

BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Session 2023

E 4 – TECHNOLOGIE MOTEUR

Durée : 4 heures – Coefficient : 4

Moyens de calculs autorisés :

L'usage de la calculatrice avec mode examen actif est autorisé.

L'usage de la calculatrice sans mémoire « type collègue » est autorisé.

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il soit complet.

Le sujet comporte 24 pages numérotées de la façon suivante :

- Page de garde : 1 page (1/24)
- Dossier d'étude : 9 pages (2/24 à 10/24)
- Dossier technique (DT) : 9 pages (11/24 à 19/24)
- Dossier des documents réponse (DR) : 5 pages (20/24 à 24/24)

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponse prévus à cet effet.

Tous les documents réponse sont à remettre en un seul exemplaire en fin d'épreuve

CODE ÉPREUVE : 23MO4TM		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR		SPÉCIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE	
SESSION : 2023	SUJET	ÉPREUVE : E4 – TECHNOLOGIE MOTEUR			
Durée : 4h	Coefficient : 4	SUJET N°02MC122		24 pages	

Présentation de l'étude

Ce sujet porte sur l'analyse des données d'essai relevées au banc, sur un moteur industriel 12 cylindres, à pleine charge à son régime nominal de fonctionnement. Ce moteur, de type « **Dual-Fuel** », a la particularité de pouvoir fonctionner selon 2 modes et de pouvoir basculer d'un mode à l'autre en cours de fonctionnement. Il peut donc fonctionner soit :

- **En mode Diesel** conventionnel, Injection Directe, alimenté uniquement avec du gazole. **Ce mode sera considéré comme mode de fonctionnement de base dans ce sujet ;**
- **En mode Dual-Fuel**, Injection indirecte, alimenté par un mélange air – gaz naturel. Le gaz naturel est alors dit « combustible primaire » (principe de combustion Dual-Fuel décrit dans le document DT3).

L'étude qui suit comporte **3 parties distinctes et indépendantes** permettant :

- De mettre en évidence l'intérêt du Dual-Fuel par rapport au fonctionnement Diesel vis-à-vis :
 - Des performances énergétiques du moteur en analysant les spécificités de réglage du moteur (**Partie I**) ;
 - Des émissions de NOx au regard de la norme MARPOL (**Partie II**).
- D'analyser l'évolution
 - Des sollicitations mécaniques sur le piston ;
 - Des pertes énergétiques liées au frottement chemise / piston (**Partie III**).

Ce sujet comporte :

- **9 documents techniques :**
 - DT1 : données techniques du moteur étudié et données sur les carburants ;
 - DT2 : schéma de principe des circuits et grandeurs mesurées ;
 - DT3 : principe de la combustion « Dual-Fuel » ;
 - DT4 et DT5 : données d'essai ;
 - DT6 et DT7 : norme MARPOL (émissions de NOx) et Cycle de Miller ;
 - DT8 : caractéristiques du système bielle - manivelle ;
 - DT9 : synthèse des résultats issus de l'étude mécanique.
- **5 documents réponse DR1 à DR5 à rendre avec vos copies de rédaction.**

On exige de préciser les unités utilisées pour toutes les expressions littérales demandées.

Sauf mention contraire les résultats des applications numériques seront donnés avec 3 chiffres significatifs ou avec 2 décimales.

Durées conseillées :

- Lecture du sujet : 20 min
- Partie I : 1h45 (environ 50 % de la note)
- Partie II : 45 min (environ 20 % de la note)
- Partie III : 1h10 (environ 30 % de la note)

Partie I – Performance énergétique et spécificités de réglage du moteur en mode Dual-Fuel

1. Rendement effectif du moteur en version Dual-Fuel

Documents pour cette partie : **DT4 et DT5 ; DR1**

Objectifs

- Comparer les performances du moteur en mode Dual-Fuel, par rapport au mode gazole, en termes de rendement effectif et de rendement indiqué HP ;
- Analyser les grandeurs moteur relevées permettant de justifier l'écart de rendement entre les 2 modes de fonctionnement.

1.1. Ecrire la relation littérale permettant de calculer la puissance chimique introduite « P_{chim} » en kW, en tenant compte de toutes les phases d'injection permettant le fonctionnement du moteur en mode « Dual-Fuel ».

1.2. Effectuer l'application numérique.

1.3. Calculer le rendement effectif « η_{eff} » du moteur en %.

1.4. En déduire l'écart en % de rendement effectif de la version Dual-Fuel par rapport à la version Diesel.

1.5. Sachant que le rendement mécanique « $\eta_{méca}$ » en mode Dual-Fuel est de 93,18 %, calculer la PMI du moteur, en bar.

1.6. La PMI_{BP} peut être obtenue avec une bonne approximation par la différence des pressions moyennes des phases d'admission et d'échappement du cycle.

1.6.1. Sur le diagramme **P-V du document DR1**, relever la valeur de ces pressions moyennes « $P_{moy adm}$ » et « $P_{moy ech}$ ».

1.6.2. Calculer la PMI_{BP} , en bar.

1.7. Établir la relation littérale entre la PMI, la PMI_{BP} et la PMI_{HP} pour ce cas de fonctionnement.

1.8. En portant tout particulièrement attention à la valeur des pressions moyennes « $P_{moy adm}$ » et « $P_{moy ech}$ », **expliquer** pourquoi la valeur de PMI_{BP} est positive.

Calculer la valeur de PMI_{HP} , en bar.

1.9. La pression moyenne chimique « PM_{chim} », étant égale à 43,31 bar en mode Dual-Fuel, calculer le rendement indiqué HP « $\eta_{ind HP}$ », en %.

1.10. Sachant que $\eta_{ind HP} = 48,53$ % en mode gazole, chiffrer le % d'augmentation de ce rendement par rapport à la version gazole.

1.11. Le rendement de combustion est de 99,8 % en mode gazole et de 96,76 % en mode Dual-Fuel. Parmi les pertes énergétiques citées ci-dessous, **lister** celles qui peuvent **justifier** ce gain en rendement indiqué HP en Dual-Fuel :

- Pertes par frottement
- Pertes par pompage

- Pertes par imbrûlés (HC) et partiellement brûlés (CO)
- Pertes par rayonnement
- Pertes par étalement de combustion
- Pertes dues aux pertes de chaleur aux parois
- Pertes dues à l'entraînement des auxiliaires
- Pertes dues au défaut de calage de la combustion

1.12. Pour chaque perte choisie à la question précédente, indiquer au moins une grandeur relevée dans les DT4 et DT5 justifiant ce choix.

2. Cycle de fonctionnement du moteur

Documents pour cette partie : **DT1, DT4, DT5, DT6 & DT7 ; DR1 & DR2**

Les DT4 et DT5 donnent les valeurs du « facteur de Miller ». Ce facteur indique que ce moteur fonctionne selon le cycle spécifique de Miller.

Objectif

- Il s'agit de mettre en évidence ce mode de fonctionnement sur le moteur et le caractériser.

2.1. **Tracer** l'épure de distribution du moteur sur le document DR2. **Repérer** les phases angulaires admission et échappement. **Déterminer** l'angle balayé durant les phases d'admission et d'échappement, **en déduire** la valeur du « croisement » de soupapes. **Reporter** les valeurs dans le tableau du DR2.

2.2. A partir de l'analyse des angles sur cette épure et des valeurs de pression à l'admission (P_2') et à l'échappement (P_3) relevées sur le moteur en version Dual-Fuel, **identifier** parmi les modèles de cycle théorique de Miller décrits dans le DT7 la figure qui correspond au moteur étudié. **Justifier** votre choix en donnant deux éléments.

2.3. En vous servant des informations techniques du moteur, **déterminer** la valeur du volume au-dessus du piston au PMH et au PMB, **reporter** ces valeurs sur le diagramme P-V du document DR1.

2.4. On donne $V_{FA}=121,6 \text{ dm}^3$ « V_{FA} » volume total au-dessus du piston à la fermeture de la soupape d'admission.

Positionner cette valeur de V_{FA} sur le document DR1.

Repérer en l'entourant sur le diagramme P-V la zone correspondant à la particularité du cycle Miller identifié à la question 2.2.

2.5. Calculer, pour le modèle de Miller choisi, les 3 grandeurs « % course utile », « rapport volumétrique de compression » et « rapport volumétrique de détente (voir DT7) ».

3. Mode de combustion et valeur de réglage de la richesse

Documents pour cette partie : **DT1, DT3 et DT4**

Objectif

- Calculer, analyser et commenter la valeur de la richesse « R » en combustion Dual-Fuel.

- 3.1. Ecrire la relation littérale permettant de calculer « R_{debit} » à partir des débits. On fait l'hypothèse de négliger le débit de l'injection pilote.
- 3.2. Effectuer l'application numérique.

La richesse « 5 gaz » est calculée à partir de la relation suivante :

$$R_{5g} = \frac{[X]}{[N_2] + \frac{[NO_x]}{2}} \times 3,78 \times n$$

Concentrations en gaz secs exprimées en pourcentage

Avec :

- $[X]$: CO₂ total (somme des concentrations molaires des espèces carbonées à l'échappement) ;
- n : $n = 1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}$ pour un carburant de type CH_yO_z
- $[N_2]$: concentration molaire de N₂ à l'échappement
- $[NO_x]$: concentration molaire de NO_x à l'échappement.

