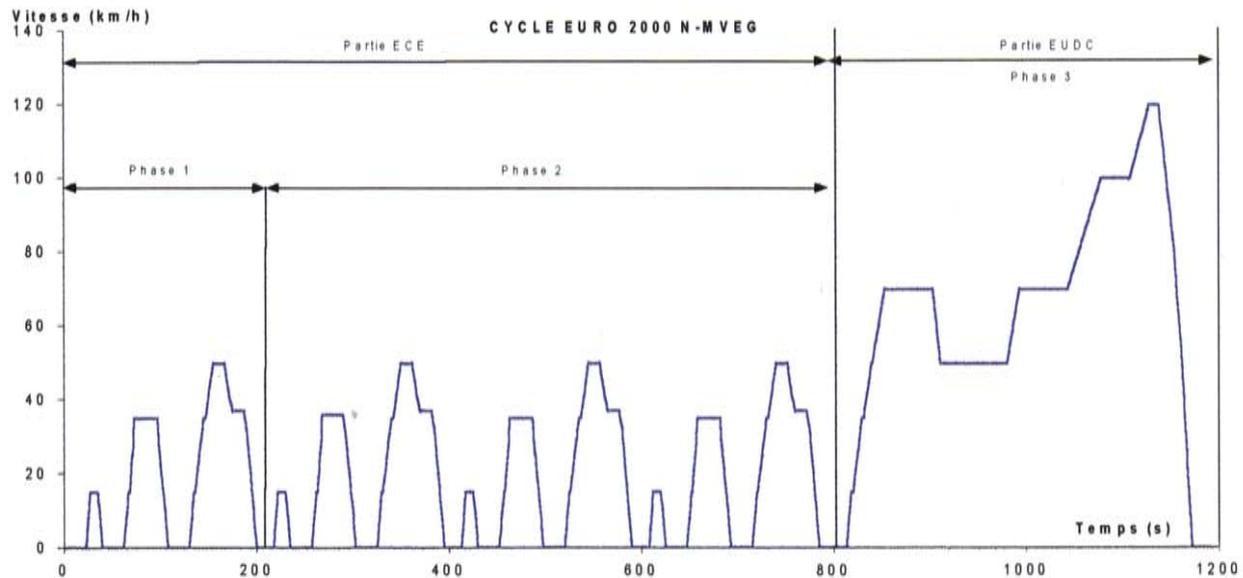
Vitesse maxi : 120 km/h

Partie EUDC (phase 3) : circulation extra urbaine 6,955 km

Vitesse moyenne : 33,6 km/h

ECE + EUDC (cycle complet) : circulation mixte 11,07 km

Durée du cycle : 1180 s



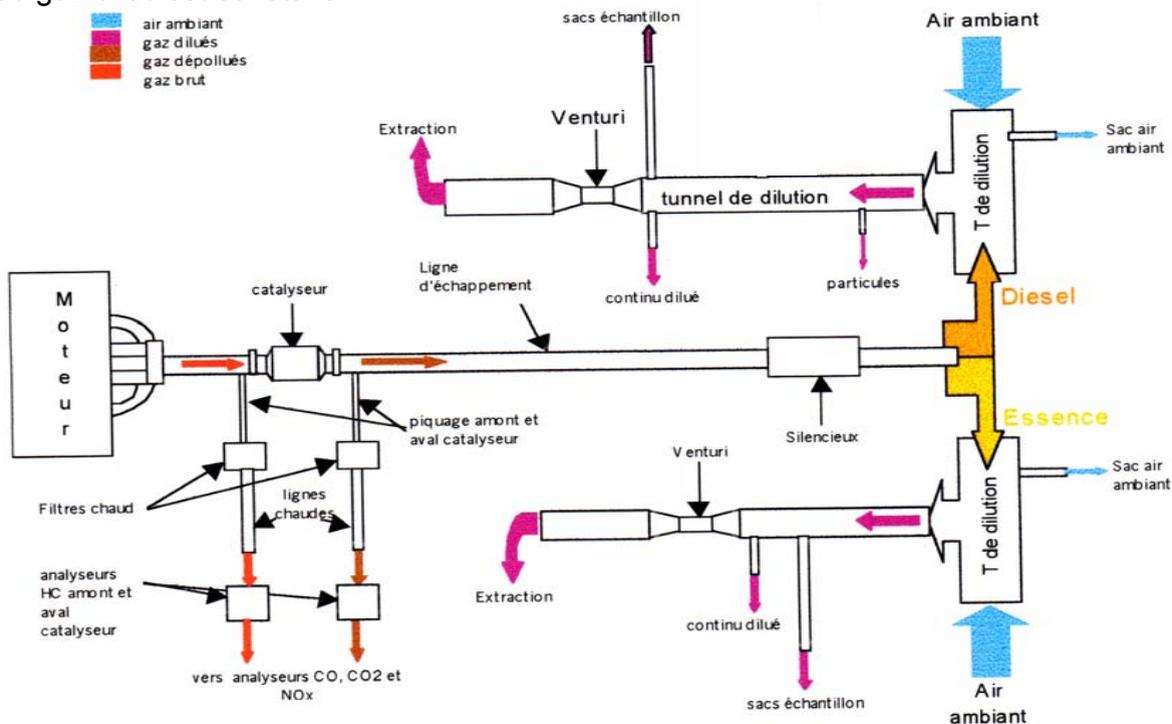


Les normes d'émissions VL

Schéma du principe du système de prélèvement

Pour chaque phase du cycle (1, 2 et 3), 2 sacs échantillon sont prélevés pour analyse : 1 sac pour l'air de dilution (air ambiant), et 1 sac pour les gaz d'échappement dilués, soit 6 sacs au total.

Le débit de gaz dilué est constant.





Les normes d'émissions VL

Calcul des émissions sur cycle et pour chaque phase du cycle

La température et la pression sont mesurées afin de ramener l'essai aux conditions standards.
Distances parcourues, masse volumique des polluants, et volumes des gaz dilués sont connus.
Un facteur de dilution est estimé.
Le contenu des sacs d'air de dilution et de gaz d'échappement dilués est analysé.
La masse de polluant émise est calculée en g/phase et en g/km.

Calcul des consommations normalisées sur cycle

Le carburant étant le seul réactif à apporter du carbone, la connaissance des émissions des produits carbonés (CO₂, CO et HC) permet d'établir la relation de calcul de consommation.



Les normes d'émissions VL

Relation Consommation – Emission de CO2

Si on considère que les émissions de polluants carbonés sont très faibles au regard de l'émission de CO₂, on peut poser comme hypothèse que l'intégralité de la masse de carbone apportée par le carburant se retrouve dans le CO₂ à l'échappement.

L'émission de CO₂ est donc directement proportionnelle à la consommation de carburant.

Exemple avec :

Masse vol. E = 755 g/l

Masse vol. D = 835 g/l

%m de carbone dans le carburant = 86

%m de carbone dans le CO₂ = 27,3

On obtient :

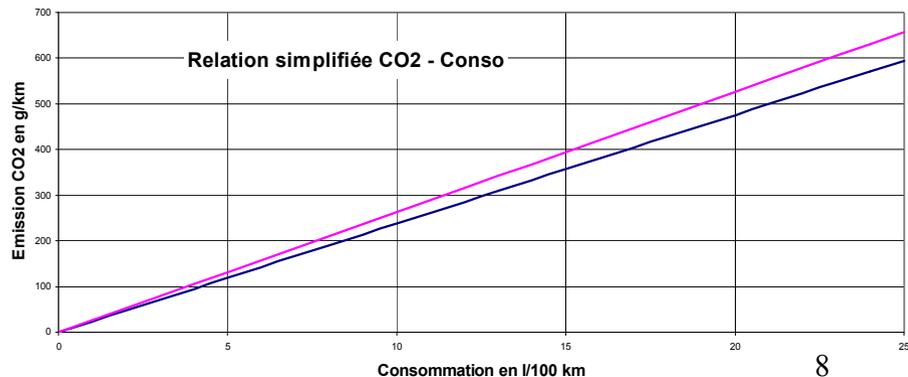
Emission de CO₂ (g/km) = 23,78 x Conso E (l/100)

Emission de CO₂ (g/km) = 26,30 x Conso D (l/100)

Soit pour 140 g/km de CO₂ :

Conso E = 5,9 l/100

Conso D = 5,3 l/100





Objectifs CO2

Etat des lieux sur les émissions de CO2 en g/km

Sur l'ensemble du parc Européen

1995 : 186 g/km
2007 : 158 g/km
2008 : 153 g/km

Par constructeur en 2008

N°1 : Fiat avec 138 g/km
N°2 : PSA avec 139 g/km
N°3 : Renault avec 143 g/km
N°4 : Toyota avec 147 g/km

Par pays en 2008

N°1 : Portugal avec 138 g/km
N°2 : France avec 140 g/km
N°3 : Italie avec 145 g/km
N°4 : Danemark avec 146 g/km



Objectifs CO2

2012 : objectif 120 g/km sur l'ensemble du parc européen

130 g/km obtenu par la technologie des moteurs

10 g/km supplémentaire obtenu grâce à des innovations technologiques (2010 année de référence)

Jusqu'à **2015**, l'objectif prend en compte la masse moyenne des véhicules par constructeur (ou groupement de constructeurs)

Emission CO2 = $130 + 0,0457 \times (M - 1372)$

Exemple : obj PSA, 128 ; obj Renault, 129 ; obj BMW, 138 ; obj Fiat, 121

Un pourcentage croissant annuellement du nombre de véhicules pris en compte est instauré (65% en 2012, 100% en 2015).

Des bonifications sont mises en place pour les constructeurs produisant des véhicules à moins de 50 g/km.

Des pénalités progressives sont mises en place, pour atteindre 95€ par véhicule et par g/km excédentaire en 2019.

2020 : objectif **95 g/km**

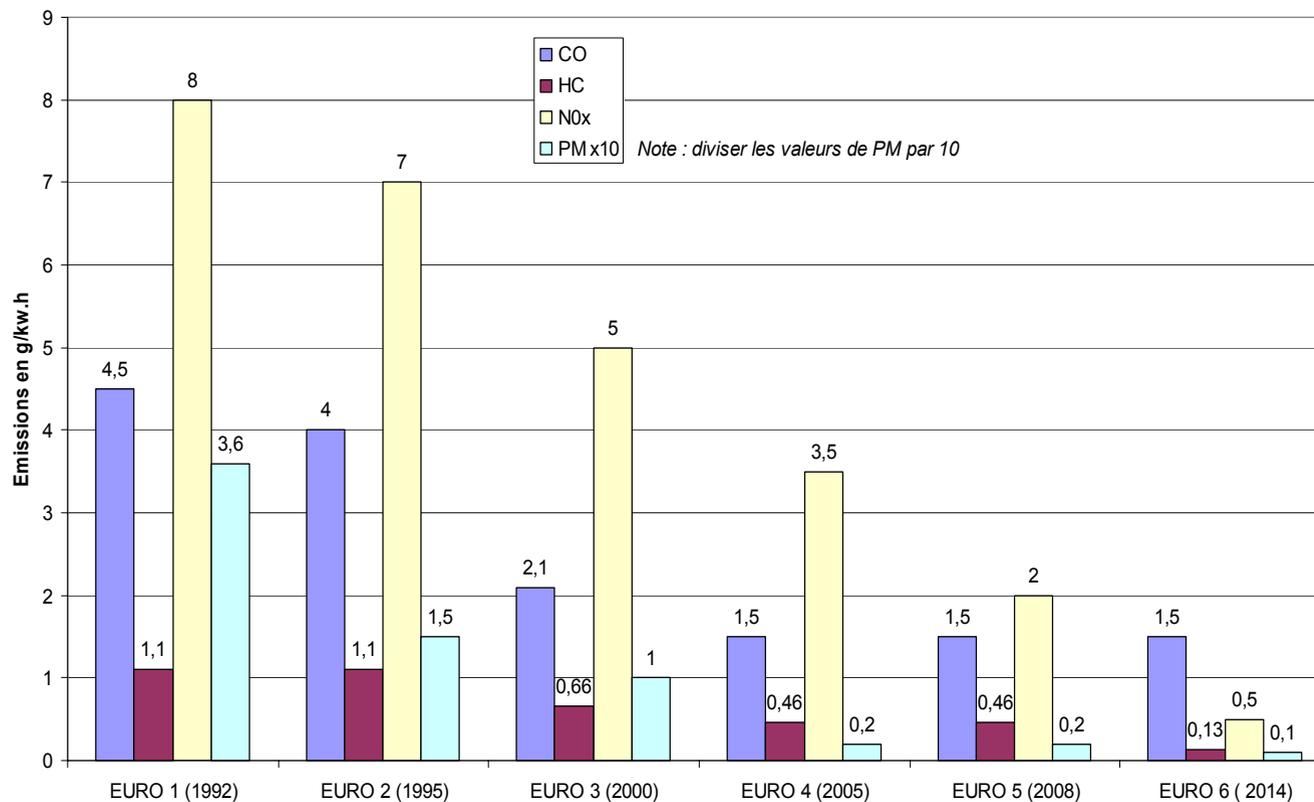
A partir de **2016**, nouveau mode de calcul de l'objectif

Ce mode de calcul sera discuté en 2013 pour prise en compte de la nouvelle cible. Il prendra également en compte la masse du véhicule, certainement l'emprise au sol et d'autres facteurs caractérisant « l'utilité » du véhicule.



Les normes d'émissions PL

Evolution des limites d'émissions PL





Les normes d'émissions PL

| Etape | Date d'entrée en vigueur | Cycle d'essai | CO | T HC | N0x | PM | PM | NH ₃ |
|--------|--------------------------|---------------|-------|-------|-------|-------|------------|-----------------|
| | | | g/kWh | g/kWh | g/kWh | g/kWh | nombre/kWh | ppm |
| EURO 1 | 1992/93 | ECE R 49 | 4,5 | 1,1 | 8 | 0,36 | | |
| EURO 2 | 1995/96 | ECE R 49 | 4 | 1,1 | 7 | 0,15 | | |
| EURO 3 | 2000/01 | ESC/ELR | 2,1 | 0,66 | 5 | 0,1 | | |
| EURO 4 | 2005/06 | ESC/ELR | 1,5 | 0,46 | 3,5 | 0,02 | | |
| EURO 5 | 2008/09 | ESC/ELR | 1,5 | 0,46 | 2 | 0,02 | | |
| EURO 6 | 2014/15 | ESC/ELR | 1,5 | 0,13 | 0,5 | 0,01 | # | 10 |

valeur non encore définie

Les poids lourds doivent répondre aux exigences de 3 cycles différents :

- Cycle ESC (13 modes)
- Cycle ELR (reprises de charges)
- Cycle ETC (cycle de roulage urbain, extra urbain et autoroutier transposé au banc moteur)



Les normes d'émissions PL

Cycle ESC (13 modes)

| Mode | Régime | % charge | Facteur pondération % | Durée |
|------|----------|----------|-----------------------|-----------|
| 1 | Low idle | 0 | 15 | 4 minutes |
| 2 | A | 100 | 8 | 2 minutes |
| 3 | B | 50 | 10 | 2 minutes |
| 4 | B | 75 | 10 | 2 minutes |
| 5 | A | 50 | 5 | 2 minutes |
| 6 | A | 75 | 5 | 2 minutes |
| 7 | A | 25 | 5 | 2 minutes |
| 8 | B | 100 | 9 | 2 minutes |
| 9 | B | 25 | 10 | 2 minutes |
| 10 | C | 100 | 8 | 2 minutes |
| 11 | C | 25 | 5 | 2 minutes |
| 12 | C | 75 | 5 | 2 minutes |
| 13 | C | 50 | 5 | 2 minutes |

En plus des 13 points normalisés, prise en compte de 3 points aléatoires dans la zone d'essai.

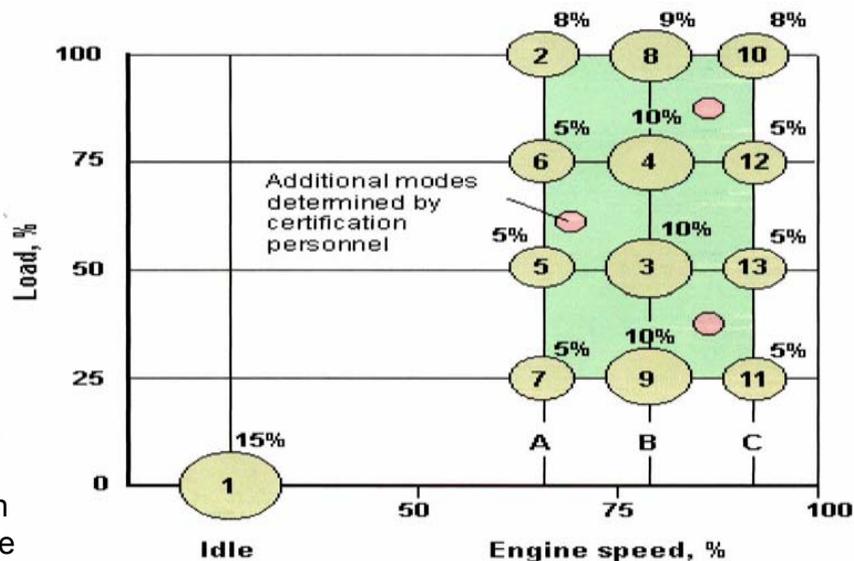
$$A = N_{lo} + 0,25 \times (N_{hi} - N_{lo})$$

$$B = N_{lo} + 0,5 \times (N_{hi} - N_{lo})$$

$$C = N_{lo} + 0,75 \times (N_{hi} - N_{lo})$$

N_{lo} = régime le plus bas correspondant à 50% de P_{max}

N_{hi} = régime le plus haut correspondant à 70% de P_{max}

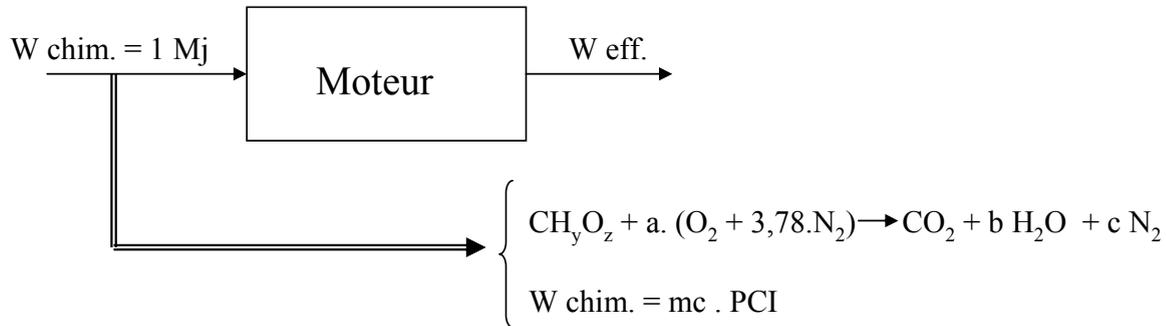




Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

1^{ère} approche: Émissions dues à la combustion

E CO₂ à iso W_{introduite} et R=1



E CO₂ (g/Mj) :

SP95: 74,3

Ethanol: 71,37 (- 3,9%)

GPL ; 66,42 (-10%)

GNV : 61,73 (-17%)

Gazole : 73,69

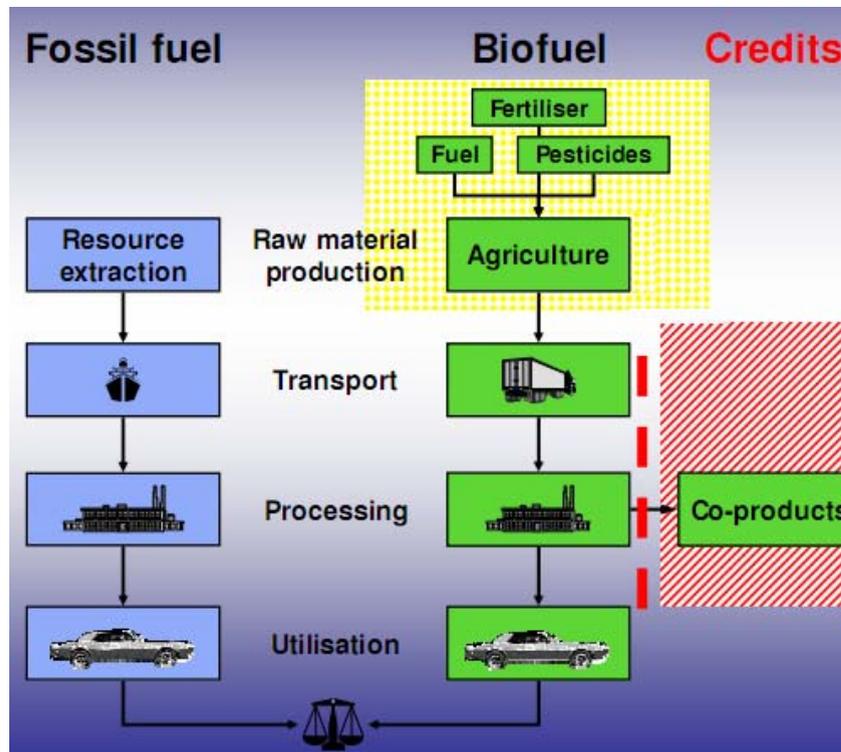
EMHV : 75 (+1,7%)

H₂ : 0 ???



Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

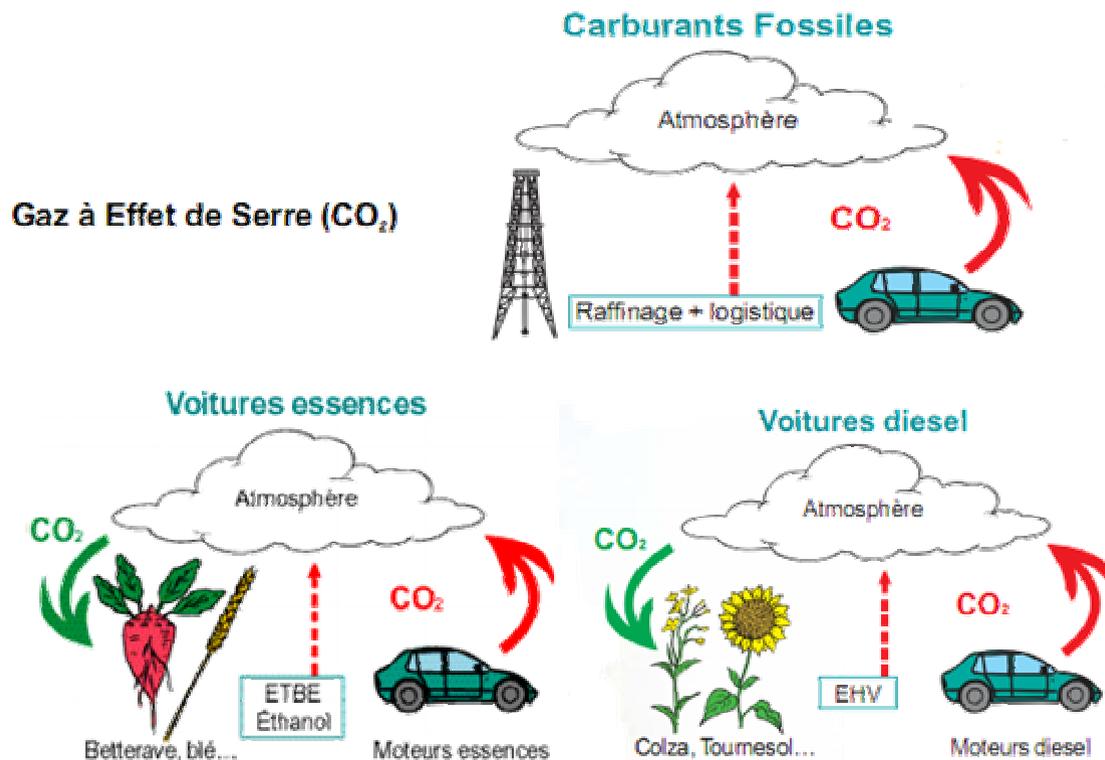
2^{ème} approche : Bilan “du puit à la roue” ou “du berceau à la roue”



Gaz à effet de serre
comptabilisés: CO₂ ;
N₂O ; CH₄



Participation des Carburants à la réduction des E CO₂





Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

3 principales études: ADEME (2002 & 2008) ; GM (2002) ; CONCAWE (2005)

| Résultats normalisés Étude 2002 | Emissions de GES après combustion (hypothèse de combustion totale d'après la teneur en C) g CO ₂ / MJ | | |
|------------------------------------|--|-----------------|-----------|
| | ADEME/DIREM | GM | CONCAWE |
| Essence | 86 | 87 | 86 |
| Ethanol (blé) | 34 ↓ (-60%) | | [30 - 58] |
| Ethanol (betterave) | 34 | 55 [31 - 81] | [38 - 60] |
| Diesel | 81 ↓ (-70%) | 83 | 88 |
| Biodiesel (colza) | 24 | [12 - 61] | [41 - 45] |
| Biodiesel (tournesol) | 20 | | [34 - 38] |

- 22% ETBE (ADEME)

⇒ de grosses divergences au niveau des résultats:

- Hypothèses d'évaluation de l' N_2O au niveau des cultures.
- Procédures d'allocation des coproduits.

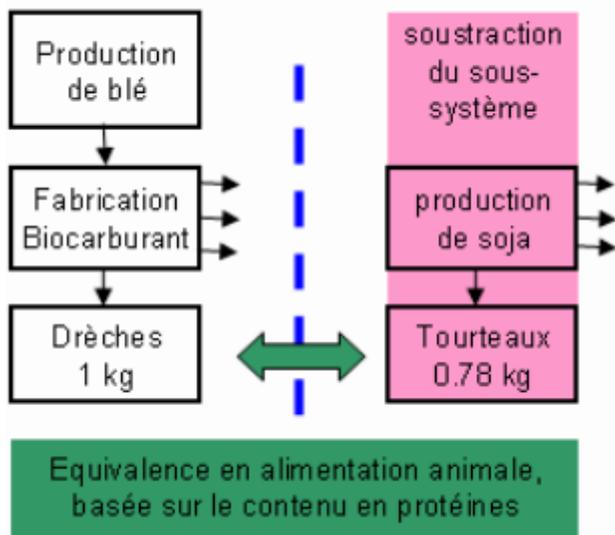
⇒ Biocarburants : quelque soit l'étude **un réel gain sur les émissions de CO₂**



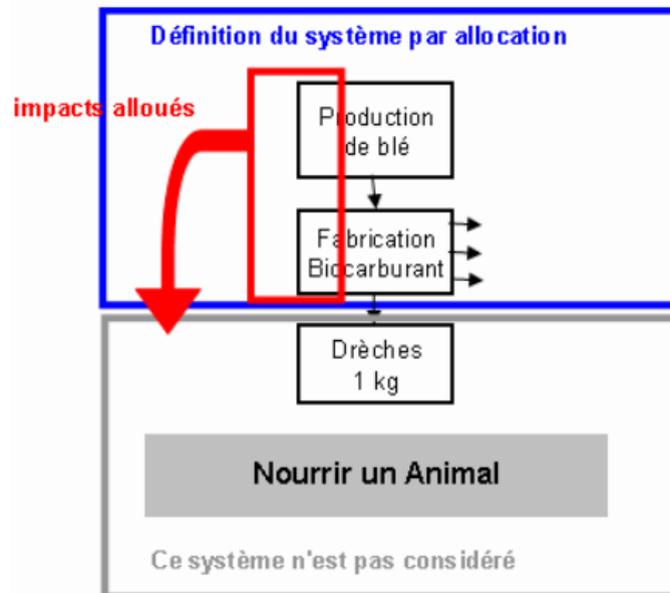
Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Exemple de divergence : allocation des coproduits

Définition du système par CONCAWE



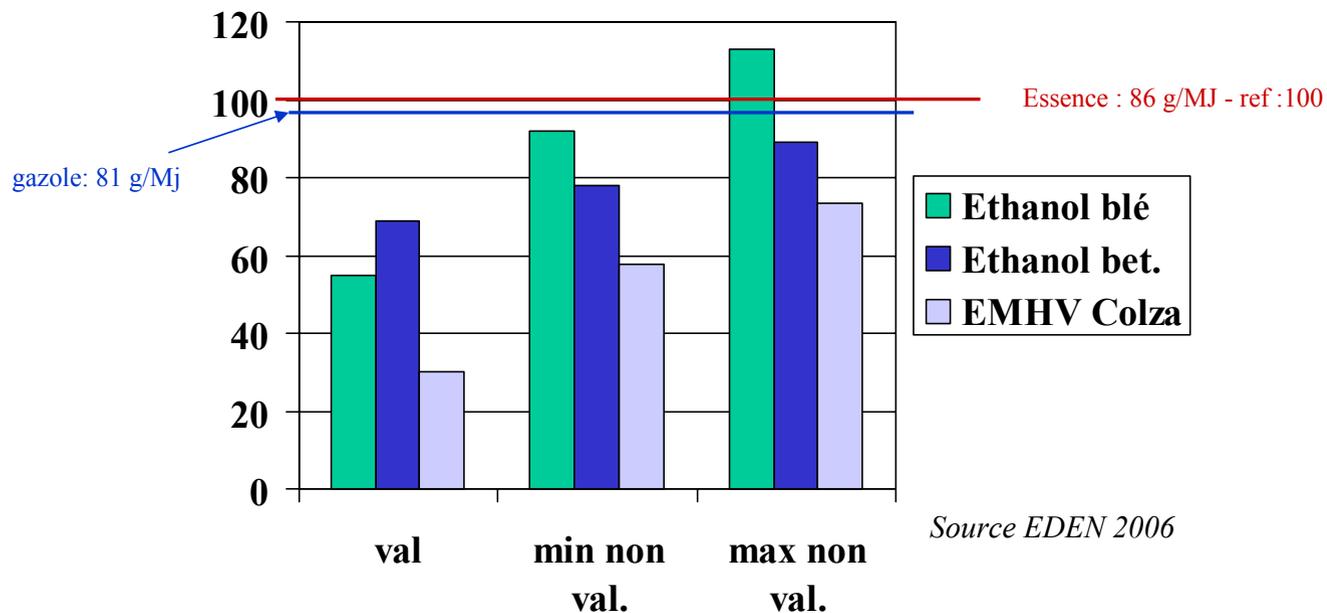
Définition du système par allocation





Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Importance de la valorisation des coproduits : (IES comparés)/ess



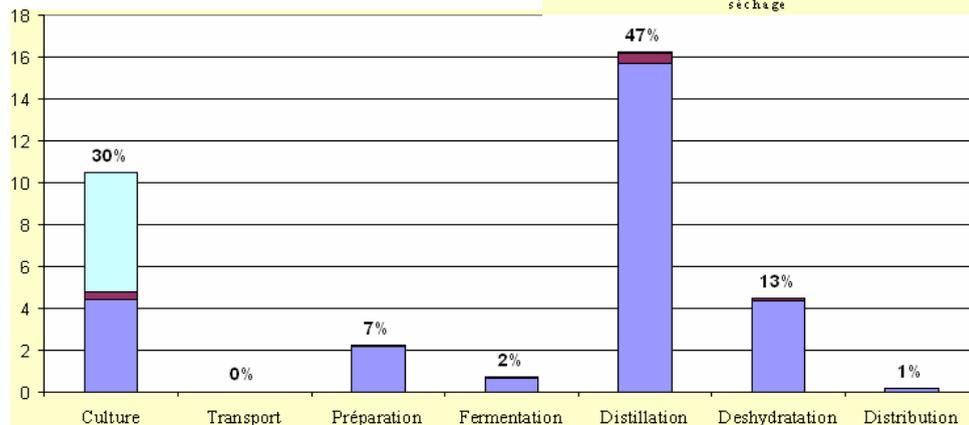
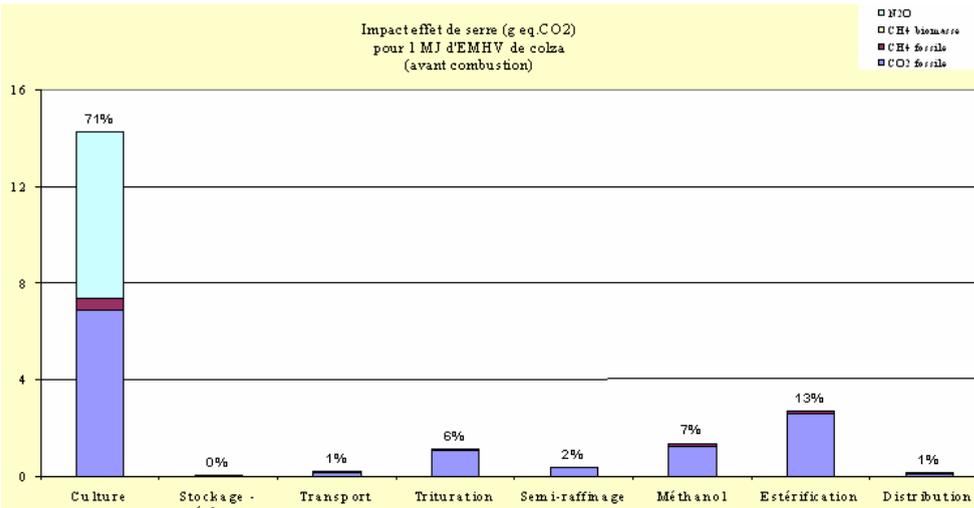
Remarque : Éthanol provenant du Brésil (canne à sucre): E CO₂ = 20,7 à 24,1 g eq CO₂/MJ
bagasse utilisée en co-génération pour fournir vapeur et électricité.



Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Exemple de répartition des E CO₂ aux différentes étapes avant combustion pour 1 MJ (g eq CO₂)

EMHV Colza



Ethanol de Blé



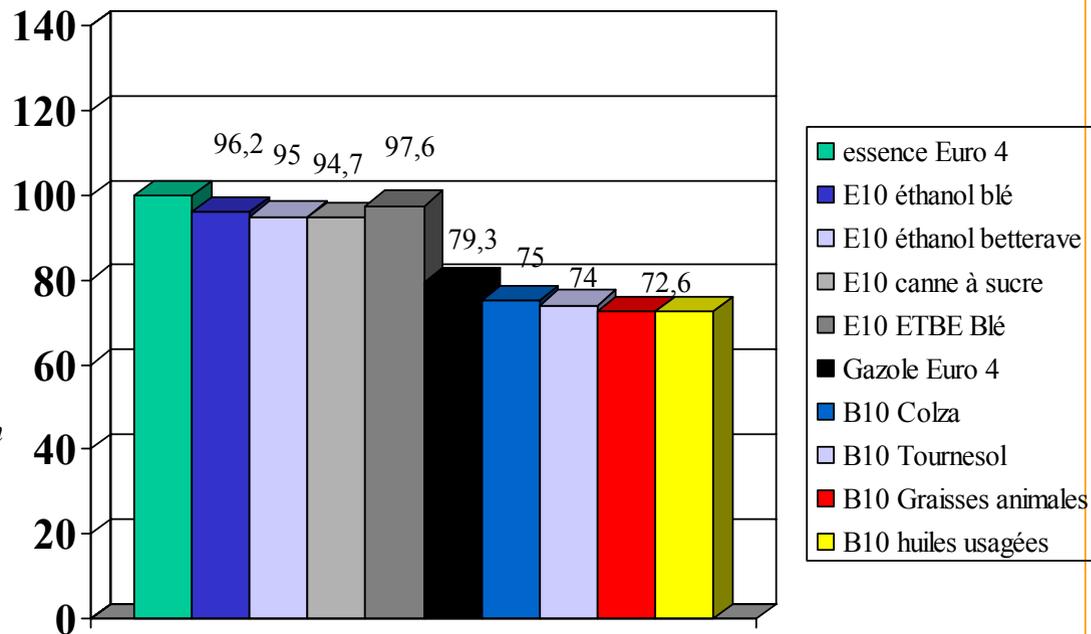
Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Incorporation des biocarburants en faible teneur dans les carburants usuels

**IES eq CO₂ du champ
à la roue (g/km)**

ADEME 2008

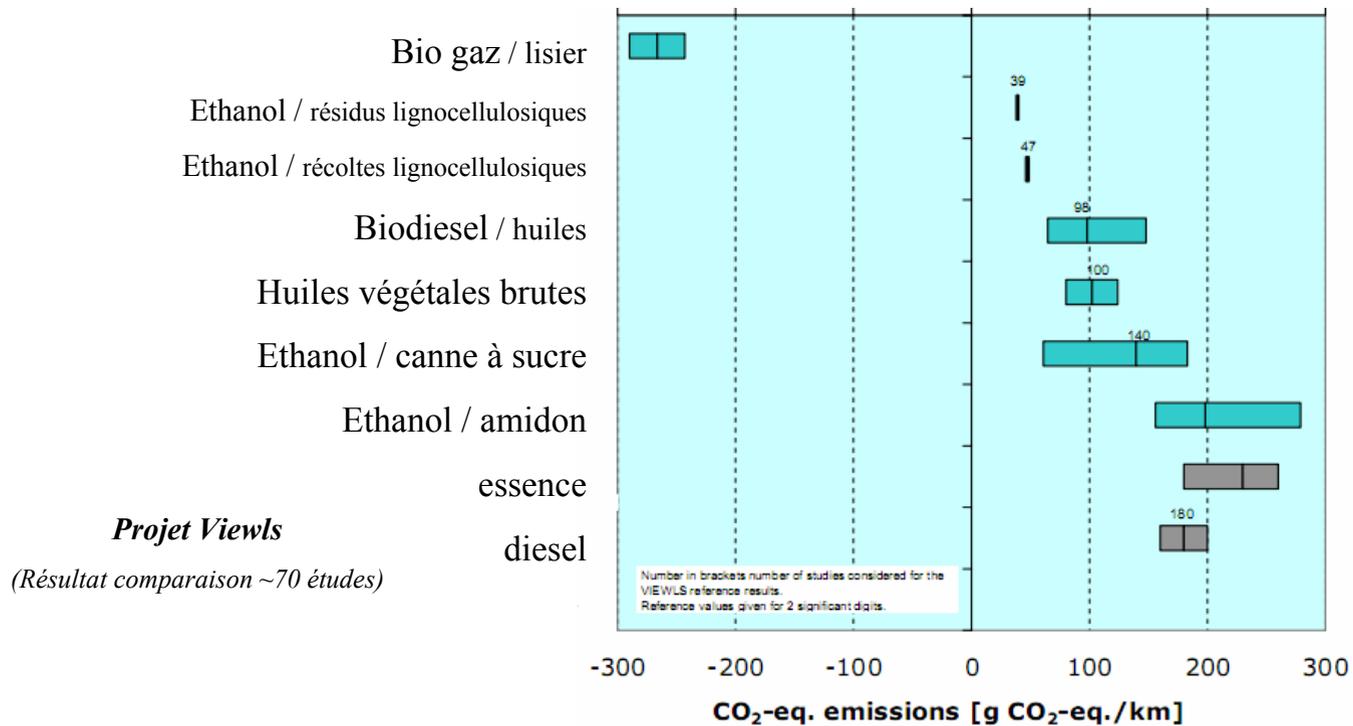
Ref: essence EURO 4 : 193,5 g/km





Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Bilan des biocarburants :



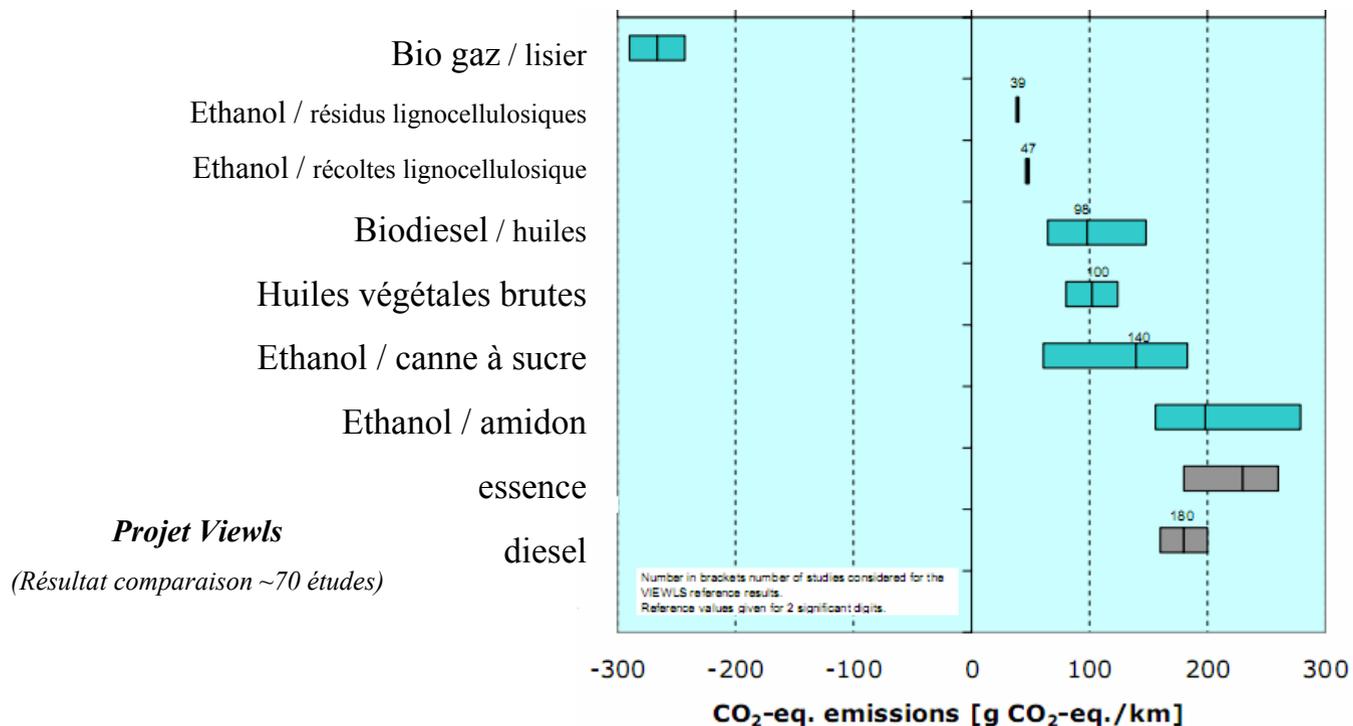
Projet Views

(Résultat comparaison ~70 études)



