

Examen : BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR	Session 2006	
Spécialité : MAINTENANCE ET APRES-VENTE AUTOMOBILE	Code : MAVPM	
Epreuve : E4 VERIFICATION DES PERFORMANCES D'UN MECANISME	Durée : 6h	Coef. : 4

VÉRIFICATION DES PERFORMANCES D'UN MÉCANISME

Le sujet est constitué de deux parties indépendantes relatives au même support : le moteur MCE-5.

NOTA : Le terme « **taux de compression variable** » (en anglais **VCR : Variable Compression Ratio**) est communément utilisé par les médias. Mais en réalité c'est le rapport volumétrique qui est variable. Nous utiliserons donc le terme de « **rapport volumétrique** » dans cette étude.

Partie A : Étude thermodynamique

Comprend le texte du sujet :

- Travail demandé pages A1/A4 à A3/A4.
- Documents techniques page A4/A4.

Partie B : Étude mécanique

Comprend le texte du sujet :

- Travail demandé pages B1/B9 à B7/B9.
- Documents réponse pages B8/B9 et B9/B9 à compléter et à joindre à la feuille de copie.

Barème de notation :

Partie A : Étude thermodynamique sur 100 points

N°	1.1	1.2	1.3	1.4						
Poids	6	2	4	4						
N°	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7			
Poids	4	10	6	6	5	5	8			
N°	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.10
Poids	2	2	4	4	6	4	4	4	6	4

Partie B : Étude mécanique sur 100 points

N°	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Poids	4	2	6	4	4	4
N°	2.1	2.2	2.3	2.4		
Poids	5	5	7	7		
N°	3.1	3.2	3.3	3.4		
Poids	4	4	6	6		
N°	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
Poids	4	10	6	4	4	4

AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISÉ

Partie A : Étude thermodynamique

On souhaite montrer dans cette partie, l'intérêt du rapport volumétrique variable que ce soit d'un point de vue puissance mais aussi pollution.

Le moteur MCE-5 est un moteur essence atmosphérique, 4 temps à $n=4$ cylindres.

- L'étude est faite au régime $N=2400$ tr/min.
- Cylindrée totale : $V=1484$ cm³.

Le mélange air+essence et les gaz brûlés sont assimilés à un gaz parfait.

- Exposant isentropique : $\gamma = 1,4$; constante caractéristique massique $r = 286$ J. K⁻¹.kg⁻¹ et capacité thermique massique à volume constant $c_v = 715$ J. K⁻¹.kg⁻¹.
- Richesse du mélange aspiré : $R_i = 1$.
- Dosage stœchiométrique : 15 g d'air pour un gramme d'essence $d_{st}=1/15$.
- Pouvoir Calorifique Inférieur de l'essence : $P_{CI} = 42900$ kJ.kg⁻¹.

1 Étude du moteur en pleine charge pour un rapport volumétrique $\epsilon=10$

On considère que le moteur fonctionne suivant le cycle ci-contre.

Ce cycle, pour un cylindre, est formé de deux boucles :

- La boucle 2, 3, 4, 5, 6, 2 : cycle effectué en vase clos (2→3 et 4→5 transformations isentropiques) par la masse totale de gaz située au-dessus du piston.
- La boucle 1, 2, 6, 7, 1 : phases d'admission et d'échappement.

1.1 Calculer les volumes V_2 (au point 2 : PMB) et V_3 (au point 3 : PMH).

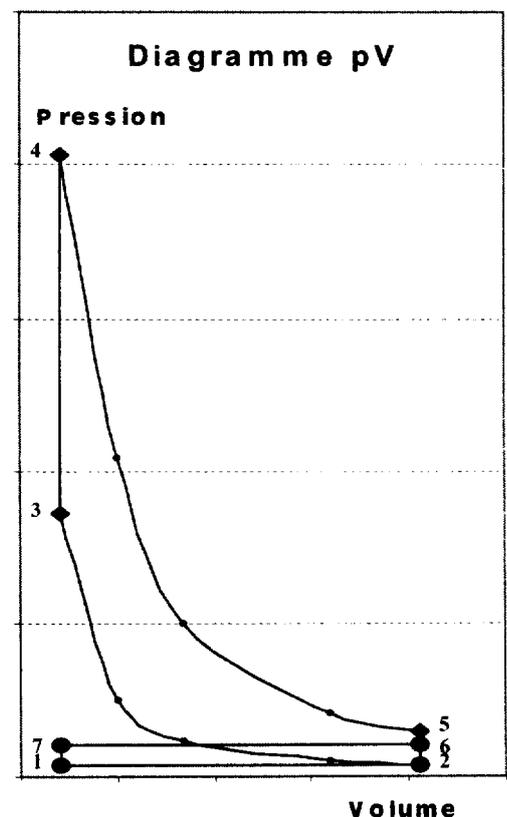
Le diagramme pression-volume, document A page A4/A4, représente une partie du cycle pour différentes ouvertures du papillon.

