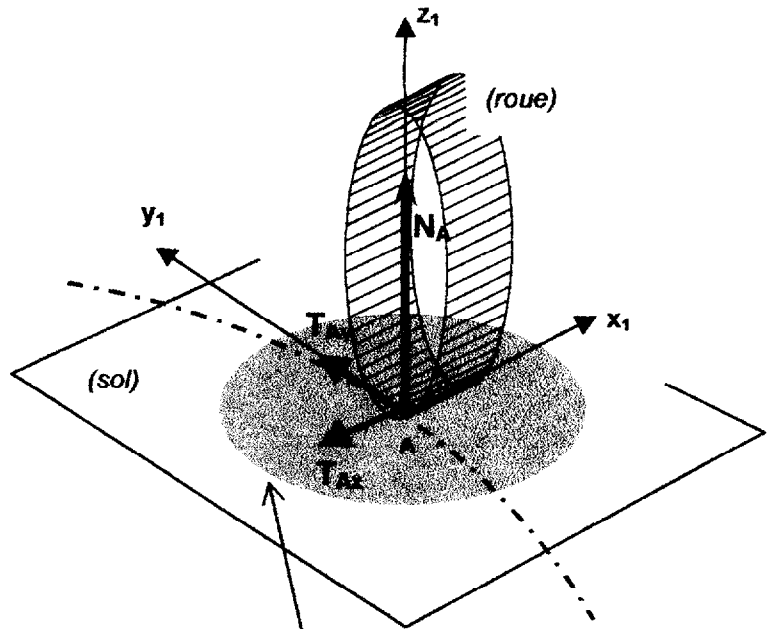


Modélisation des actions sol/roue :

La décomposition de toutes les actions sol/roue se fera dans le repère R1 (angle de braquage des roues AV négligé)

$$\vec{A}_{sol/roue} = T_{Ax} \cdot \vec{x}_1 + T_{Ay} \cdot \vec{y}_1 + N_A \cdot \vec{z}_1$$

avec T_{Ax} : composante tangentielle transversale
 T_{Ay} : composante tangentielle longitudinale
 N_A : composante normale



On donne :

Dans le cas d'un virage à gauche par rapport au repère R1 (cas étudié) :

$$\mu_{transversal} = \frac{-T_{Ax}}{N_A}$$

dans le cas des roues motrices (véhicule en accélération) :

$$\mu_{longitudinal} = \frac{T_{Ay}}{N_A}$$

Hypothèse :

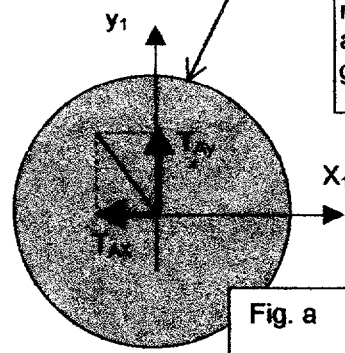
$$\mu_{transversalMAXI} = \mu_{longitudinalMAXI} = \mu_{MAXI \text{ sol/roue}}$$

En effet le système ESP maintient les pneumatiques dans une plage de % de glissement faible où cette hypothèse est valable.

Condition d'adhérence :

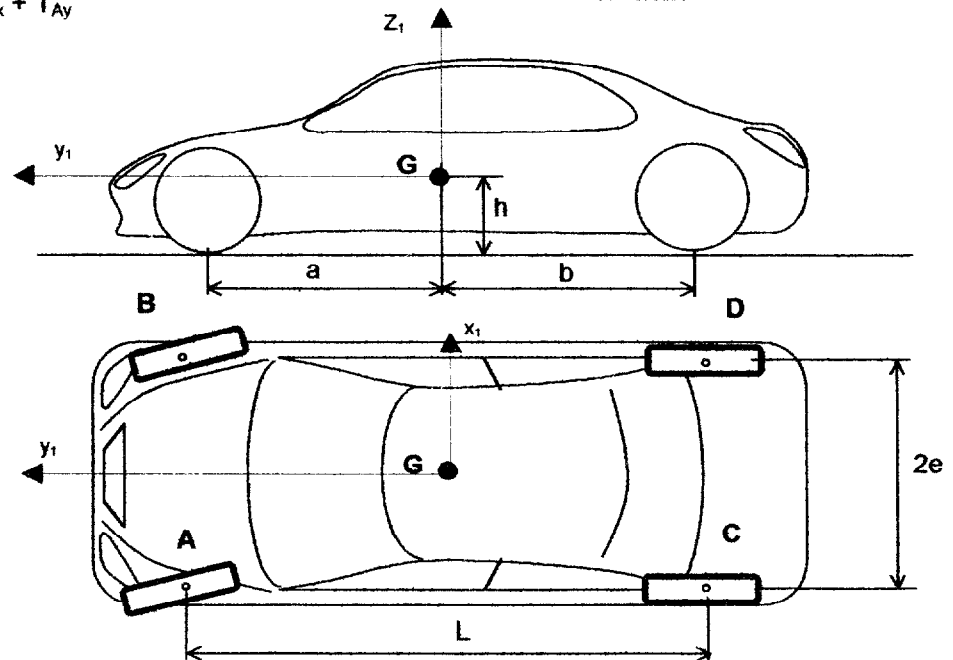
$$T_A \leq \mu_{Maxi} \cdot N_A \text{ avec } T_A = T_{Ax} + T_{Ay}$$