Participation des Carburants à la réduction des E CO₂

Bilan des biocarburants : un gain en E CO₂ mais variable selon les filières

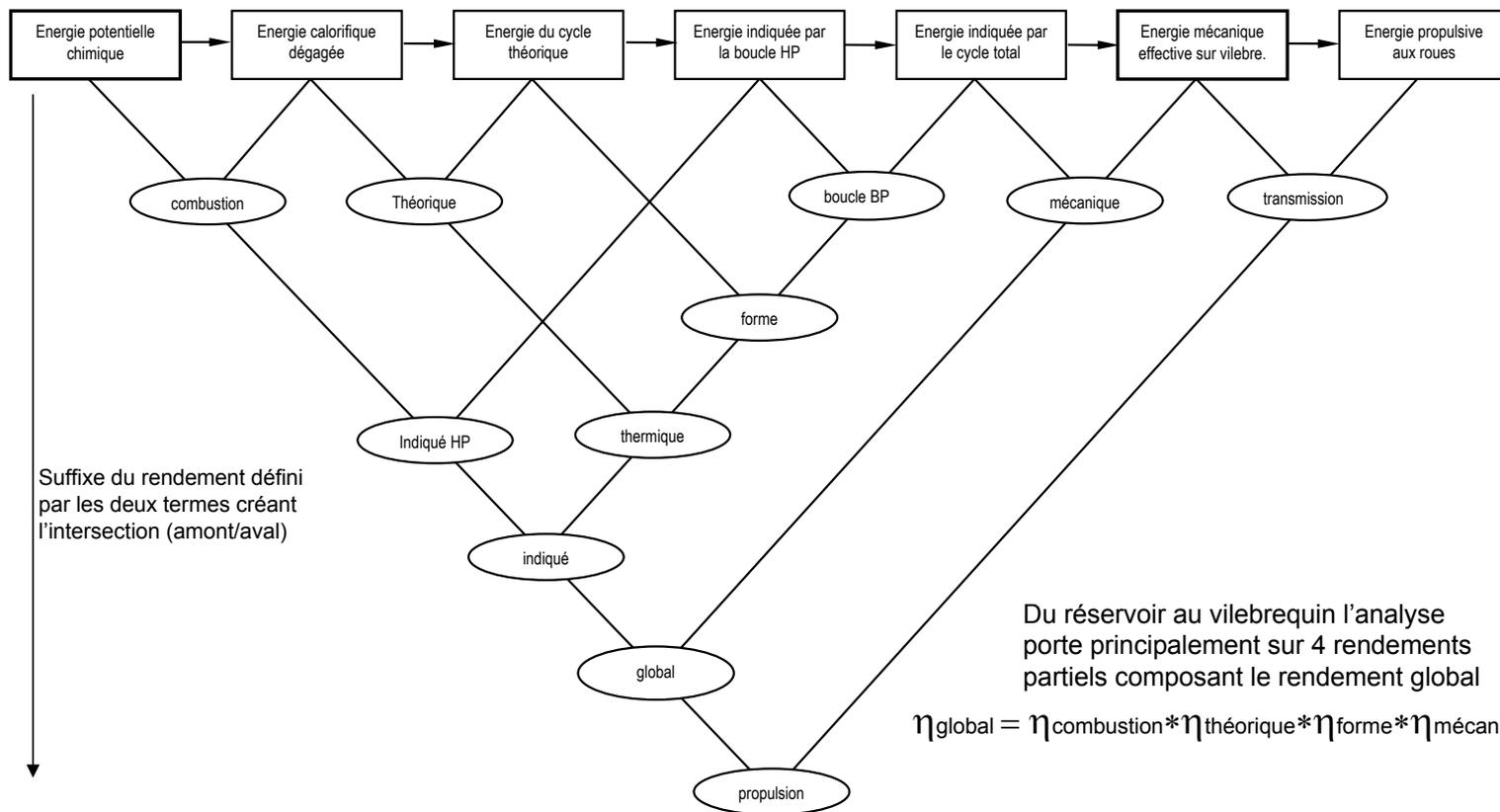


Carburants de deuxièmes générations: réel gain ; filières prometteuses



“Chaîne” des rendements du carburant aux roues

Etapes successives de transformations de l'énergie : du carburant à sa forme utile



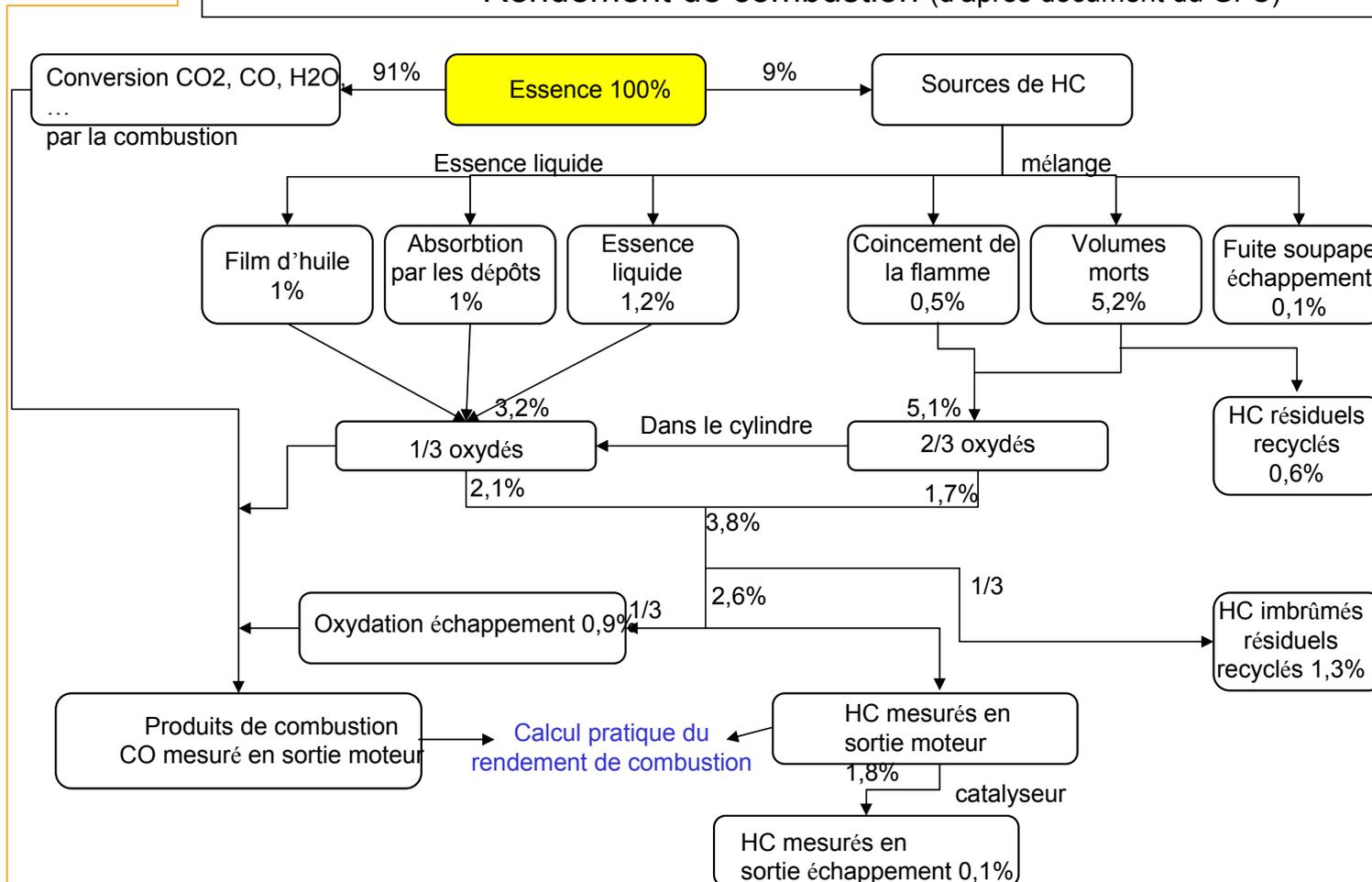
Suffixe du rendement défini par les deux termes créant l'intersection (amont/aval)

Du réservoir au vilebrequin l'analyse porte principalement sur 4 rendements partiels composant le rendement global

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{combustion}} * \eta_{\text{théorique}} * \eta_{\text{forme}} * \eta_{\text{mécanique}}$$



Rendement de combustion (d'après document du GFC)

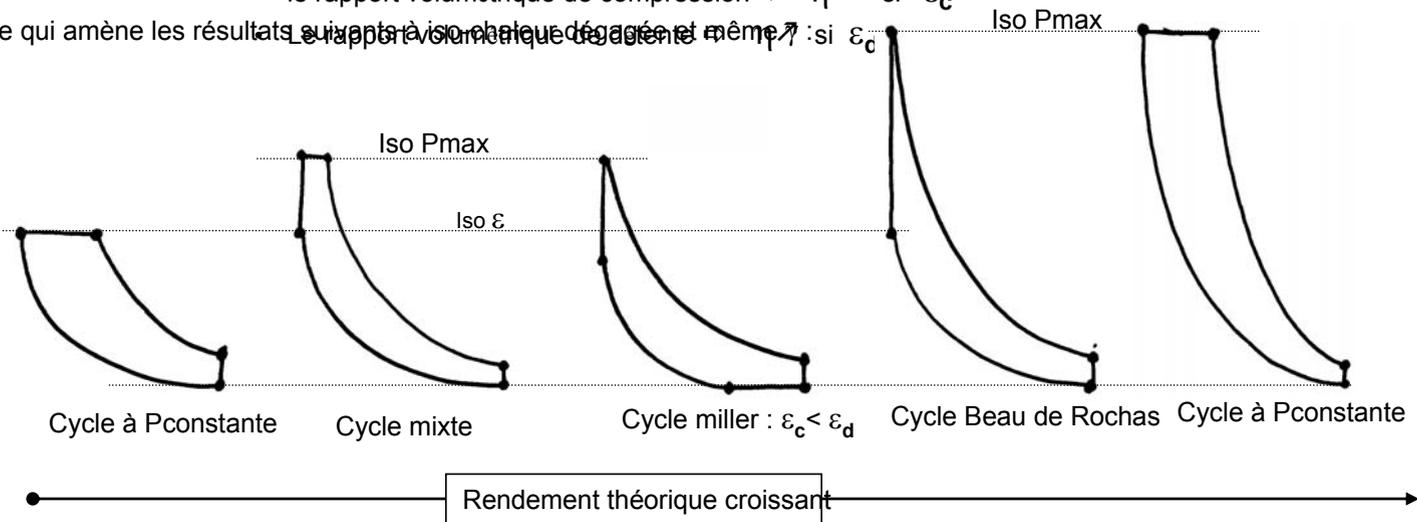




Rendement théorique thermodynamique

- Paramètres incidents
- le coef polytropique du mélange γ (valeur différente à la compression et à la détente) $\Rightarrow \eta \nearrow$ si $\gamma \nearrow$
 - la répartition masse carburant brûlée à V constant et masse brûlée à P constante $\Rightarrow \eta \nearrow$ si $Mv/Mp \nearrow$
 - le rapport volumétrique de compression $\Rightarrow \eta \nearrow$ si $\varepsilon_c \nearrow$

Ce qui amène les résultats suivants à iso chargeur dégagée et même η :



•Le cycle avec combustion à volume constant obtient le meilleur rendement s'il est "dégradé" vers le cycle mixte ou à pression constante c'est pour respecter des contraintes de Pmax.

•Le cycle de Miller (ou Atkinson) permet de minimiser la perte de rendement à isoPmax mais la réduction du remplissage pénalise les

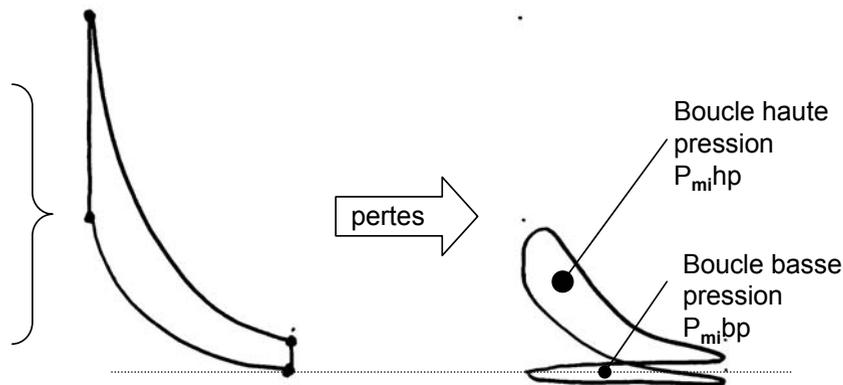


Rendement de forme du cycle réel

Les pertes comptabilisées par ce rendement peuvent être listées à partir des hypothèses de calcul du cycle réel.

Rappels sur le cycle théorique :

- A - compression et détente adiabatiques
- B - combustion à volume constant
- C - enceinte étanche
- D - les écoulements gazeux se font sans perte de charge
- E - loi des gaz parfaits respectée, transformations isentropiques, relations thermodynamiques adaptées



Travail indiqué du cycle réel : $P_{mi} = P_{mi}^{hp} - P_{mi}^{bp}$

Liste des pertes :

- A - pertes de travail dues aux pertes de chaleur aux parois (*)
- B - pertes par étalement et défaut de calage de la combustion
- C - pertes par fuite de segmentation
- D - perte dues aux travaux de pompage des gaz (importantes aux faibles charges)
- E - défauts du modèle thermodynamique : expansion molaire, variation du C_{pgaz} avec la température, irréversibilité des transformations,

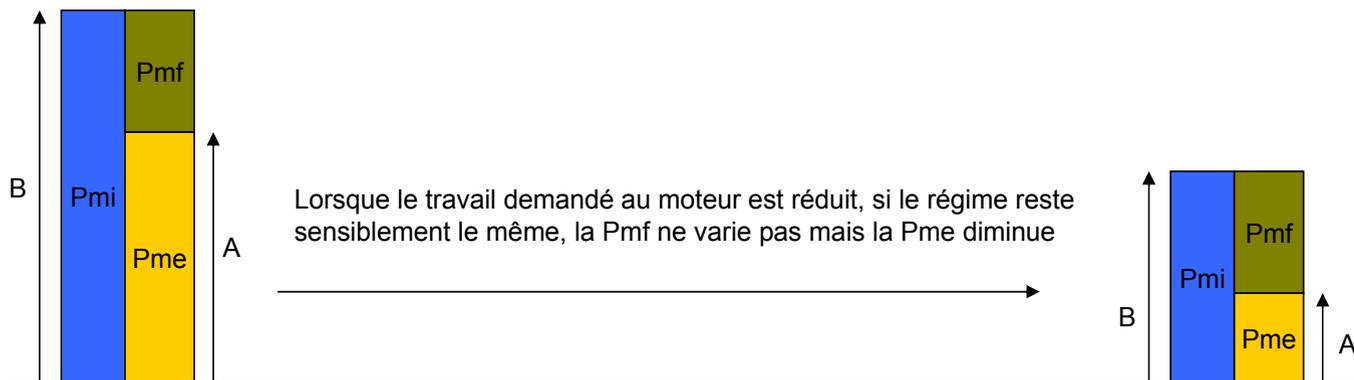
...

(*) attention à ne pas confondre perte **de chaleur** et perte de **travail sur le cycle** : les pertes de chaleur entraînent des pertes de travail d'autant plus élevées qu'elles se produisent près du PMH. A la limite de la chaleur évacuée au PMB n'entraîne aucune perte de travail indiqué. Le compromis entre les facteurs A et B implique donc des combustions rapides et "froides" pour améliorer le rendement



Rendement mécanique

Le rendement mécanique est défini par $\eta_{\text{mécanique}} = P_{me}/P_{mi}$ ou encore $\eta_{\text{mécanique}} = P_{me}/(P_{mf}+P_{me})$, le facteur P_{mf} étant la pression moyenne de frottement et comptabilisant toutes les pertes entre le travail indiqué appliqué au piston et le travail mécanique fourni par le vilebrequin. La valeur de ce rendement est étroitement liée aux conditions d'utilisation.



Pour une P_{me} demandée au vilebrequin fixée

$$\eta_{\text{mécanique}} = A/B$$

Lorsque le travail demandé au moteur est réduit, si le régime reste sensiblement le même, la P_{mf} ne varie pas mais la P_{me} diminue

Nous voyons que le rapport A/B s'est fortement dégradé avec la réduction du couple moteur

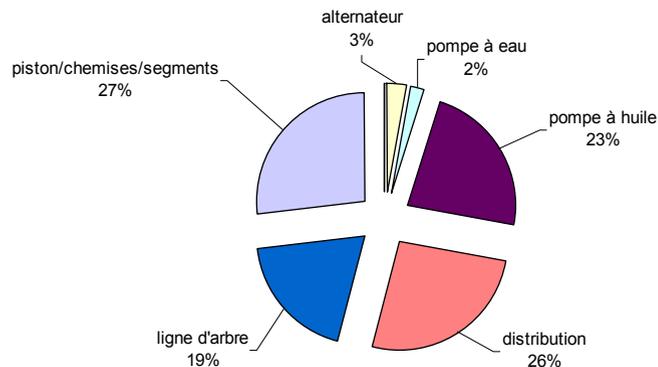
Même un moteur très optimisé sur les frottements se retrouvera avec un mauvais rendement mécanique dans les conditions du cycle d'homologation qui privilégie les faibles charges : les frottements du moteur sont responsables d'environ **20% du carburant** consommé sur cycle NMVEG.

Les stratégies actuelles de down-sizing permettent simultanément de réduire (légèrement) le facteur P_{mf} et d'augmenter (proportionnellement à la réduction de cylindrée) le facteur P_{me} à couple moteur constant. Le gain sur le rendement mécanique est donc direct



Rendement mécanique

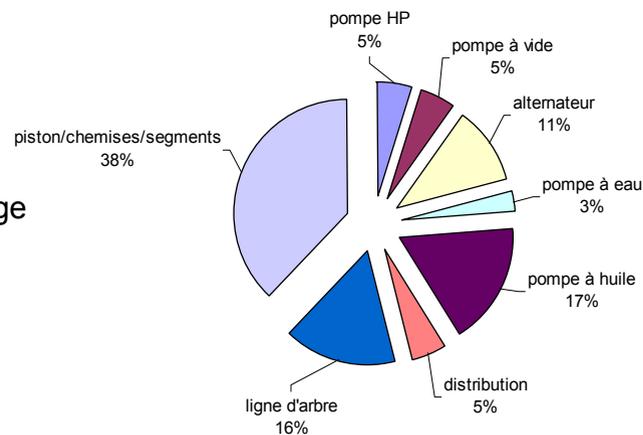
répartition Pmf ESSENCE pour un total de 1200 KJ dissipés sur MVEG



Le frottement piston/chemise et segments/ chemise reste le premier poste de pertes dans les 2 cas. Ce pourcentage augmente encore si les conditions d'usage évoluent vers route et autoroute.

Sur cycle MVEG le rendement mécanique a une valeur moyenne de l'ordre de 25% alors qu'en pleine charge il peut atteindre 90%

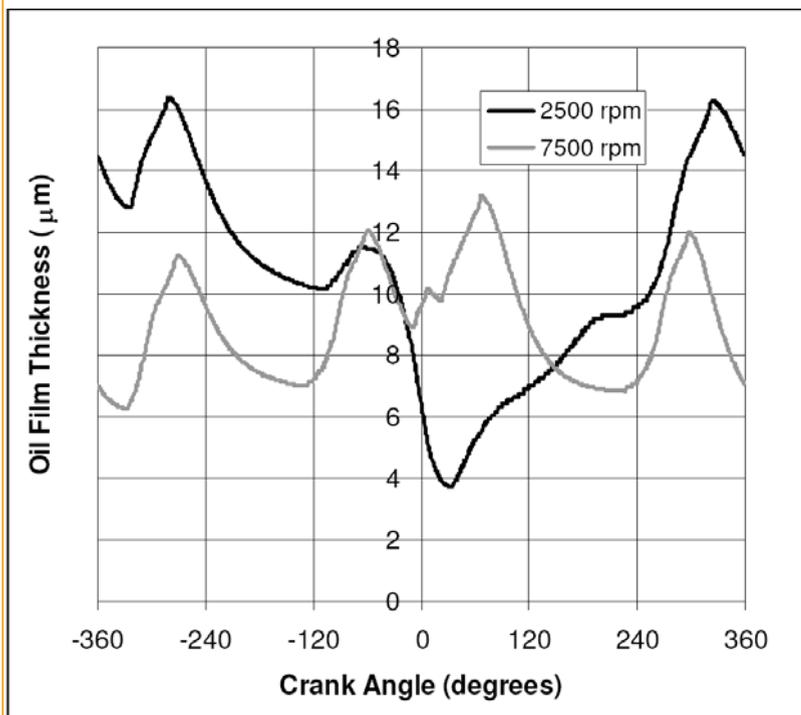
répartition Pmf DIESEL pour un total de 2200 KJ dissipés sur MVEG



Remarque : les conditions de mesure imposent 10 ampères de débit consommateurs en plus des consommations du contrôle moteur



Frottements segmentation : incidence de l'huile



| Lubricant | Minimum OFT (µm) | Average Friction Power Loss (W) | Average Flow Rate (litres/min) |
|------------|------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| SAE-20W/50 | 6.89 | 671.5 | 0.496 |
| SAE-15W/40 | 6.27 | 577.7 | 0.514 |
| SAE-10W/30 | 5.15 | 425.1 | 0.548 |
| SAE-0W/20 | 4.55 | 348.4 | 0.568 |

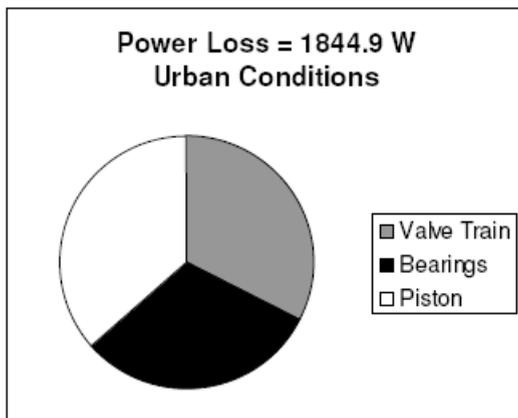
Table 8: Sensitivity of con-rod bearing results to lubricant viscosity grade at 7500 rpm

| Lubricant | Minimum OFT (µm) | Average Friction Power Loss (W) | Average Flow Rate (litres/min) |
|------------|------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| SAE-20W/50 | 4.13 | 73.5 | 0.152 |
| SAE-15W/40 | 3.72 | 63.4 | 0.158 |
| SAE-10W/30 | 3.01 | 46.7 | 0.171 |
| SAE-0W/20 | 2.63 | 37.4 | 0.179 |

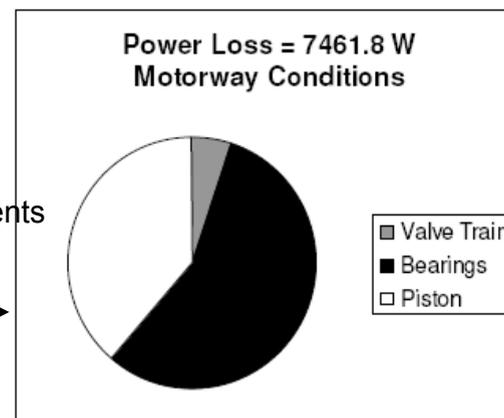
Table 7: Sensitivity of con-rod bearing results to lubricant viscosity grade at 2500 rpm



Frottements : répartition et influence viscosité



Le frottement piston-segments devient prépondérant à régime élevé



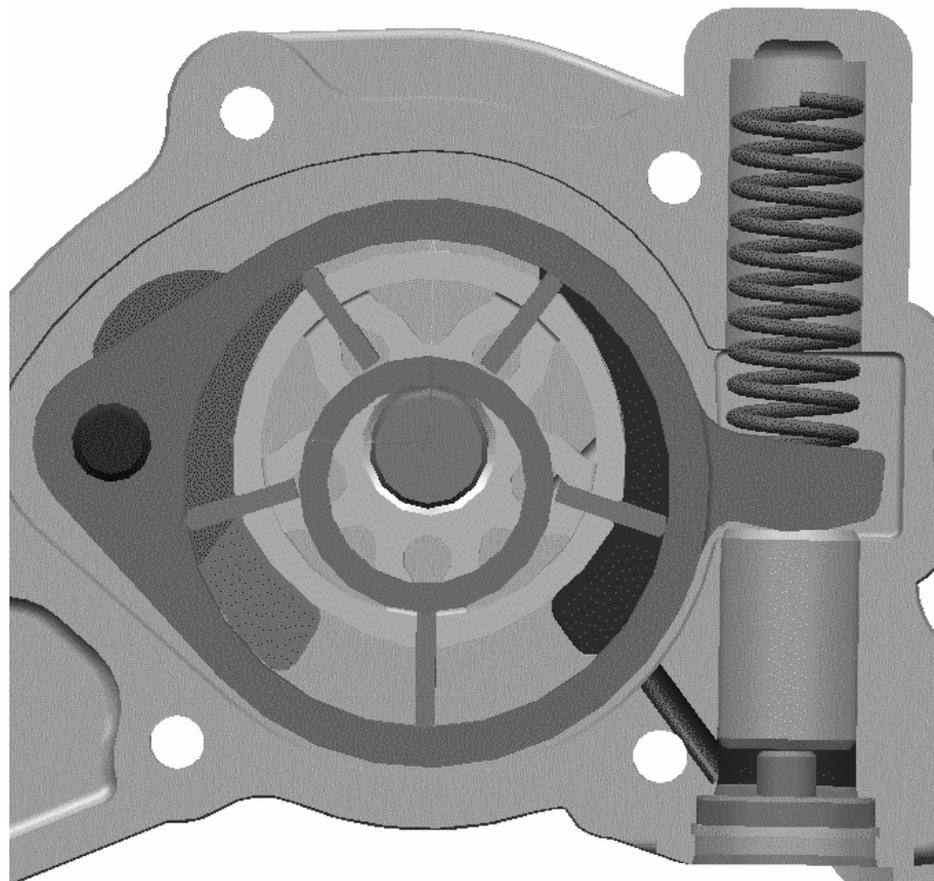
En conditions urbaines avec différentes huiles

| Oil grade | Valve train | Bearings | Piston assembly | Total |
|------------|-------------|----------|-----------------|--------|
| SAE-20W/50 | 588.5 | 610.1 | 743.9 | 1942.5 |
| SAE-15W/40 | 599.8 | 567.5 | 677.6 | 1844.9 |
| SAE-10W/30 | 625.4 | 467.5 | 554.2 | 1647.1 |
| SAE-0W/20* | 410.2 | 380.0 | 492.2 | 1282.4 |

- 34%



Pompe à huile à cylindrée variable





Combustion et Rendement moteur

La combustion à un impact sur deux rendements :

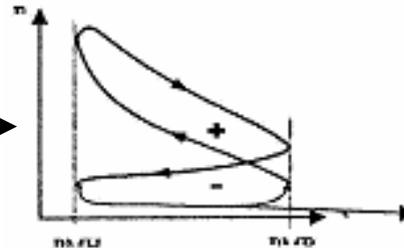
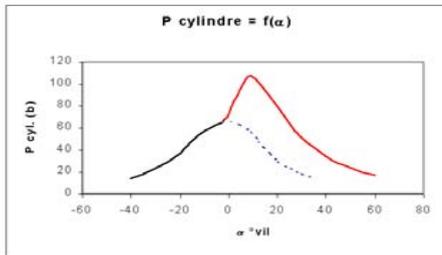
- η combustion : **imbrûlés, produits à l'échappement** (défauts de combustion).
- η de forme : **position de la combustion dans le cycle et étalement de combustion** (rapidité de la combustion).

⇒ **Objectif** : Établir la Relation entre Phasage, rapidité de combustion et rendement du moteur



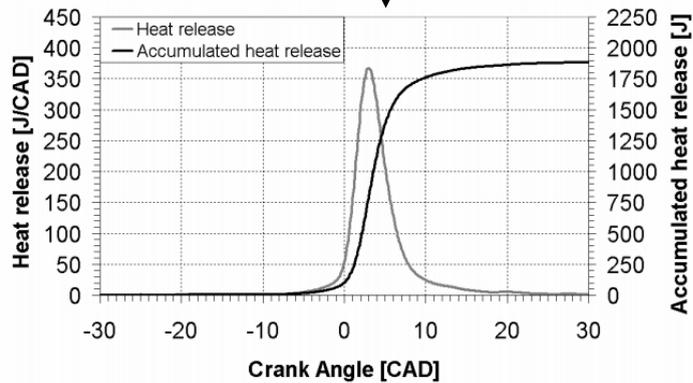
Combustion et Rendement moteur

- Lois de dégagement d'énergie :



Vitesse de Libération d'Énergie au cours du cycle ou vitesse de combustion

Image masse carburant brûlée /° vil



Dégagement d'énergie au cours du cycle

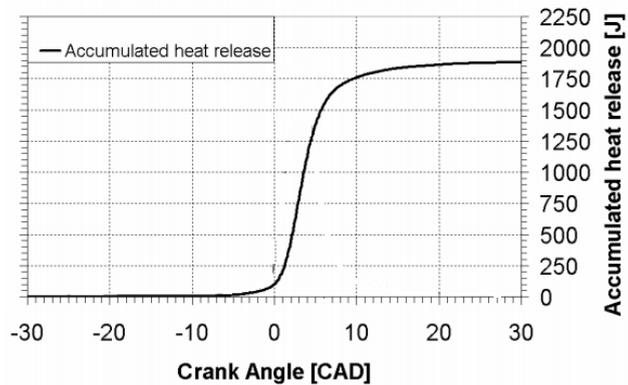
Image : masse carburant brûlée au cours du cycle



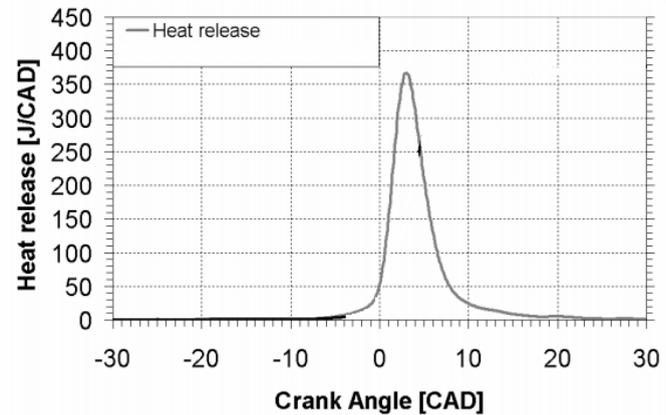
Combustion et Rendement moteur

- Exploitation de la Loi de dégagement d'énergie :

Position de la combustion dans le cycle : CA50



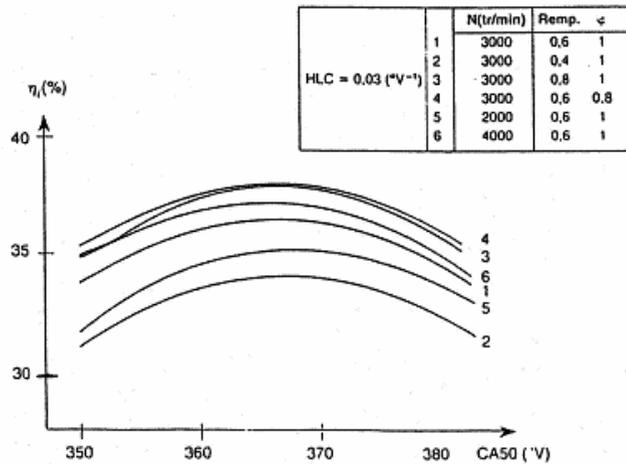
Rapidité de combustion : HLC



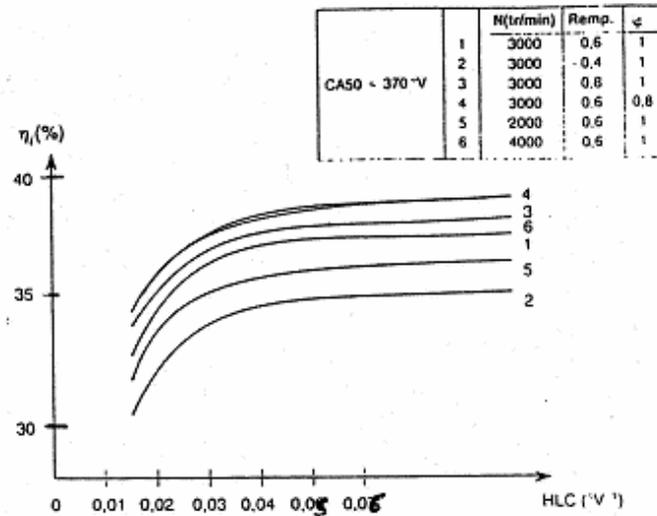


Combustion et Rendement moteur

- CA50 , HLC et Rendement indiqué :



⇒ CA50 opti ~10° v



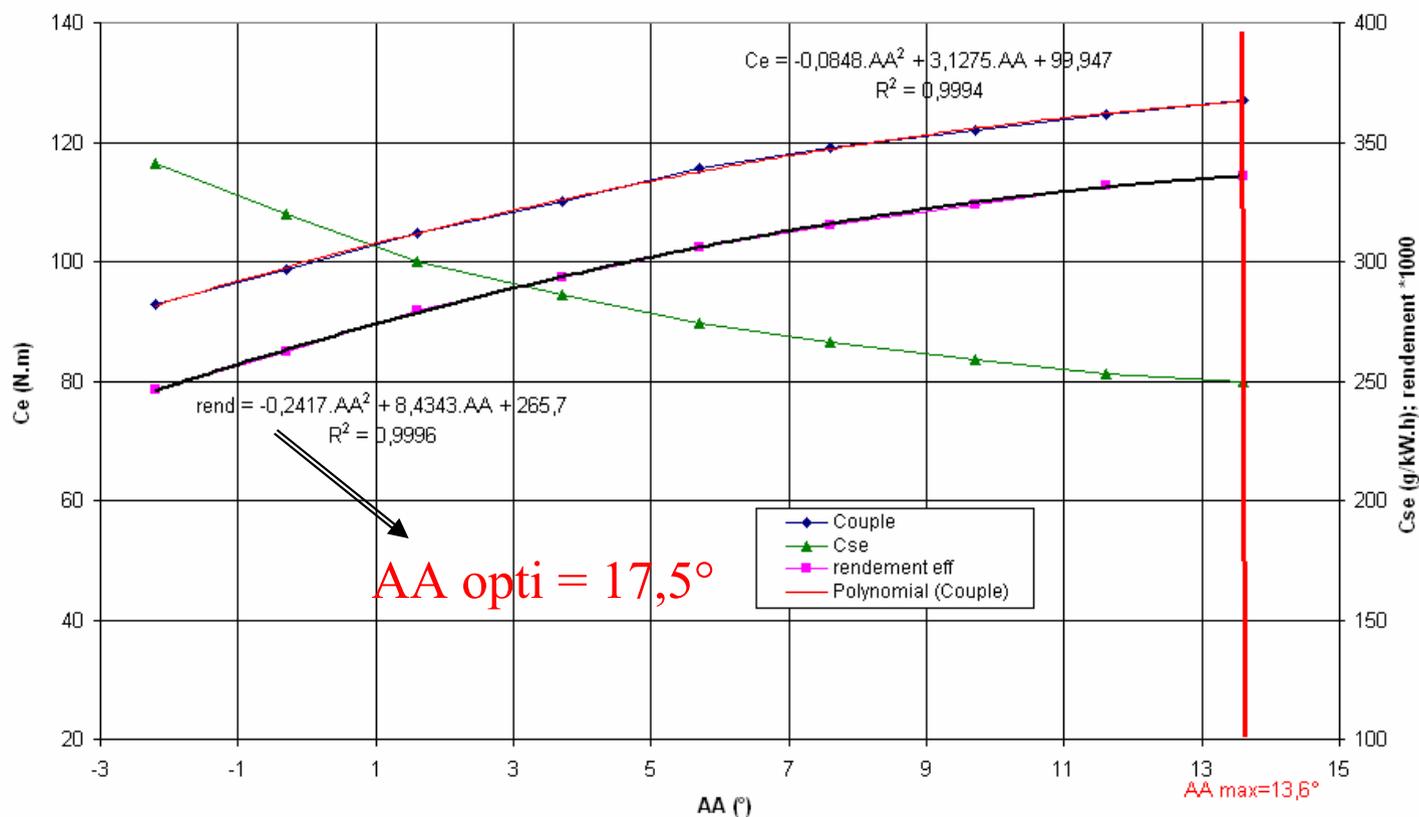
- η_i augmente avec le HLC

• Augmentation de la température avec le HLC ⇒ augmentation des pertes aux parois ⇒ augmentation de plus en plus faible du η_i avec le HLC