- 3.3. Calculer $[X]$ et n .
- 3.4. Quelles que soient les valeurs obtenues précédemment on retient $[X] = 4,9 \%$; $[N_2] = 82,5 \%$. Calculer R_{5g} .
- 3.5. Comparer les valeurs R_{5g} et R_{debit} . Ces résultats sont-ils cohérents ?
- 3.6. Généralement les moteurs industriels fonctionnant au gaz avec allumage par étincelle fonctionnent en mélange pauvre homogène avec un réglage mini de richesse de l'ordre de 0,60 à 0,65. Citer les 2 principaux phénomènes qui imposent cette limite de richesse.
- 3.7. Le mode de combustion spécifique Dual-Fuel permet de fonctionner avec une richesse inférieure à 0,6. A l'aide du document DT3, expliquer pourquoi on peut atteindre une telle valeur de richesse.

Partie II – Etude des émissions de NOx du moteur

Documents pour cette partie : **DT4 & DT5 ; DR3**

La « marinisation » du moteur impose le respect de la norme MARPOL **Tier III** (NOx), dans les 2 modes de fonctionnement.

L'émission spécifique de NOx en mode Diesel est connue (voir DT5).

Objectif

- Vérifier si le mode Dual-Fuel permet de passer la norme MARPOL **Tier III** sur les NOx.

4. Emissions spécifiques de NOx

- 4.1. Positionner sur le DR3 la valeur des émissions de NOx corrigées émis par le moteur dans le mode gazole « $E_{spé\ NOx\ cor}$ ». On nomme ce point $E_{NOx\ GO}$. En déduire à quel niveau de la norme correspond le moteur en mode Diesel.
- 4.2. Exprimer la formule littérale permettant de calculer Qm_{ech} à partir de tous les débits massiques à l'admission.
- 4.3. Effectuer l'application numérique (Qm_{ech} en kg/h).
- 4.4. Exprimer la formule littérale permettant de calculer la concentration molaire de NOx, $[NO_x]$, en fonction :
 - Du nombre de moles de NOx dans les gaz d'échappement : n_{NO_x} ;
 - Du nombre total de moles dans les gaz d'échappement : n_{tot} .
- 4.5. Exprimer la formule littérale permettant de calculer la masse de NOx dans les gaz d'échappement, m_{NO_x} , en fonction :
 - De la masse molaire de NOx : M_{NO_x} ;
 - Du nombre de moles de NOx dans les gaz d'échappement : n_{NO_x} .
- 4.6. De la même manière, exprimer la formule littérale permettant de calculer la masse des gaz d'échappement, m_{ech} , en fonction :
 - De la masse molaire moyenne des gaz d'échappement : M_{ech} ;
 - Du nombre total de moles dans les gaz d'échappement : n_{tot} ;
- 4.7. A partir des 3 expressions précédentes ($[NO_x]$, m_{NO_x} , m_{ech}), exprimer le rapport $\frac{m_{NO_x}}{m_{ech}}$ à partir de $[NO_x]$, M_{NO_x} et M_{ech} .
- 4.8. En déduire l'expression de Qm_{NO_x} .
- 4.9. Calculer Qm_{NO_x} en kg/h, en prenant les valeurs suivantes : $Qm_{ech}=76020$ kg/h, $M_{NO_x} = 46$ g·mol⁻¹ ; $M_{ech} = 28,84$ g·mol⁻¹
- 4.10. En déduire l'émission spécifique des NOx, « $E_{spé\ NOx}$ » en g/kWh.
- 4.11. La mesure de la concentration de NOx est très sensible à l'humidité, il est nécessaire d'appliquer un coefficient de correction $K_{NOx}=0,9221$. En déduire la valeur des émissions de NOx corrigées « $E_{spé\ NOx\ cor}$ » pour le mode Dual-Fuel .
- 4.12. Positionner sur le DR3 la valeur des émissions de NOx corrigées du moteur mode Dual-Fuel (point $E_{NOx\ Gaz}$). L'objectif est-il atteint ?

Partie III : Etude des conséquences mécaniques du mode Dual-Fuel

Documents pour cette partie : DT8 ; DT9 ; DR4 et DR5

Objectifs

- On souhaite dans un premier temps s'assurer que le passage au mode Dual-Fuel n'engendre pas une sollicitation plus importante de l'équipage mobile.
- Dans un deuxième temps nous étudierons l'évolution des actions de contact entre la chemise et le piston résultant de cette configuration Dual-Fuel.

Frontière d'étude

Le système étudié se compose d'un sous-ensemble piston (+axe +segments) - bielle – vilebrequin.

Un schéma technologique ainsi que les principales caractéristiques techniques sont présentés sur le document DT8 (figure DT8-1)

Cette partie de l'étude a pour but de comparer les actions mécaniques exercées sur le piston entre les deux modes de fonctionnement et d'analyser les conséquences qui en découlent.

Hypothèses de travail

- Le poids du piston + axe est considéré comme négligeable devant les efforts exercés sur le piston, mais sa masse sera prise en compte lors de l'étude dynamique.

5. Comportement du piston après le PMH

5.1. Sur document réponse DR4,

A partir des courbes (p, α) issues de mesures sur banc **relever** les valeurs des pressions maximales et les angles associés, **compléter** les deux premières colonnes du tableau.

5.2. A partir du DT8 et des pressions précédemment relevées calculer la valeur de la résultante de l'action des gaz sur le piston en mode Diesel « $F_{\text{gaz-GO}}$ » et en mode Dual-Fuel « $F_{\text{gaz-DF}}$ ».

5.3. A partir du DT8, calculer la valeur de l'accélération du piston « $a_{p\text{max-DF}}$ » ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$) pour la position correspondant à « $\alpha_{p\text{max}}$ » en mode Dual-Fuel. Reporter la valeur dans le tableau en DR4.

6. Etude des conséquences de l'accélération du piston.

Le piston, durant les 4 temps du moteur, subit des variations de vitesse importantes provoquant des fortes accélérations positives et négatives. L'ensemble (piston+axe+segments) en mouvement de translation rectiligne alternatif subit alors une force d'inertie, notée « F_{ip} » proportionnelle aux masses en mouvement.

6.1. **Exprimer** la force d'inertie « F_{ip} » en fonction de l'accélération « a » du piston. **Préciser** les unités. **Calculer** la valeur de la force d'inertie en mode Dual-Fuel « F_{ip-DF} » pour la position « $\alpha_{p\text{max-DF}}$ ».

Analyse comparative des résultats obtenus

Pour la suite de l'étude on retient les valeurs suivantes,

	α_{pmax} (°)	F_{gaz} (N)	F_{ip} (N)
Gazole	10°	- 3288941	388700
Dual-Fuel	14,6°	- 3054017	378341

6.2. Pour la position à l'étude, **représenter** sur un schéma $\overrightarrow{F_{gaz}}$ et $\overrightarrow{F_{ip}}$. **Calculer** la valeur de la résultante de ces efforts.

6.3. L'axe du piston est conçu pour résister à un fonctionnement en mode Diesel ; **est-il nécessaire de vérifier** sa résistance en mode Dual-Fuel ? **Justifier** votre réponse.

Etude des actions de contact de la chemise sur le piston

Hypothèses de travail

- Pour le sous-ensemble étudié, représenté document DT8, le plan $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ est considéré comme un plan de symétrie et la résultante de l'action des gaz sur le piston (F_{gaz}) contenue dans ce plan.
- On considère le mécanisme dans la position correspondant à « p_{max} ».
- Une modélisation des assemblages est proposée sur le document DT8.
- La plus importante source de frottements dans un moteur à combustion interne est celle du piston et des segments contre la paroi du cylindre (25 à 30% de la valeur de la pression moyenne de frottement). On notera « f » le coefficient de frottement piston-segments/chemise.
- Ce coefficient de frottement « f » est difficile à évaluer, car fonction de nombreux paramètres tels que la qualité de la lubrification, la vitesse de glissement et la température. On retient comme valeur **$f=0,06$** .
- L'étude, menée en mode Dual-Fuel, sera comparée aux résultats du mode Diesel.

Objectif

- Caractériser le comportement du système en tenant compte des frottements entre la chemise et le piston.

Détermination des actions mécaniques exercées sur le piston 3 (Document DR5)

Un inventaire partiel des actions est donné.

6.4. Sur le document DR5,

Exprimer les composantes de la résultante des actions de la bielle 2 sur le piston 3 " $\vec{B}_{2 \rightarrow 3}$ ", dans la base $(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

Exprimer $X_{0 \rightarrow 3}$ en fonction de l'angle de f et $Y_{0 \rightarrow 3}$.

Pour la suite de l'étude l'aspect dynamique est mis en évidence par la relation :

$$\vec{D}_{0 \rightarrow 3} + \vec{B}_{2 \rightarrow 3} + \vec{F}_{\text{gaz}} + \vec{F}_{\text{ip}} = \vec{0} \quad \text{avec : } \vec{F}_{\text{ip}} = -m_p \vec{A}_{G_3/0} \text{ et } \vec{A}_{G_3/0} \begin{pmatrix} a_{pmax} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

6.5. Donner les expressions algébriques de l'équation vectorielle de la résultante dynamique sur les axes \vec{x}_0 et \vec{y}_0

Au regard des résultats de la première partie, on constate que le piston subit une action de poussée plus importante en mode Diesel.

Pour autant, ce résultat ne suffit pas à lui seul pour conclure sur le mode de fonctionnement le plus contraignant pour l'ensemble des actions exercées sur le piston.

En effet, on remarque que l'angle α de p_{max} est plus important en mode Dual-Fuel.