Modélisation graphique du potentiel d'adhérence:
 ce cercle de rayon $= \mu_{MAXI} \cdot N_A$ représente la valeur maxi admissible de T_A avant glissement du pneumatique



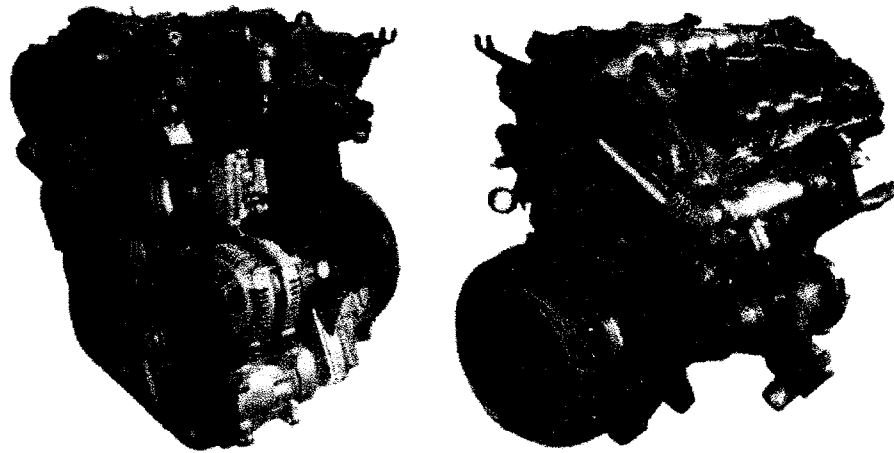
Caractéristiques :

- $m = 1600\text{kg}$
- $L = 2,95\text{m}$
- $a = 1,25\text{m}$
- $b = 1,70\text{m}$
- $e = 0,81\text{m}$
- $h = 0,47\text{m}$
- $I_{Gz} = 1780 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $\mu_{MAXI \text{ sol/roues}} = 0,8$



Conséquences de la dépollution du moteur DW12 TED4

Prenant conscience de l'importance croissante des problèmes de pollution atmosphérique, le législateur impose des normes anti-pollution de plus en plus strictes. L'étude qui suit concerne un moteur diesel turbo-compressé en version "standard" puis en version "dépolluée".



Fiche technique moteur DW12 TED4:

Moteur turbo-diesel 4 cylindres et 4 soupapes par cylindre
 Moteur 4 temps de cylindrée : 2179 cm³
 Rapport volumétrique : 18
 Puissance maxi : 100 kW
 Régime puissance maxi : 4000 tr/min
 Turbo-compresseur à géométrie variable
 Pression de suralimentation : 1.2 bar (soit 2.2 bar en pression absolue).
 Injection directe Bosch

Conditions de fonctionnement identiques pour les deux versions du moteur:

Température de fin d'admission	$T_1 = 328 \text{ K}$
Pression de fin d'admission = pression suralimentation	$p_1 = 2,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Rapport volumétrique	$\varepsilon = v_1/v_2 = 18$
Masse volumique du gas-oil	$\rho_{\text{gas-oil}} = 832 \text{ kg/m}^3$
Pouvoir calorifique inférieur du gas-oil	$P_{\text{ci gas-oil}} = 42000 \text{ kJ/kg}$
Dosage stœchiométrique	$ds = 1/14,5$
Combustion avec excès d'air	$\lambda = 1,8 = 1/R$

Hypothèses d'étude :

- L'air ainsi que les gaz brûlés seront assimilés à un gaz parfait de caractéristiques thermodynamiques identiques :
 $r = 287 \text{ J/kg.K}$, $C_p = 1000 \text{ J/kg.K}$
- La masse de gas-oil injectée est négligée devant la masse d'air contenue dans le cylindre et ne modifie pas les caractéristiques (r , C_p et C_v)
- Tout le gas-oil est brûlé lors de la combustion.