Combustion et Rendement moteur

N=3000 tr/mn, lambda moyen=0.928, Qmc =10.1 kg/h

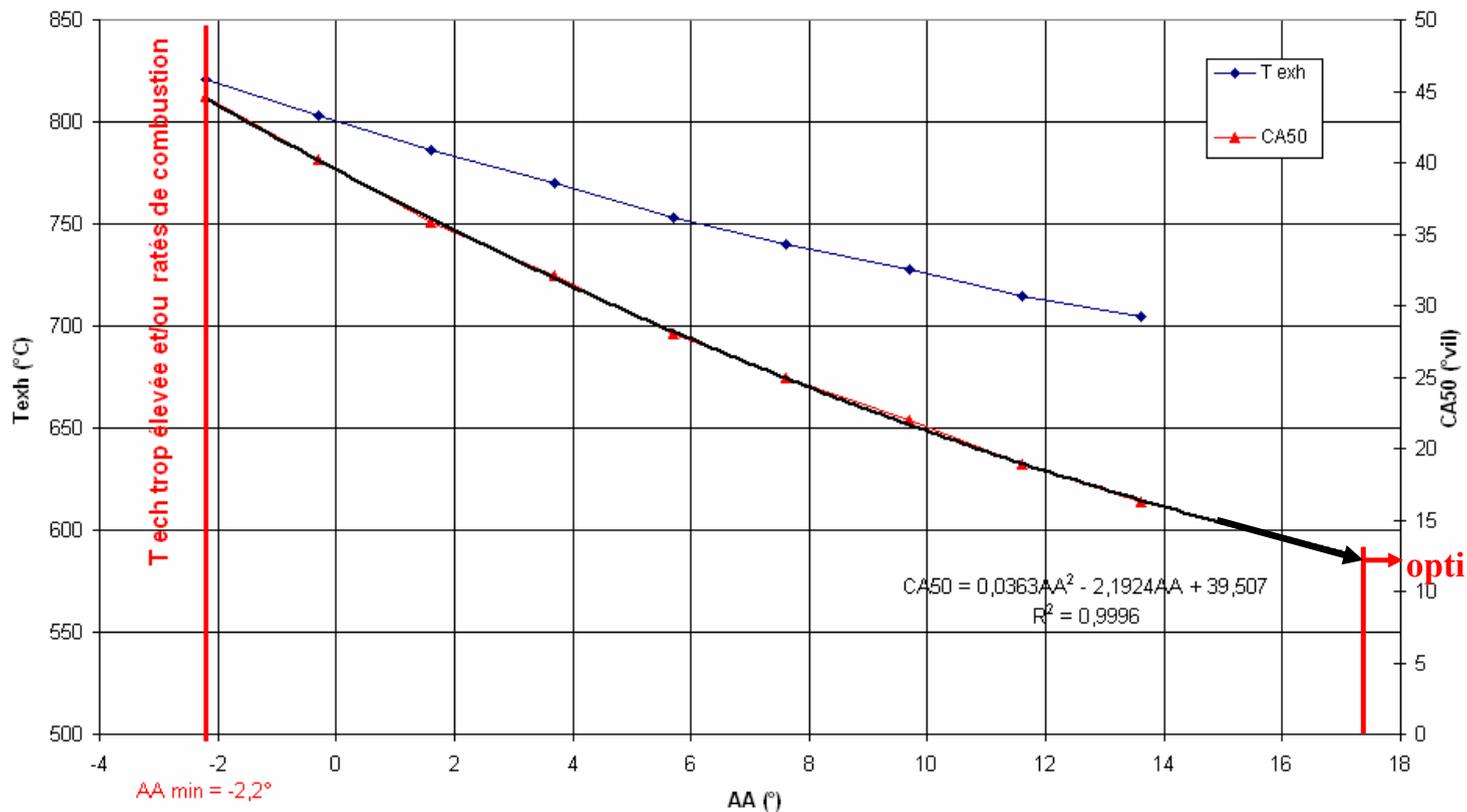




18 et 19 mars 2010 - JURANCON - nouvelles technologies sur la motorisation

Combustion et Rendement moteur

N=3000 tr/mn, lambda moyen=0.928, Qmc =10.1 kg/h





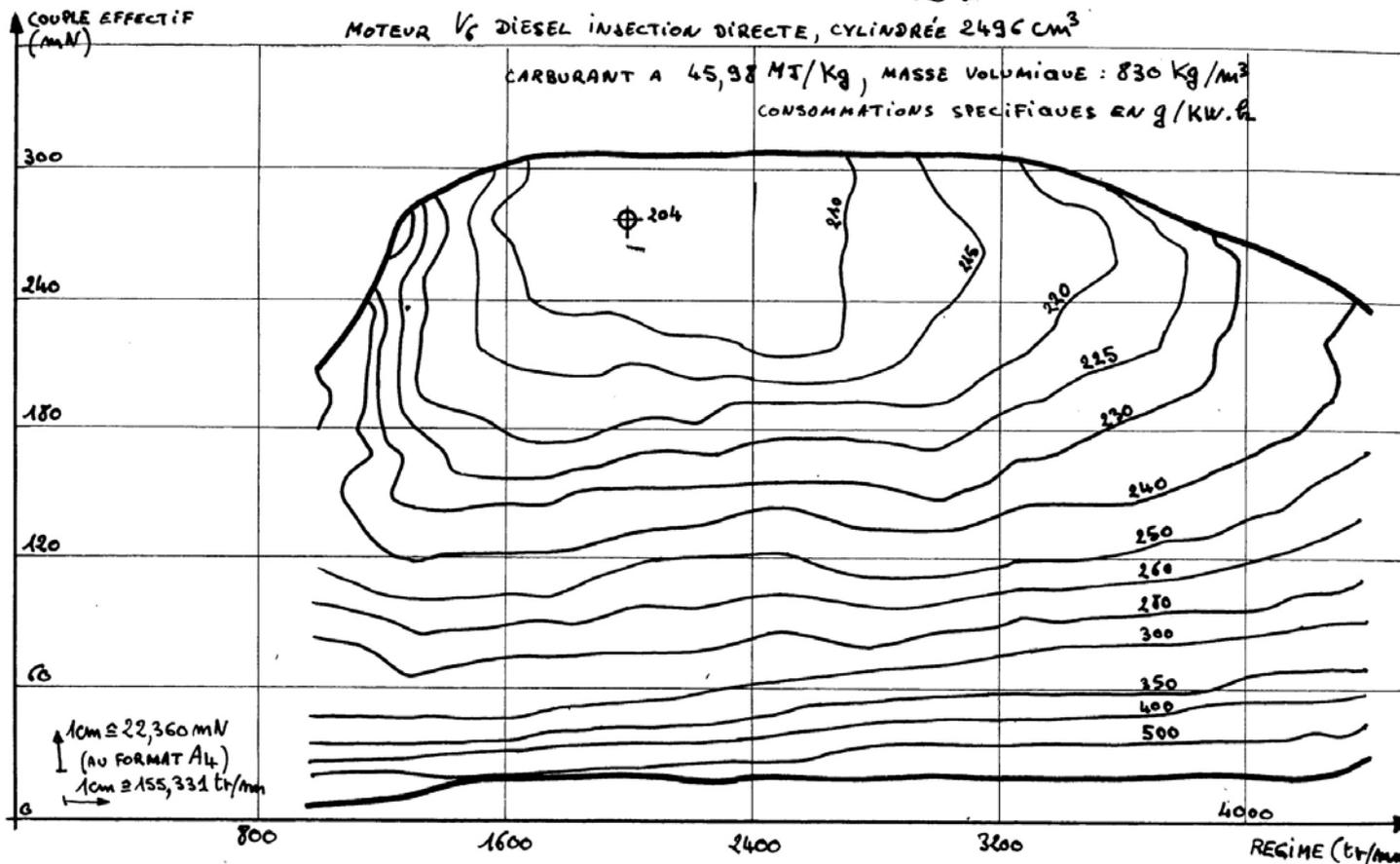
Adaptation à l'usage : caractéristiques isoconsommations

CARACTÉRISTIQUES ISO-CONSOMMATIONS :

MOTEUR $\frac{1}{6}$ DIESEL INJECTION DIRECTE, CYLINDRÉE 2496 CM³

CARBURANT A 45,98 MJ/Kg, MASSE VOLUMIQUE : 830 Kg/m³

CONSOMMATIONS SPECIFIQUES EN g/KW.h





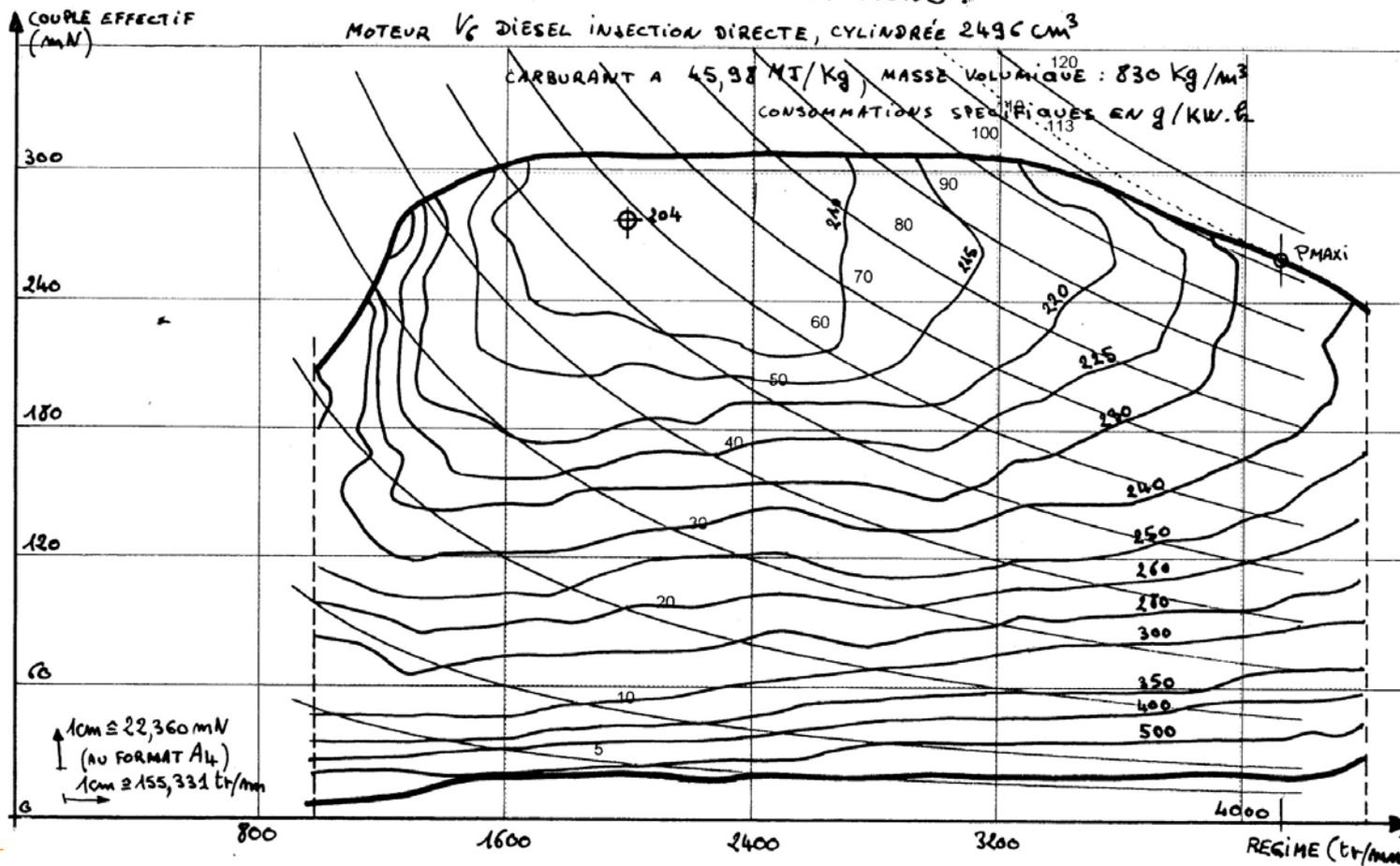
Adaptation à l'usage : réseau d'isopuissances

CARACTÉRISTIQUES ISO-CONSUMMATIONS :

MOTEUR V₆ DIESEL INJECTION DIRECTE, CYLINDRÉE 2496 CM³

CARBURANT A 45,98 MJ/Kg, MASSE VOLUMIQUE : 830 Kg/m³

CONSUMMATIONS SPÉCIFIQUES EN g/KW.H





Adaptation à l'usage : "chemin" de moindre consommation

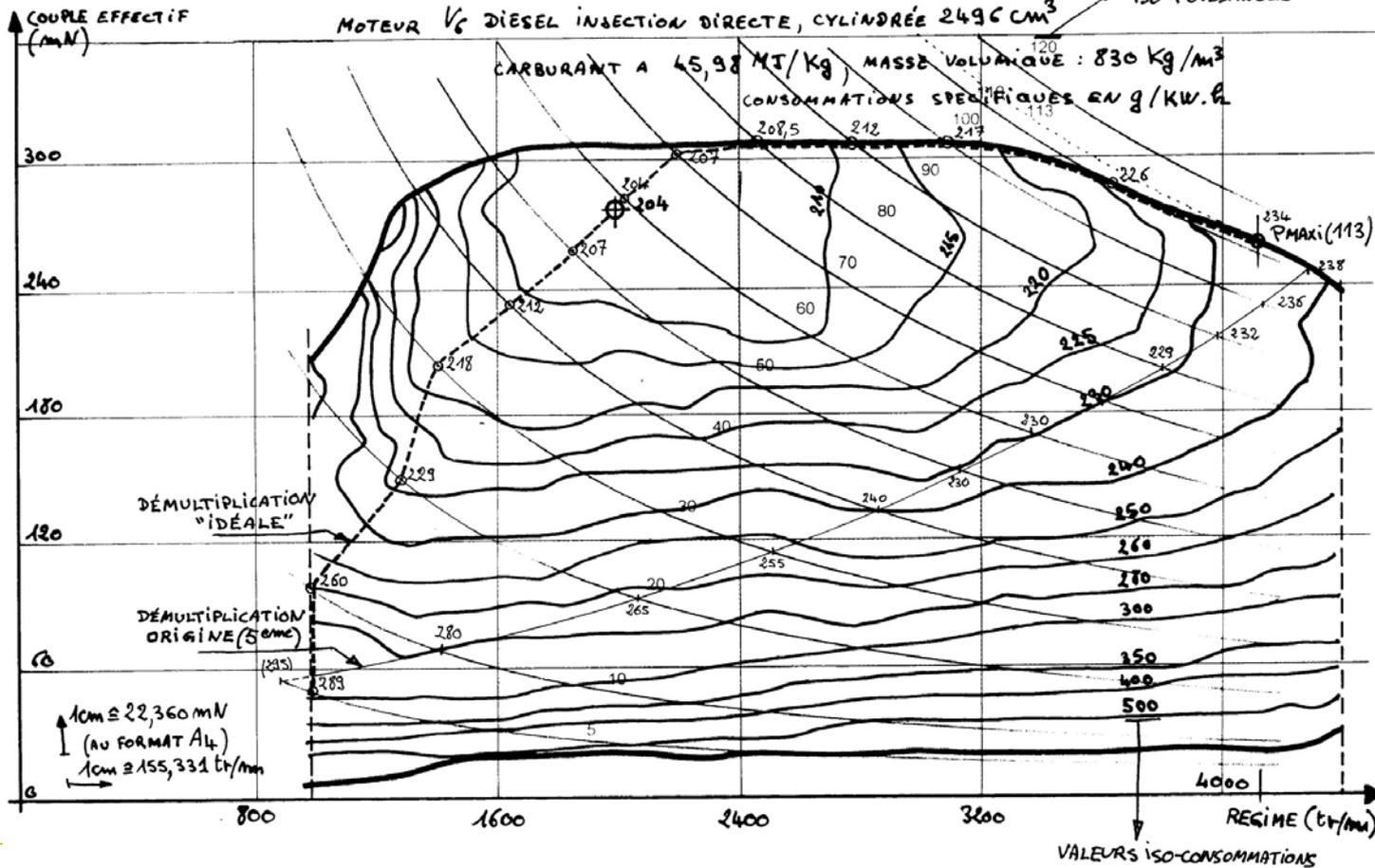
CARACTÉRISTIQUES ISO-CONSOMMATIONS :

MOTEUR V₆ DIESEL INJECTION DIRECTE, CYLINDRÉE 2496 CM³

VALEURS ISO-PUISSANCES

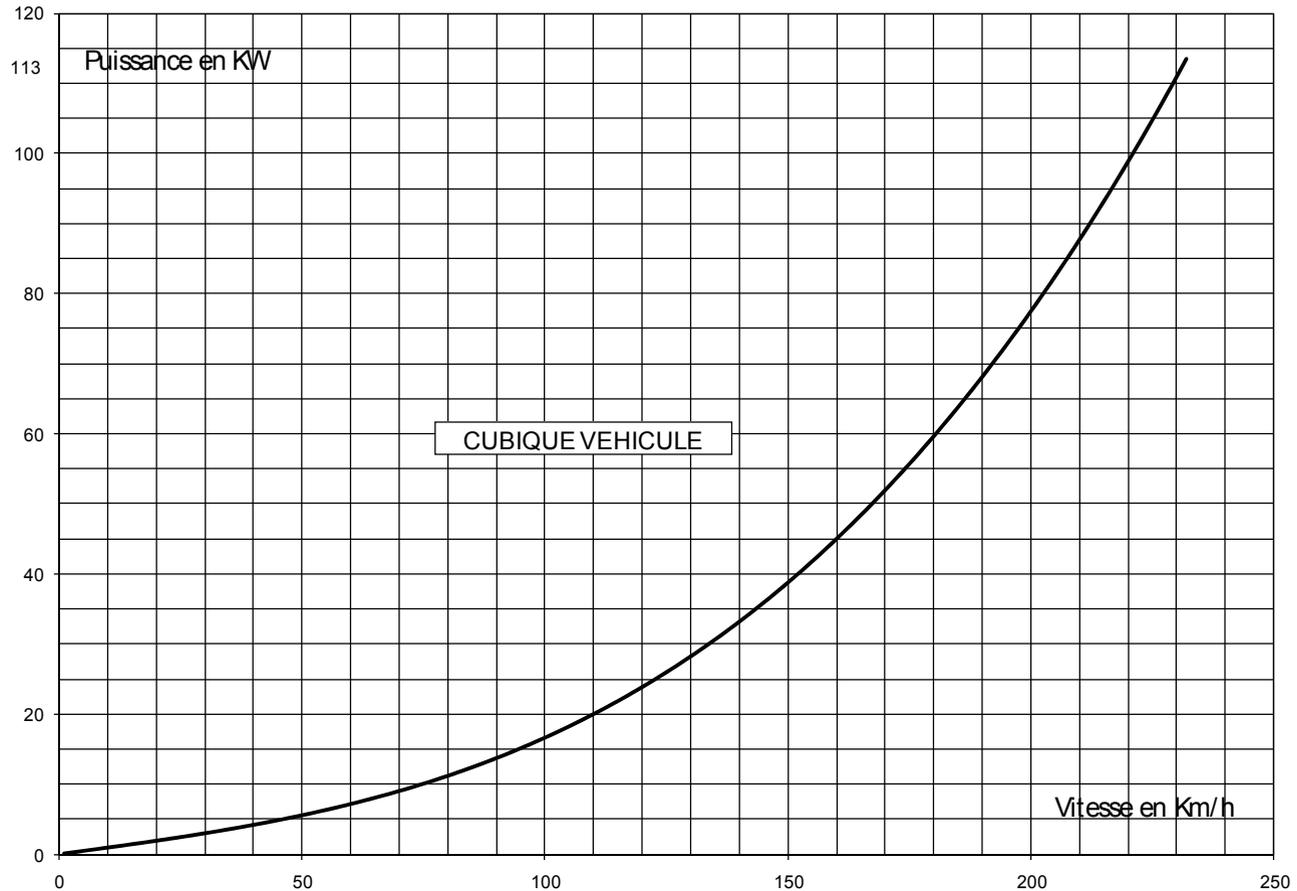
CARBURANT A 45,98 MJ/Kg, MASSE VOLUMIQUE : 830 Kg/m³

CONSOMMATIONS SPECIFIQUES EN g/KW.H



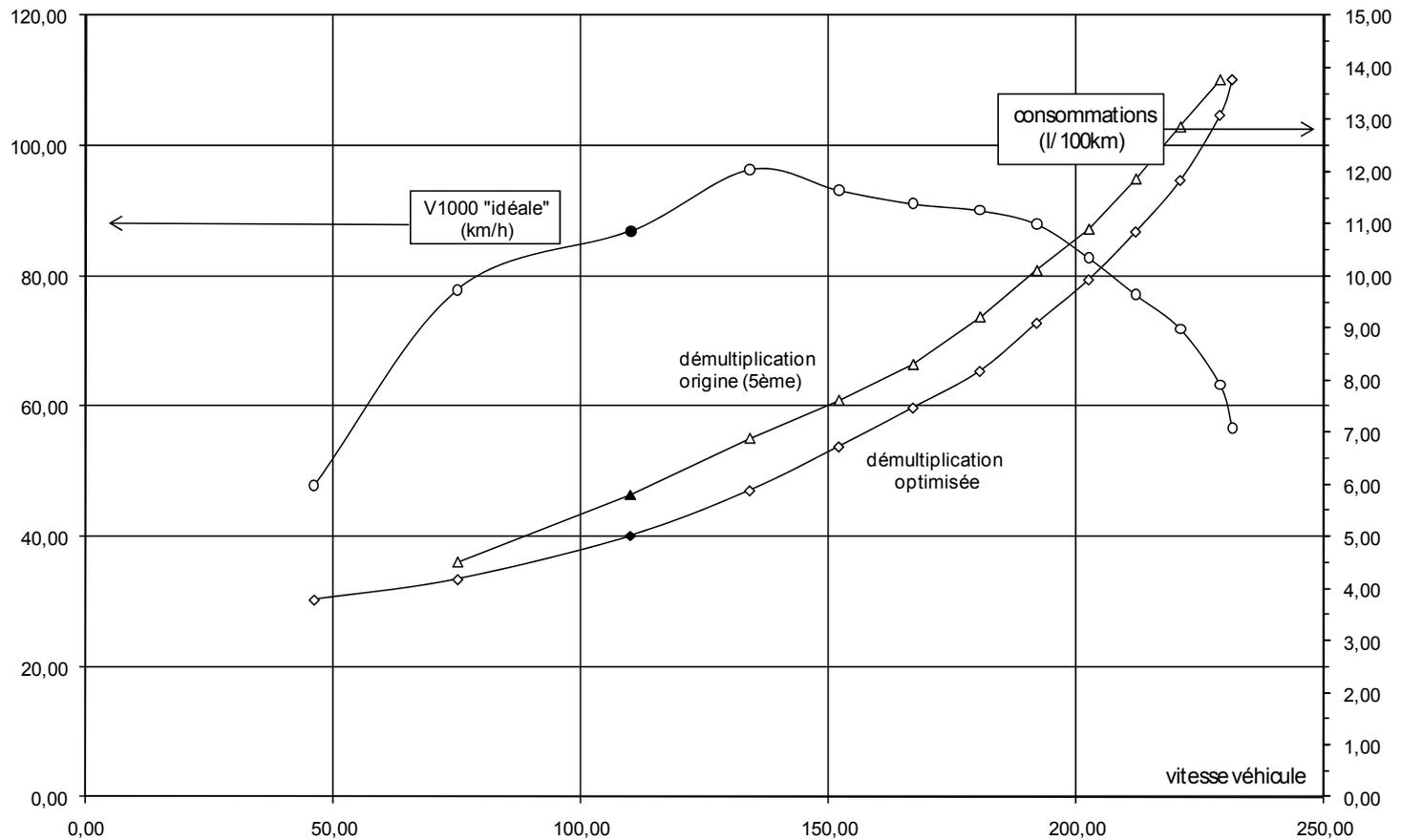


Adaptation à l'usage : cubique véhicule $P_{motrice} = a.V^3 + b.V^2 + c.V + d$





Adaptation à l'usage : apport de la CVT

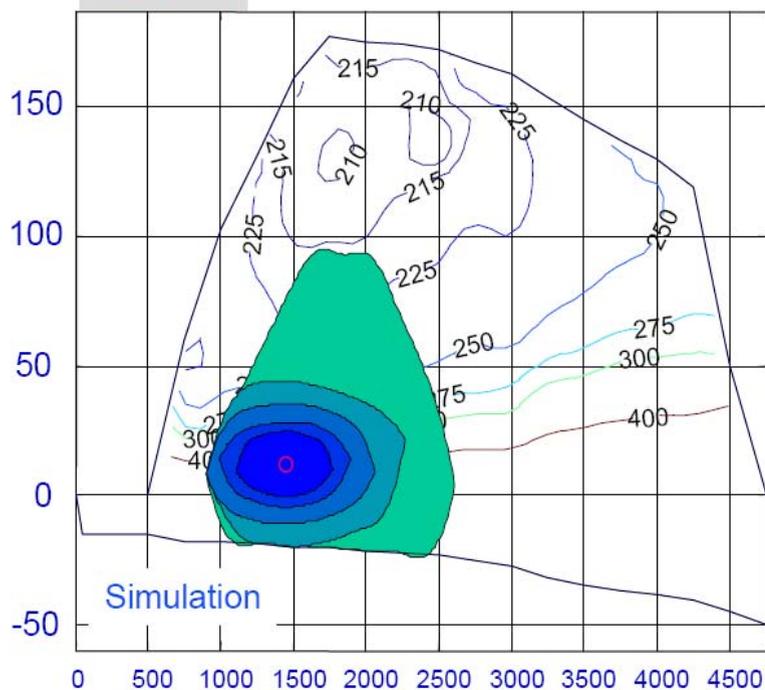




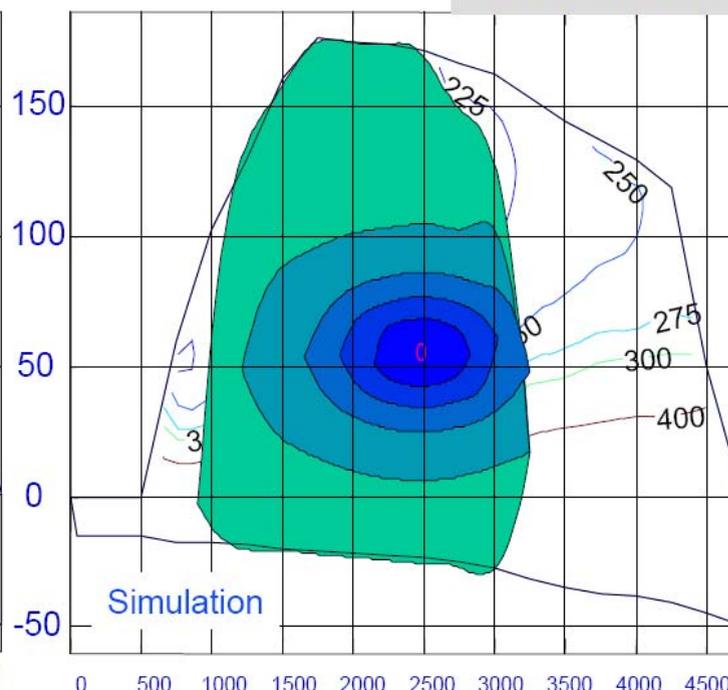
Adaptation à l'usage : situation sur cycle

Plage d'utilisation du moteur thermique

Urban



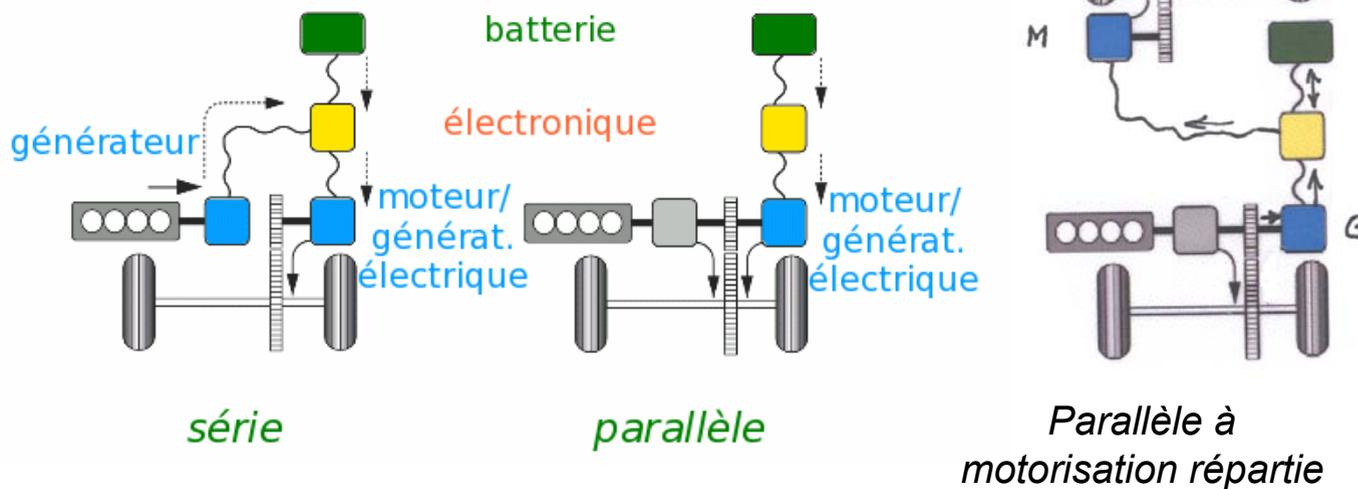
Extra-urban





Adaptation à l'usage : architectures d'hybridation

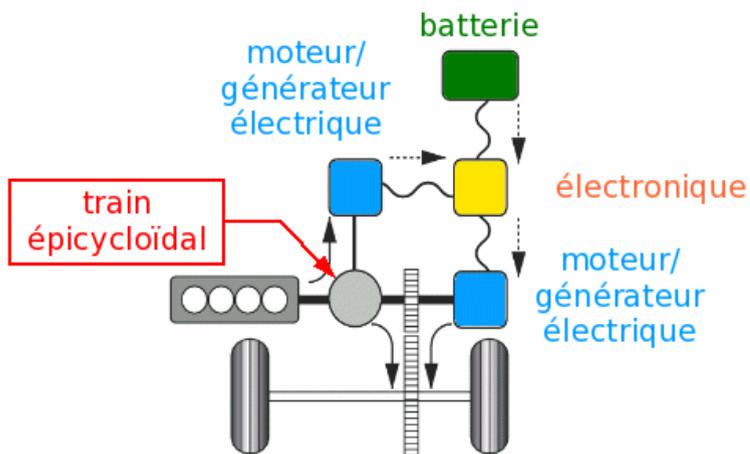
taxinomie des hybrides



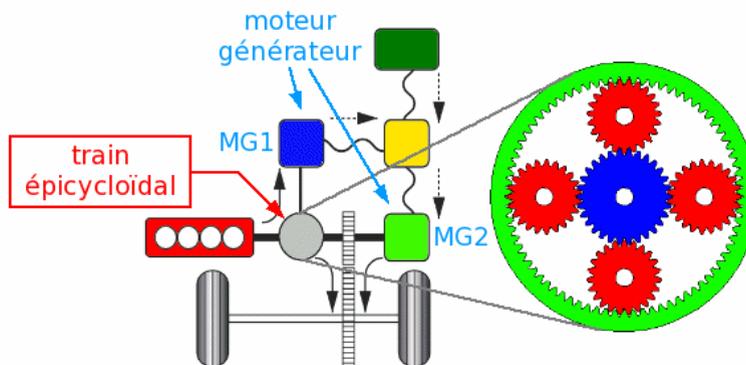


Adaptation à l'usage

hybride au carré (série parallèle)



principe du « Power Split Device »

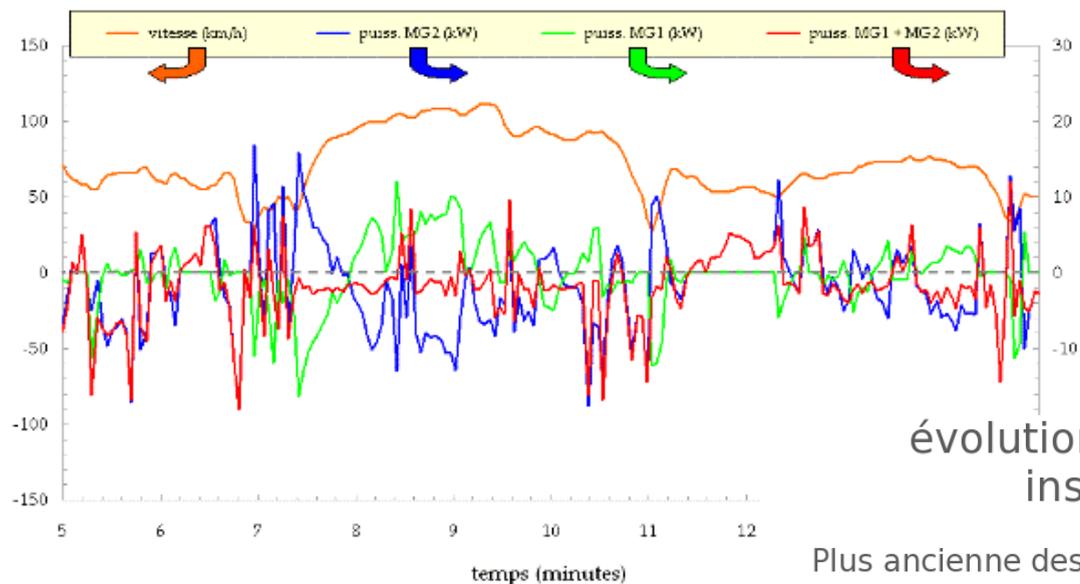


2 machines électriques (motrices et génératrices) sont associée à une transmission à rapport variant de manière continue (CVT) réalisée par un train épicycloïdal



Adaptation à l'usage : la PRIUS

transmission épicycloïdale - mode "hérétique"



évolution courte mais instructive

Plus ancienne des hybrides : Toyota Prius
modèles successifs :

1997 (NHW10), 2000 (NHW11), 2003 (NHW20)

| | NHW10 | NHW11 | NHW20 |
|-------------------------|--------------|--------------|--------------|
| puiss. mot. th. (kW) | 42 | 52 | 57 |
| puiss. mot.élec. (kW) | 30 | 33 | 50 |
| capacité batterie (kWh) | 1,9 | 1,8 | 1,3 |
| masse batterie (kg) | 76 | 52 | 45 |
| 0 à 100 km/h (s) | 14,5 | 13,4 | 10,9 |



Adaptation à l'usage : Différents niveaux d'application de l'hybridation

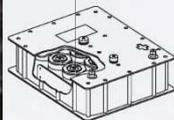
| | fonctions ajoutées au moteur thermique | stockage électrique | machine électrique | potentiel de gain |
|---|--|---|--|--|
| Micro-hybridation | stop & start | batterie 12V habituelle | reste à la dimension alternateur 2 à 3 KW | 4 à 10% |
| Hybridation micro/ moyenne | stop& start (démarrage au régime ralenti) + récupération en décélération + assistance de couple (faible) | batterie 12V et supercapacités (30 à 60 V) | 5 à 6 KW tout en gardant entraînement par courroie | 10à15% |
| Hybridation moyenne | stop& start + récupération en décélération + assistance de couple significative + possibilité de démarrage en charge et ZEV sur de très faibles distances | batteries haute tension (42 à 150V moins de 1 KW.h) | 20 à 30% de la puissance thermique type alerno-démarrateur implanté entre moteur et BV | 20 à 30% |
| Hybridation totale | stop& start + récupération en décélération +traction partagée électrique et thermique +possibilité de ZEV significative | batterie haute tension forte capacité (300V, de 1 à 2 KW.h) | 50 à 100% de la puissance thermique machines électriques intégrées à la chaîne de transmission | 30 à 50% |
| Hybride branchable | id° précédent plus possibilité de recharge sur réseau et roulage ZEV possible en usage quotidien (Prius 2010) | batterie haute tension forte capacité : 5 à 10 KW.h pour 20 à 40 km d'autonomie | | peut atteindre 100% en usage urbain exclusif |
| véhicule électrique avec groupe électrogène de bord (hybride série) | l'électrique rejoint l'hybride en utilisant le thermique comme une extension de son autonomie pour une fréquence d'usage réduite | | | |



Adaptation à l'usage : typologie des applications actuelles



Micro/moyenne



supercapacités



moyenne



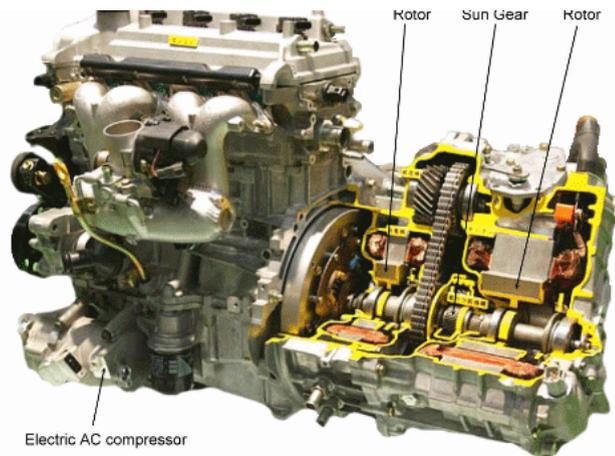
micro

Moyenne + CVT

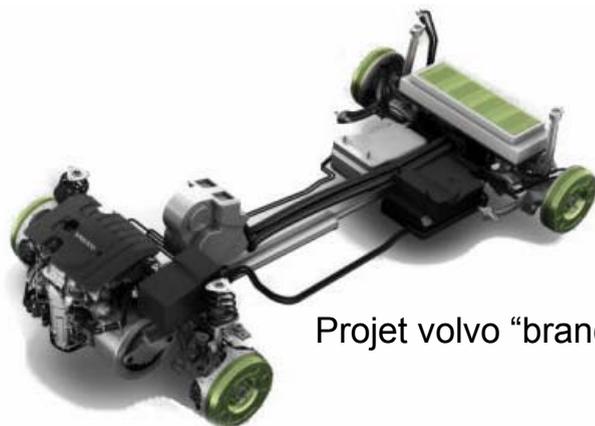
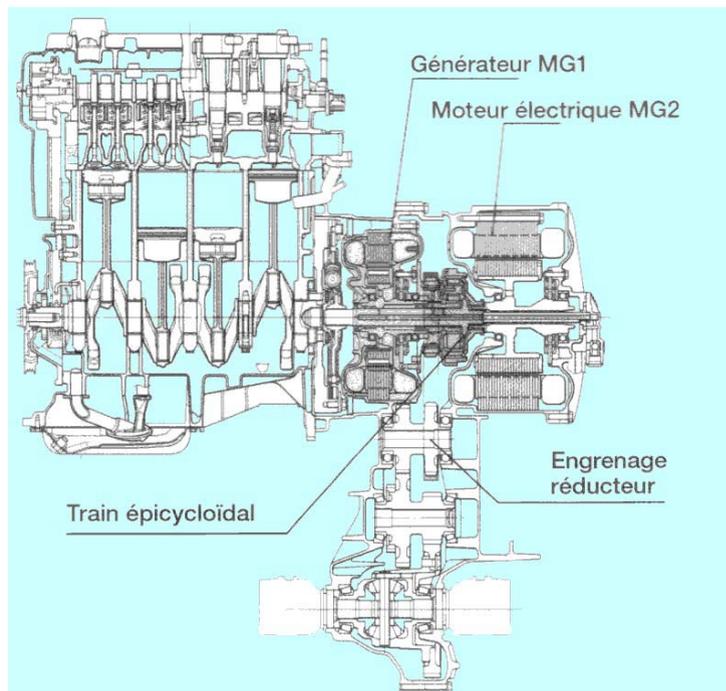




Adaptation à l'usage : typologie des applications actuelles



prius

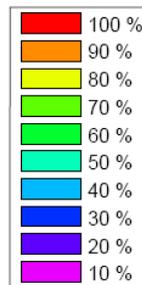
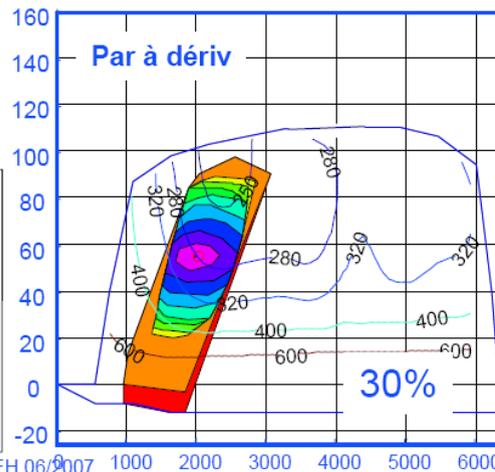
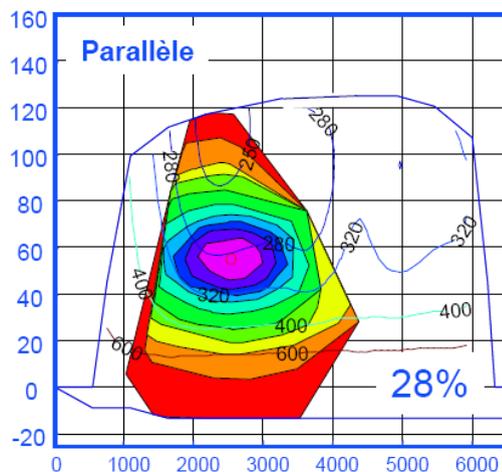
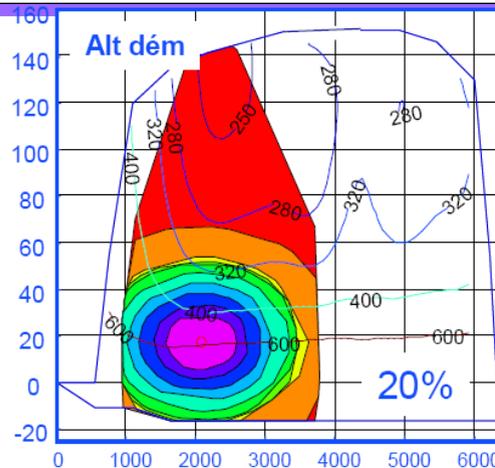
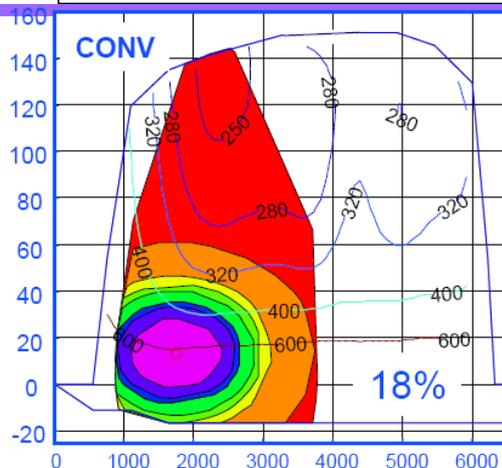


Projet volvo "branchable"