6.6. A partir de la figure DT8-2

Indiquer l'évolution de l'angle de bielle β si α_{pmax} est plus important?

Etablir la relation liant l'angle de bielle β à l'angle du vilebrequin α et la géométrie du système bielle manivelle.

6.7. L'angle d'inclinaison de la bielle en mode Diesel est $\beta_{pmax-GO} = 2,18^\circ$.

Calculer l'angle β en mode Dual-Fuel " $\beta_{pmax-DF}$ "($^\circ$) si $\alpha_{pmax-DF} = 14,6^\circ$.

Quel risque cela peut-il engendrer pour l'action de la chemise sur le piston ?

6.8. Sur le DR5 relever, pour les deux modes de fonctionnement, les valeurs de $\|\vec{D}_{0 \rightarrow 3}\|$ (N) pour α_{pmax} . Conclure sur le mode de fonctionnement le plus contraignant.

Evaluation de la perte d'énergie due au frottement entre la chemise et le piston.

Objectif :

- Exploiter et analyser la simulation issue du modèle mis en place afin de répondre à l'interrogation initiale concernant l'évolution des frottements et la perte d'énergie en mode Dual-Fuel.

L'étude dynamique précédente permet d'écrire les relations suivantes :

$$\vec{D}_{0 \rightarrow 3} \begin{pmatrix} X_{0 \rightarrow 3} \\ Y_{0 \rightarrow 3} \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

$$X_{0 \rightarrow 3} = \frac{m_p \times a - F_{\text{gaz}}}{\left(1 + \frac{1}{f \times \tan \beta}\right)} \quad \text{et} \quad Y_{0 \rightarrow 3} = \frac{m_p \times a - F_{\text{gaz}}}{\left(f + \frac{1}{\tan \beta}\right)}$$

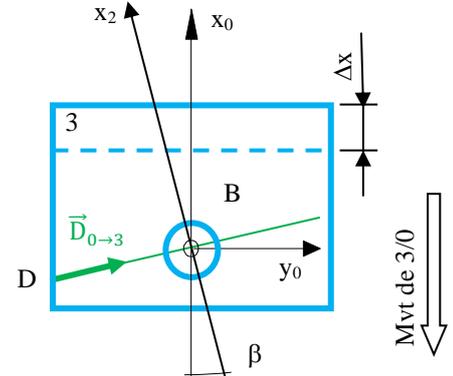
Sur le document DT9, est présenté l'extrait d'une feuille de calcul en mode Dual-Fuel regroupant toutes les étapes de l'étude menée précédemment.

6.9. Détermination du travail perdu par frottement

Quelle composante de l'effort $\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$ s'oppose au déplacement du piston ?

Exprimer, pour un petit déplacement du piston " Δx ", le travail élémentaire $\Delta W_{\vec{D}_{0 \rightarrow 3}}$ de l'action $\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$, **préciser** les unités.

A partir du tableau figure DT9-1, **calculer et retrouver** la valeur du travail élémentaire $\Delta W_{\vec{D}_{0 \rightarrow 3}}$ de l'action $\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$ pour un angle de rotation α allant de 15° à $15,2^\circ$



6.10. A partir du tableau DT9-1, calculer " $W_{f_{14^\circ-16^\circ}}$ ", l'énergie perdue par frottement entre la chemise et le piston pour un angle de rotation α allant de 14° à 16°

Sur le document DT9,

Figure DT9-2, est représentée l'évolution du travail élémentaire $\Delta W_{\vec{D}_{0 \rightarrow 3}}$ de $\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$ pour les phases de compression et de détente (de -180° à 180°).

Figure DT9-3, est dressé un bilan de l'énergie perdue par frottement au contact entre la chemise et le piston.

6.11. A partir des courbes des travaux élémentaires en DT9-2, **comment obtient-on les valeurs** des bilan d'énergie perdue en phases compression et détente du DT9-3?

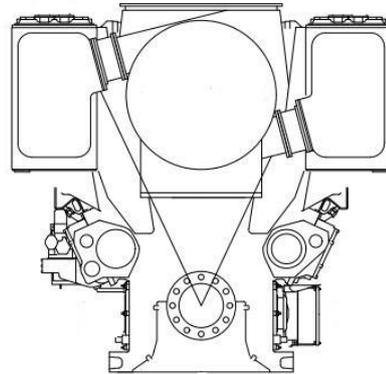
Quel mode de fonctionnement génère le moins de perte par frottement entre la chemise et le piston? **Calculer** ce gain en pourcentage, pour les phases de compression et détente en prenant en référence le mode Diesel.

Document Technique DT1

Description du moteur

Le moteur étudié est un moteur 12 cylindres en V « Dual-Fuel » équipé d'un simple étage de suralimentation et de 2 échangeurs de refroidissement d'air de suralimentation (HT et BT) par rangée de cylindres (voir DT2).

- Le circuit HT (Haute Température) constitue le premier étage de refroidissement de l'air de suralimentation. Il assure également le refroidissement des cylindres du moteur au niveau de l'anneau de combustion
- Le circuit BT (Basse Température) constitue le deuxième étage de refroidissement de l'air de suralimentation. Il ajuste la température de l'air entrée cylindre.



Ces 2 circuits de refroidissement (HT et BT) sont indépendants du circuit de refroidissement du moteur (non représenté sur le circuit doc DT2).

Caractéristiques du moteur

Grandeurs	Symboles utilisés	Valeurs	Unités
Nb cylindres	n	12	----
Alésage	A	51	cm
Course	C	60	cm
Volume unitaire	V_u	122,9	dm ³
Volume mort	V_m	9,43	dm ³
Longueur bielle	L	137,1	cm
Rapport volumétrique	ϵ	14	----

Réglage de la distribution

Le calage de la distribution est réalisé de telle manière à faire fonctionner le moteur sur le principe du cycle de « Miller » (voir DT7). Les angles de la distribution relevés sont :

- AOA = 45° ; AFA = 38°
- AOE = 64° ; RFE = 39°

Données sur les carburants utilisés

- **Gazole** : Écriture chimique contractée : CH₂ ;
 $\rho_{GO} = 837 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$; $PCI_{GO} = 42700 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; $PCO_{GO} = 14,77$
- **Gaz Naturel** : Écriture chimique contractée : CH_{3,83} ;
 $\rho_{GAZ} = 0,78 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$; $PCI_{GAZ} = 47824 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; $PCO_{Gaz} = 17,04$