Les constructeurs associent plusieurs dispositifs visant à réduire la pollution des moteurs diesels. Les plus courants sont :

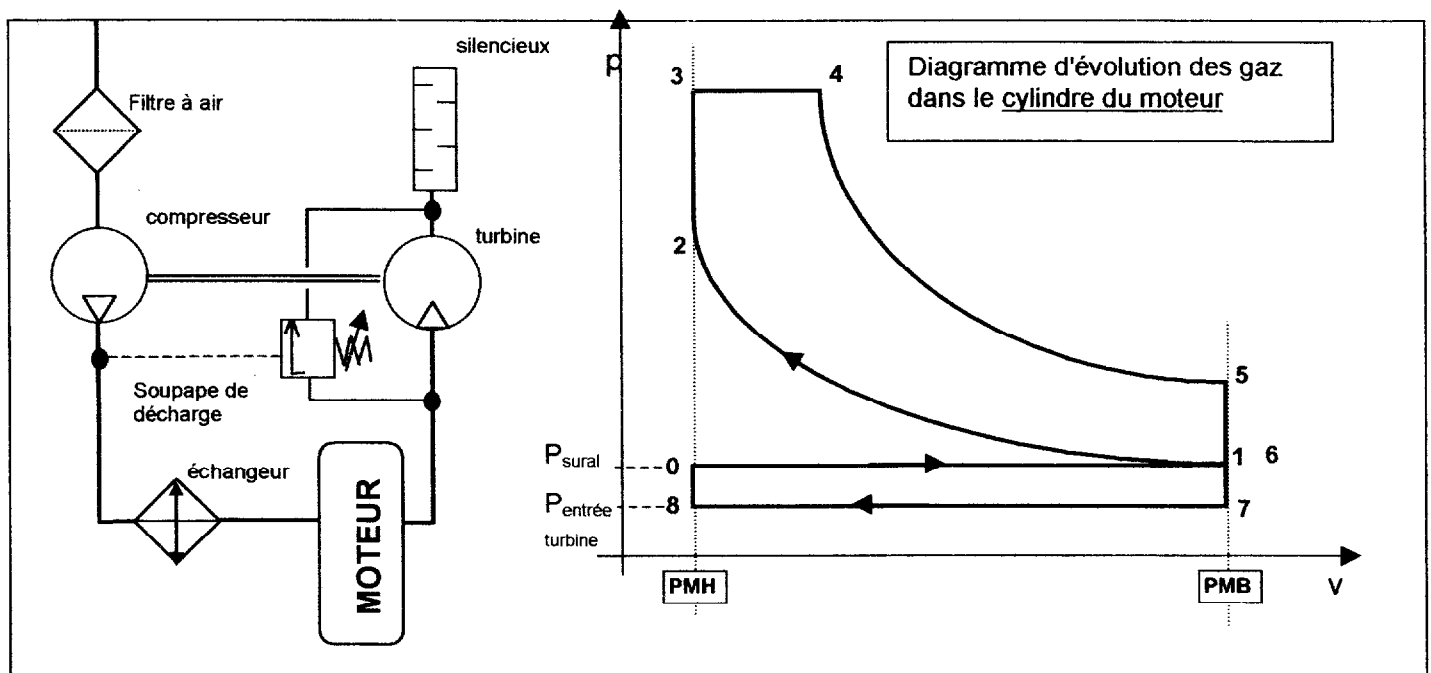
- pots catalytiques : qui diminuent essentiellement les HC et le CO.
- le système EGR (inactif à forte charge).
- les filtres à particules.
- les systèmes de pré et post chauffage.
- réglages optimisés de l'injection qui détermine les phases de combustion.

Nous allons plus particulièrement étudier les conséquences de cette dernière solution sur le cycle théorique, afin d'identifier les caractéristiques qui évoluent de manière significative et qui imposeront une reconception du moteur le cas échéant.

L'étude se décompose en trois parties :

1. Modélisation du cycle théorique d'un moteur diesel 4 temps turbo-compressé.
2. Etude théorique des caractéristiques du moteur DW12TEDA4 "standard".
3. Etude théorique du moteur DW12TEDA4 à cycle "dépollué".