Adaptation à l'usage : performances attendues sur cycles

Usage
de type
urbain

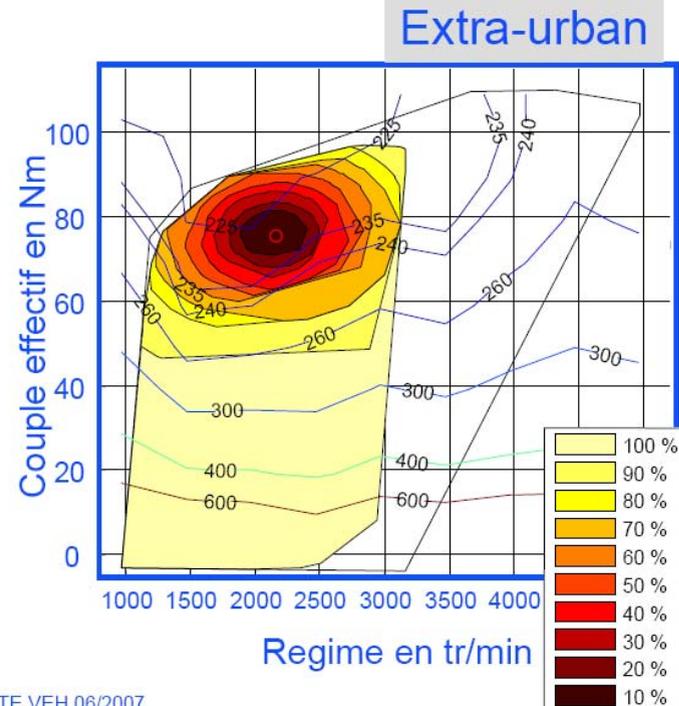
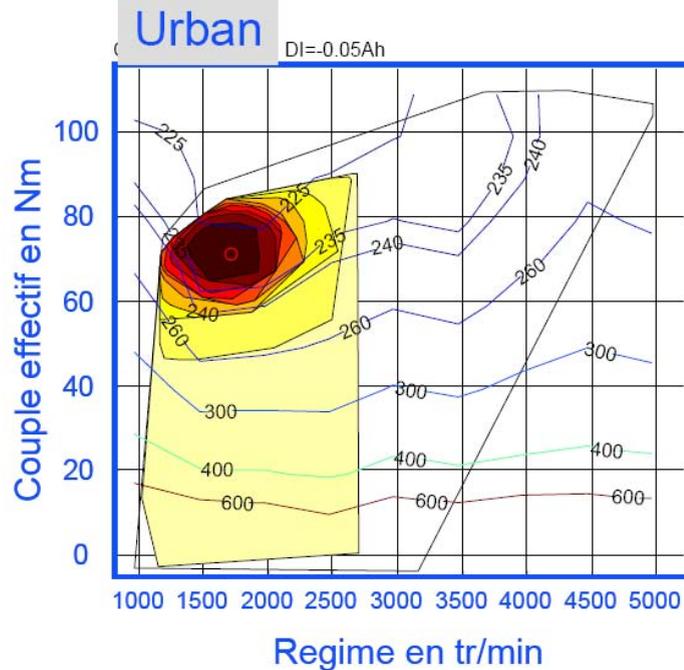




Adaptation à l'usage : résultats PRIUS

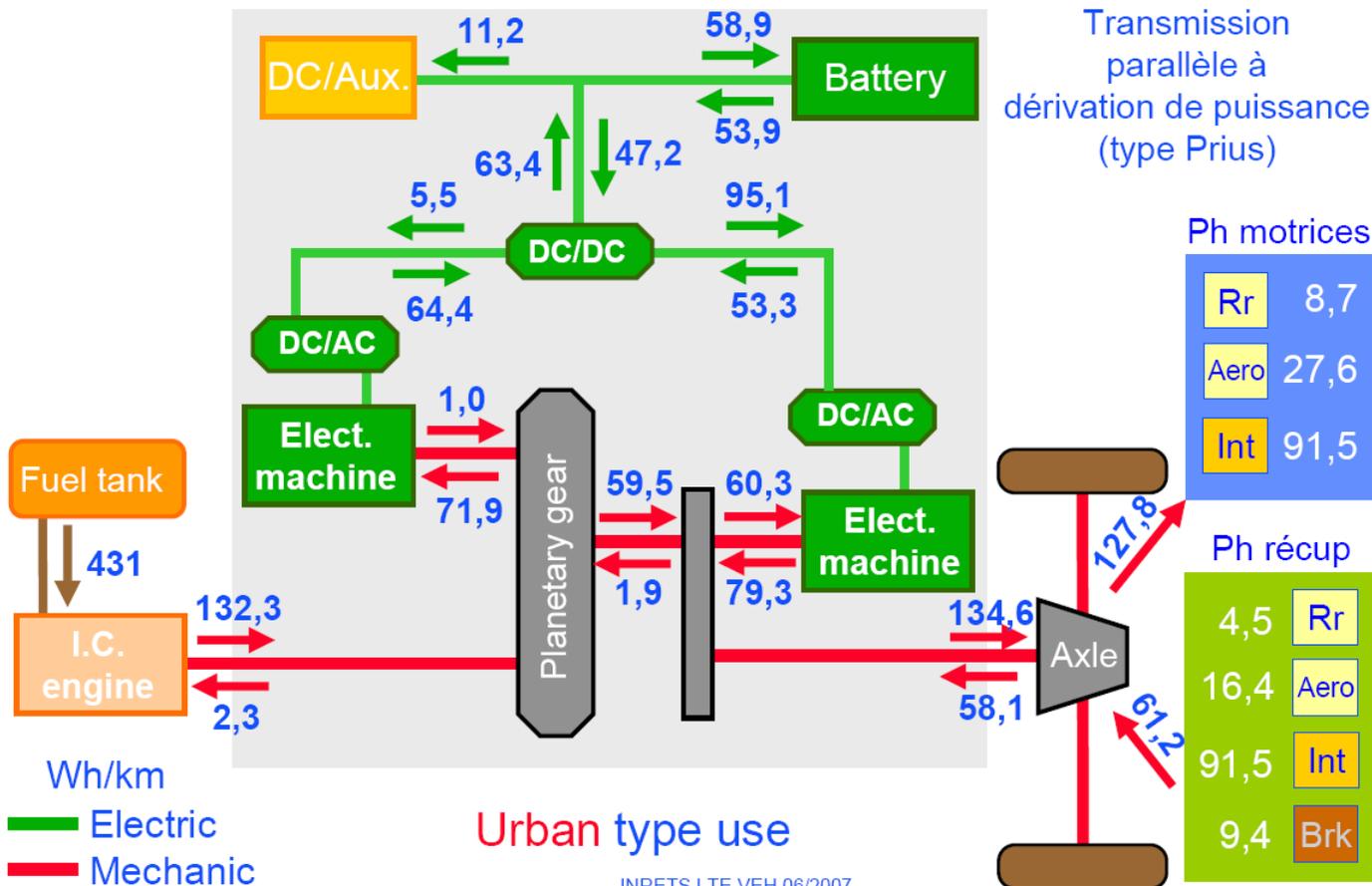
TOYOTA PRIUS sur cycle

Chassis dyno
Cyl Pressure
PMF estimation





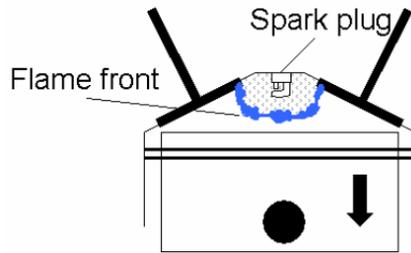
Adaptation à l'usage : bilan énergétique sur cycle urbain (PRIUS)





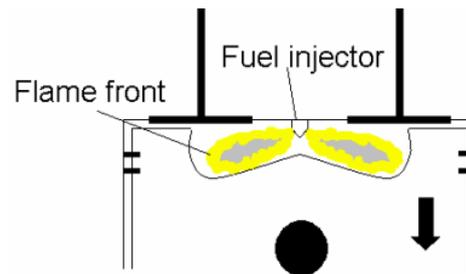
Combustion dans les MCI

Processus de combustion



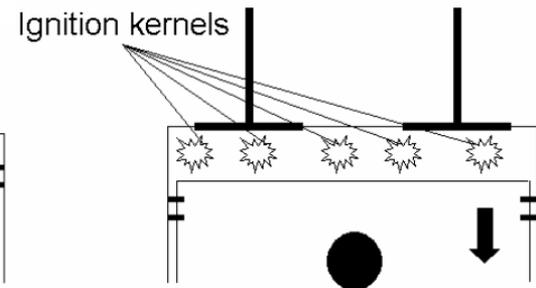
Combustion en flamme
de pré mélange

Moteurs à allumage
commandé



Combustion en flamme
de diffusion

Moteurs à allumage
par compression

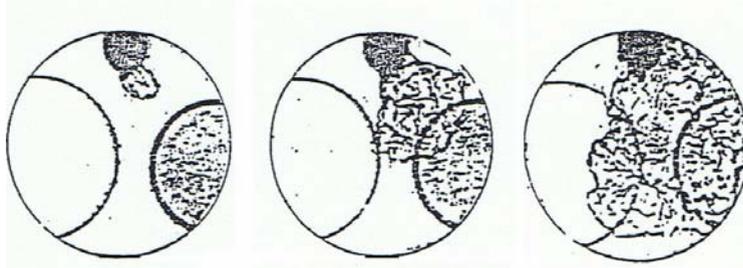


Combustion par auto
inflammation

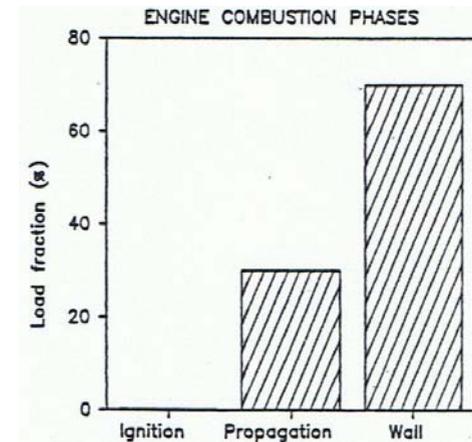
Moteurs HCCI ou
CAI



Processus de combustion en flamme de pré mélange



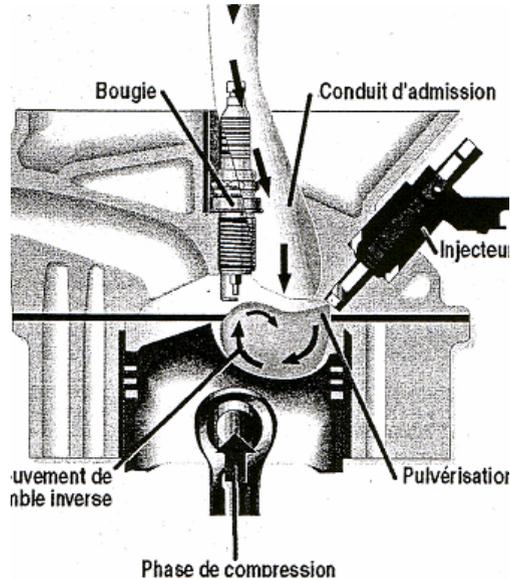
- Propagation d'une flamme en milieu homogène et turbulent.
- 3 phases principales.
- Durée combustion : $\sim 60^\circ$ vil.
- T flamme ~ 2000 K
- Polluants : HC, CO, NOx





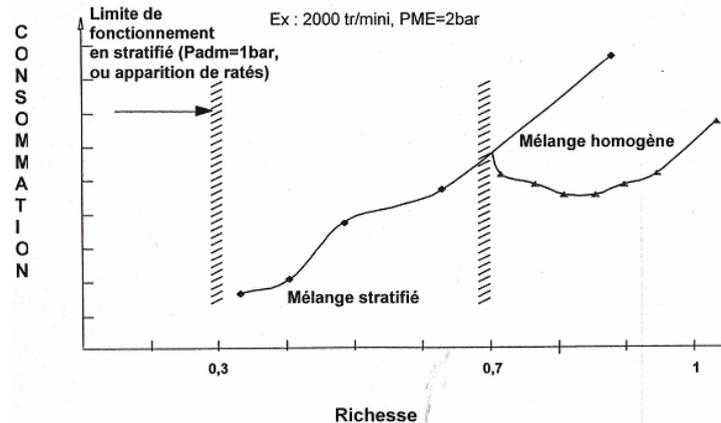
Processus de combustion en flamme de pré mélange

• La combustion stratifiée:



- Couplage avec l'injection directe essence (ex: moteur HPI, FSI...);
- Réalisation d'un mélange structuré juste avant la combustion;
- Fonctionnement global en excès d'air ($R_g \rightarrow \sim 0,2$)

Objectif : Gain en rendement surtout à faible charge





Processus de combustion en flamme de pré mélange

- La combustion stratifiée :

Sources de Gains potentiels:

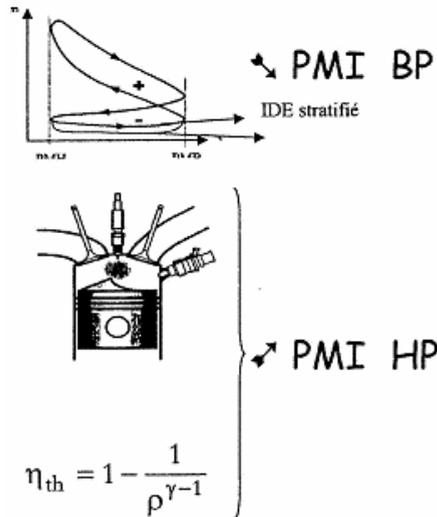
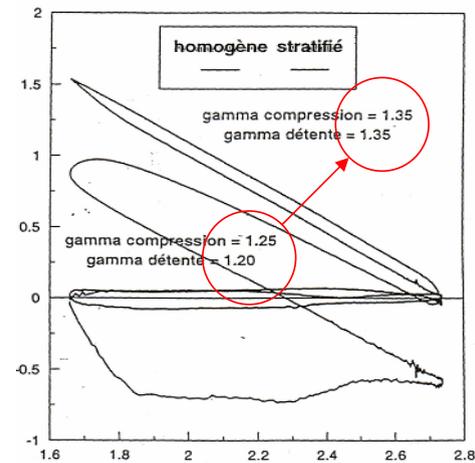


DIAGRAMME LOG P - LOG V

Marche à vide, 2000 tr/min



Pmi bp : 0,43 → 0,15 mb

Gain rendement ind. : 43%

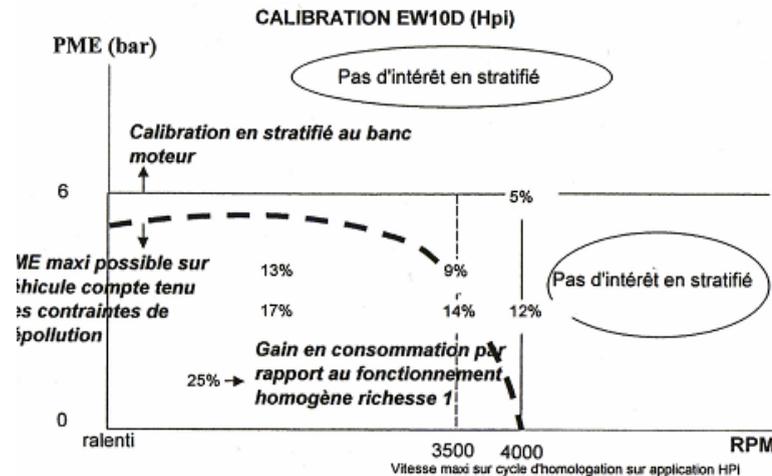




Processus de combustion en flamme de pré mélange

- La combustion stratifiée :

Gains et limite dans le champ de fonctionnement moteur :



⇒ Des gains en conso sur cycle



Processus de combustion en flamme de pré mélange

• La combustion stratifiée :

Injection indirecte
Pinj=env 3bar



Jet dévié par le piston
Concept « wall-guided »



Haute pression (>50bar)
Pression fixe possible

Familles d'injection directe essence en stratifié

Jet dévié par l'aérodynamique
Concept « air-guided »



Haute pression (>50bar)
Pression variable

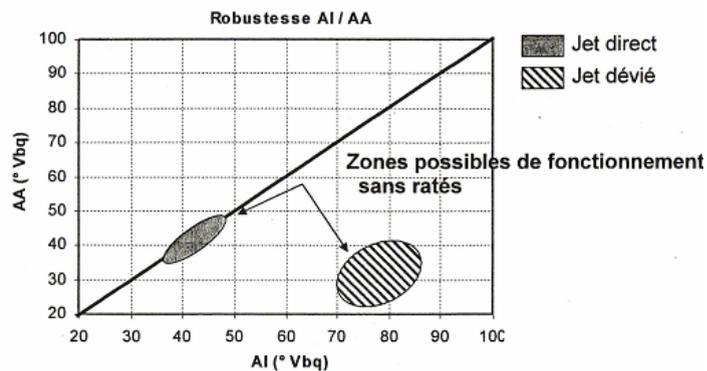
Jet direct
Concept « spray-guided »



Haute pression (>50bar) Pression fixe possible
OU
Basse pression assistée par air (7bar)

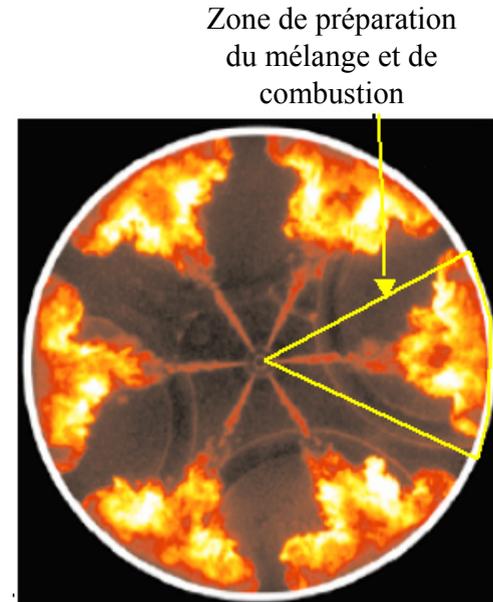
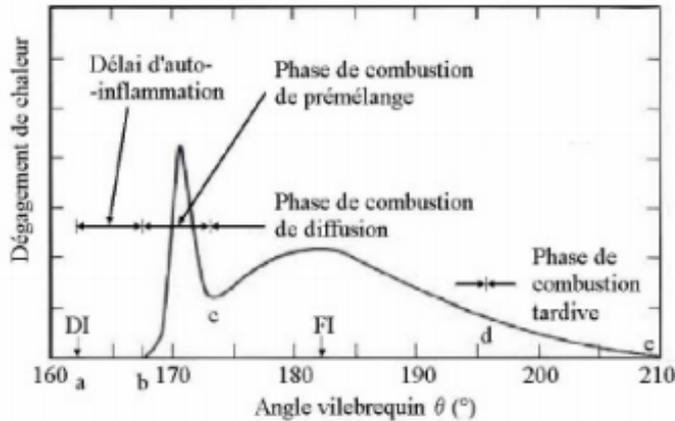
Limites du système :

- fonctionnement en mélange pauvre \Rightarrow \nearrow Nox ;
La catalyse 3 voies n'est pas possible \Rightarrow Post traitement des Nox spécifique (Piège à Nox);
- Gestion de 2 modes de combustion;
- Fenêtre de réglage moteur restreinte.





Processus de combustion en flamme de diffusion



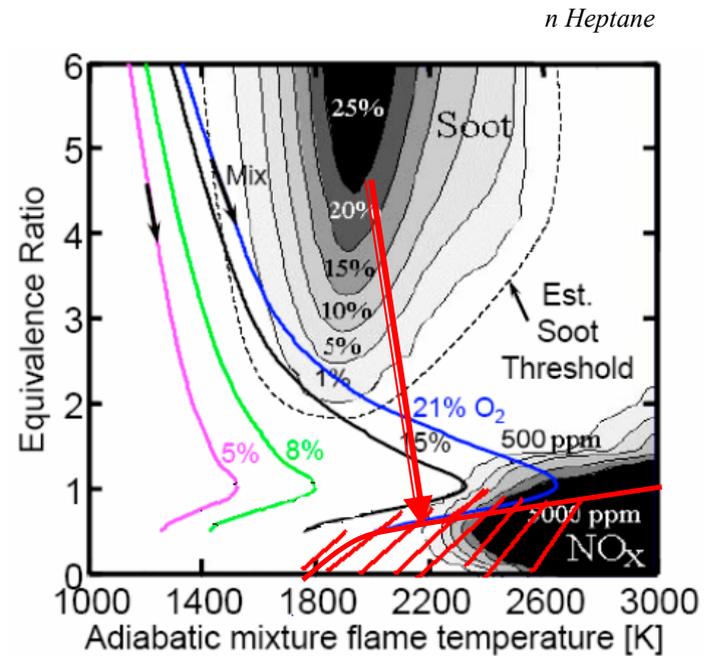
- 3 Phases principales et une fin de combustion particulièrement longue.
- Combustion des mélanges à richesse variable dans la flamme de diffusion.
- Combustion conditionnée principalement par les caractéristiques du jet d'injecteur et l'intensité de la turbulence nécessaire à la préparation du mélange.



Processus de combustion en flamme de diffusion

La combustion Diesel produit inévitablement des suies et des NO_x

- L'EGR est un bon dispositif pour réduire les Nox mais va conduire à l'augmentation des suies.
- Le swirl est nécessaire à la post oxydation des suies à la source.



Kitamura et. al
2002
Int. J. Engine
Research



Bilan sur les combustions traditionnelles

- Combustion Diesel : **Nox & Suies**

Solution : Combustion plus homogène et plus froide.

- Combustion essence: **conso. Élevée / diesel**

Solution : gain en rendement de forme par une combustion plus froide et plus rapide.

⇒ Idéal aux besoins des 2 moteurs dans l'objectif de diminuer la conso, l' ECO_2 et les émissions de polluants :

une combustion HOMOGENE FROIDE ET RAPIDE :

« Combustion par auto inflammation » (CAI ou HCCI).



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

Déjà des applications :



MERCEDES Classe S
moteur « Diesotto »

4 cyl. Ess 1,8L suralimenté

Combustion CAI,
Distribution variable...



Combustion HCCI
procédé UNIBUS

IKD-FTV DI Diesel(3.0L)
Vehicle I.Wt. 2250Kg



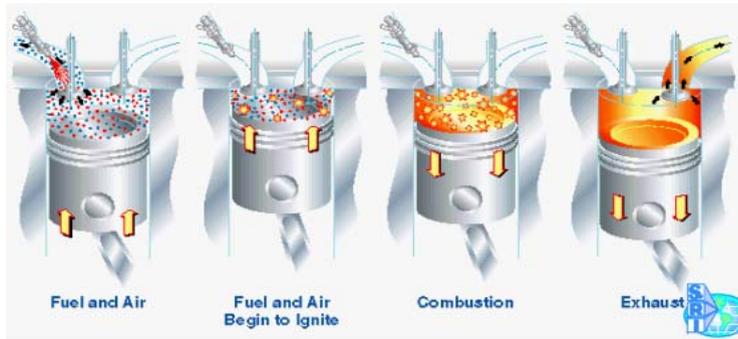
OPEL Vectra ; combustion CAI



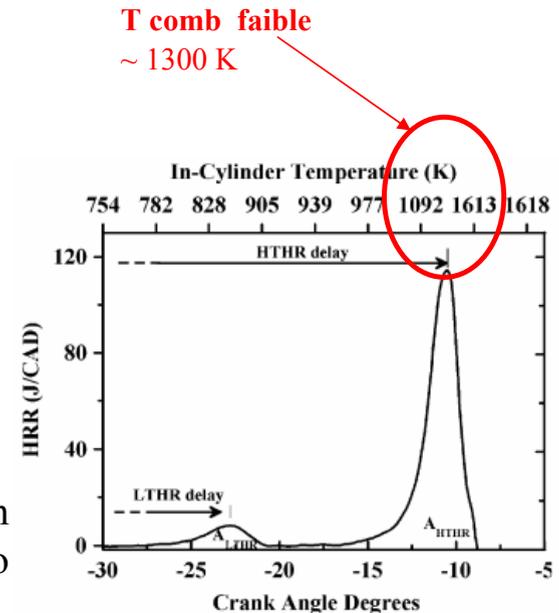


Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

Principe:



- Réalisation d'un mélange homogène tôt dans le cycle pendant la compression.
- Échauffement de la charge pendant la compression pour l'amener dans des conditions d'Auto inflammation.
- Dès que le Δ_{ai} est écoulé : Auto inflammation de l'ensemble de la charge.

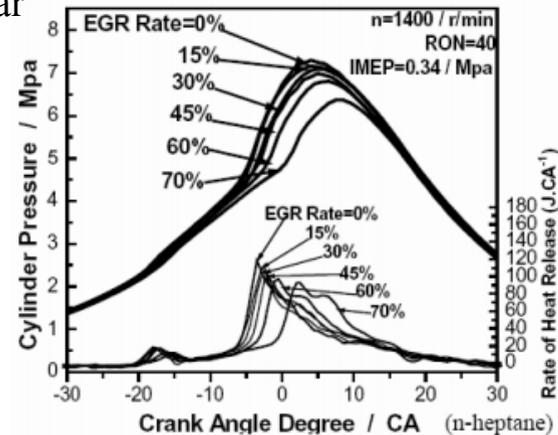
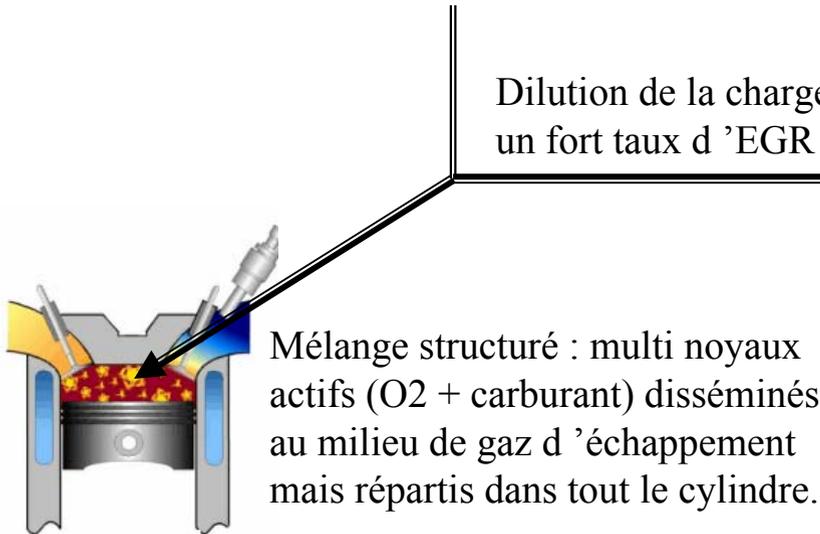




Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

Problématiques:

- Déclencher la combustion au moment souhaité dans le cycle (garder un bon rendement de forme) ⇒ **Agir sur le Δt_{ai}** ;
- Diminuer la « brutalité » de la combustion ⇒ **Agir sur la vitesse de combustion.**





Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

Le résultat :

Ex. en Combustion CAI

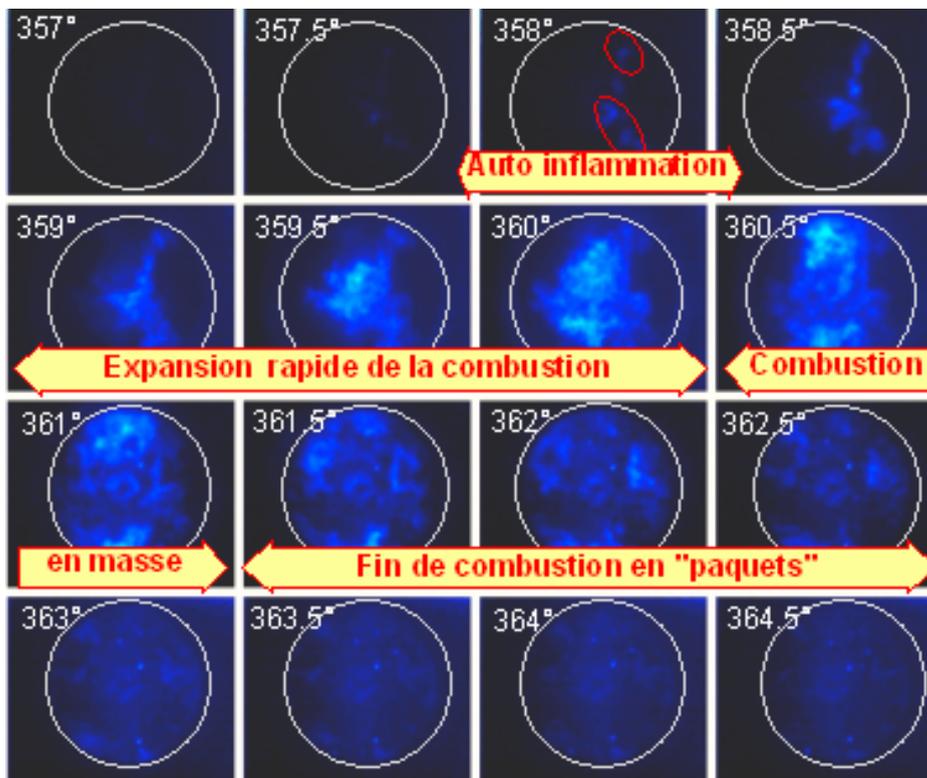
Démarrage de l'AI en plusieurs endroits (plusieurs foyers s'auto enflamment simultanément)

La combustion s'étend rapidement à toute la chambre de combustion.

Durée combustion: ~ 5 à 6° vil.

⇒ Combustion :

- **très rapide** (plus de front de flamme)
- **froide**
- **relativement homogène**





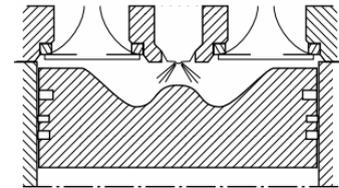
Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

La réalisation du mélange : Action sur le phasage et le séquençage de l'injection.

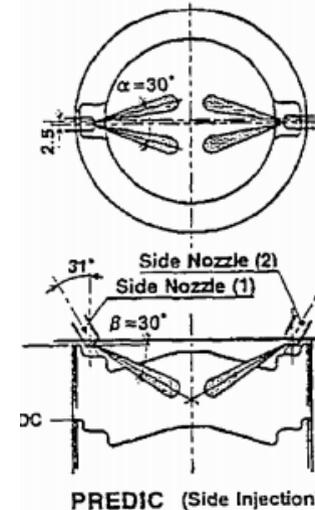
Quelques procédés en HCCI :

- NADI (IFP): Rapport volumétrique 16:1; injection tôt; Forme de piston adaptée; angle de jet d'injecteur faible $< 100^\circ$; faible Swirl.
- UNIBUS (Toyota): Injection précoce $\sim 50^\circ$ vil avant le PMH et 13° après le PMH.
- PREDIC (New Ace Institue au Japon) : 3 injecteurs (1 central P=2000b et 2 sur le coté P=1500b). Injection précoce $\sim 80^\circ$ av PMH (injecteurs de coté) et principale à 40° av le PMH.
- MK (Nissan) : Injection après le PMH ~ 3 à 7° ; fort swirl et EGR élevé.
- PCCI (Mitsubishi): Rapport volumétrique faible et injection très tôt

NADI



sources IFP

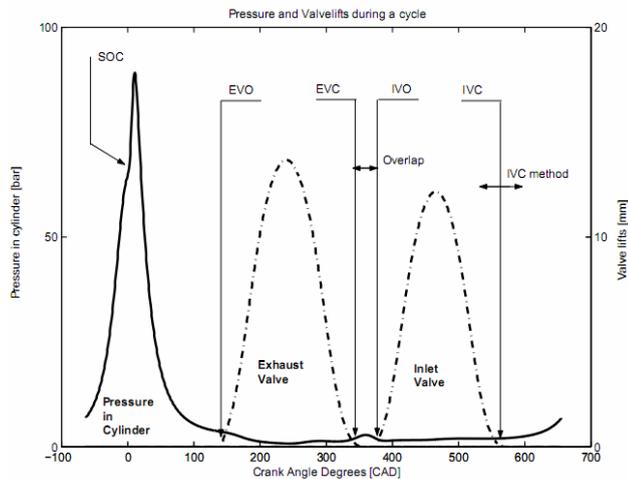




Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

La dilution de la charge par l'EGR interne : Deux principales solutions technologiques.

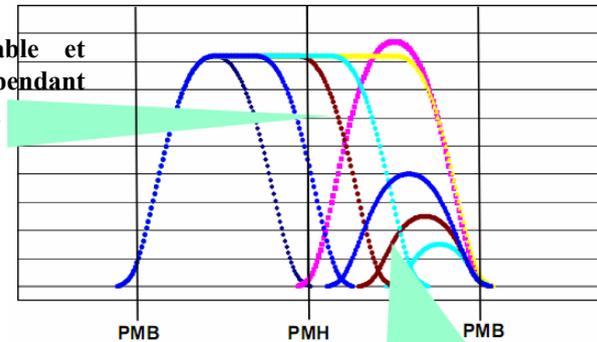
Par croisement négatif « NVO » ou « recompression des gaz d'échappement »



- Favorise les poches de gaz chaud (bonne structure du mélange)
- Poursuite de l'oxydation des gaz brûlés

Par retard fermeture échappement

EVC variable et prolongée pendant l'admission



IVO variable et retardée et hauteur variable

- Technique associée à la suralimentation.
- Pertes par pompage minimisées / NVO.



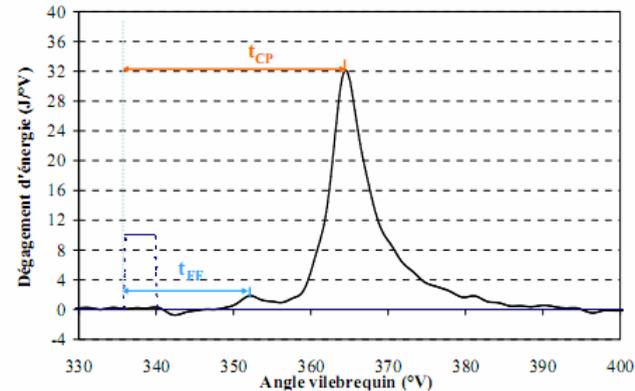
Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

Gestion de la position de la combustion :

Gérer le phasage de la combustion

=

Gérer l'instant d'A.I.



Paramètres d'influence sur les t_{ef} et « t_{cp} » :

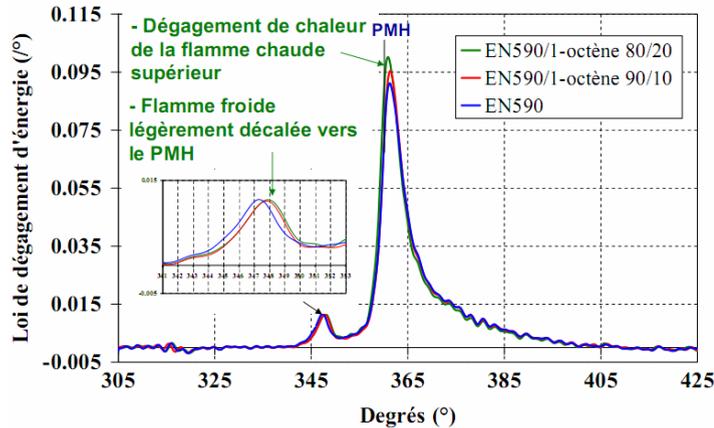
- $T^{\circ}_{fin\ compression}$ et $P_{fin\ compression} = f(T_{adm}; \varepsilon; \text{Taux d'EGR et } T^{\circ}_{EGR})$;
- Caractéristiques Carburant;
- Évolution de Concentration en corps chimiques instables dans le cylindre pendant la compression (phasage injection).



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

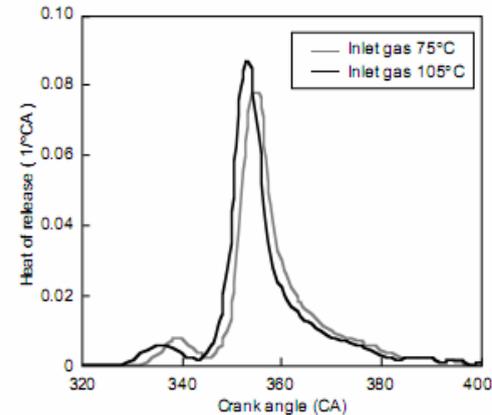
• Gestion de la position de la combustion: Principales solutions

• Formulation du carburant :



La formulation des carburants pourra être adaptée pour tirer le meilleur bénéfice de ce mode de combustion

• T° de début de cycle ou ϵ :



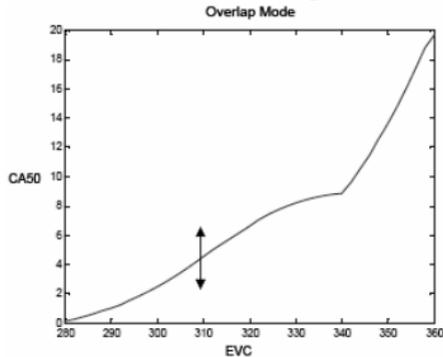
La T_{adm}° et le ϵ sont des paramètres d'action mais temps de réaction important.



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gestion de la position de la combustion: Principales solutions

• Taux d'EGR par NVO :

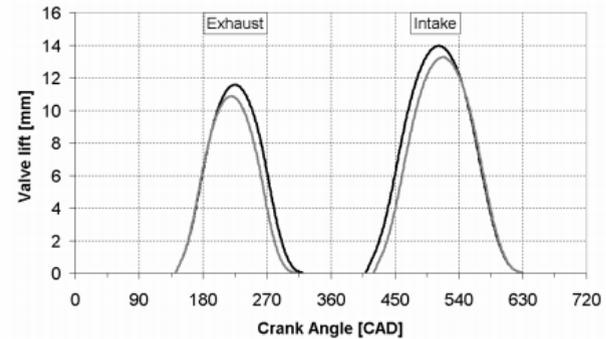
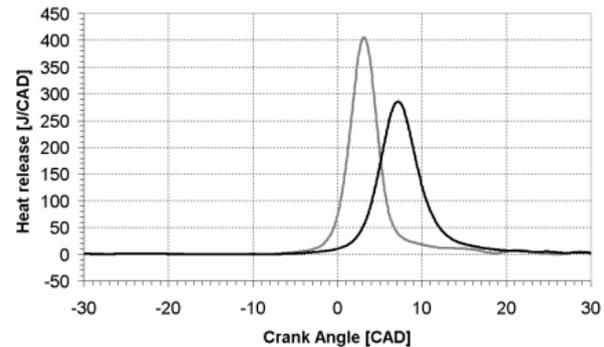


Source Mikaël Lundström

Ce paramètre a une bonne autorité sur le CA50.

L'augmentation du taux d'EGR interne augmente la T° gaz EGR en début de cycle : Combustion plus tôt dans le cycle et plus brutale.

⇒ Paramètre d'action de première ordre et bon temps de réaction (modification sur peu de cycles et cylindre par cylindre si technologie CAMLESS).



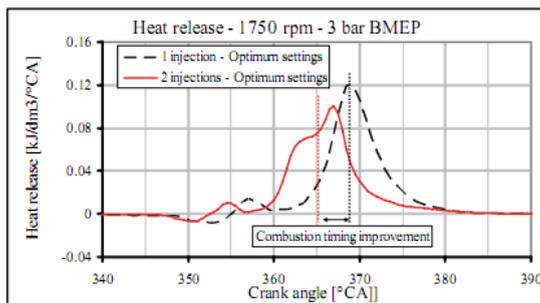
Source Fredrick Agrell KTH



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

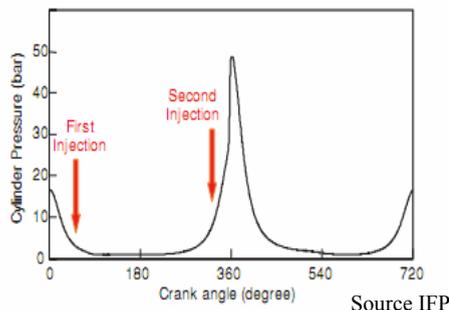
• Gestion de la position de la combustion: Principales solutions

• Phasage injections et séquençages :

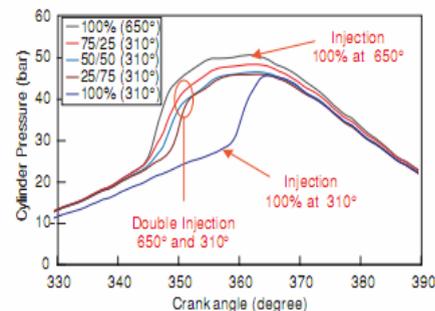
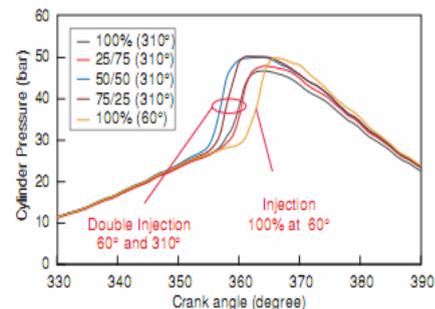
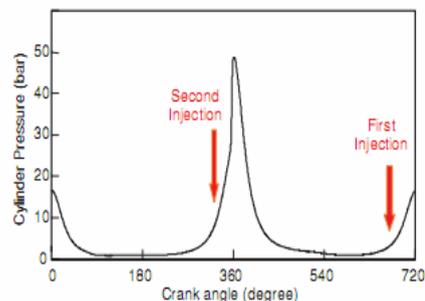


Source Delphi

Paramètre d'action de première ordre et bon temps de réaction (modification cylindre par cylindre et cycle à cycle).