Document Technique DT2

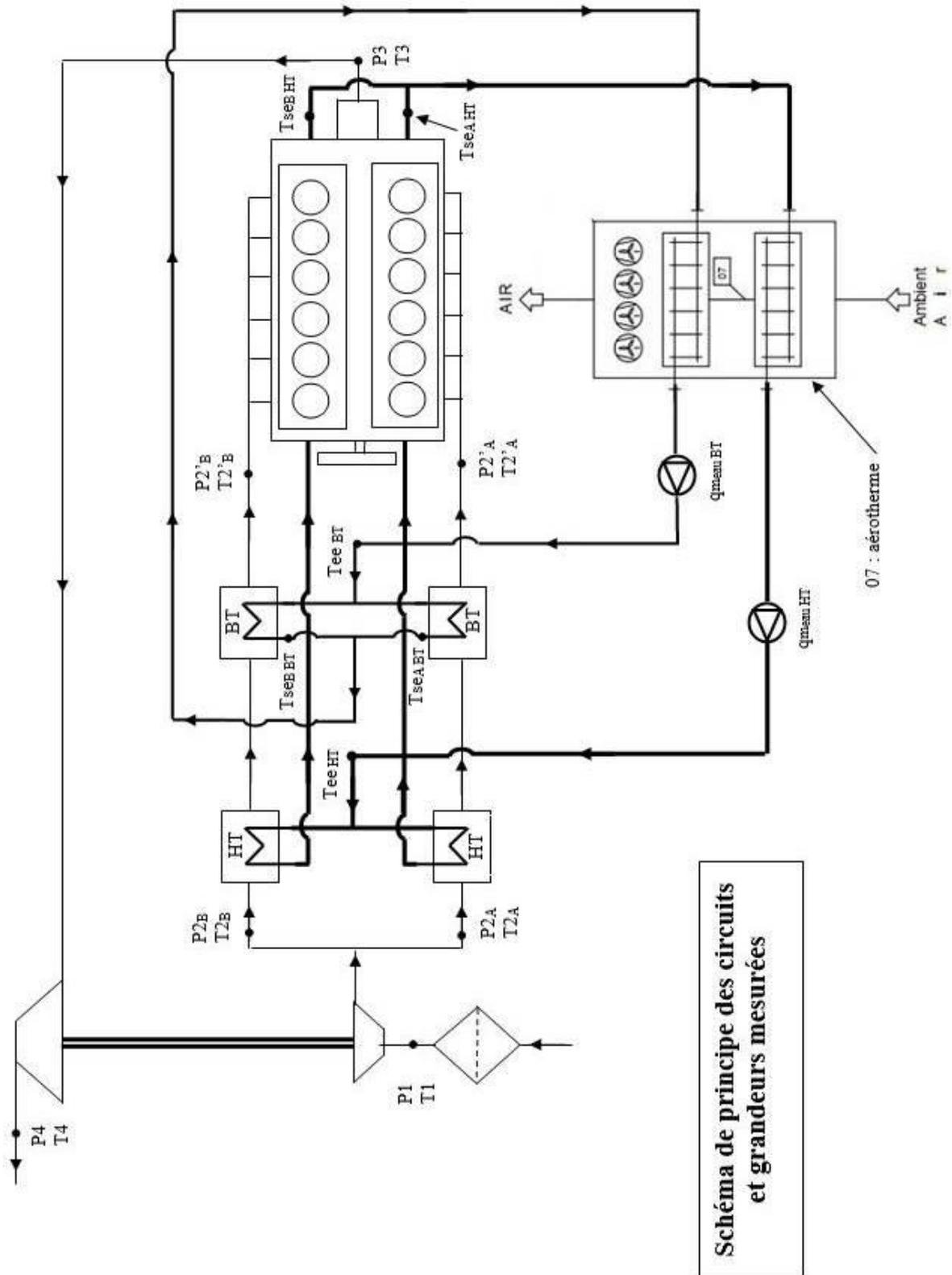


Schéma de principe des circuits et grandeurs mesurées

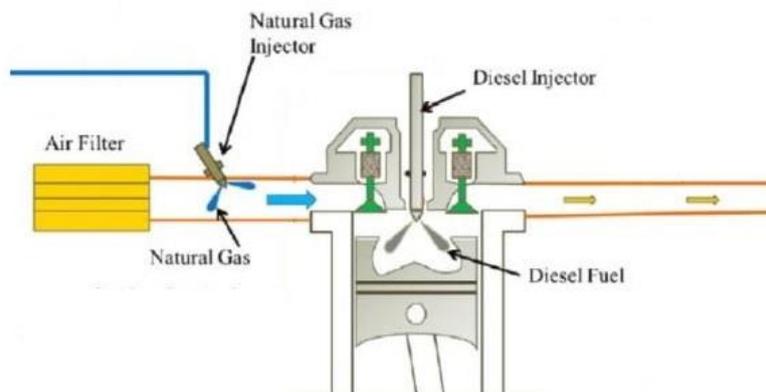
Document Technique DT3

Principe de la Combustion « Dual-Fuel » en injection indirecte

La combustion en mode Dual-Fuel utilise deux combustibles qui brûlent simultanément dans le cylindre. Il s'agit d'un combustible pilote (généralement du gazole) et d'un combustible primaire qui est de nature gazeuse (gaz naturel par exemple) qui représente la majorité de l'énergie introduite dans le moteur. Le mélange air-combustible primaire est réalisé en amont du cylindre et est introduit dans le cylindre pendant la phase d'admission.

Vers la fin compression une faible quantité de combustible pilote est injectée directement dans le cylindre peu avant le point mort haut. Les conditions thermodynamiques atteintes (pression et température) permettent l'auto-inflammation de ce combustible pilote ce qui crée, dans le cylindre, de nombreux foyers de combustion à partir desquels le mélange gazeux air-combustible primaire s'enflamme.

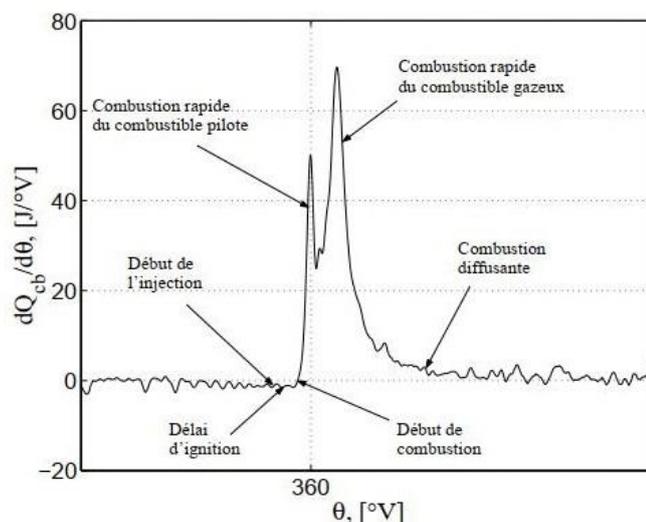
La figure ci-contre, montre le schéma du principe de fonctionnement du moteur en mode Dual-Fuel à injection indirecte.



Cette combustion Dual-Fuel se caractérise par 4 étapes :

- Délai d'auto inflammation du combustible pilote (« délai d'ignition »)
- Combustion rapide du combustible pilote
- Combustion rapide du combustible gazeux (combustible primaire)
- Combustion diffusante.

Ces 4 étapes sont visibles sur l'exemple de diagramme de vitesse de dégagement d'énergie ci-contre :



Document Technique DT4

Document Technique DT4											
Moteur Stationnaire 12V - PV essai mode "Dual Fuel" - 100% charge											
		Conditions d'essai		Suralimentation :		Rampe cyl. A		Rampe cyl. B		Polluants :	
Réglages Moteur											
angle de croisement				P atmo	1000 mb	Pressions Absolues:					NO _x
rapport volumétrique	14 -			Hygrométrie relative	39 %	P1	990				CO
Facteur de Miller	0,87 -			T air ambient	21,7 °	P2	4101	4115			CO ₂
Performances moteur				Comburant :		P2'	4091	4098			O ₂
Régime (N)	500 tr/mn			débit mas. Air (qm _{air})	74020 kg/h	P3		2941			HC
Charge	100 %			Débit d'air spécifique	5879,3 g/kW.h	P4		1036			K NO _x
Couple effectif (Ce)	240,45 kNm			Cp air	1,01 kJ/kg.K	Température :					Cp ech
Pme	20,54 bar			Air/fuel		T1		23			E _{spé NOx cor}
Puissance effective (Pe)	12590 kW					T2	198	198			OSIRIS :
Carburant : Gaz				Refroidissement moteur :		T2'	42,9	42,9			MFB50
débit mas. Gaz (qm _{gaz})	1964 kg/h			débit volumique eau	128 m ³ /h	T3		493			MFB90 - MFB10
Durée inj	24,5 ms			Pression	6 bar	T4		337			P max cyl
Pression injection	4,328 bar			T entrée moteur	67 °	Refroidissement air sural :					Pmi
Température	12 °			T sortie moteur	90 °	circuit eau HT :					énergies spécifiques :
Indice de Méthane	82			masse vol. eau refr.	1054 kg/m ³	T entrée HT (TeeHT)					
PCI gaz	47824 kJ/kg			Cp eau	3,95 kJ/kg.K	T sortie HT (TseHT)					P chimique
PCO gaz	17,04			Huile :		débit mas. HT (qm _{eau} HT)					P thermique échap.
masse volumique (ρgaz)	0,78 kg/m ³			débit volumique huile	305 m ³ /h	circuit eau BT :					P calor. huile
Carburant pilote : Gazole				Pression	5 bar	T entrée BT (TeeBT)					P calor. HT
débit mas. pilote (qm pil)	38,67 kg/h			T entrée moteur	55 °	T sortie BT (TseBT)					P calor. BT
P inj Rail	1387 bar			T sortie moteur	60 °	débit mas. BT (qm _{eau} BT)					P calor. eau moteur
T gazole	47,2 °			masse volumique	900 kg/m ³	masse vol. eau HT & BT (p eau HT & peau BT)					P calor. air sural
masse volumique (ρGO)	837 kg/m ³			Cp huile	2,1 kJ/kg.K	Cp eau HT & BT					Rendement effectif
PCI GO	42700 kJ/kg										%

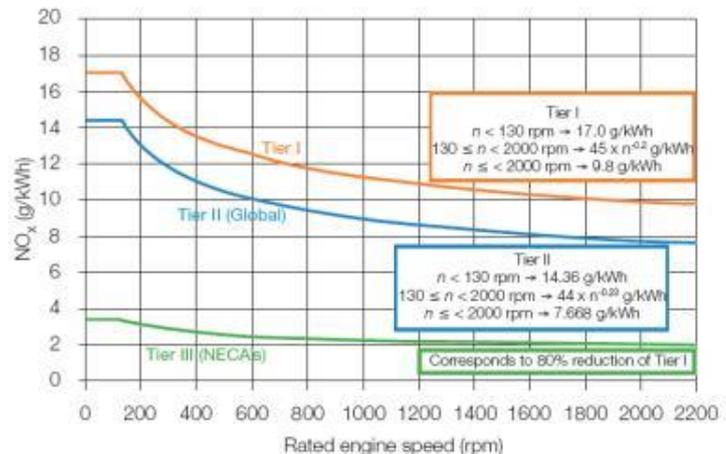
Document Technique DT6

Convention Marpol 73/78 : Contrôle de l'émission des NOx dans le transport maritime

L'Organisation Maritime Internationale (OMI) a adopté en 1973 la Convention Internationale pour la Prévention de la Pollution des Navires, connue sous le nom de MARPOL. Cette convention vise à limiter les rejets de polluants des navires équipés de moteurs Diesel.

Une annexe, ajoutée à la convention MARPOL en 1997, entrée en vigueur le 1er juillet 2010, vise à limiter notamment les émissions de NOx en introduisant des zones de contrôle des émissions (ECA : Emission Control Area) et les limites requises dans chacune de ces zones pour chaque moteur diesel marin d'une puissance effective supérieure à 130 kW installé à bord d'un navire.