1. Modélisation du cycle théorique moteur diesel 4 temps turbocompressé.



Le diagramme ci-dessus correspond à un modèle théorique volontairement simplifié grâce aux hypothèses habituelles.

11. Déterminer C_v chaleur massique à volume constant du mélange ainsi que son exposant adiabatique γ .
12. Placer sur le diagramme circulaire (document réponse DR2 page 15/15) le nom des divers points représentant le calage de la distribution (AOA, RFA, AOE, RFE).
13. Expliquer ce que représente le "croisement" des soupapes du point de vue du calage de la distribution.

- 14 Quels avantages procure ce calage sur le fonctionnement du moteur ?
- 15 Indiquer par leur numéro les points du cycle qui se situeraient dans cette plage de croisement des soupapes. (Cette question est au conditionnel car dans le cycle théorique le croisement est considéré comme nul).

Sur ce moteur à distribution variable, le croisement est particulièrement important au régime de puissance. **Le croisement important permet de considérer que l'aire du cycle 6-7-8-0-1 est nulle.** Cette hypothèse sera retenue pour la suite de l'étude.

2. Etude théorique des caractéristiques du moteur DW12TEDA4 "standard".

21. Déterminer v_1 (volume massique) au point 1 du cycle.
22. Déterminer les caractéristiques p_2 , T_2 et v_2 (volume massique) au point 2 du cycle.
23. On donne $p_3 = 165 \cdot 10^5$ Pa. Déterminer la température T_3 au point 3 du cycle.
24. Calculer la masse de gas-oil injectée pour 1 kg d'air. En déduire la quantité de chaleur apportée par la combustion du gas-oil $q_{\text{combustion}}$ en J/kg.
25. Déterminer la quantité de chaleur q_{23} dégagée pendant la phase de combustion correspondant à la transformation T(2-3) en J/kg.
26. Déterminer la quantité de chaleur q_{34} dégagée pendant la phase de combustion correspondant à la transformation T(3-4) en J/kg.
27. Déterminer la température T_4 et le volume massique v_4 .
28. Déterminer les caractéristiques p_5 , T_5 et v_5 (volume massique) au point 5 du cycle.
(on prendra $T_4 = 2745$ K)
29. Tracer en bleu sur le document réponse [DR2 page15/15] le diagramme de Clapeyron $p=f(v)$ du cycle étudié (moteur standard).
210. Calculer le travail massique du cycle $w_{\text{cycle}} = w_{123451}$
211. Déterminer le rendement thermodynamique du cycle théorique.
212. Déterminer en fonction de la cylindrée C , du rapport volumétrique ε et des conditions d'admission (p_1 , T_1), la masse de gaz qui évolue dans le moteur en un cycle (on tiendra compte de l'espace mort). Calculer cette masse.
213. En déduire la puissance thermodynamique du moteur au régime de 4000 tr/min.

3. Etude théorique du moteur DW12TEDA4 à cycle "dépollué".

Les valeurs d'émission et les caractéristiques du moteur standard montrent que la phase de combustion est trop longue ce qui engendre trop de HC, de CO et de particules. Pour diminuer ces polluants, on modifie la phase d'injection de sorte que la part de combustion isochore augmente et que la part de combustion isobare diminue. La quantité de chaleur dégagée par la combustion du gas-oil reste identique $q_{\text{combustion}} = 1,609 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$ et le volume massique v_4 devient : $v_4' = 0,04 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Les divers états de ce cycle seront nommés 1', 2', 3', 4', 5'.

31. Dans ces conditions calculer p_3 . Pour cela il est conseillé d'écrire l'expression littérale de $q_{\text{combustion}} = q_{23} + q_{34}$ et de faire apparaître p_3 dans cette expression en utilisant la loi des gaz parfaits.

Pour la suite de l'étude on prendra comme valeurs:

Etats	1'	2'	3'	4'	5'
p (10^5 Pa)	2,2	126	204	204	7,38
v (m^3/kg)	0,428	0,0238	0,0238	0,04	0,428
T (K)	328	1042	1685	2835	1100

32. Tracer le cycle en rouge sur le même diagramme que celui de la question 29 (document réponse DR2 page15/15).

33. Déterminer le travail du cycle.

34. Calculer la nouvelle puissance thermodynamique du moteur au régime de 4000 tr/min.

35. Calculer le rendement du cycle .

36. Identifier les paramètres de fonctionnement qui ont évolué de manière significative.
Conclusion sur les contraintes thermique et mécanique du moteur dépollué.