Source IFP



L'injection avant la recompression des gaz d'échappement permet :

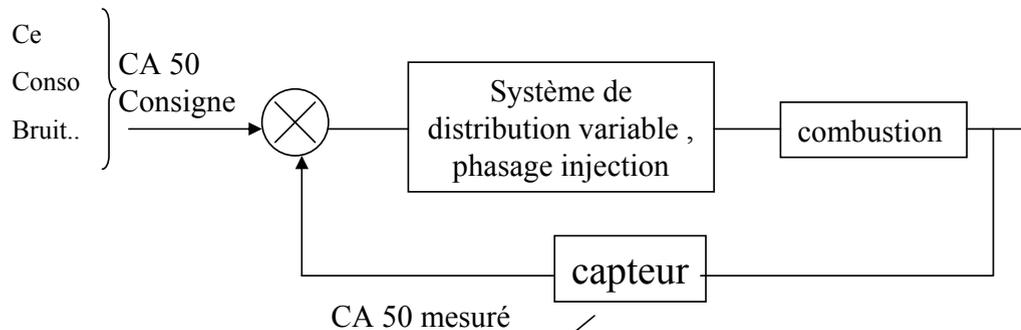
- une augmentation de la t° gaz EGR en début de compression.
- La poursuite de l'oxydation des gaz d'EGR \Rightarrow augmentation de la concentration en corps chimique instables



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

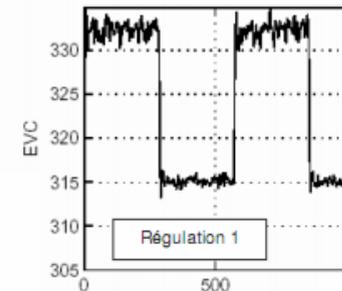
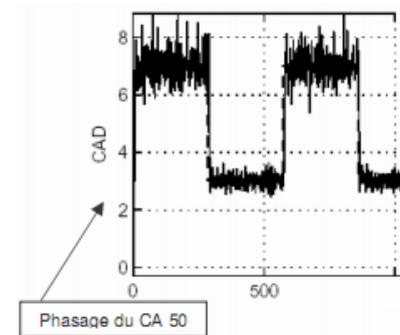
• Gestion de la position de la combustion: contrôle en boucle fermée

Principe de régulation:



- Sonde d'ionisation
- Capteur Pression chambre

Ex: régulation par EVC

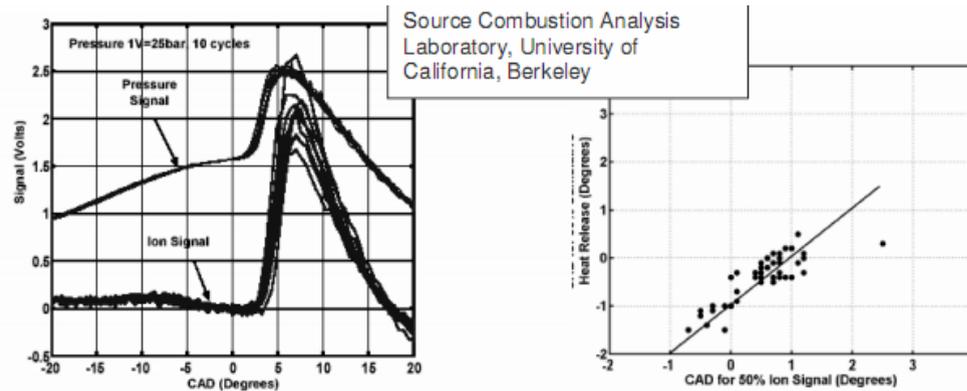




Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gestion de la position de la combustion: Détecter la position de la combustion

• Détection par sonde d'ionisation :



Ion signal (volts*100) and pressure transducer signal (1V = 25bar)

Linear relationship between CA50 and CAD for 50% ion signal.

Principe : Détection du changement de conductivité des gaz pendant la combustion.

L'Analyse de la position vilebrequin pour 50% du signal sonde est un bon indicateur de la position combustion.

Solution technique utilisée par BMW en gestion de combustion essence.



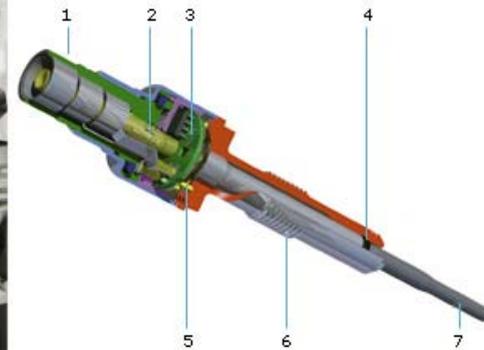
Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gestion de la position de la combustion: Détecter la position de la combustion

• Détection par capteur de pression intégré :

exemple : Capteur intégré à la bougie de préchauffage

- Mesure de la P cyl en temps réel;
- Analyse du déroulement de la combustion par traitement du (P, α)



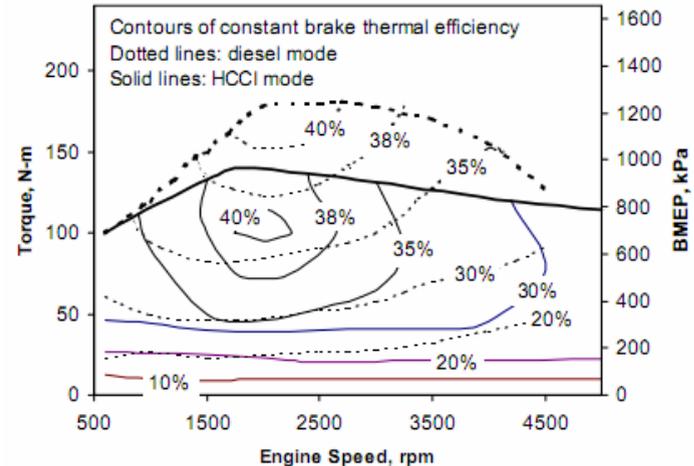
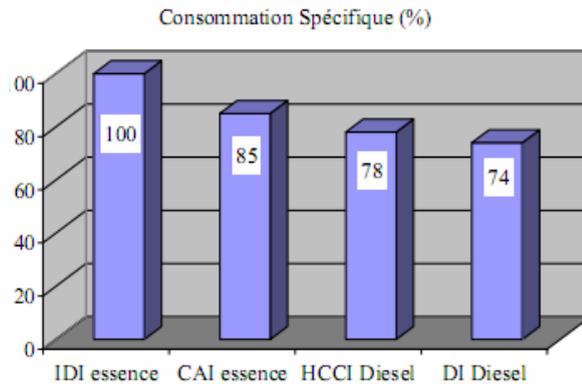
Bougie BERU



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gains et limites :

• Rendement effectif :



- La combustion en CAI permet un gain en rendement de $\sim 15\%$.
- La combustion HCCI maintient le rendement élevé du moteur diesel.
Gain potentiel sur cycle à faible charge.



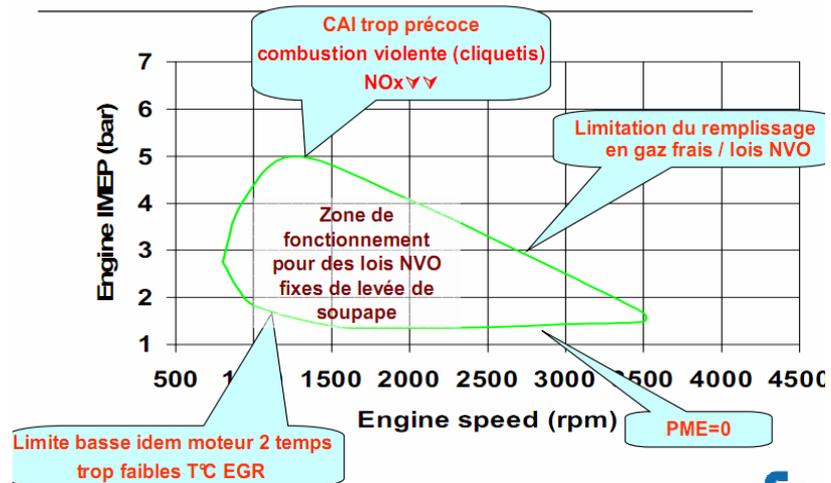
Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

- Gains et limites :

- Champ d'utilisation :

Combustion par auto inflammation inconcevable sur toute la plage de fonctionnement moteur;

Combustion par auto inflammation difficile à réaliser moteur froid.



ex: Combustion CAI



⇒ nécessité de gérer 2 stratégies sur le champ d'utilisation du moteur : CAI & homogène



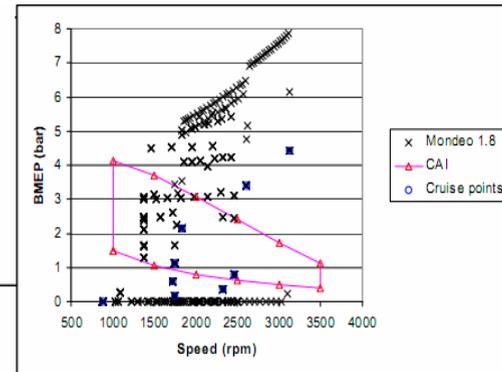
Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gains et limites :

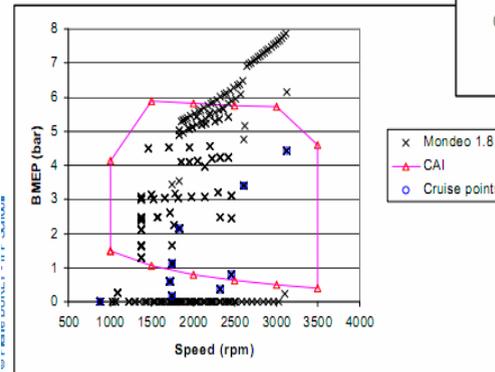
• Champ d'utilisation :

La complémentarité de gestion de l'EGR interne (NVO +RE) permet d'accroître la zone en CAI.

Avec croisement de soupapes négatif



Une bonne partie du cycle NMVEG est dans la zone en CAI.



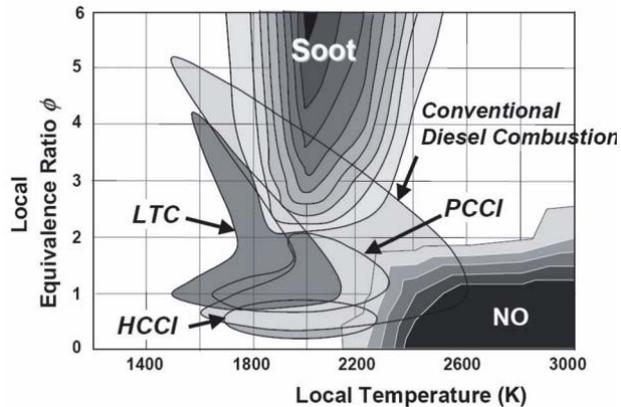
Avec réaspiration EGR et suralimentation



Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

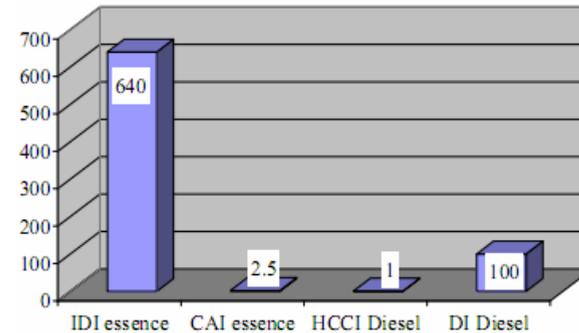
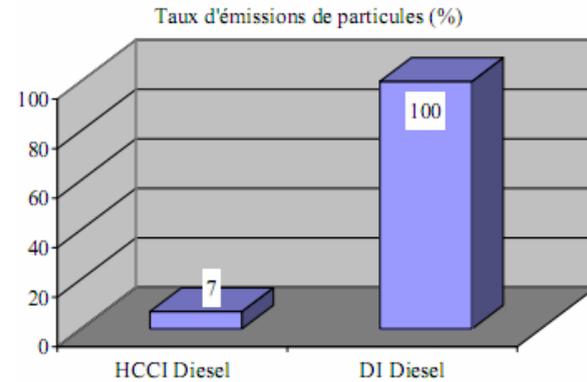
• Gains et limites :

• Émissions de Polluants :



La combustion HCCI permet le gain très élevé attendu en Nox et en particules

La combustion CAI permet un gain très élevé en NOx

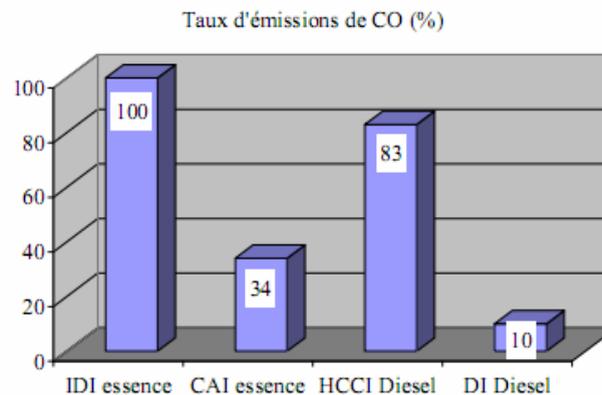
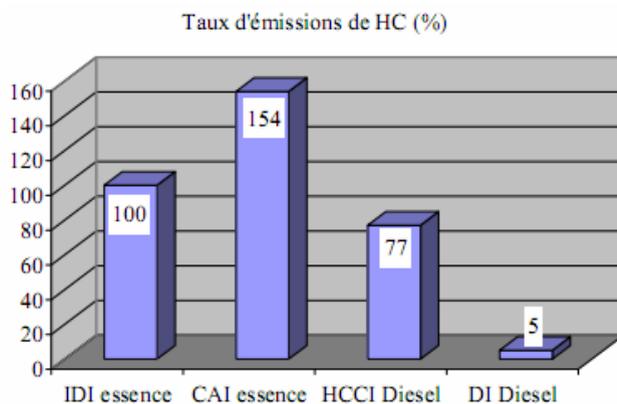




Processus de combustion par auto inflammation (« LTC »)

• Gains et limites :

• Émissions de Polluants :



- **Les combustions par Auto Inflammation augmentent les rejets de HC.**
- **Seule la combustion CAI diminue les rejets en CO.**

Deux polluants post traités efficacement sur les véhicules.



Post traitement des polluants

Rappel équations générales

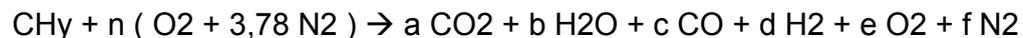
Post traitement Essence

**Post traitement Diesel et Essence mélange
pauvre**



Post traitement des polluants

Rappel équation générale théorique



Avec $n = (1 + y/4) / \text{Richesse}$

Richesse = 1 : $c, d, e = 0$

Les produits d'échappement sont **CO₂**, H₂O, N₂

Richesse < 1 : $c, d = 0$

Les produits d'échappement sont **CO₂**, H₂O, N₂ et O₂

Richesse > 1 : $e = 0$

Les produits d'échappement sont **CO₂**, H₂O, N₂ et **CO** et H₂

Rappel équation générale réelle retenue



Avec $n = (1 + y/4) / \text{Richesse}$

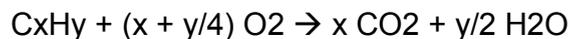


Post traitement des polluants

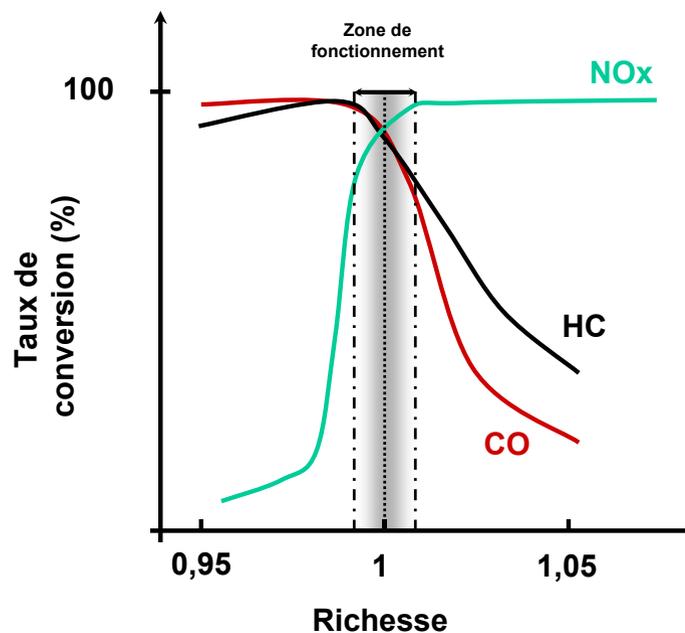
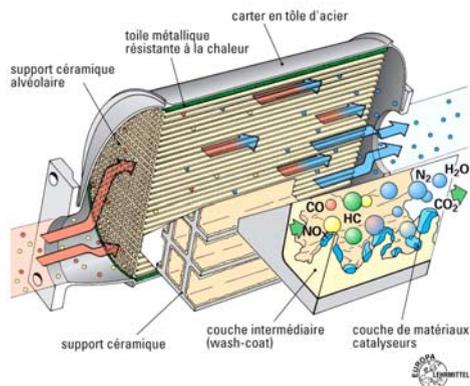
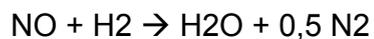
Post traitement Essence

Catalyse 3 voies efficace et éprouvée

Oxydation pour traiter CO et HC



Réduction pour traiter les NO



Efficacité de conversion du catalyseur, ou taux de conversion

$$\text{Eff.} = \frac{([\text{polluants amont}] - [\text{polluants aval}])}{[\text{polluants amont}]}$$



Post traitement des polluants

Post traitement Essence

Light off ou Température de Light off

Température mini pour laquelle le catalyseur à une capacité de conversion de 50%

Elle est de l'ordre de 250 à 350 °C

Amélioration de l'efficacité

3 axes d'action

Fonctionnelle

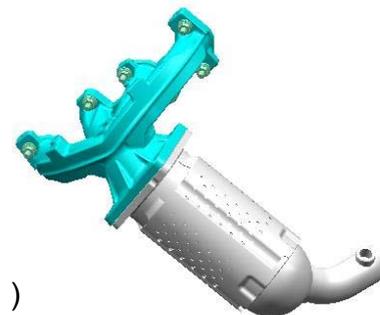
- Action sur le contrôle moteur (augmentation T° éch)
- Régulation de richesse optimisée

Structurelle

- Choix des métaux précieux et quantité
- Structure du support et mode d'imprégnation
- Volume et forme

Architecture

- Implantation
- Taille et nombre





Post traitement des polluants

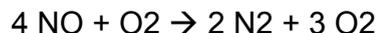
Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Traitement CO et HC

Catalyse 2 voies : les principes d'oxydation du 3 voies s'appliquent

Traitement des NOx

La réduction des NO en présence d'excès d'air est possible



Mais cette réaction est beaucoup trop lente

Actuellement, 2 solutions tendent à se généraliser :

Le piège à NOx, ou NOx Trap

La SCR, réduction catalytique sélective par injection d'urée

Traitement des particules

Le FAP, filtre à particules, se généralise sur l'ensemble des motorisations Diesel



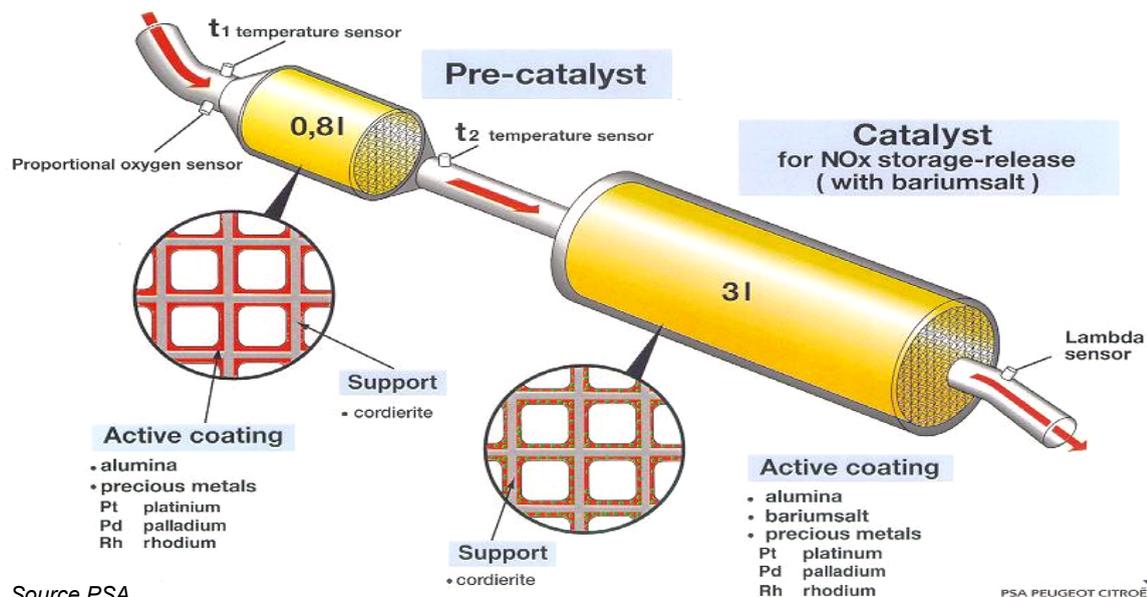
Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le piège à NOx

Un piège à NOx intègre en général une fonction catalyse 3 voies, et une fonction stockage/déstockage des NOx.

Il nécessite en amont un catalyseur d'oxydation (pré-cata)



Source PSA



Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

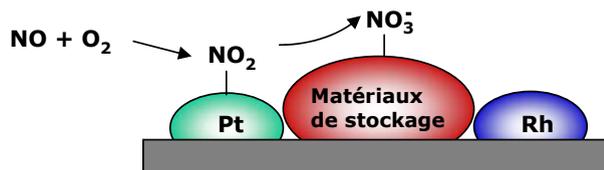
Le piège à NOx

2 phases de fonctionnement

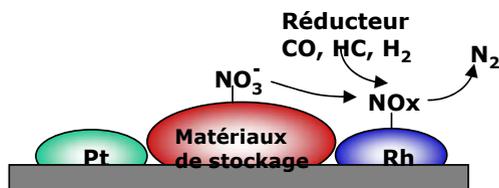
Stockage

Oxydation des NO en NO₂ (cata d'oxydation en excès d'air)

Stockage par « piègeage chimique »



Source PSA



Source PSA

Déstockage (régénération)

La libération des NO₂ se fait par augmentation de la température (entre 280 et 450 °C)

La réduction se fait grâce à un passage en mélange riche : mise en présence des NO₂ avec CO, HC et H₂



Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le piège à NOx

En fonction des conditions d'utilisation

- La phase de stockage dure entre 1 à 2 min
- La phase de déstockage dure entre 3 à 10 s
- L'efficacité est de l'ordre de 80%
- Surconsommation de carburant de 2 à 5%
- Gestion des phases de déstockage par prédiction ou nécessité du sonde à NOx
- Nécessité d'un cata 2 voies en aval pour traiter CO et HC
- Plus facile à mettre en œuvre en Essence (gestion des phases riches)
- Problème liés au soufre contenu dans le carburant : création de sulfates de Barium stable dans le piège → régénération nécessaire à plus de 600 °C et Richesse 1 (pb de tenue et participation à la surconsommation)
- Nécessité de capteur de NOx et de Température supplémentaire



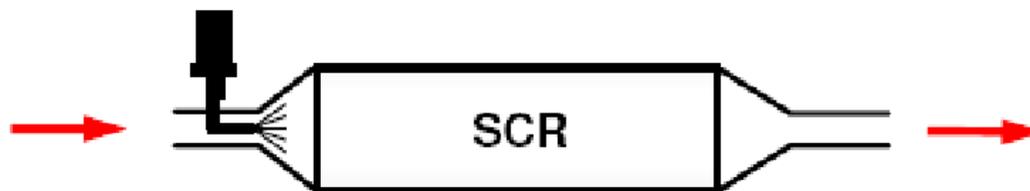
Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

La SCR

Injection à l'échappement d'un réducteur de NOx : l'ammoniac (NH₃)

En pratique, utilisation d'AdBlue (nom commercial) : solution aqueuse d'urée

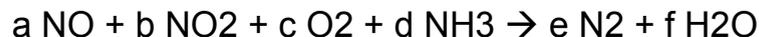


Phase de transformation

- Injection d'AdBlue → évaporation → urée (NH₂-CO-NH₂)
- Hydrolyse de l'urée (T° + vapeur d'eau) → ammoniac (NH₃) et CO₂

Réaction Ammoniac – NOx

- plusieurs réactions chimiques se produisent en fonction du rapport NO₂/NOx
- Réactions du type :





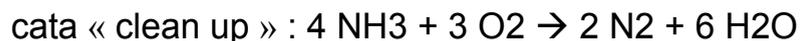
Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

La SCR

La conversion augmente si NH₃ augmente, mais risque d'ammoniac à l'échappement (très toxique)

Possibilité d'un cata supplémentaire en aval pour oxydation des NH₃ exédentaires



Meilleur fonctionnement pour NO₂/NO_x entre 30 et 50%

Nécessité d'un cata d'oxydation en amont pour atteindre le bon % de NO₂





Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

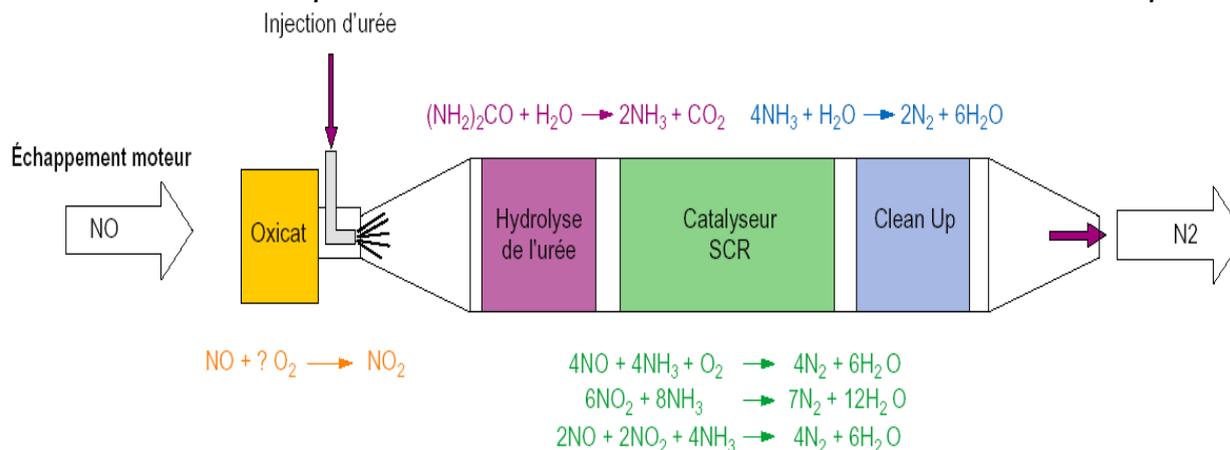
La SCR

Rapport idéal NH₃/NO_x environ 1

Mais conversion varie en fonction de la température et du débit : surveillance par sonde NO_x

Consommation d'AdBlue environ 4 à 8% vol de la consommation de GO

Résumé schématique des transformations sur une installation SCR complète



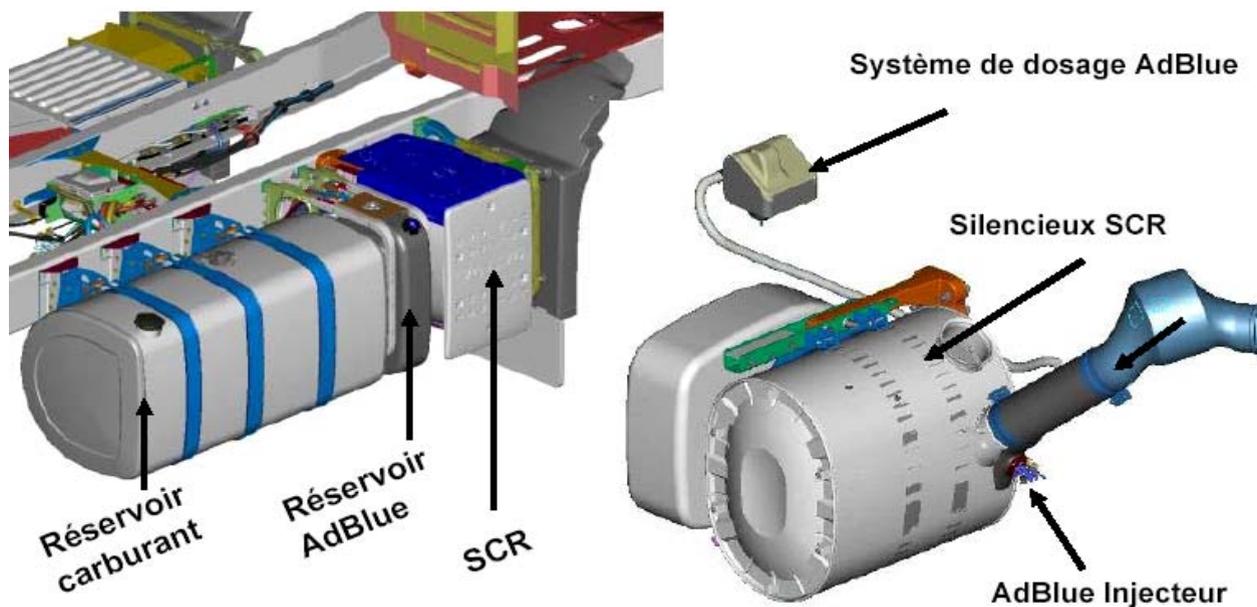


Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

La SCR

Exemple d'installation Renault Trucks Premium



Source Renault Trucks



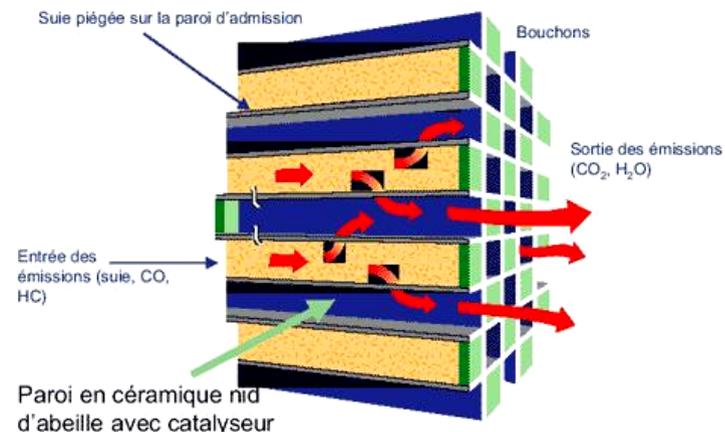
Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le FAP

C'est un support filtrant

- Stockage
- Contre pression
- Risque de colmatage
- Nécessite un déstockage régulier (régénération FAP)
- Moyen de détection : mesure température entrée FAP et deltaP FAP



La régénération s'effectue par combustion des particules stockées

Il faut atteindre la T° de combustion des particules : environ 550°C

Cette température à l'échappement est rarement atteinte (en Diesel, moyenne environ 150°C sur cycle)

2 voies d'action complémentaires sont mises en oeuvre



Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le FAP

Première voie d'action : abaisser la température de combustion des particules

- Additivation du carburant (cérine)
 - système embarqué sur véhicule
 - surveillance et pilotage du système d'additivation
- imprégnation du FAP par un produit catalyseur

Seconde voie d'action : augmenter artificiellement la température échappement

- Solution 1
 - pré-catalyseur d'oxydation
 - post injection importante : environ 30° puis 60° après PMH
- Solution 2
 - pré-catalyseur d'oxydation
 - post injection : environ 30° après PMH
 - injecteur supplémentaire à l'échappement pour post combustion

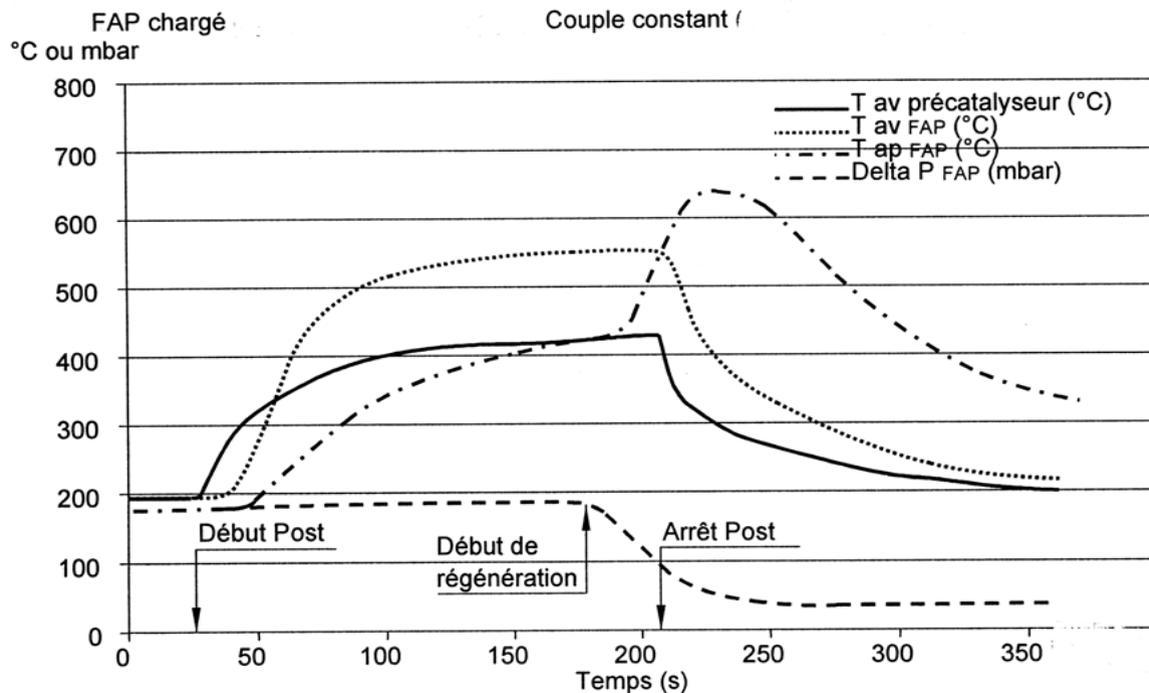


Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le FAP

Régénération d'un FAP avec post combustion

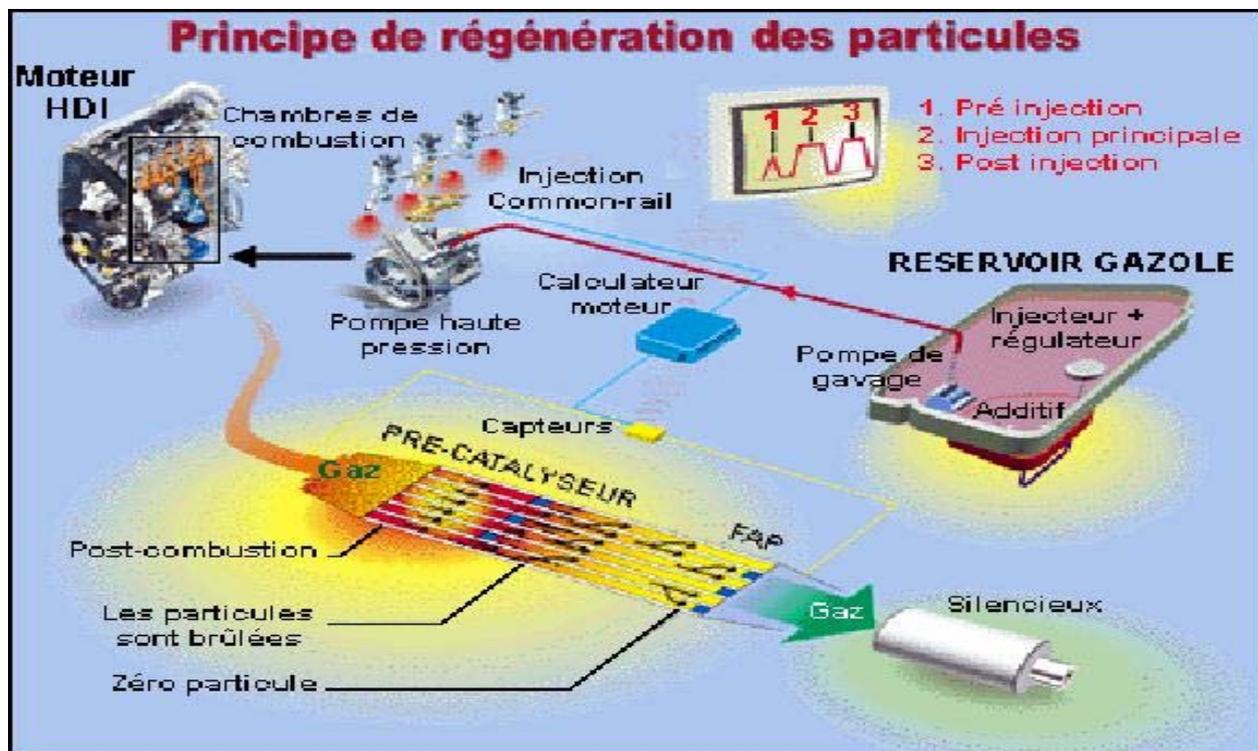




Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le FAP





Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Le FAP « ouvert »

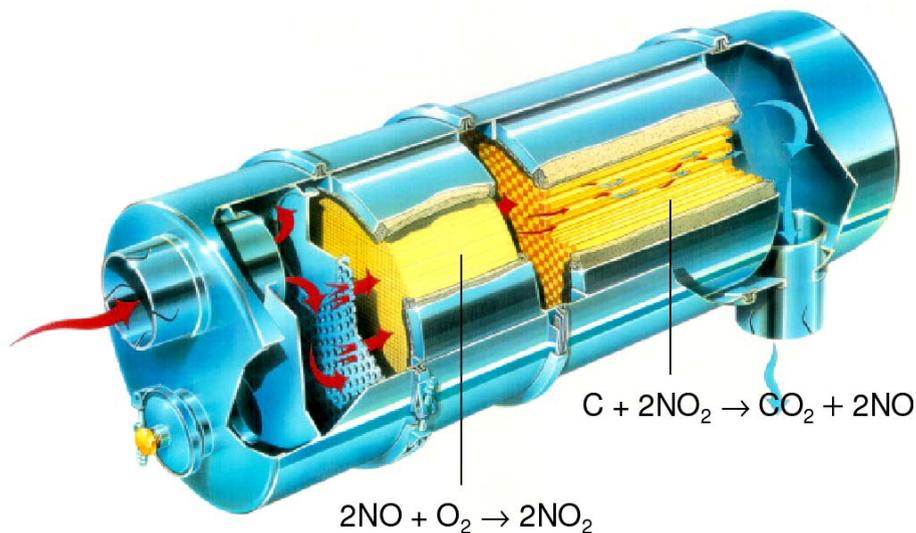
On parle de CRT (filtre à régénération continue)

Structure imprégnée de matériaux catalyseurs permettant une retenue partielle et temporaire des particules

Utilisation des NO₂ pour la combustion des particules

Nécessite un cata d'oxydation en amont pour oxyder NO en NO₂

Nécessite le traitement des NO en aval





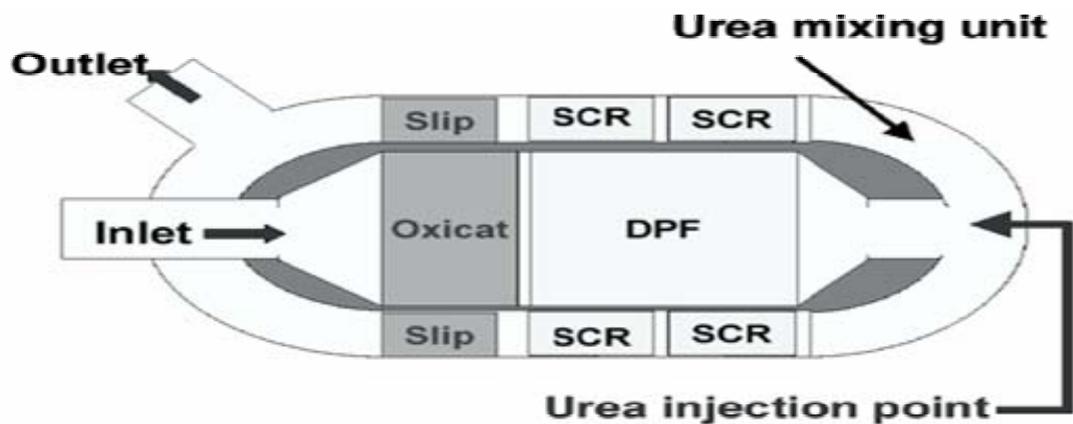
Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Traitement combiné NOx - Particules