Année	Réglementation	Zone	Autorité
Navires construits au ou après le 1 ^{er} janvier 2000 et avant le 1 ^{er} janvier 2011	Tier I	Mondial	OMI
Navires construits au ou après le 1 ^{er} janvier 2011	Tier II	Mondial	OMI
Navires construits au ou après le 1 ^{er} janvier 2016	Tier III	ECA	OMI

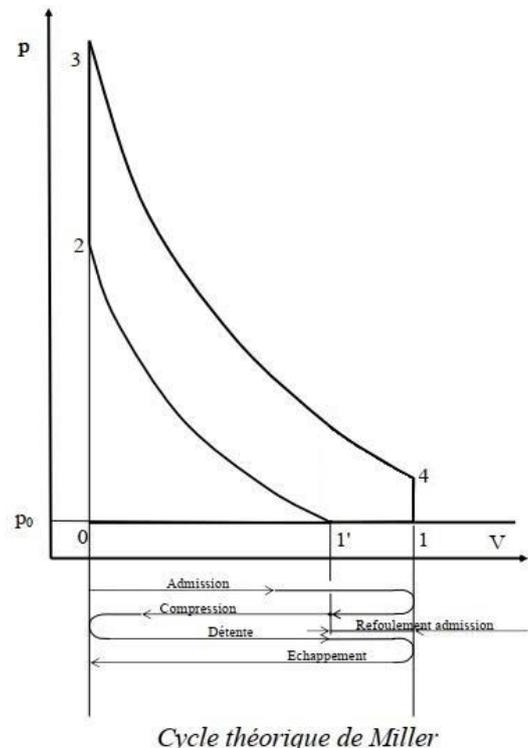


Principe du cycle de « Miller »

La technique de Miller est aujourd'hui utilisée sur les moteurs de série.

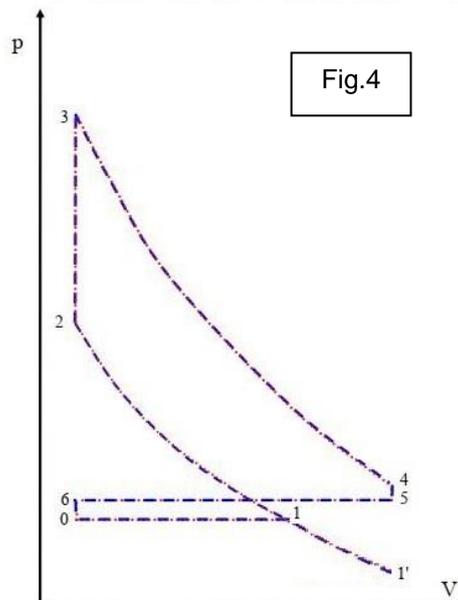
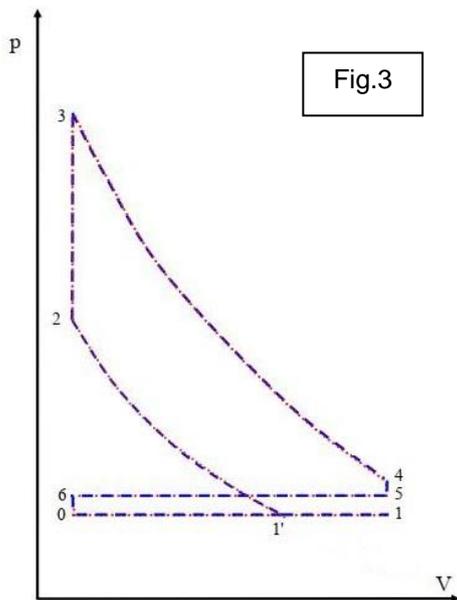
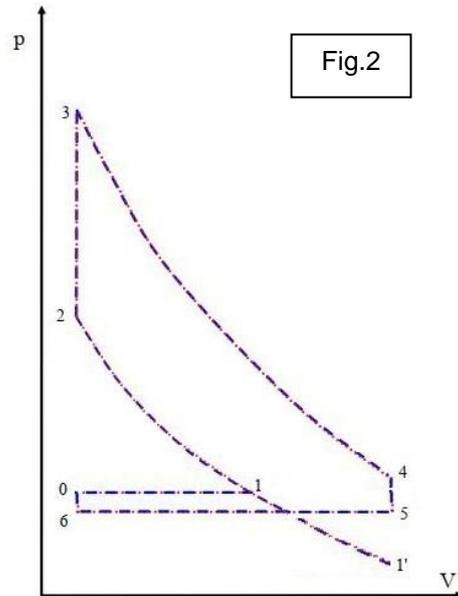
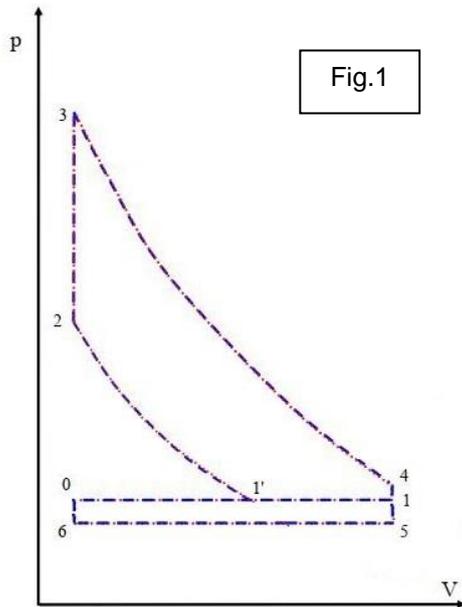
Elle met en œuvre un cycle où le rapport de compression $\varepsilon_c = \frac{V_1'}{V_0}$ est différent du rapport volumétrique de détente $\varepsilon_d = \frac{V_4}{V_3}$ sur un moteur où les courses de compression et de détente sont égales.

La variation de ces taux, obtenue généralement grâce à la distribution variable, est réalisée soit par la fermeture tardive de la soupape d'admission (cas ci-contre ; point 1'), technique appelée LIVC (Late Inlet Valve Closing) ou dans d'autres cas par la fermeture anticipée de cette soupape d'admission, technique appelée EIVC (Early Inlet Valve Closing).



Document Technique DT7

Cycles de MILLER avec prise en compte de la phase de pompage



Cycles type « LIVC » (Late Valve Closing)

Cycles type « EIVC » (Early Valve Closing)

Grandeur quantifiée	LIVC	EIVC
% de course utile : « Cu »	$Cu = \frac{(v1' - v0) * 100}{(v1 - v0)}$	$Cu = \frac{(v1 - v0) * 100}{(v1' - v0)}$
Rapport volumétrique de compression : « ϵ_c »	$\epsilon_c = \frac{v1'}{v2}$	$\epsilon_c = \frac{v1}{v2}$
Rapport volumétrique de Détente : « ϵ_D »	$\epsilon_D = \frac{v4}{v3}$	$\epsilon_D = \frac{v4}{v3}$

Document Technique DT8

Figure DT8-1

Schéma technologique du système étudié

- 0: Bloc moteur
- 1: Vilebrequin
- 2: Bielle
- 3: Piston + axe + segments

Paramétrage

Repère $R_0(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ lié au bloc moteur:

Repère $R_1(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ lié au vilebrequin

Tel que $\alpha = (\vec{x}_0, \vec{x}_1)$

Repère $R_2(A, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ lié à la bielle,

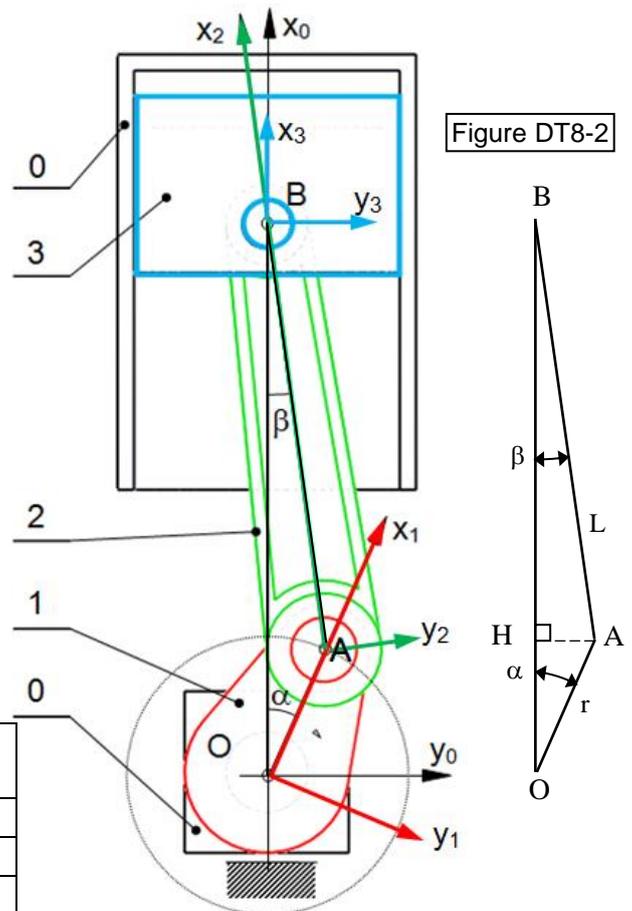
Tel que $\beta = (\vec{x}_0, \vec{x}_2)$

Repère $R_3(B, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ lié au piston,

Tel que $\vec{OB} = x_B \vec{x}_0$

Modélisation des liaisons

Liaisons Li/j	Définition des modèles liaisons
L1/0	Pivot d'axe (O, \vec{z}_0)
L2/1	Pivot d'axe (A, \vec{z}_0)
L3/2	Pivot glissant d'axe (B, \vec{z}_0)
L3/0	Pivot glissant d'axe (B, \vec{x}_0)



Données

Régime moteur (constant)	(N_{mot})	500 tr.min ⁻¹
Rayon de manivelle	$r=OA$	300 mm
Long Bielle	$L=AB$	1371 mm
Lambda	$\lambda=r/L$	
Alésage	A	510 mm
Masse axe + piston + segments	m_p	397 kg
Facteur de frottement entre chemise et piston + segments	f	0,06

Caractéristiques cinématiques du piston en fonction de α , avec $\alpha(\text{rad}) = \omega(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}) \times t(\text{s})$

Position du point B	Vitesse du point B $V(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	Accélération du point B $a(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$
$x_B = r \cdot \cos \alpha + L \cdot \left(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha\right)$	$v = -r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$	$a = -r\omega^2 \times \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \times \cos 2\alpha\right)$

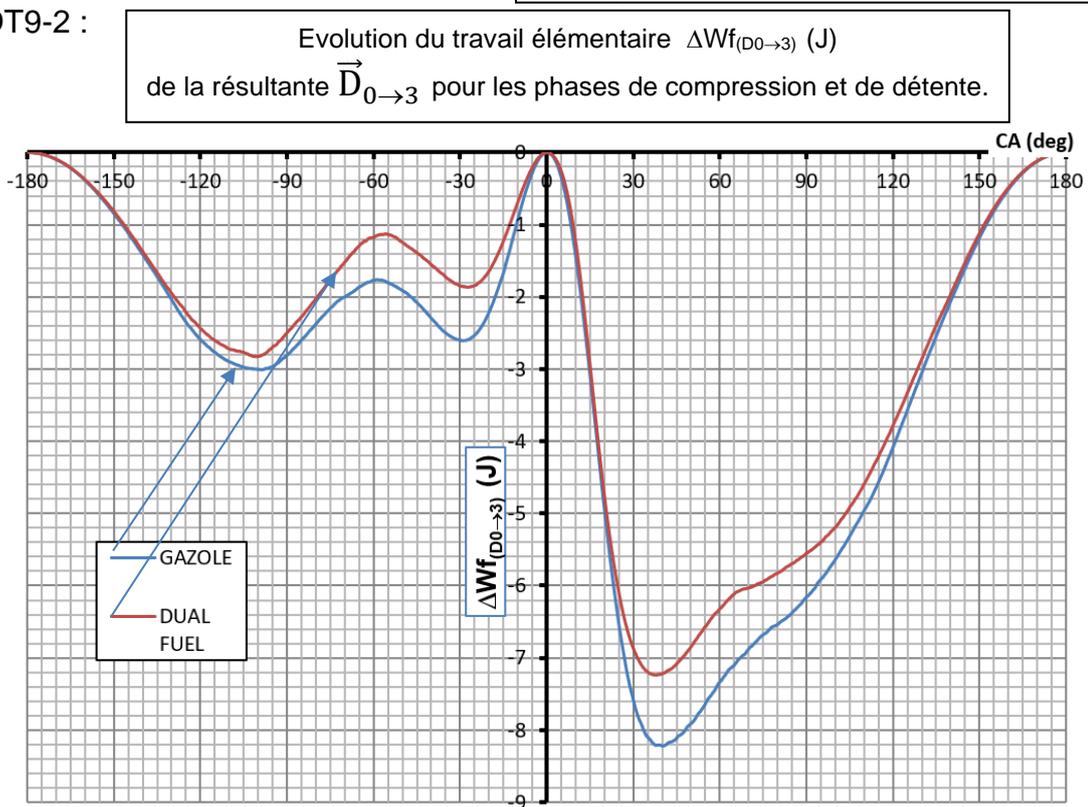
Document Technique DT9

DT9-1 : Extrait de la feuille de calcul (pour le mode Dual-Fuel)

Angle α°	Position suivant x du point B (m)					Action de la bielle sur le piston au point B ($\vec{B}_{2 \rightarrow 3}$)		Action de la chemise sur le piston au point D ($\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$)		
CA (deg)	Δp (bar)	β (rad)	xB (m)	V(m/s)	a(m/s ²)	Fgaz+Fip (N)	B2>3 (N)	X0>3 (N)	Y0>3 (N)	$\Delta W_{(D0 \rightarrow 3)}$ (J)
13.6	148.87	-0.05	1.66077	-4.10	-959	-2660271	2655591	8198	136639	-2.47
13.8	149.04	-0.05	1.66047	-4.16	-958	-2664233	2659530	8329	138815	-2.54
14	149.17	-0.05	1.66017	-4.22	-957	-2667298	2662575	8457	140949	-2.62
14.2	149.27	-0.05	1.65986	-4.27	-956	-2669824	2665083	8583	143056	-2.69
14.4	149.32	-0.05	1.65954	-4.33	-954	-2671473	2666717	8707	145117	-2.77
14.6	149.35	-0.06	1.65923	-4.39	-953	-2672674	2667906	8829	147155	-2.84
14.8	149.34	-0.06	1.65891	-4.45	-952	-2672907	2668130	8948	149138	-2.92
15	149.27	-0.06	1.65858	-4.51	-950	-2672008	2667225	9063	151057	-2.99
15.2	149.17	-0.06	1.65825	-4.57	-949	-2670559	2665773	9176	152940	-3.07
15.4	149.04	-0.06	1.65791	-4.63	-948	-2668371	2663585	9287	154777	-3.15
15.6	148.89	-0.06	1.65758	-4.69	-946	-2665996	2661211	9396	156598	-3.22
15.8	148.73	-0.06	1.65723	-4.74	-945	-2663178	2658398	9503	158387	-3.30

$\Delta W_{f(D0 \rightarrow 3)}$ (J) travail élémentaire de la résultante $\vec{D}_{0 \rightarrow 3}$
(pas angulaire $\Delta\alpha=0,2^\circ$)

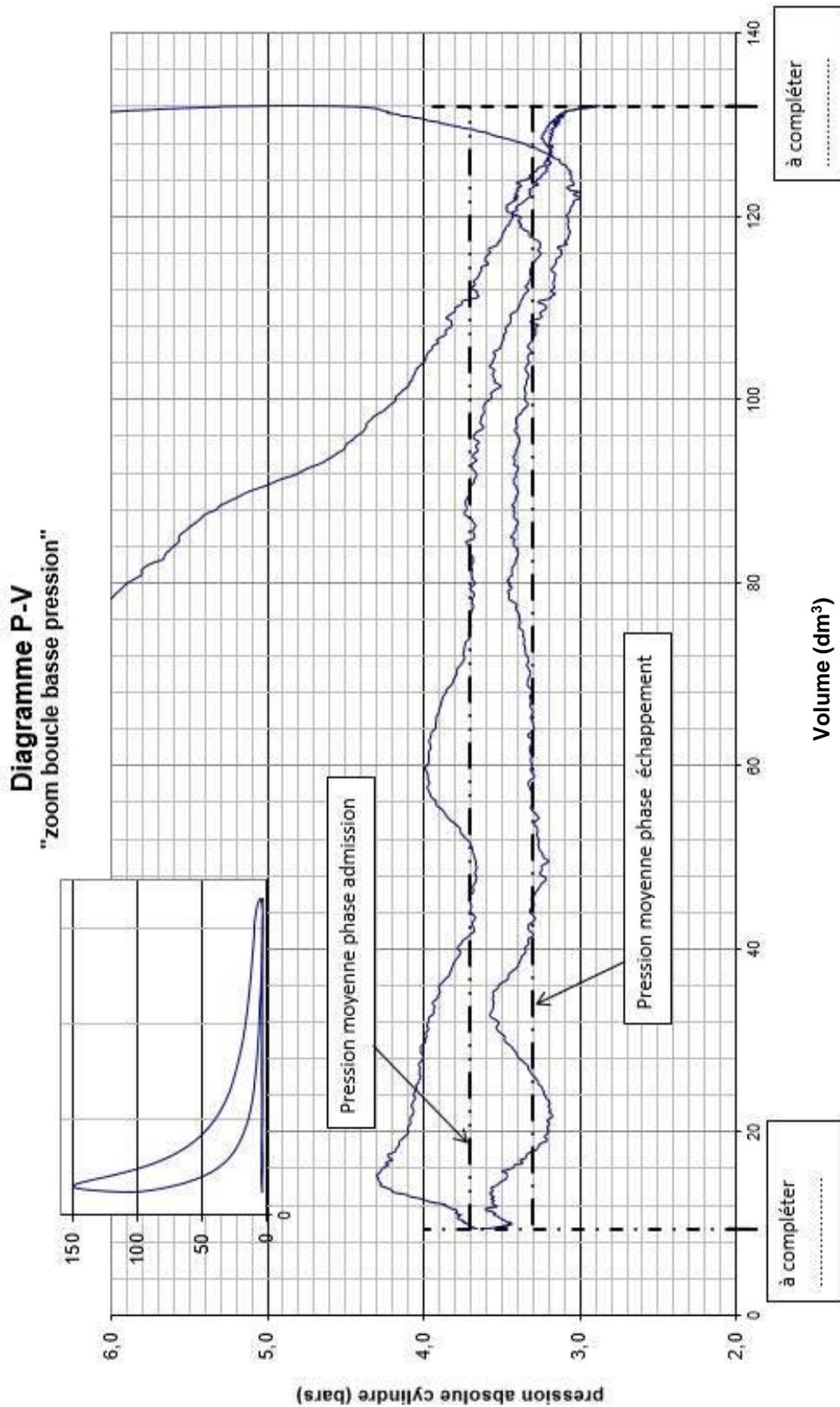
Figure DT9-2 :