FAP + SCR → SCRT

Schéma de principe d'un système compact





Post traitement des polluants

Post traitement Diesel et Essence mélange pauvre

Traitement combiné NOx - Particules

Piège à NOx + FAP Imprégné → DPNR (brevet Toyota)

Toyota a combiné un piège à Nox avec un FAP imprégné

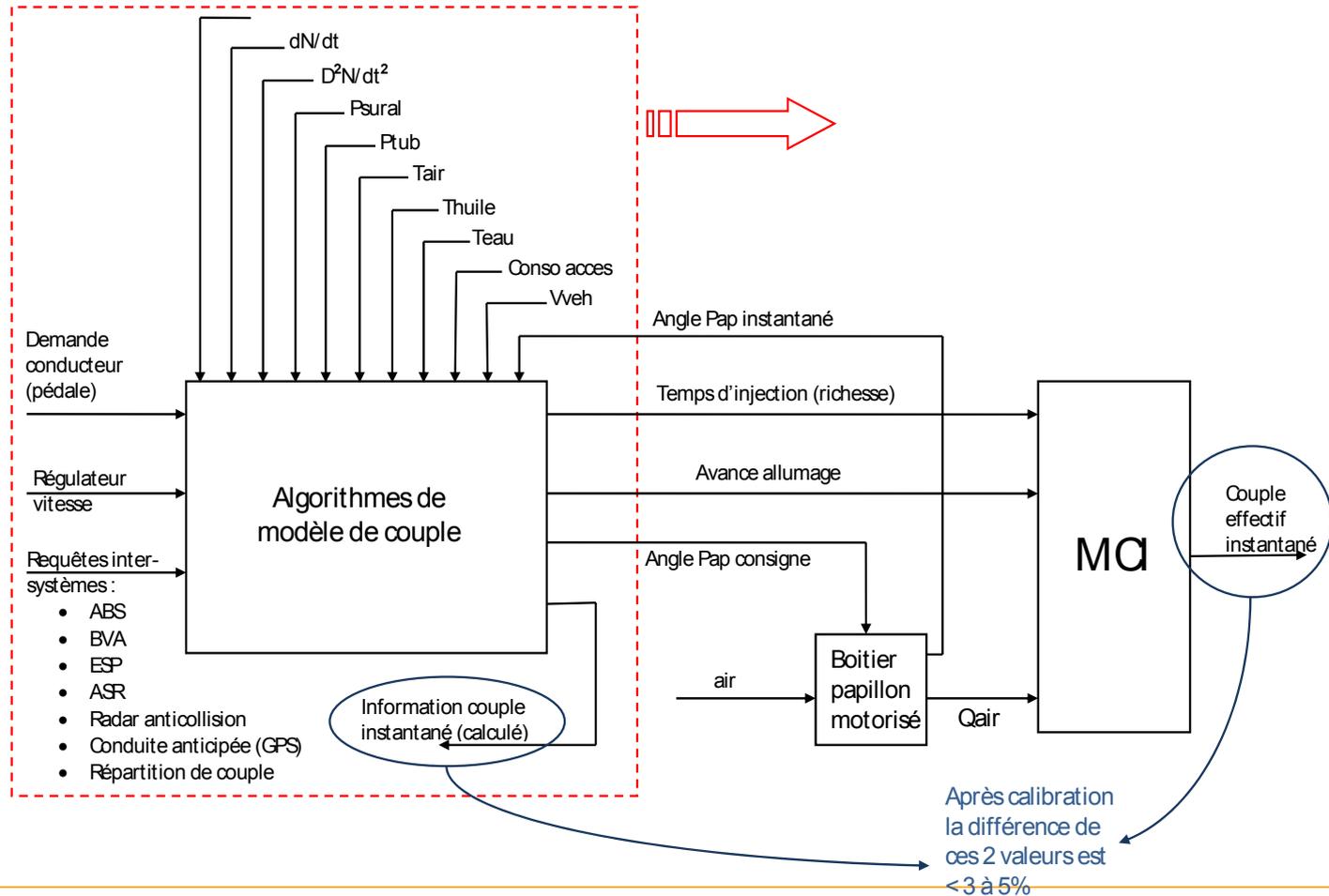
L'ensemble est placé très près du moteur pour profiter des températures élevées

Le système nécessite des phases de régénération régulières, donc une surveillance des pressions, températures et richesse



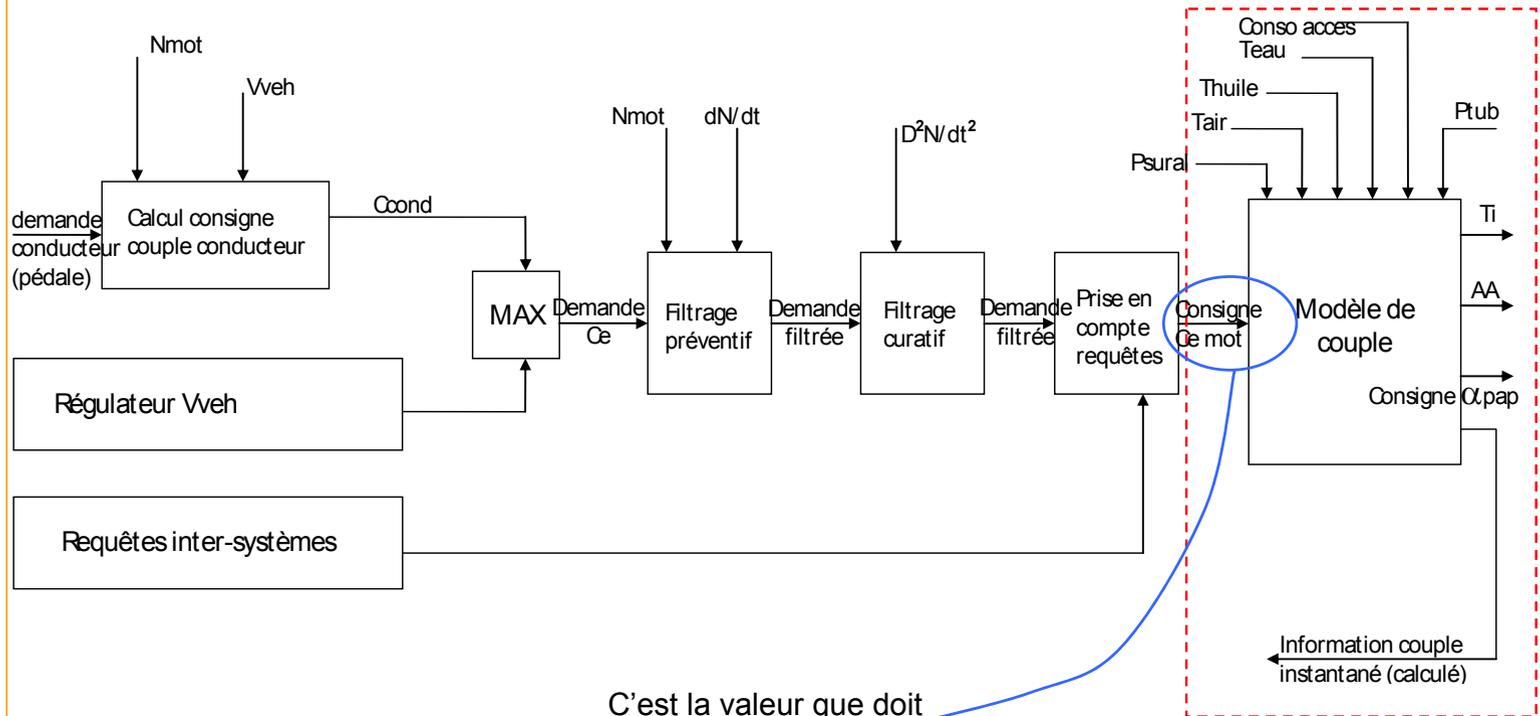


Principe contrôle moteur en "modèle de couple"





Principe contrôle moteur en "modèle de couple"

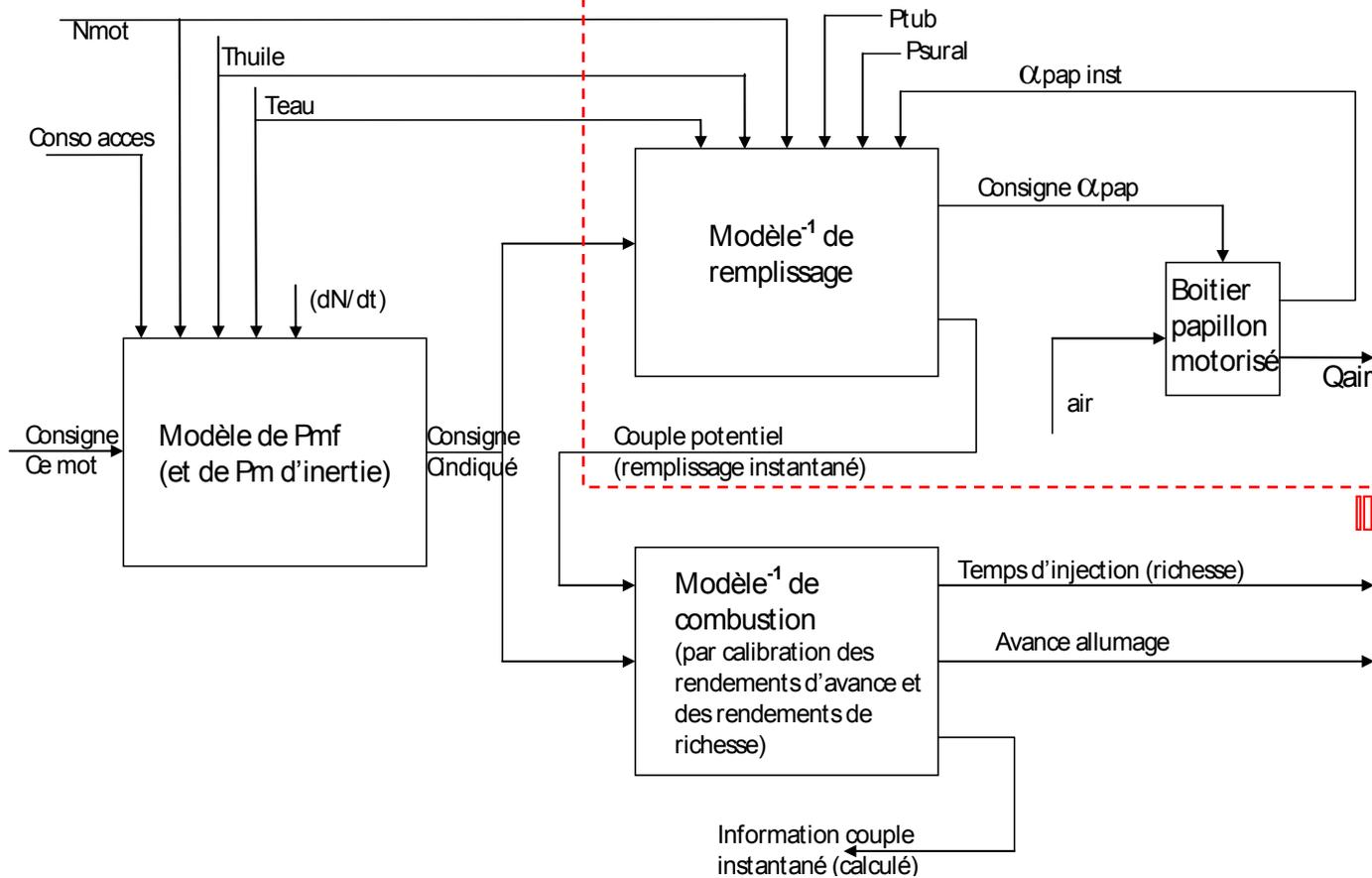


C'est la valeur que doit réellement fournir le moteur au vilebrequin



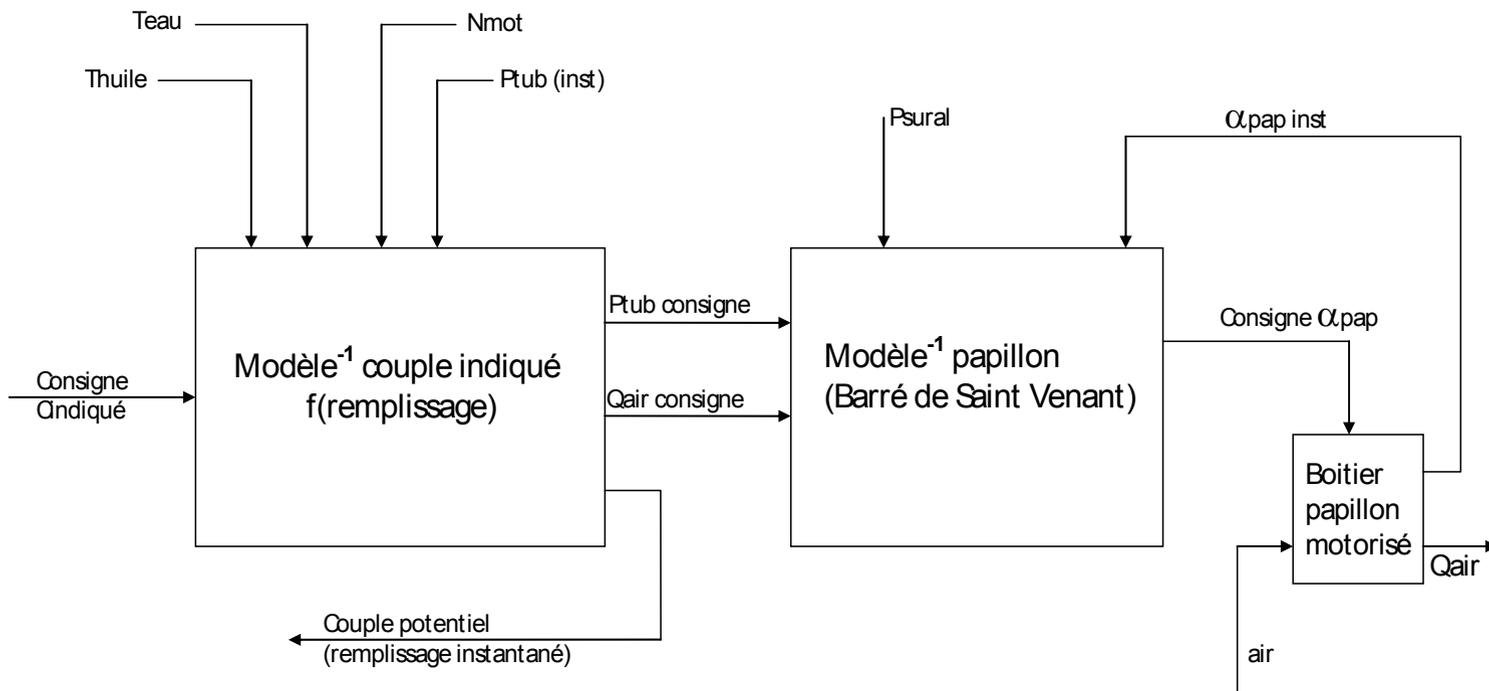


Principe contrôle moteur en "modèle de couple"





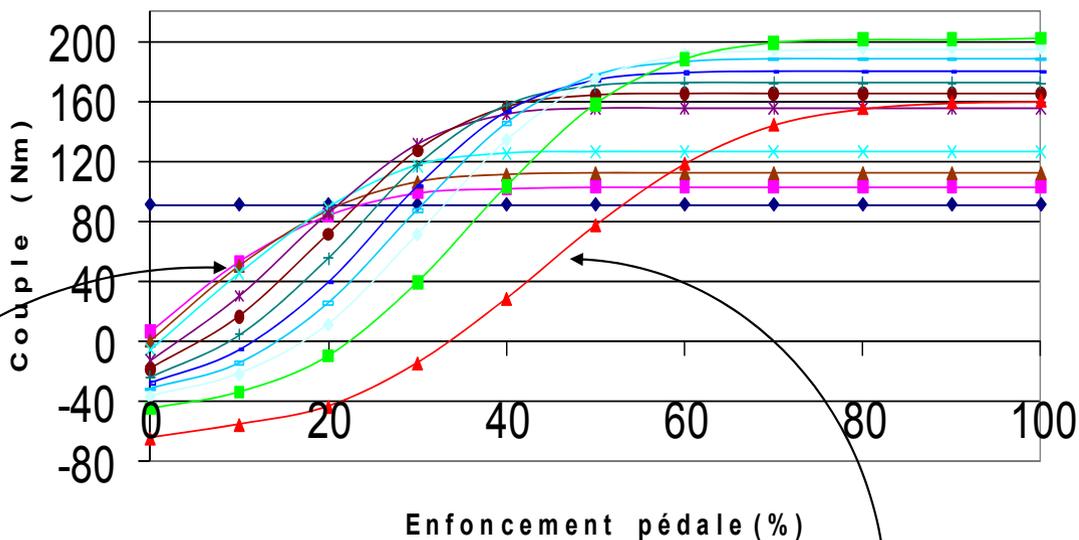
Principe contrôle moteur en "modèle de couple"





Principe contrôle moteur en "modèle de couple"

Calcul consigne couple conducteur



Bas régime :

Couple Nul (voir positif pour une aide anti calage) en pied levé

Utilisation de la première partie de la course pédale uniquement ($\approx 1/3$)

Haut régime :

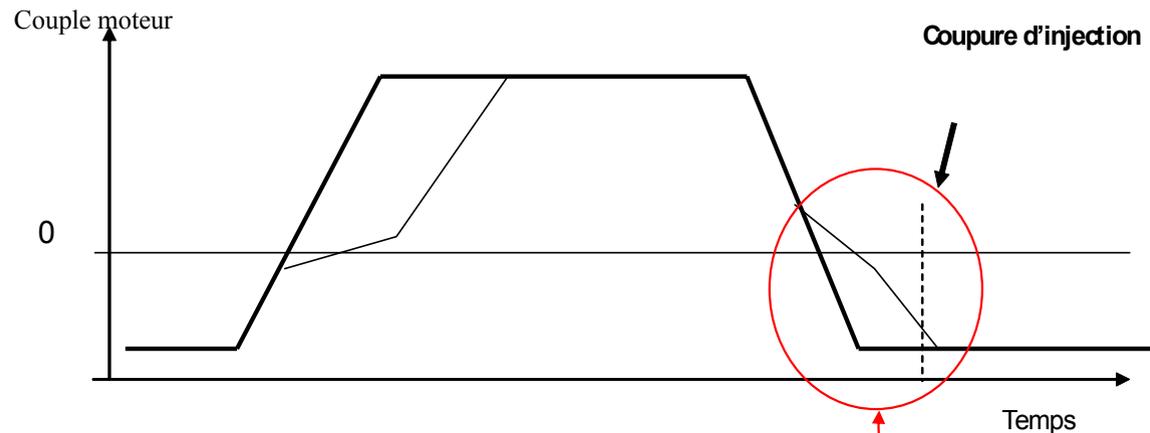
Couple négatif en Pied levé

Utilisation de la quasi totalité de la course pédale



Principe contrôle moteur en "modèle de couple"

Exemple filtrage préventif
agrément:



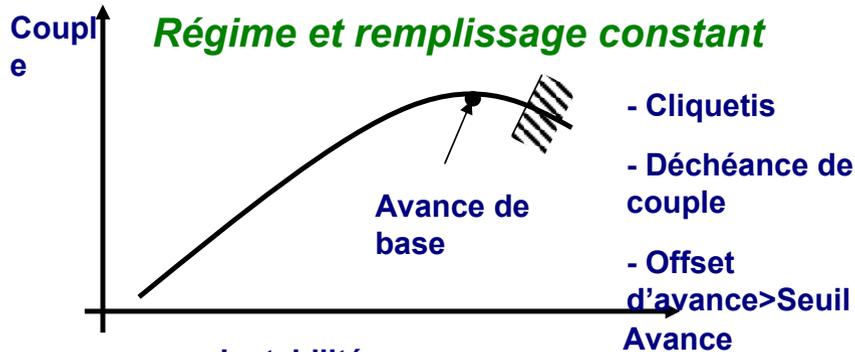
— Couple demandé par le conducteur

— Couple de consigne commandé par le contrôle moteur

Fonction "dash-pot"



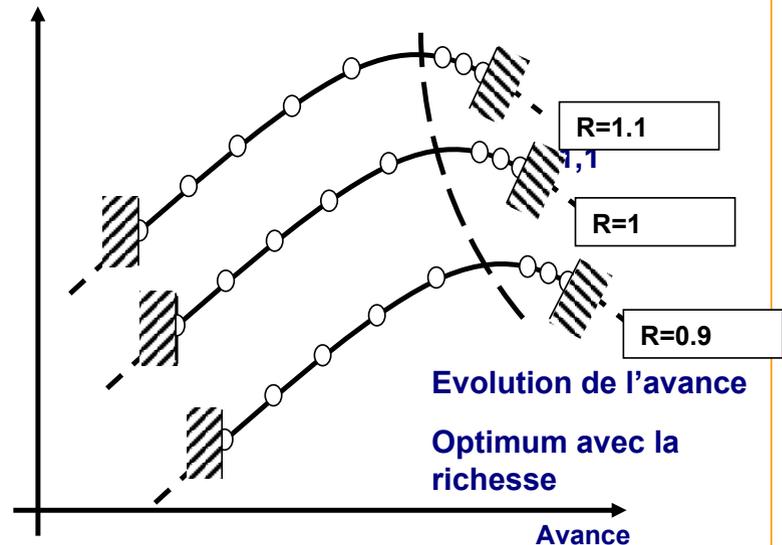
Principe contrôle moteur en "modèle de couple"



- Instabilité
- Température
- Décrément de couple > Seuil

Ces résultats sont cartographiés sous la forme de rendements d'avance et rendement de richesse

Calibration modèle combustion



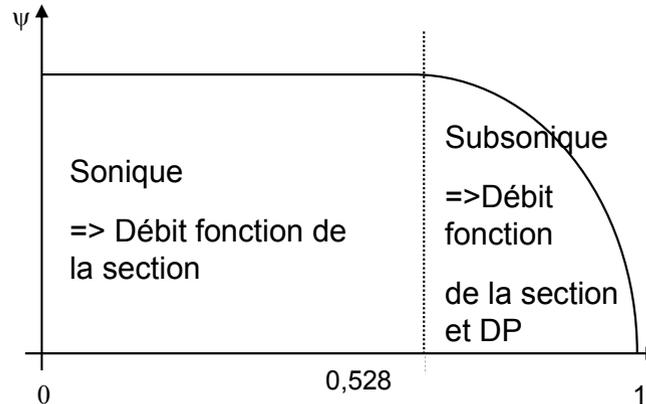


Principe contrôle moteur en “modèle de couple”

Modèle d'écoulement au papillon selon Saint Venant

$$Q = S \cdot \lambda \cdot \Psi \left(\frac{P}{P_0} \right) \text{ avec } \Psi \left(\frac{P}{P_0} \right) = F(0,528) \text{ si } \frac{P}{P_0} < 0,528 \Rightarrow \text{Sonique}$$
$$\Psi \left(\frac{P}{P_0} \right) = F \left(\frac{P}{P_0} \right) \text{ si } \frac{P}{P_0} > 0,528 \Rightarrow \text{Subsonique}$$

P : Pression admission
 P_0 : Pression amont papillon
S : Section papillon
 λ : Coefficient constant
 ψ : Fonction de Saint Venant





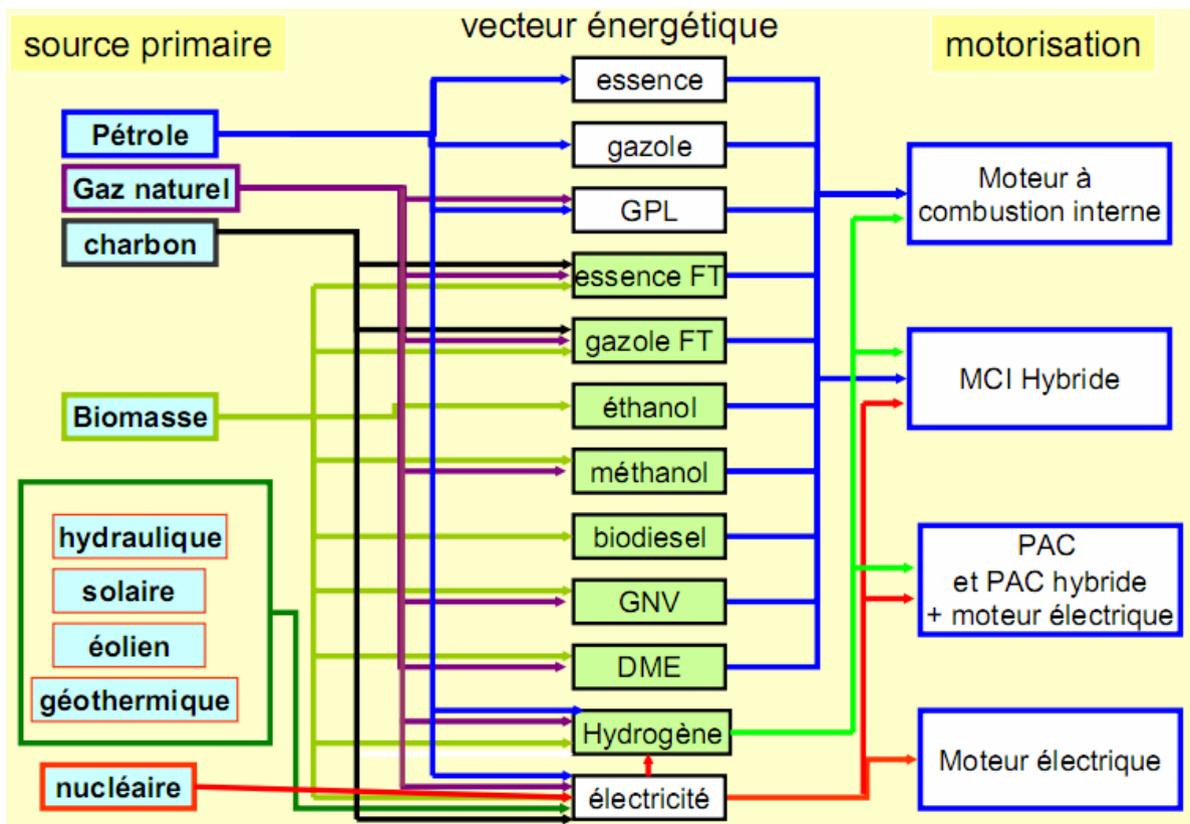
Les carburants dans les MCI

1. Les biocarburants : quel enjeu ?
2. Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération
3. Les carburants alternatifs de demain



Les Biocarburants: quel enjeu ?

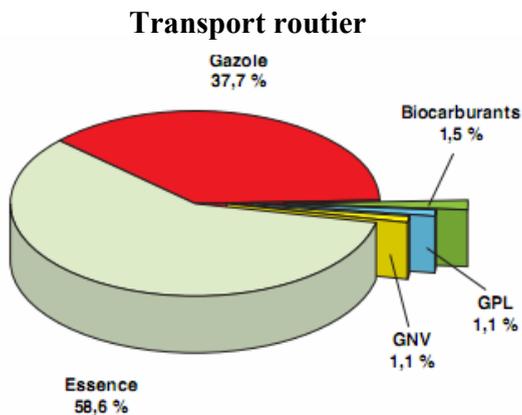
État des Filières d 'approvisionnement dans les transports :



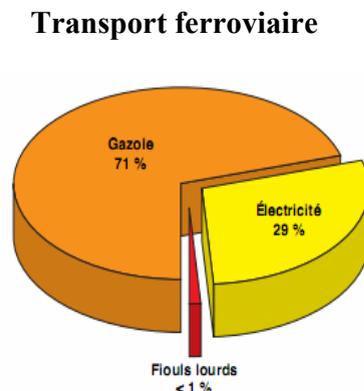
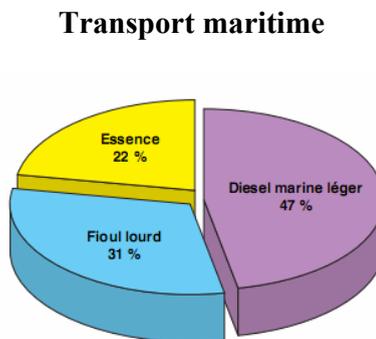


Les Biocarburants: quel enjeu ?

- Consommation énergétique mondiale dans le transport : + de 2200 Mtep
- Répartition en type de carburant consommé :



Aviation : 99,9% Kérosène



Chiffres 2006 source : OCDE

⇒ Dépendance vis à vis du pétrole : ~ 98%

- Perspectives mondiales consommation énergie transport : + ~ 2% / an



Les Biocarburants: quel enjeu ?

Objectifs:

- Réduire la dépendance énergétique vis à vis du pétrole
- Lutter contre les changements climatiques : limiter les émissions de gaz à effet de serre
- Diminuer les émissions de polluants dans l 'atmosphère : CO, HC, NOx, Particules.....



Les Biocarburants: quel enjeu ?

Position de l'U.E. et de la France :

« A l'heure actuelle, l'Union européenne se procure près de la moitié de son énergie auprès de pays tiers (48 %). Faute de mesures appropriées, cette dépendance pourrait atteindre, d'ici 2020, près de 70 % de la consommation totale d'énergie, soit 70 % pour le gaz naturel, 80 % pour le charbon et 90 % pour le pétrole, selon les estimations de la Commission européenne ».

⇒ Pression forte vis à vis de la dépendance énergétique en Europe

Taux d'incorporation France: 5,75 PCI en 2008; 7% en 2010; 10% en 2015

Rq: EU : 5,75% en 2010; 10% en 2020

| Taux de PCI | Volume équivalent d'ETBE (l) | Volume équivalent d'éthanol | Volume équivalent d'EMHV |
|-------------|------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| 1,75 % | 4,48 % | 2,66 % | 1,91 % |
| 3,50 % | 8,96 % | 5,32 % | 3,81 % |
| 5,75 % | 14,72 % | 8,74 % | 6,27 % |
| 6,25 % | 16 % | 9,50 % | 6,81 % |
| 7,00 % | 17,92 % | 10,64 % | 7,63 % |

↓ + 3,2%
 ↓ + 1,9%
 ↓ + 1,36%

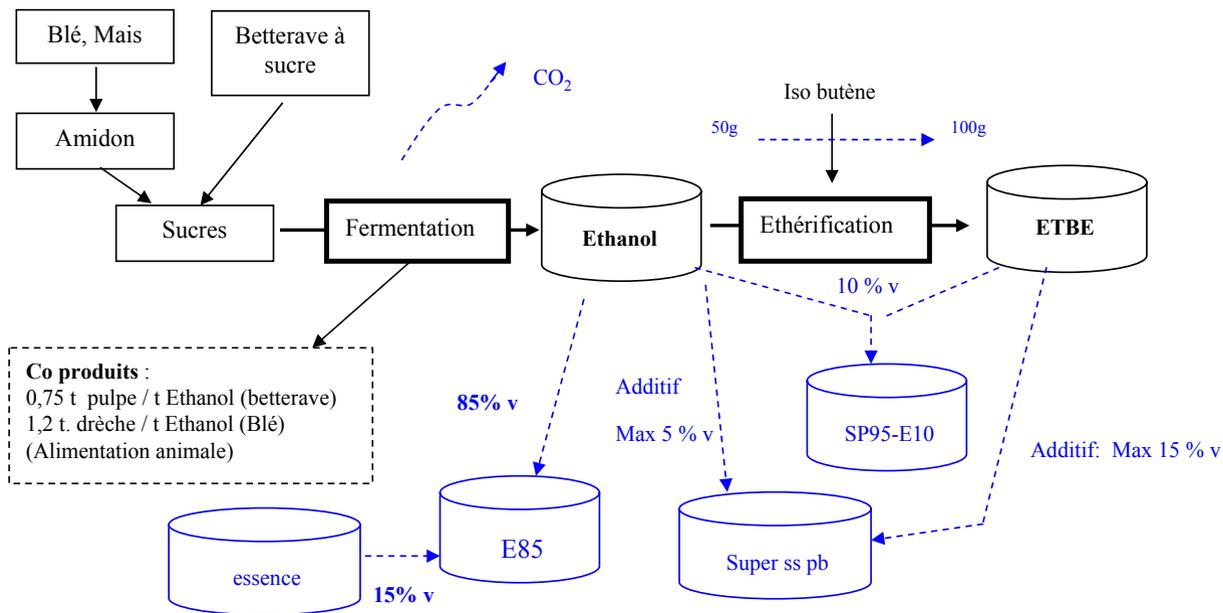
Dans l'hypothèse où l'ETBE contient 47 % d'éthanol en volume, source DIREM.

⇒ Augmentation forte des besoins en biocarburants : SP-E10, B10, Développement de biocarburants à forte efficacité énergétique et faible E CO₂



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

L'Éthanol (C_2H_5OH) : De la production à l'utilisation



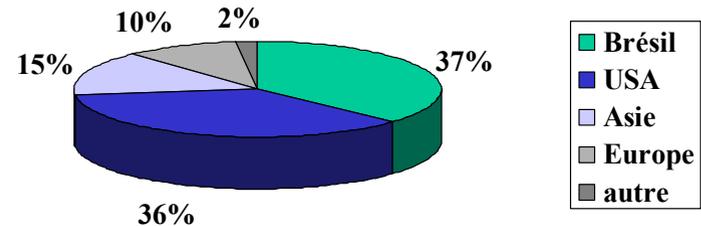


Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

L 'Éthanol :

La production Mondiale : 20 M Tep en 2006

Forte production au Brésil et aux USA. Utilisation au Brésil (22 à 26% ou en forte teneur >93%) et aux USA (10%).



Avantages vis à vis du moteur :

RON élevé : ~ 111 ⇒ repousse le cliquetis ⇒ gain en rendement de forme; gain en perfo ;

Chaleur latente de vaporisation élevée : 854 KJ/Kg ⇒ Gain en remplissage (perfo) ou gain en T fin compression



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

L'Éthanol :

Inconvénients principaux :

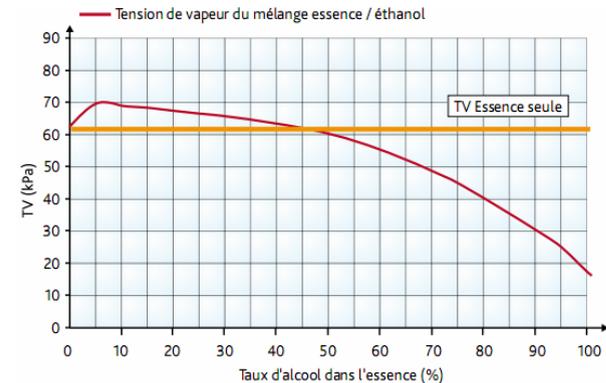
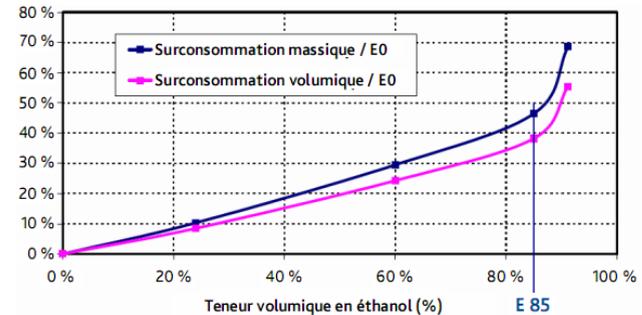
- **PCI faible** : \Rightarrow surconsommation, durée d'inj. plus longue ;

Solution :
ETBE

- **Démixtion** au contact de l'eau;

Trouble de volatilité:

- Augmentation de la volatilité en faible teneur (pertes par évaporation augmentées, Tampon de vapeur);
- Problème de démarrage à froid en forte teneur (E85)

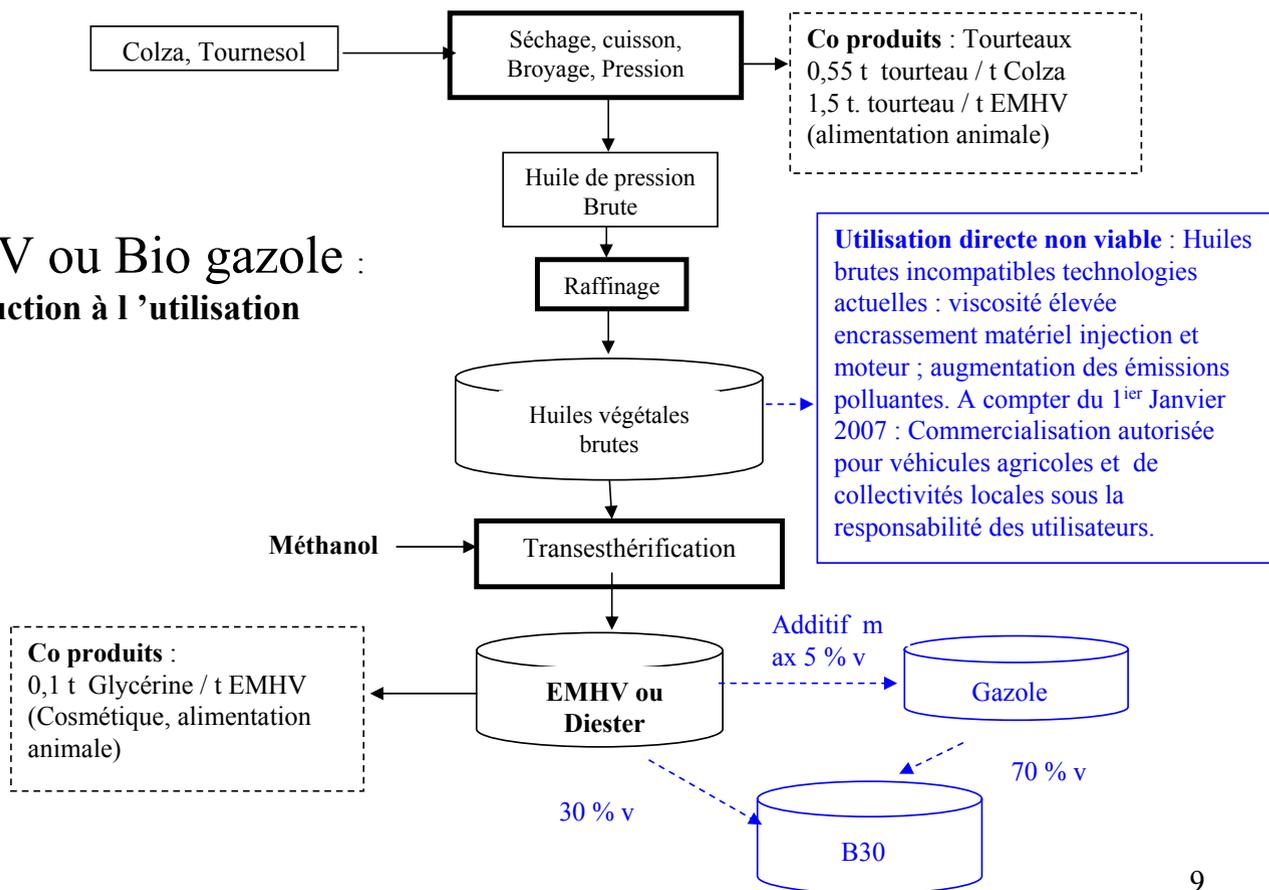


L'utilisation en E85 nécessite l'adaptation de l'injection, des réglages moteur, des éléments moteur (piston, soupapes) véhicule flex fuel.