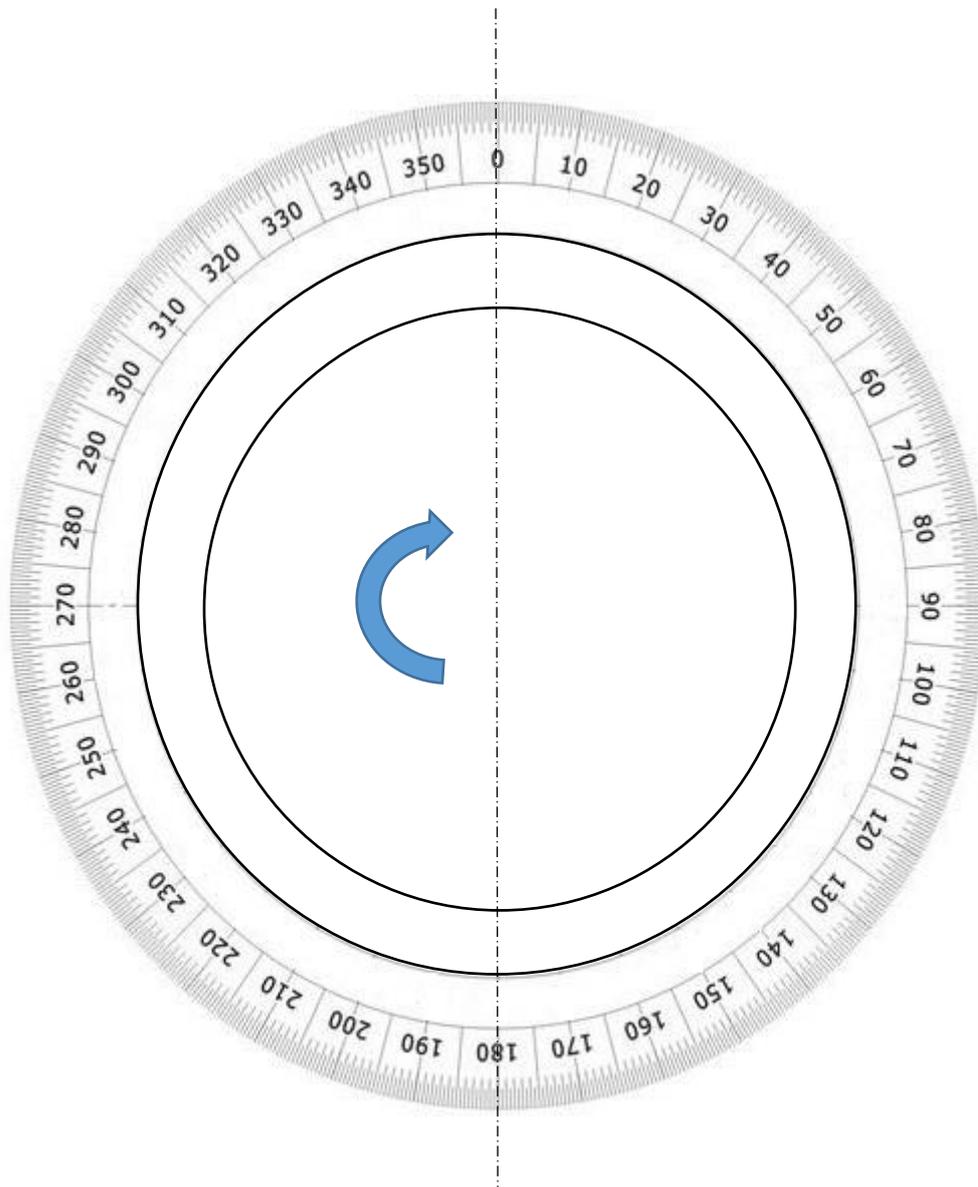
DT9-3 : Bilan de l'énergie perdue par frottement au contact chemise/piston

	Gazole	Dual-Fuel
	$W_{f(D0 \rightarrow 3)} - g$ (J)	$W_{f(D0 \rightarrow 3)} - df$ (J)
Admission	-1017	-994
Compression	-1611	-1338
Détente	-3934	-3540
Echappement	-1046	-1000