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

L'EMHV ou Bio gazole : De la production à l'utilisation

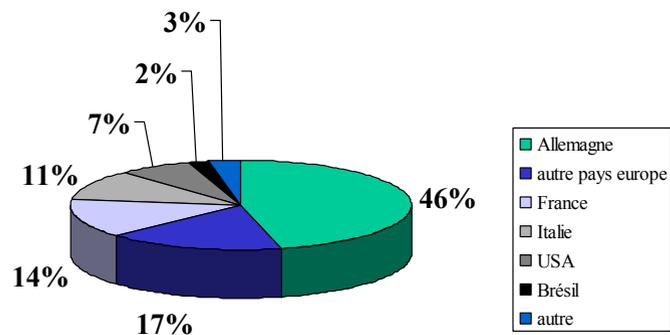




Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

L'EMHV :

La production Mondiale : 4,9 M Tep en 2006



Principaux Avantages :

bonne aptitude en mélange au gazole; IC similaire (~50); viscosité identique;

Bon Pouvoir lubrifiant

Carburant sans soufre ni composés aromatiques



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

Bilan des biocarburants de 1^{ère} génération : bilan énergétique

- **3 principales études:** ADEME (2002 & 2008) ; GM (2002) ; CONCAWE (2005)

| Résultats normalisés | Energie non renouvelable Totale (MJ/MJ) | | |
|-----------------------|---|------|-----------------|
| | ADEME/DIREM | GM | CONCAWE |
| Essence | 0,87 | 0,86 | 0,87 |
| Ethanol (blé) | 2,04 | | [1,12 - 5,00] |
| Ethanol (betterave) | 2,04 | 1,67 | [1,14 - 3,22] |
| Diesel | 0,91 | 0,89 | 0,86 |
| Biodiesel (colza) | 3,03 | 2,70 | [1,96 - 2,17] |
| Biodiesel (tournesol) | 3,12 | | [2,50 - 2,85] |

Efficacité énergétique:
(MJ restitué/MJ fossile mobilisée)

Un bilan positif même pour les études les plus pessimistes

- **Importance de la valorisation des coproduits:**

| carburant | EE (Mj/Mjf) coproduits valorisés | EE (Mj/Mjf) coproduits non valorisés |
|-------------------|-------------------------------------|---|
| Ethanol betterave | 1,25 +9,5% | 1,14 |
| Ethanol de Blé | 1,35 +27% | 1,06 |
| EMHV Colza | 2,23 +34,3% | 1,66 |

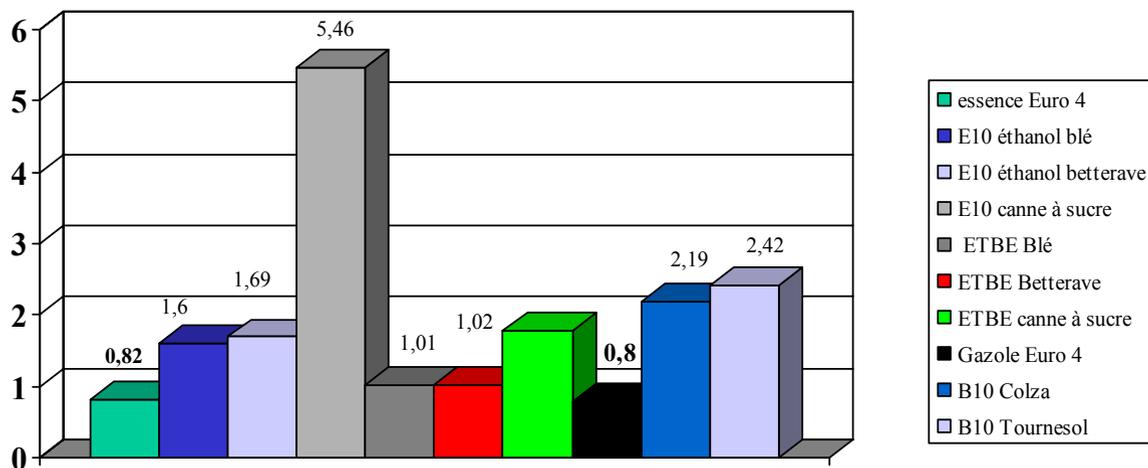
Source EDEN



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

Bilan des biocarburant de 1^{ère} génération : bilan énergétique (Mj/Mjf)

Résultats ADEME 2008



Un bilan positif pour tous les bio carburants même en faible teneurs

À condition de valoriser les coproduits !!!

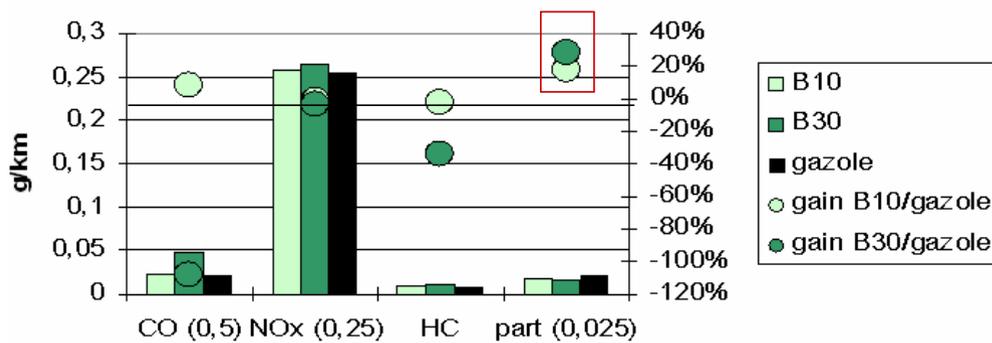


Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ère} génération

Bilan des biocarburants de 1^{ère} génération : Émissions de polluants

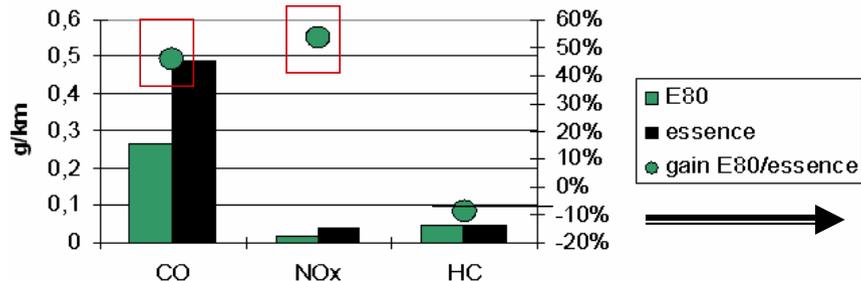
B10 et B30 / gazole
Clio Euro 4 sans FAP cycle NEDC

B10 : amélioration des rejets de particules



E80 / essence
Ford Focus Euro 4 cycle NEDC

Sources: ADEME 2008



E80 : amélioration des rejets en CO; Nox



Les filières actuelles : biocarburants de 1^{ière} génération

Bilan:

- Gain en CO₂ et gain en Efficacité Énergétique
mais :
 - Impose une augmentation importante des surfaces cultivables et concurrence avec l'alimentaire.
 - Gros volumes de coproduits à valoriser : passage obligé.

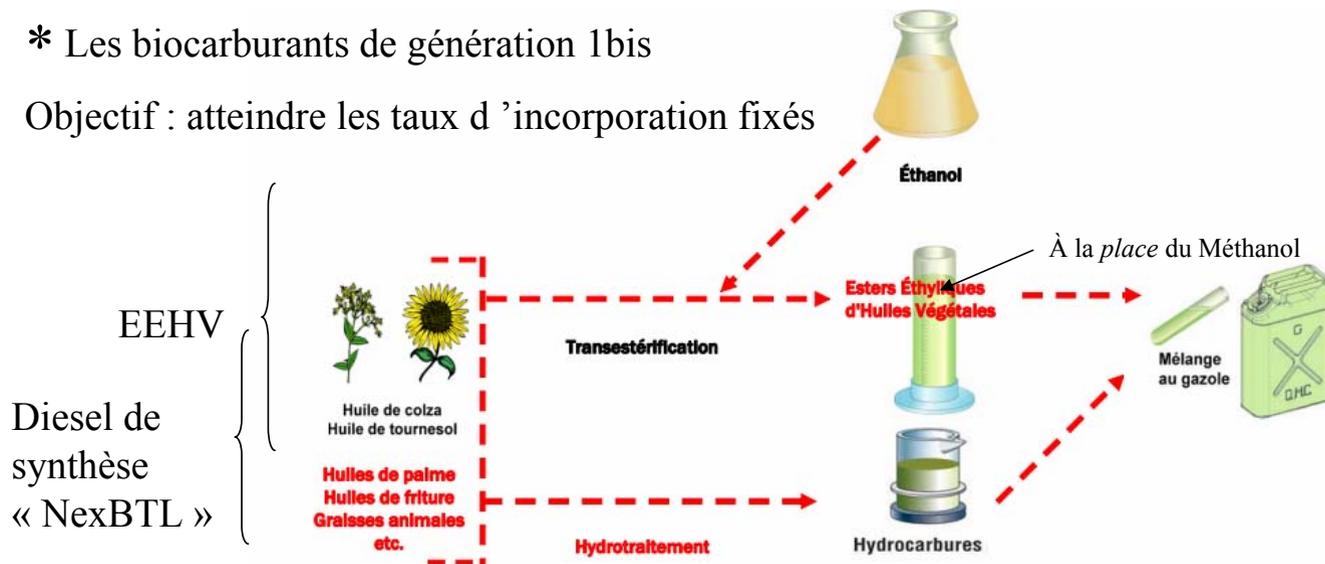
Nécessité de développement des Biocarburants de 2^{ième} génération



Les carburants alternatifs de demain

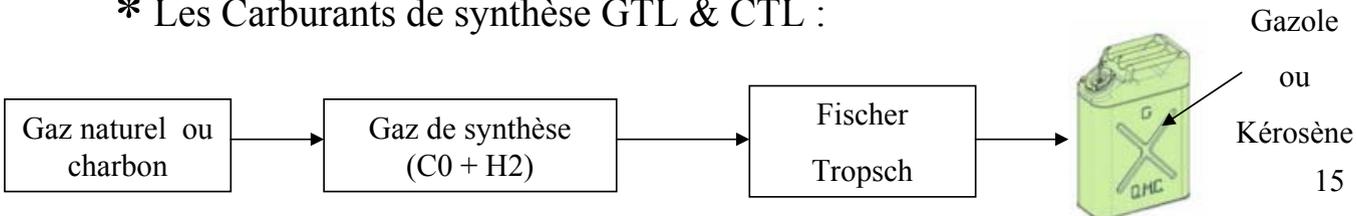
* Les biocarburants de génération 1bis

Objectif : atteindre les taux d'incorporation fixés



NexBTL : PCI= 44 MJ/kg; $\rho = 0,78 \text{ Kg/dm}^3$; IC = 84 - 99

* Les Carburants de synthèse GTL & CTL :





Les carburants alternatifs de demain

* Le Diméthyl Ether « DME » ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$):

Gaz Synthétisé issu du traitement du Gaz Naturel, Charbon, Biomasse, résidus de raffinerie.

Utilisation:

- introduit dans le GPL à hauteur de 15 à 20% (mélange DME/GPL) en Chine;
- carburant facilement liquéfié pour fonctionnement en substitut au gazole (IC élevé: 55-60, pas de suies et de particules).
- Projet BIO DME (TOTAL - VOLVO) : production de DME à partir de la gazéification de liqueur noire, qui est un résidu de la production de pâte à papier.
- PCI= 28,4 Mj/kg; $\rho = 0,66 \text{ Kg/dm}^3$; T ebul. = - 25°C à P atmo.

* Les biocarburants de 2^{ème} génération : Carburants issus de résidus agricoles, forestiers, cultures dédiées ou déchets organiques.

Objectifs: coût de matières premières faibles

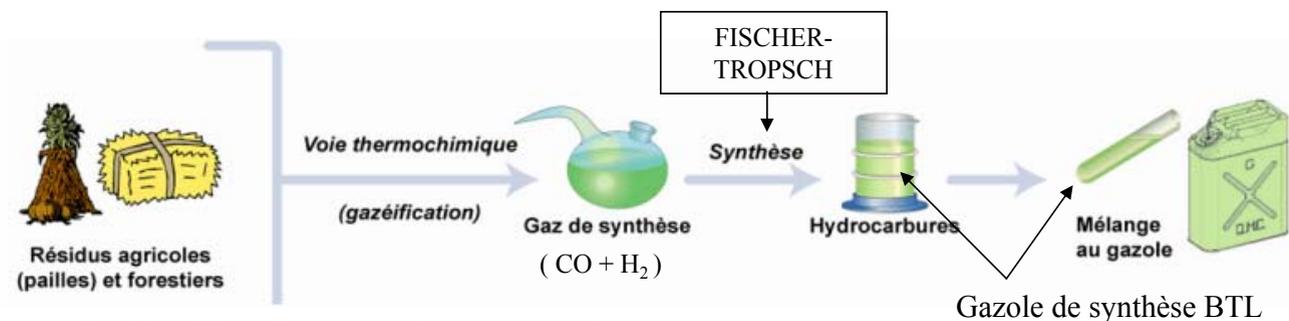
Pas de compétition avec l'agroalimentaire

Pas de co produits en volumes importants.



Les carburants alternatifs de demain

* Le Bio Diesel de Synthèse « BTL » :

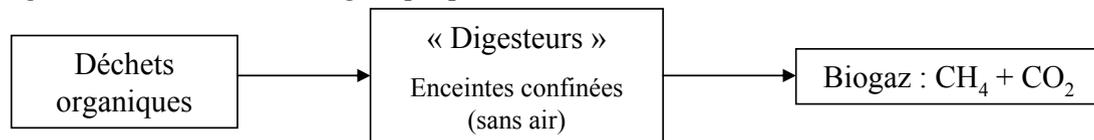


Carburant liquide utilisé pur ou en mélange au gazole;

Carburant sans soufre, sans aromatique (diminue particules), Faibles ECO_2
 $\rho = 0,77 - 0,78 \text{ Kg/dm}^3$; IC ~ 70 .

* La Méthanisation de la biomasse « SNG » :

Dégradation de la matière organique par flore microbienne en absence d 'air.

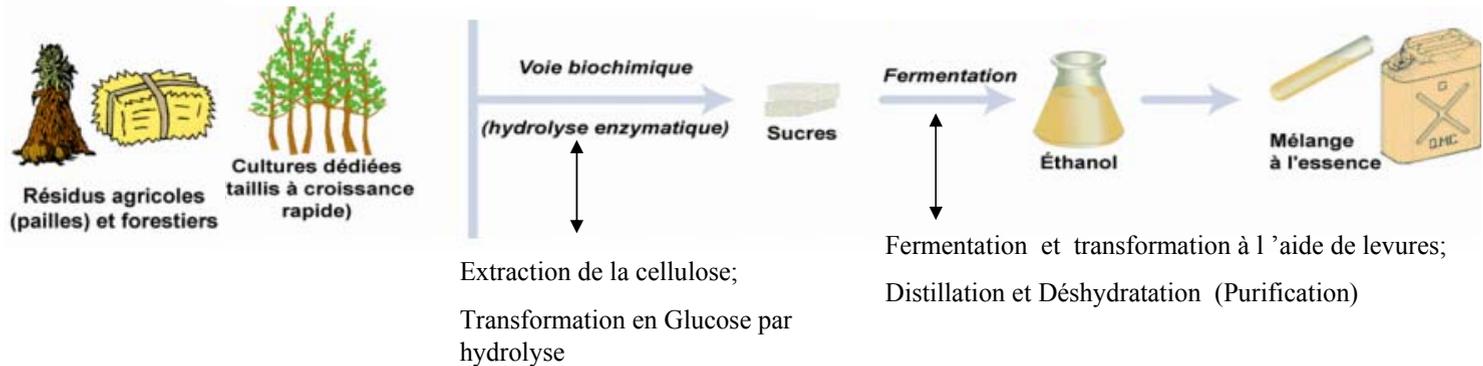


Méthanisation de déchets agricoles, boues, effluents industriels, ordures ménagères.



Les carburants alternatifs de demain

* Éthanol issu de la biomasse lignocellulosique :



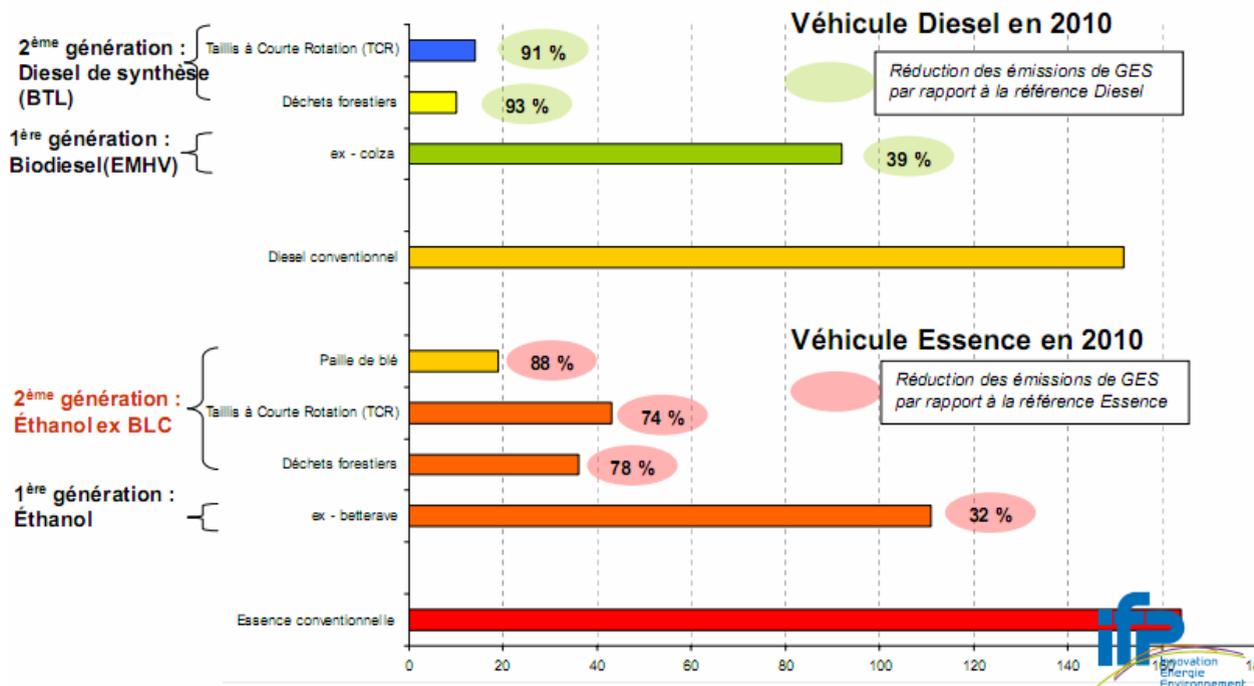
Intérêts / Éthanol issu des céréales :

- Bilan CO₂ plus favorable;
- Pas de concurrence avec l'alimentaire;
- Coût faible



Les carburants alternatifs de demain

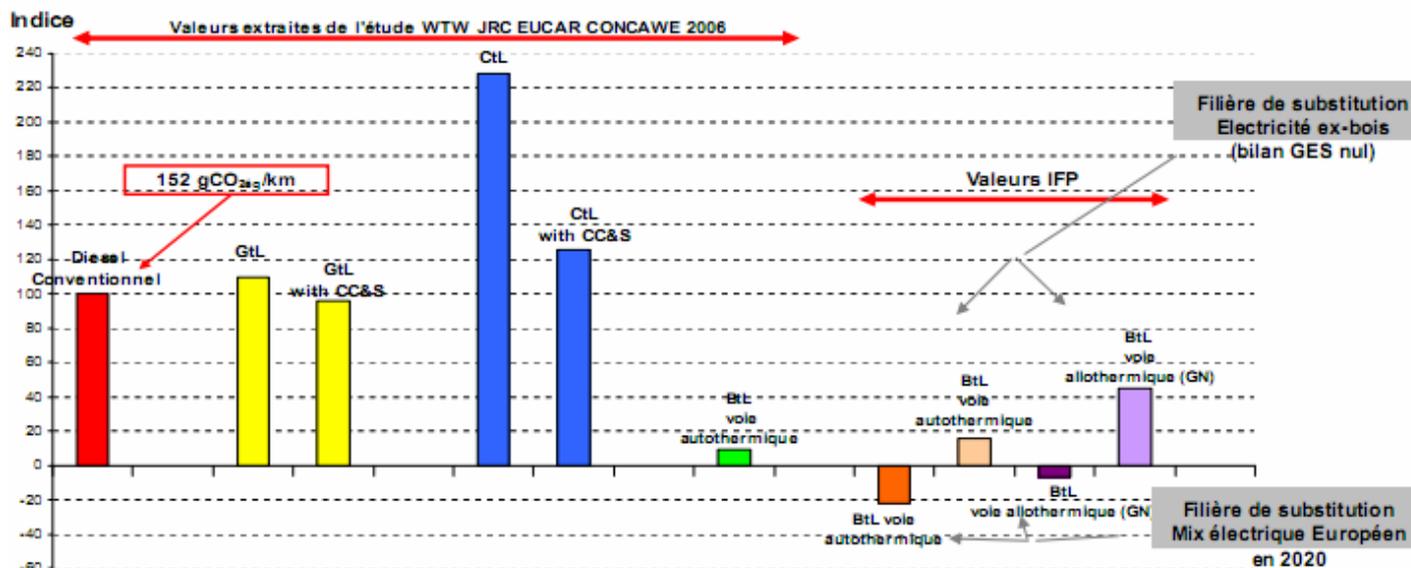
BILAN DES EMISSIONS DE GES DU PUITTS A LA ROUE (en gCO₂éq / km)





Les carburants alternatifs de demain

Emissions de GES ($\text{CO}_{2\text{e}}$) WTW des carburants diesel de synthèse par rapport à la référence diesel conventionnel (ramenée à 100)





18 et 19 mars 2010 - JURANCON - nouvelles technologies sur la motorisation

Principales caractéristiques des carburants usuels et de 1^{ère} génération

| Type de carburant | Euro super | GPL-c | GNV | Ethanol | ETBE | Gazole | EMHV (diester) |
|---|-------------------------|--|---|--|---|-------------------------|---|
| Composition : | Mélange d'hydrocarbures | Mélange de Butane (C ₄ H ₁₀) et de propane (C ₃ H ₈) | Mélange de Méthane (80 à 95%) et d'Ethane (1 à 8%) + Azote et CO ₂ | Alcool de type : C ₂ H ₅ OH | Mélange d'Ethanol et d'isobutène formule chimique:C ₆ H ₁₄ O | Mélange d'hydrocarbures | Mélange d'huiles végétales+ Méthanol (CH ₃ OH) formule C ₁₉ H ₃₈ O ₂ |
| origine: | pétrole | pétrole | gaz naturel | Céréales (Blé, canne à sucre, betterave, maïs) ou bio masse (résidus agricoles: tiges de maïs,paille de céréales;résidus de bois) | Ethanol + pétrole | pétrole | Huiles végétales (Colza,tournesol, Soja) + méthanol issu du charbon, gaz naturel ou pétrole |
| H/C: | 1,7 à 1,9 | 2 à 2,67 | 3,5 à 3,9 | 3 | | 1,9 à 2,1 | |
| ρ (kg/l) | 0,755 | 0,55 | 0,187* | 0,794 | 0,75 | 0,84 | 0,883 |
| PCI (kJ/kg) | 42900 | 46000 | 45400 | 26805 | 35880 | 42800 | 37400 |
| IO : RON | 95 | 104 à 110 | (méthane:130) | 111 | 118 | | |
| IC | | | | | | 49 | 48,7 |
| T° ebullition (°c) à Patmo | de 25 à 215 | ~ -30 | ~ -160 | 78 | | de 160 à 360 | |
| Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg) | 289 | propane :426 butane:385 | (Méthane: 510) | 854 | 321 | | |

* gazeux à 200 b:

Valeurs moyennes : IFP, BOSCH, Renault 21



18 et 19 mars 2010 - JURANCON - nouvelles technologies sur la motorisation

DownSizing et Suralimentation

Introduction

Turbo suralimentation parallèle séquentielle

Turbo suralimentation série séquentielle

Suralimentation combinée à 2 étages

EGR et suralimentation

EGR Basse Pression

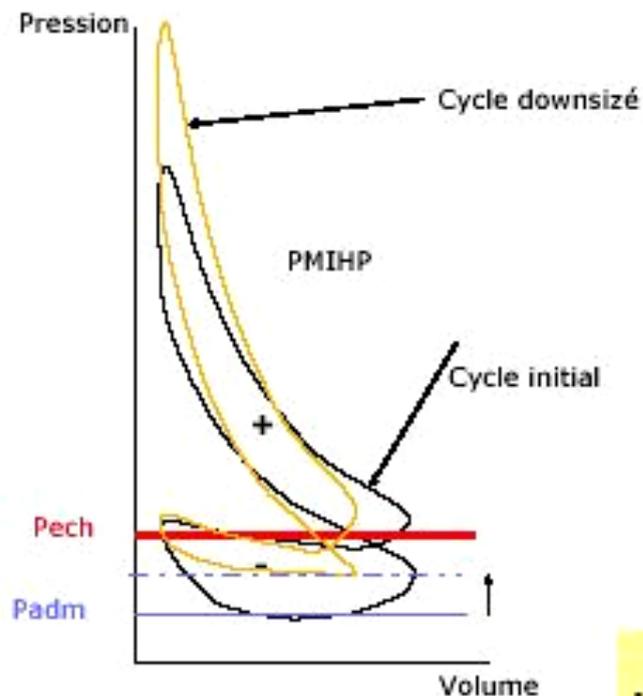


DownSizing et Suralimentation

Le DownSizing s'accompagne nécessairement d'une suralimentation performante qui permet de compenser la réduction de la cylindrée.

La suralimentation doit permettre un gain de couple significatif sur toute la plage d'utilisation du moteur, mais aussi satisfaire aux exigences d'agrément de conduite (décollage, reprise, accélération).

La double suralimentation permet un élargissement de la plage d'adaptation au moteur, avec un couple à bas régime important et rapidement disponible, et une puissance importante à haut régime



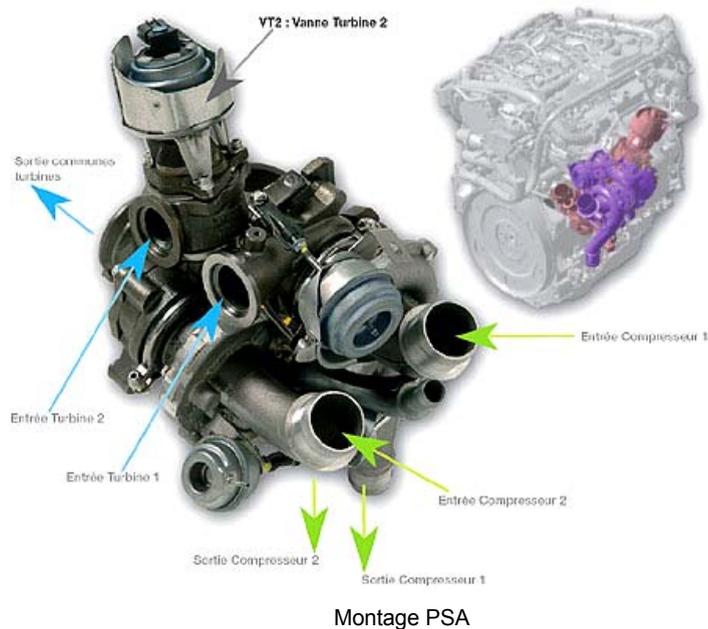


DownSizing et Suralimentation

Turbo suralimentation parallèle séquentielle

L'ensemble est constitué de 2 turbos :

- 1 petit, à faible inertie, pour couvrir les plages à faibles débits (bas régimes)
- 1 second un peu plus gros viendra assister le 1er pour les plages de fonctionnement à aux débits.
- Des vannes pilotées permettent un passage progressif et contrôlé des différents modes de fonctionnement.



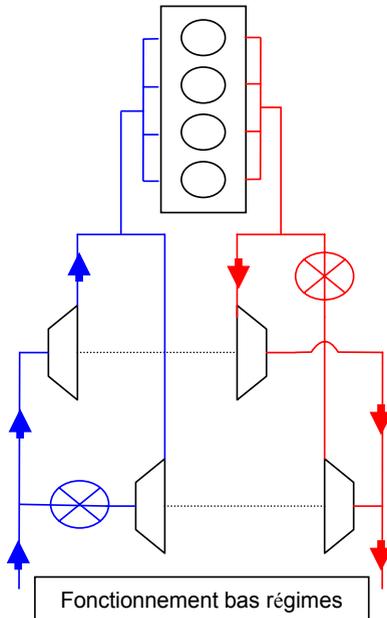


DownSizing et Suralimentation

Turbo suralimentation parallèle séquentielle

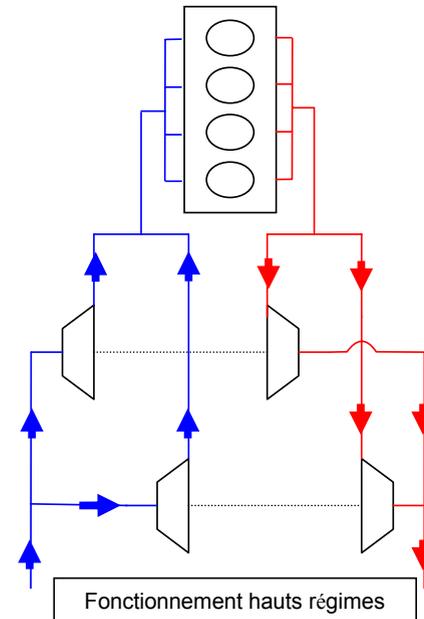
Bas régime :

Vannes fermées,
fonctionnement en mono turbo



Haut régime :

Vannes ouvertes, les 2 turbos
fonctionnent en parallèle





DownSizing et Suralimentation

Turbo suralimentation série séquentielle

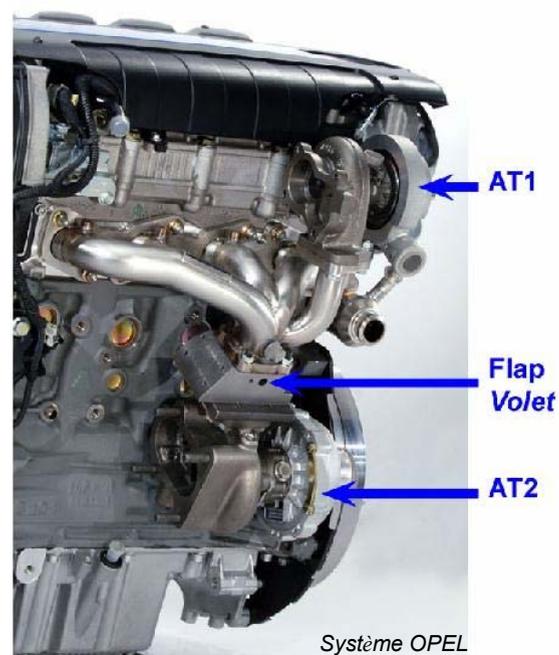
Un petit turbo à très faible inertie est monté très près du moteur. Il agira pour les reprises et les phases de fonctionnement à faibles débits (bas régimes)

Un second turbo dimensionné pour répondre aux besoins du moteur dans les phases de fonctionnement à hauts débits est placé en série avec le premier.

Des vannes pilotées gèrent les différentes séquences de fonctionnement de l'ensemble.



Système BMW



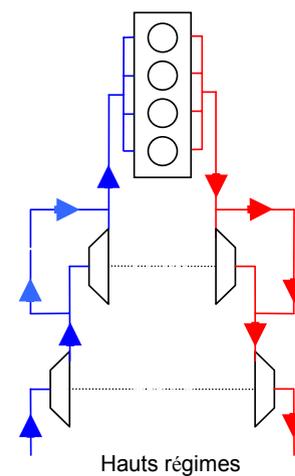
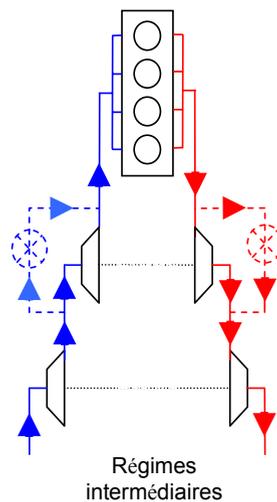
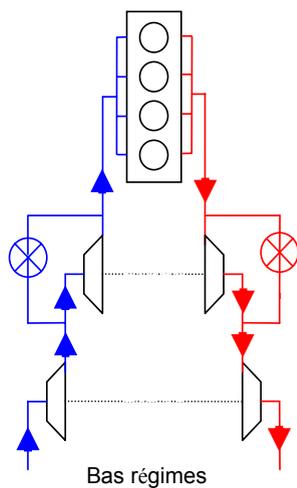
Système OPEL



DownSizing et Suralimentation

Turbo suralimentation série séquentielle

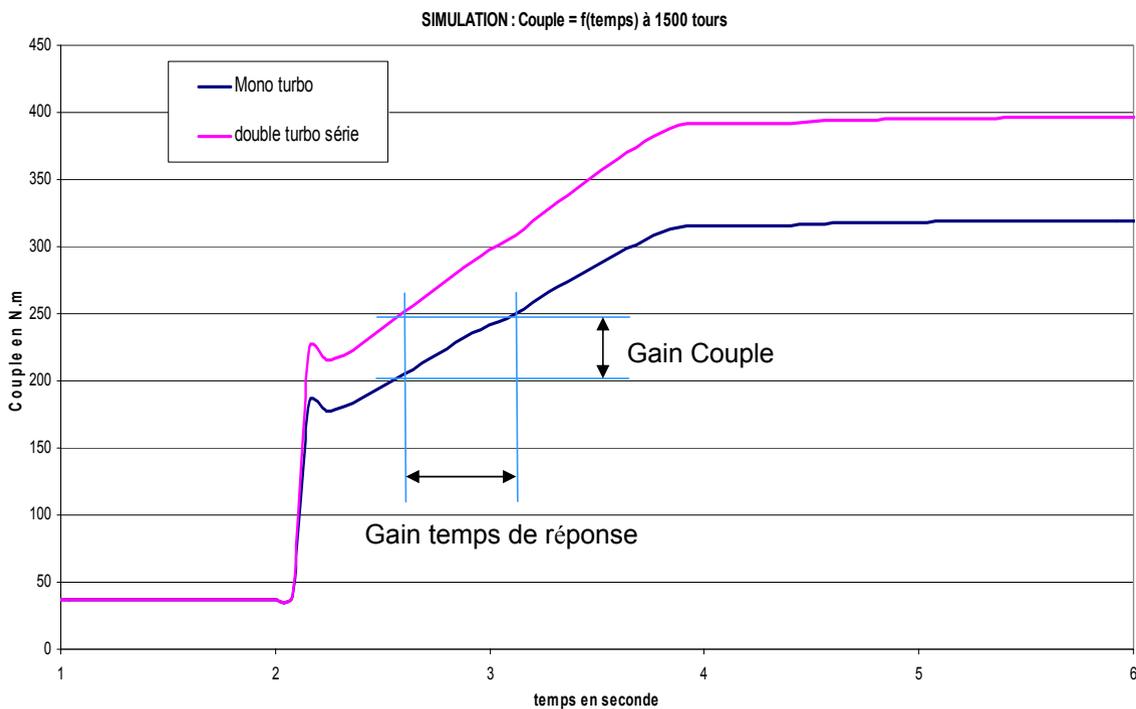
Phases de fonctionnement





DownSizing et Suralimentation

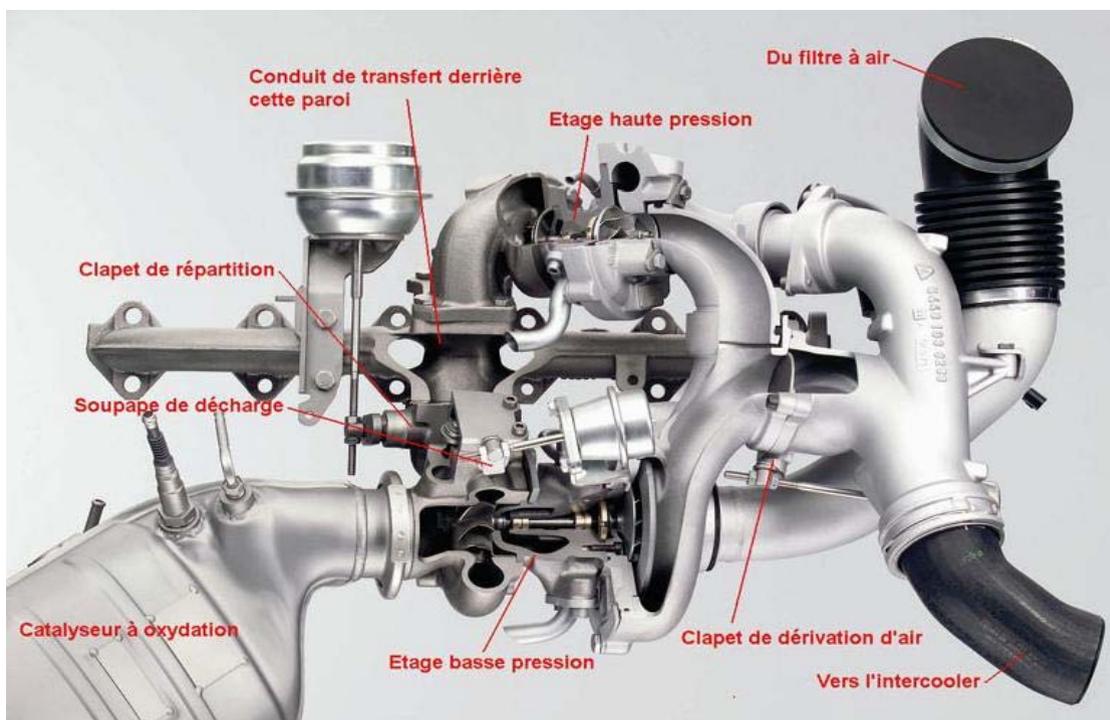
Turbo suralimentation série séquentielle





DownSizing et Suralimentation

Turbo suralimentation série séquentielle



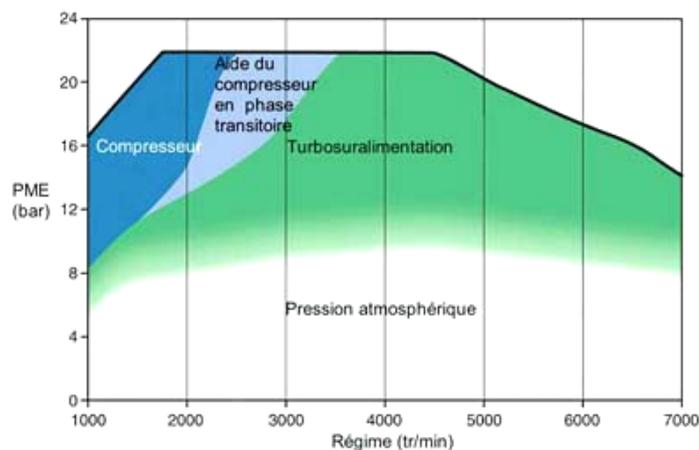
Systeme BMW



DownSizing et Suralimentation

Suralimentation combinée à 2 étages

VW propose un moteur 1.4 essence suralimentée par un compresseur volumétrique Roots en série avec un turbocompresseur en 2ème étage. Cette combinaison permet d'obtenir une puissance spécifique de 90 kW/l (122 ch/l) et une plage d'utilisation très large puisque qu'un couple maxi de 240 Nm est atteint dès 1750 tr/min alors que le régime maxi est à 7000 tr/min.



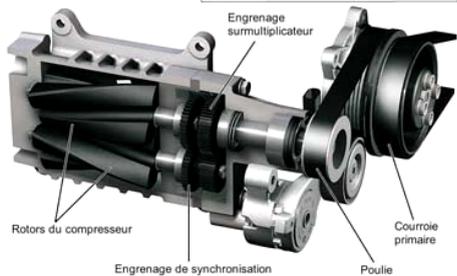
Moteur VW 1.4 TSI à suralimentation combinée 2 étages



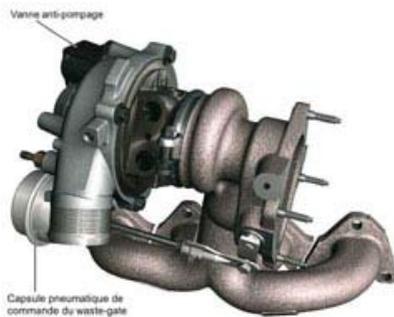
DownSizing et Suralimentation

Suralimentation combinée à 2 étages

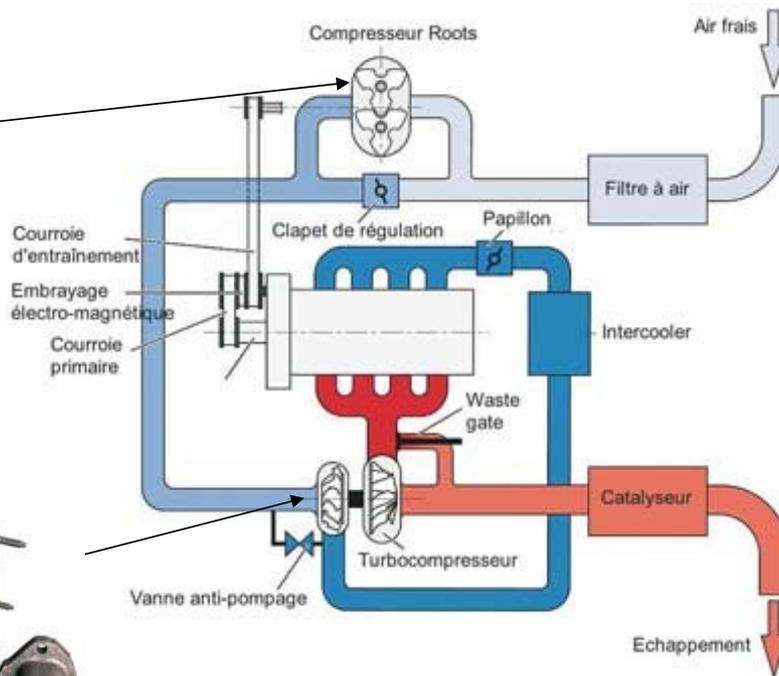
| | | |
|-----------------------------------|-----------|--------|
| Rapport vilebrequin - pompe à eau | i_1 | = 0,75 |
| Rapport pompe à eau - compresseur | i_2 | = 0,52 |
| Rapport engrenage du compresseur | i_3 | = 0,52 |
| Rapport global | i_{ges} | = 0,20 |



Compresseur Roots (Eaton)



Turbo compresseur BorgWarner





DownSizing et Suralimentation

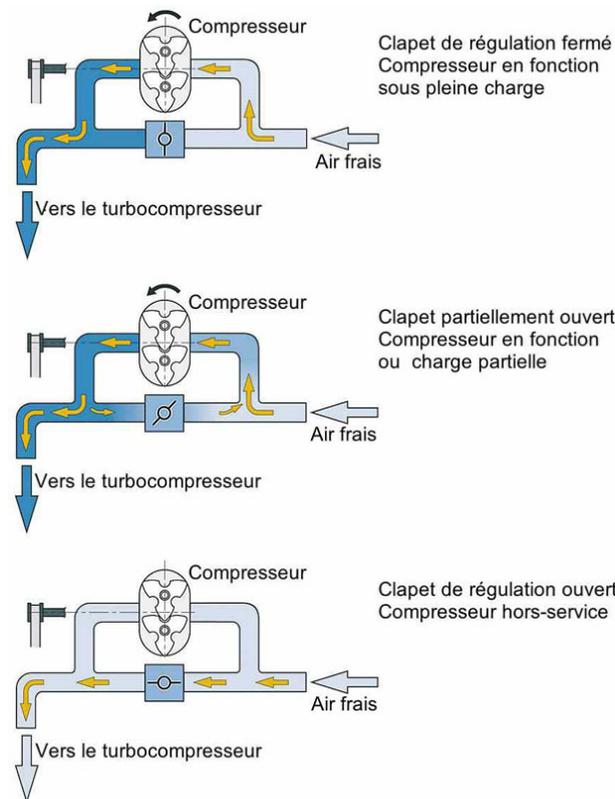
Suralimentation combinée à 2 étages

Le compresseur de petit taille assure « l'assistance » du turbo compresseur dans les faibles régime.

-En dessous de 2400 tr/mn moteur, il fonctionne à pleine charge

-Entre 2400 et 3500, son action est réduite par ouverture d'un clapet Bypass sur le circuit d'air

-Au-delà de 3500 tr/mn, le Bypass est complètement ouvert et le compresseur est débrayé





DownSizing et Suralimentation

EGR et suralimentation

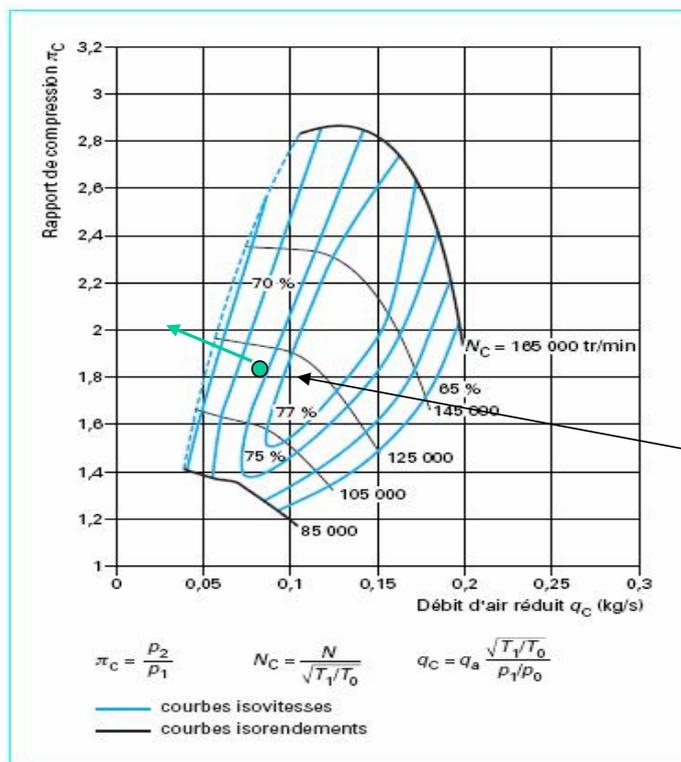


Figure 7 - Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)

A des fins de dépollution, le taux d'EGR nécessaire est de plus en plus important.

La capacité à obtenir un débit d'EGR important dépend de $(P_{avT} - P_{col})$.

L'augmentation de $(P_{avT} - P_{col})$ entraîne une augmentation de la PMIBP, donc une chute du rendement indiqué.

Le débit d'EGR n'est pas pris en charge par le turbo. Donc, à iso remplissage, une augmentation du taux d'EGR entraîne une diminution du débit d'air, et un déplacement du point de fonctionnement vers la zone de pompage (voir au-delà).

L'adaptation turbo - moteur est donc très délicate avec des taux d'EGR important.

Un refroidissement efficace du débit d'EGR participe à limité ce problème.



DownSizing et Suralimentation

EGR Basse Pression

L'EGR haute pression (HP) prélève les GE en amont de la turbine pour les introduire en aval du compresseur.

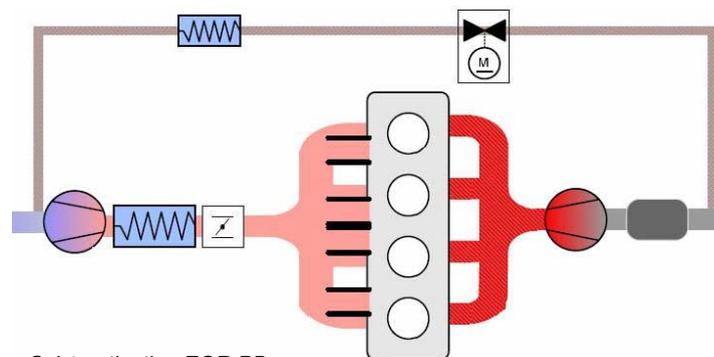
Le fort taux de suralimentation atteint sur les moteurs downsizés rend difficile des taux d'EGR important ainsi que leur maîtrise (couplage EGR/Sural)

Il devient alors nécessaire de recourir à l'EGR basse pression (EGR BP)

Les gaz d'échappement sont prélevés en aval turbine, voir en aval FAP (pb particules)

Ils sont réintroduit en amont compresseur

L'ensemble des débits (Air + EGR) est pris en charge par le turbo.
L'adaptation turbo est donc moins tributaire du taux d'EGR.



Schématisation EGR PB

L'EGR HP est conservée pour des débits d'air plus important (boucle d'air plus courte, donc plus réactive).

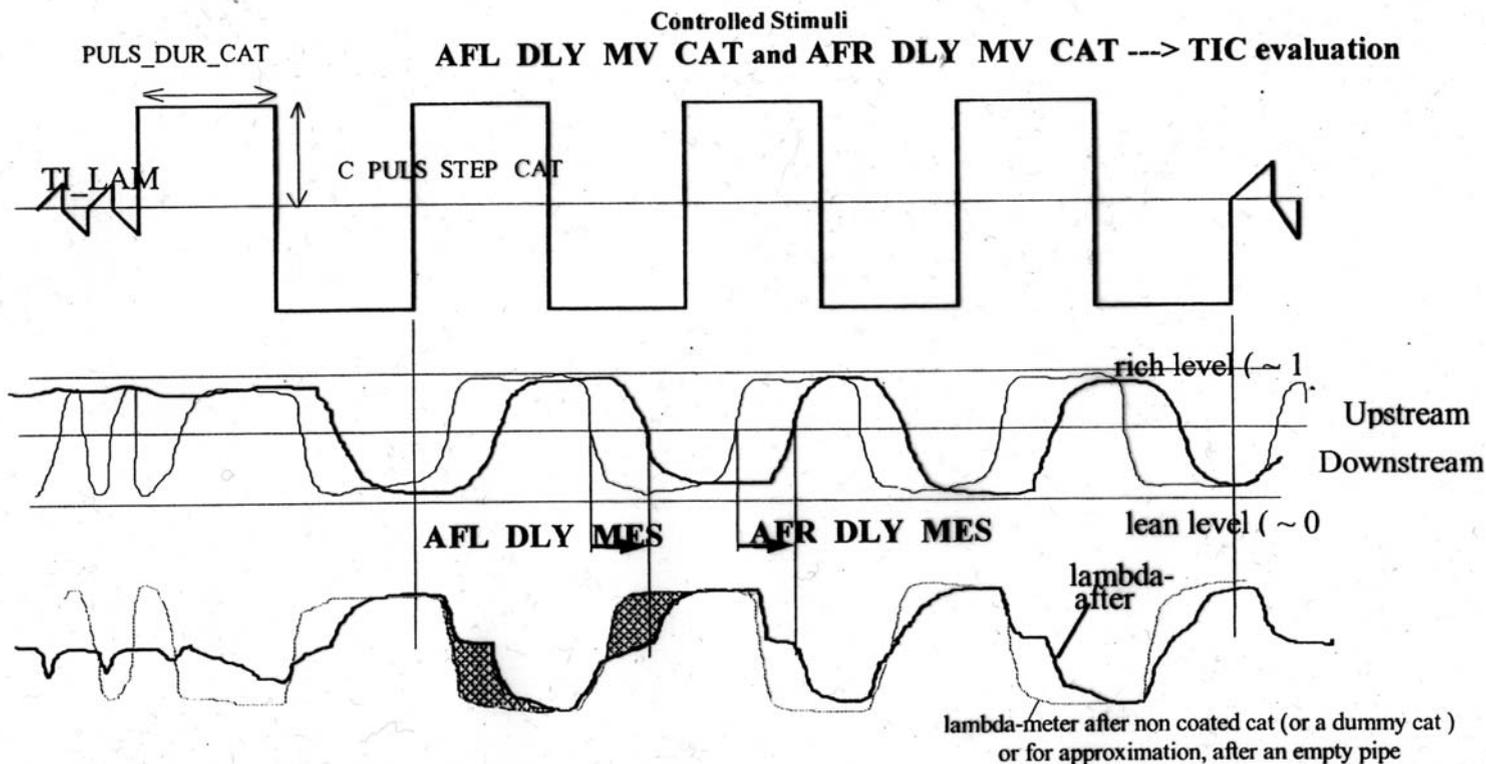


Ressources

Ressources complémentaires



Détection OBD2 : mesure de l'OSC catalyseur



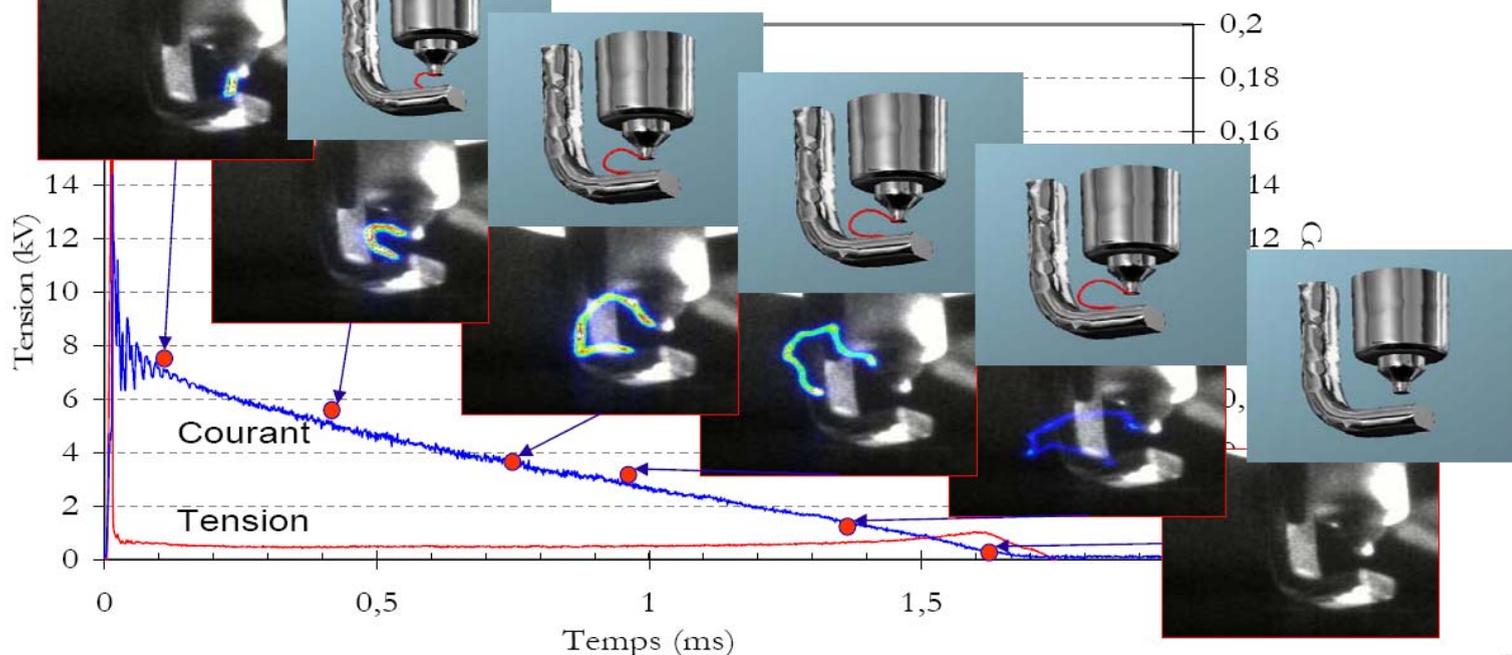
OSC (oxygen storage capacity in gram) = black surface



Initiation combustion essence

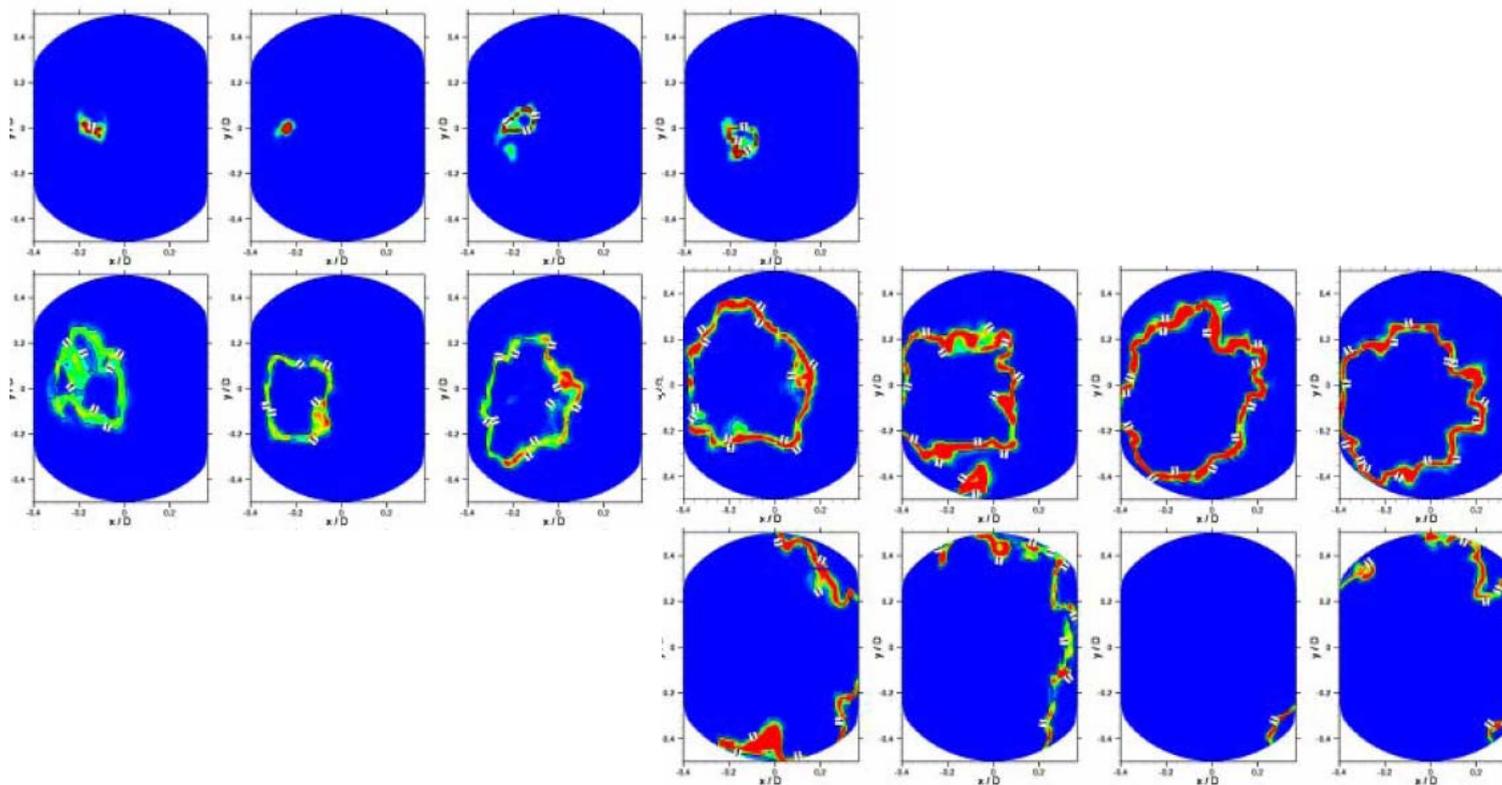
Combustion essence: allumage

- Chronologie de la décharge
- Impact aéro sur l'allumage



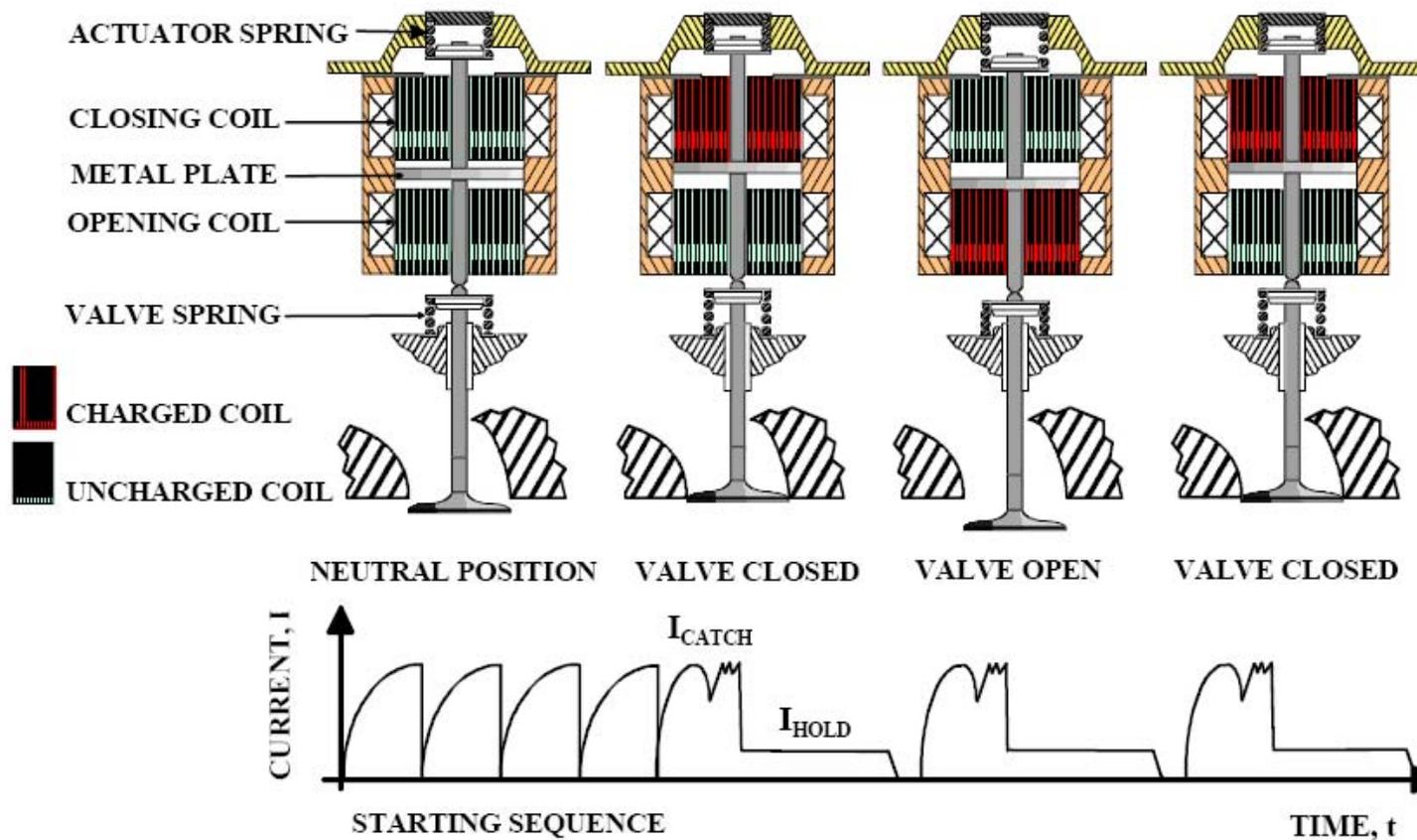


Combustion essence : propagation



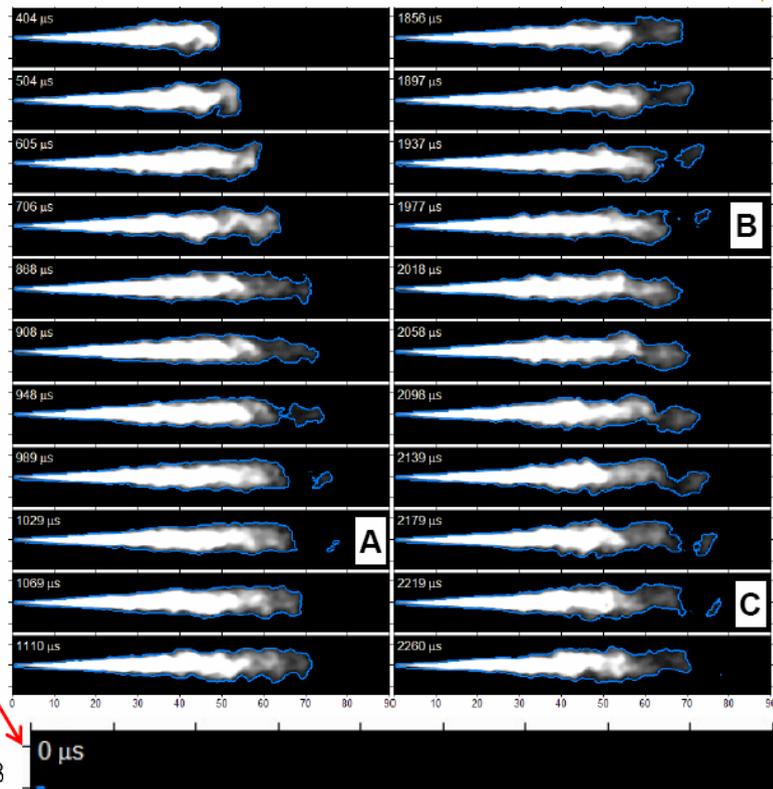
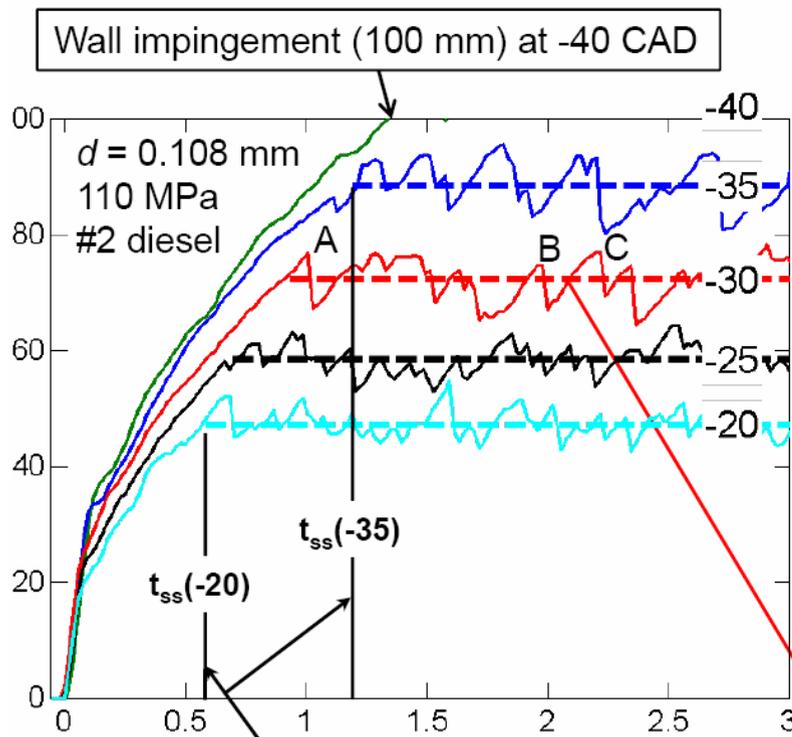


Principe camless



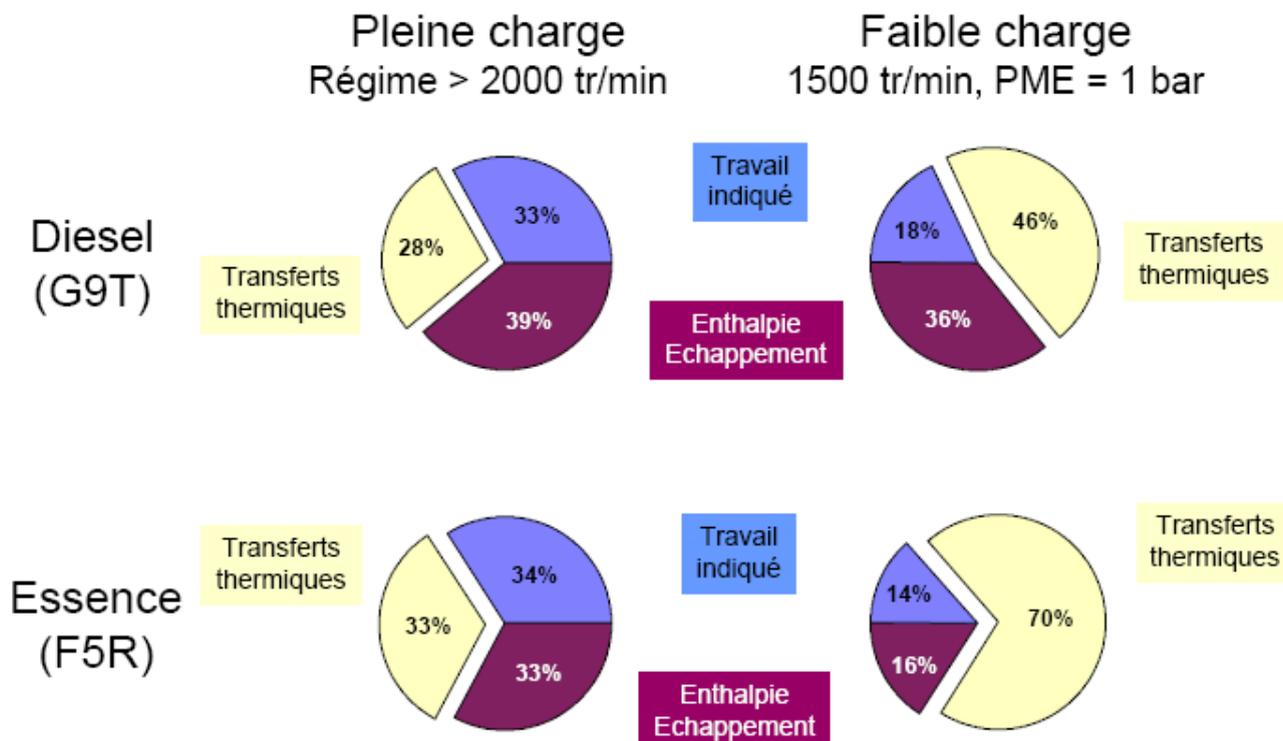


Pénétration d'un jet diesel





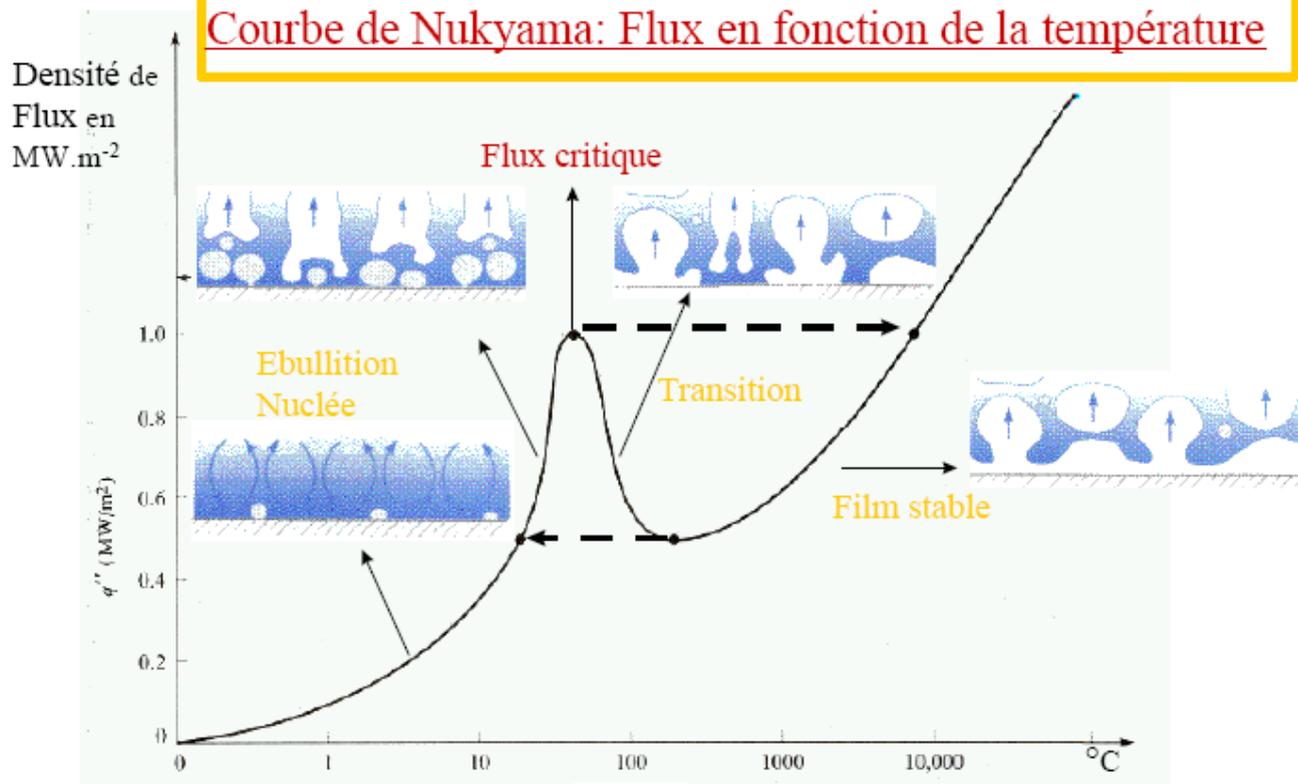
Bilan thermique essence et diesel





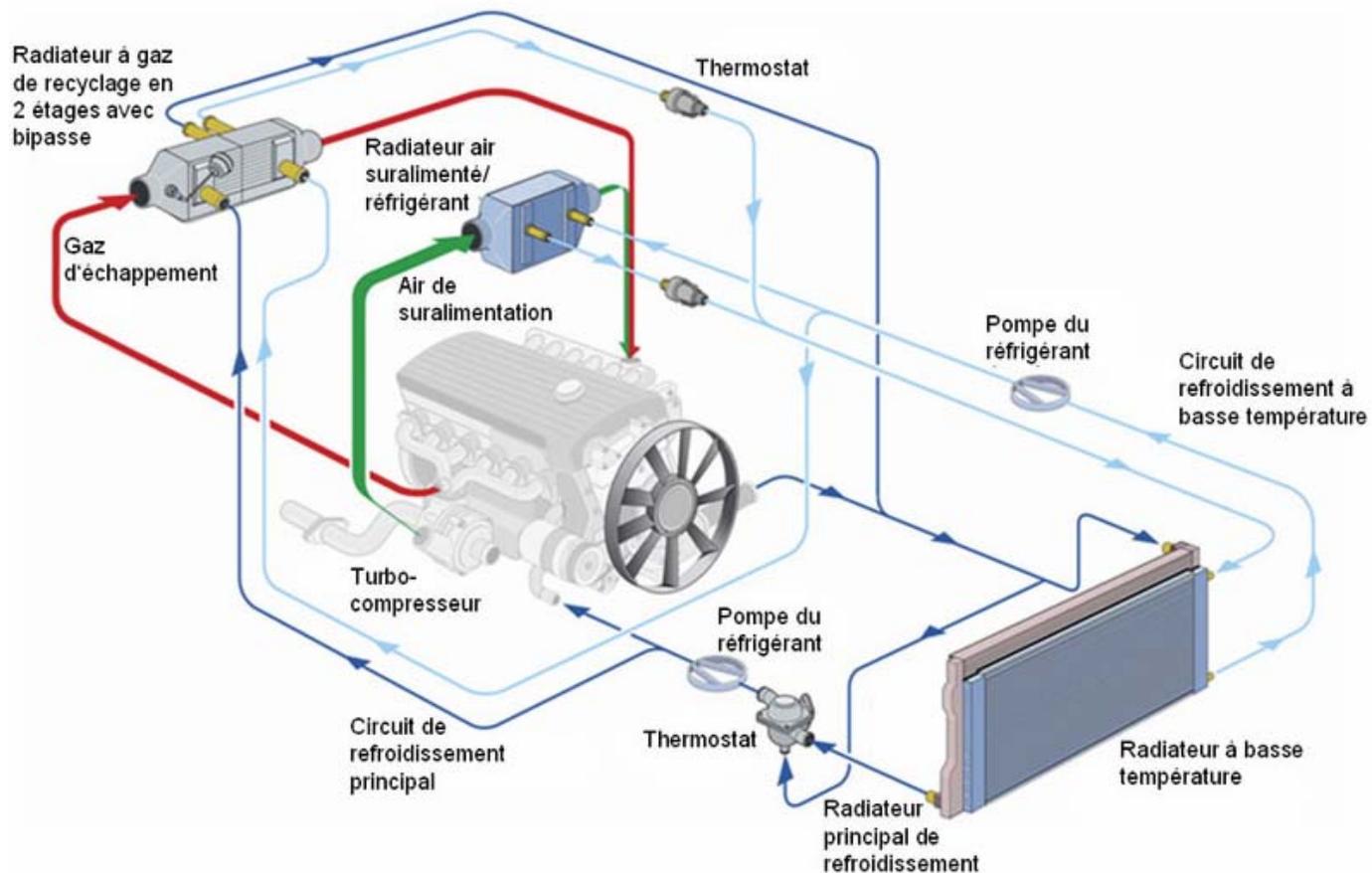
Principe refroidissement diphasique

Courbe de Nukyama: Flux en fonction de la température





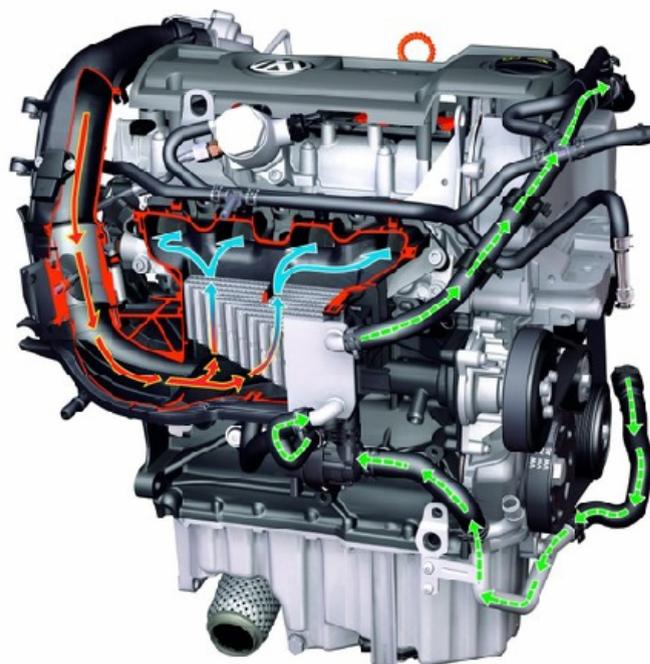
Système ATM BEHR double circuit





“Ultimate cooling” de VALEO

Water charge air cooler (WCAC) is intergated in the engine air manifold on new VW 90kW TSI engine

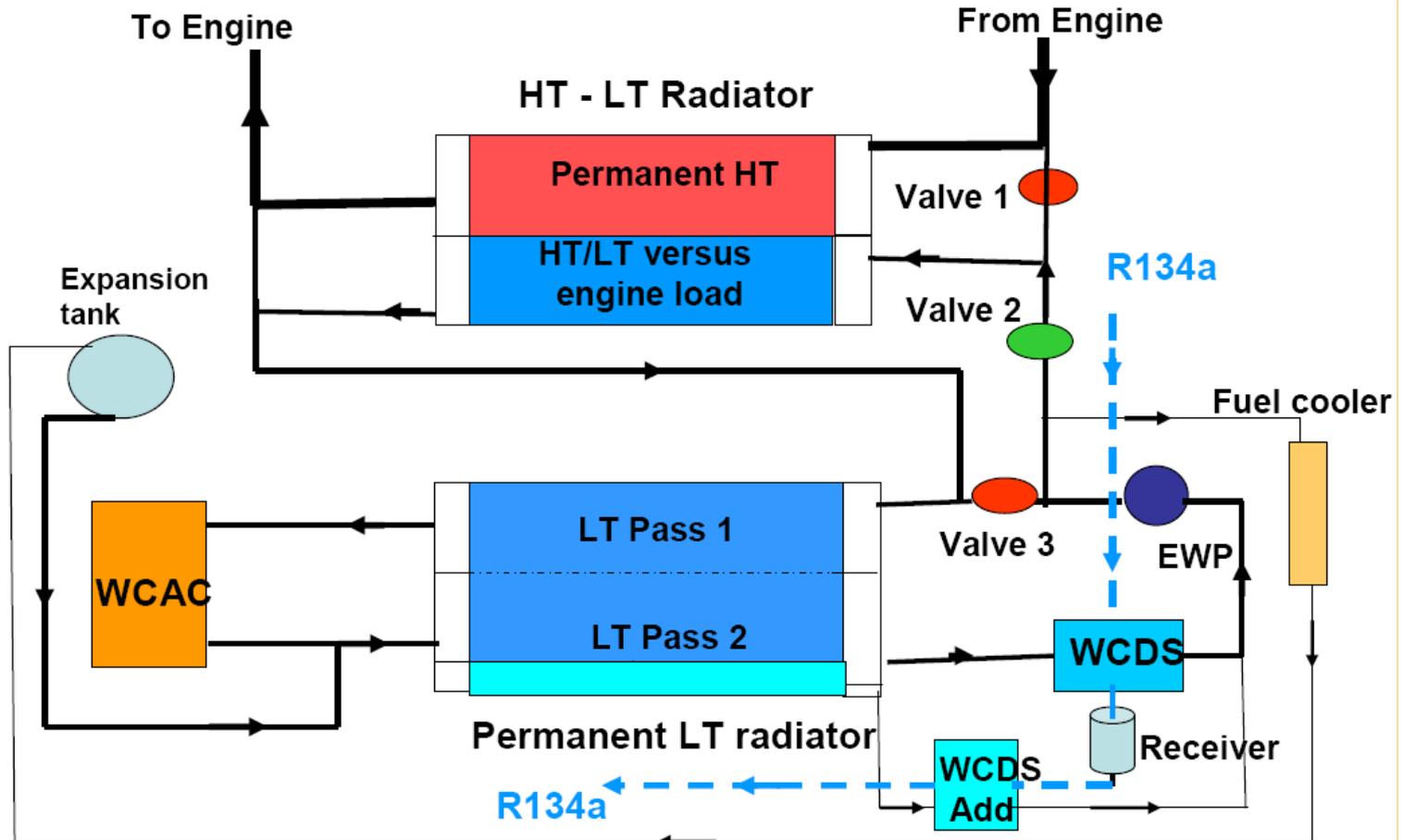


- LT coolant circuit
- Charge air after turbocharger
- Charge air after cooler





Ultimate cooling : faibles et moyennes charges





Ultimate cooling : fortes charges