Document Réponse DR1



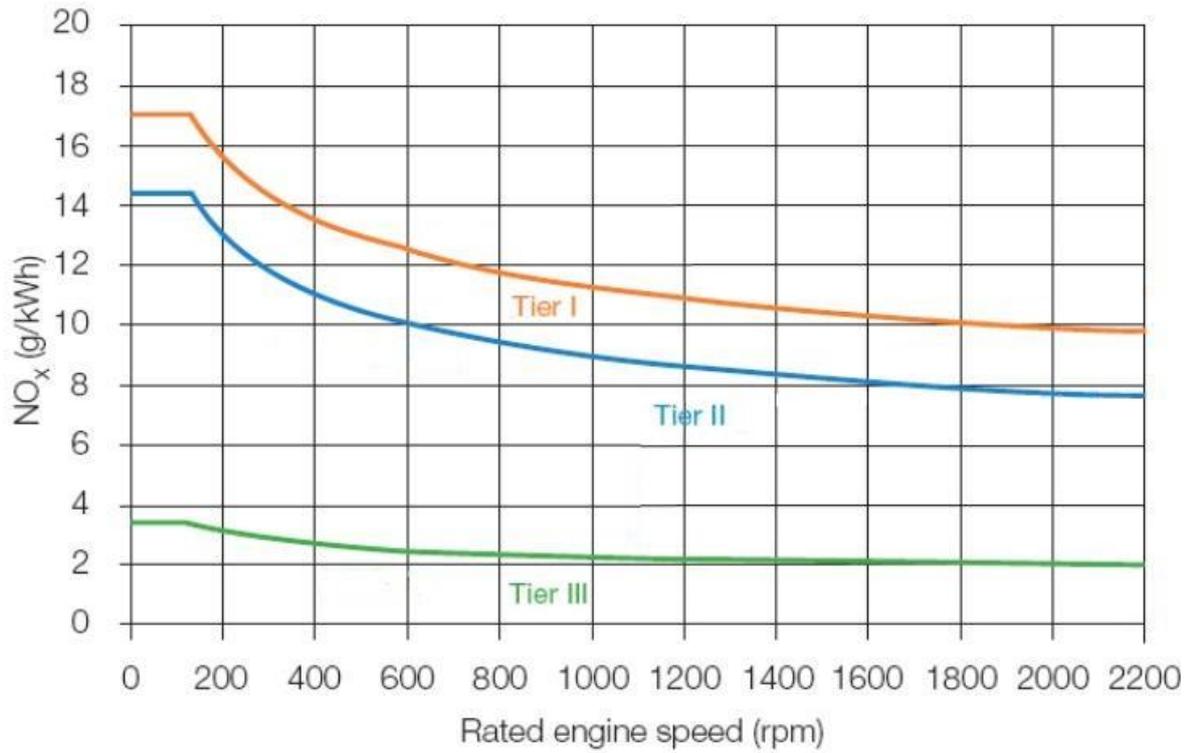
Document Réponse DR2



Phase	Angle balayé (° vil)
Admission
Echappement
Croisement de soupapes

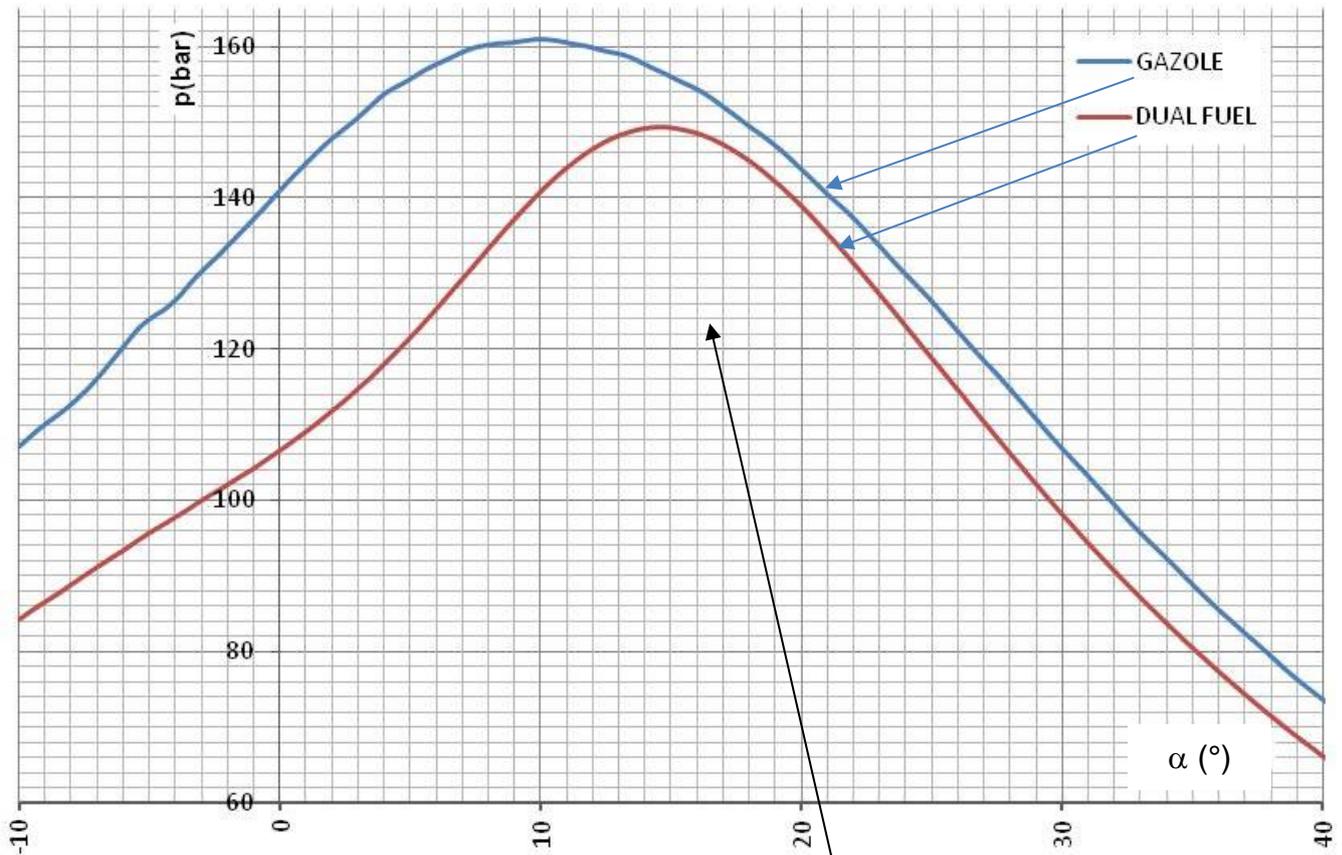
Document Réponse DR3

Emission spécifique de NOx et norme

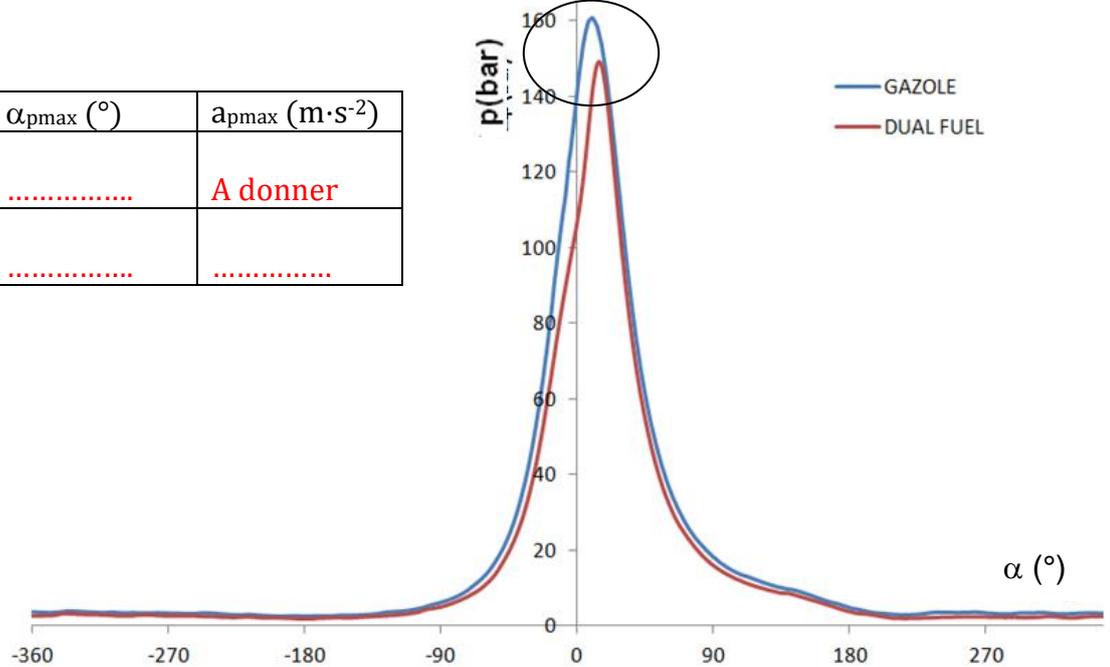


Document Réponse DR4

Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle du vilebrequin



Bilan	p_{\max} (bar)	$\alpha_{p_{\max}}$ (°)	$a_{p_{\max}}$ (m·s ⁻²)
Gazole	A donner
Dual Fuel



Document réponse DR5

Inventaire des actions mécaniques exercées sur le piston 3.

- Résultante de l'action des gaz sur le piston en mode Dual-Fuel

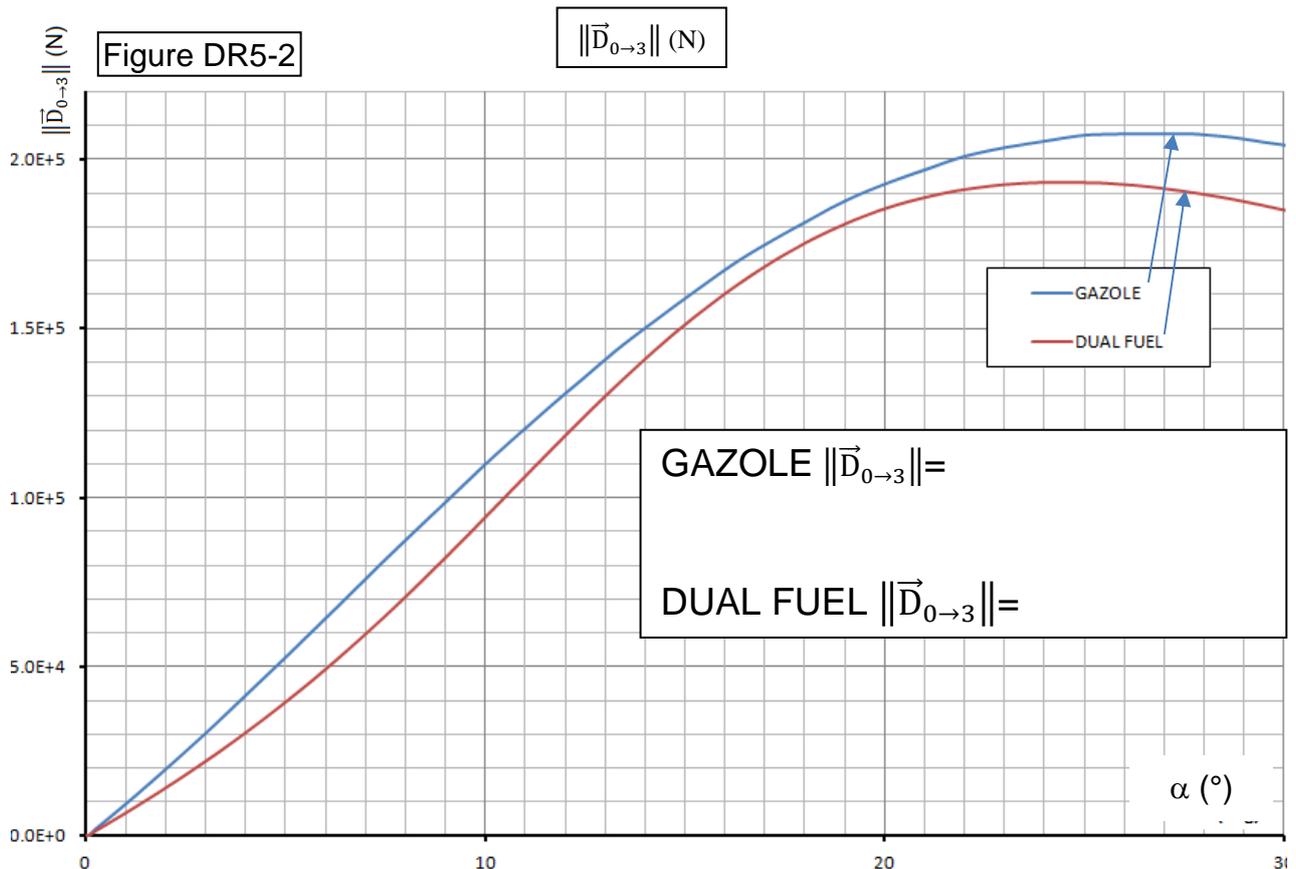
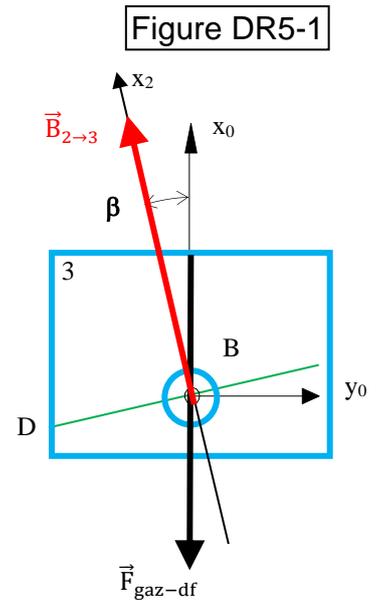
$$\vec{F}_{\text{gaz-df}} \begin{pmatrix} F_{\text{gaz-df}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad \vec{F}_{\text{gaz-df}} \begin{pmatrix} -3054 \cdot 10^3 \text{ N} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

- a: Résultante des actions de la bielle 2 sur le piston 3

$$\vec{B}_{2 \rightarrow 3} \begin{pmatrix} B_{2 \rightarrow 3} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)} \quad \vec{B}_{2 \rightarrow 3} \begin{pmatrix} \dots \\ \dots \\ \dots \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

-b: Résultante des actions de la chemise 0 sur le piston 3

$$\vec{D}_{0 \rightarrow 3} \begin{pmatrix} X_{0 \rightarrow 3} \\ Y_{0 \rightarrow 3} \\ 0 \end{pmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad \text{avec } \dots$$



Conclusion