1.2 Relever sur ce diagramme, la pression à l'état 4 en pleine charge p_{4pc} .

Il a été mesuré, dans ces conditions de pleine charge, en fin d'admission la température $T_{2pc} = 305$ K et la pression $p_{2pc} = 0,87 \cdot 10^5$ Pa.

1.3 Calculer la masse totale de gaz présente dans le cylindre m_t .

1.4 En déduire la valeur de la température T_{4pc} du gaz en utilisant l'équation des gaz parfaits au point 4.



Les valeurs de température et de pression obtenues à l'état 4 en pleine charge sont élevées. Elles ne doivent en aucun cas dépasser des conditions qui provoqueraient le cliquetis. C'est pourquoi les motoristes limitent le rapport volumétrique ϵ à 10 voire 11.

Pourtant la plupart du temps, les moteurs sont utilisés à des faibles charges. En ville, sur route ou même sur autoroute à vitesse stabilisée, l'accélérateur n'est que partiellement enfoncé.

2 Étude du moteur en demi-charge pour un rapport volumétrique $\epsilon=10$

On étudie ce moteur au même régime mais en demi-charge. Le moteur fonctionne suivant un cycle analogue au précédent.

La température du gaz en fin d'admission (point 2) en demi-charge est $T_2=330$ K.

En fin d'admission, la masse de gaz située dans le cylindre s'exprime en fonction de la pression p_2 régnant dans le cylindre par la relation suivante.

$$(1) \quad \frac{m}{m_{\text{atm}}} = 1,2 \cdot \frac{p_2}{p_{\text{atm}}} - 0,2$$

avec : m : la masse de gaz située dans le cylindre à la température et à la pression d'admission.

m_{atm} : la masse de gaz qui serait située dans le cylindre à la température ambiante et à la pression atmosphérique.

Cette relation permet de prendre en compte la perte de charge induite par le papillon et ses conséquences sur la masse de gaz admise.

- 2.1 À l'aide de l'équation des gaz parfaits, calculer la masse de gaz m_{atm} qui serait présente dans le cylindre à la température ambiante ($t_{\text{amb}} = 23^\circ\text{C}$) et à la pression atmosphérique ($p_{\text{atm}} = 10^5$ Pa).
- 2.2 Exprimer p_2 en fonction de m à l'aide de l'équation des gaz parfaits au point 2 et reporter cette expression dans la relation (1) pour calculer la masse de gaz m présente dans le cylindre en demi-charge. En déduire la valeur de la pression p_2 .

On étudie uniquement le cycle réalisé en vase clos (2,3,4,5,6,2).

Quels que soient les résultats obtenus, on utilisera les valeurs suivantes pour la suite du problème :

$$m = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \quad ; \quad p_2 = 0,660 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad ; \quad V_2 = 412 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

- 2.3 Calculer p_3 et T_3 .
- 2.4 Calculer la masse d'essence m_{ess} présente dans le cylindre. En déduire la quantité de chaleur $Q_{3 \rightarrow 4}$ apportée sachant que le rendement de combustion est $\eta_{\text{comb}}=0,95$.
- 2.5 Connaissant $Q_{3 \rightarrow 4}$, calculer T_4 et p_4 .
- 2.6 Calculer p_5 et T_5 .

Quels que soient les résultats obtenus, on utilisera les valeurs suivantes pour la suite du problème :

$$T_3 = 824 \text{ K} ; T_4 = 4030 \text{ K} ; T_5 = 1604 \text{ K} ; m_{\text{ess}} = 16 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \text{ et } Q_{3 \rightarrow 4} = 660 \text{ J}$$

- 2.7 Déterminer le travail échangé au cours du cycle (2,3,4,5,2) noté $W_{2,3,4,5,2}$. En déduire le rendement thermodynamique η_{th} du cycle (2,3,4,5,2).

3 Apport du rapport volumétrique variable lorsque le moteur est en demi-charge

Le rendement thermodynamique du cycle de Beau de Rochas (équivalent au cycle (2,3,4,5,2)) est donné par la relation : $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$.

En augmentant le rapport volumétrique, le rendement pourrait être meilleur.

- 3.1 Comparer les caractéristiques thermodynamiques du gaz en fin de combustion entre la pleine charge et la demi-charge. En déduire s'il est possible d'augmenter le rapport volumétrique en demi-charge pour améliorer le rendement (justifier).

Le diagramme pression-volume, document B page A4/A4, représente la phase détente du cycle pour différentes valeurs du rapport volumétrique en demi-charge.

- 3.2 Sachant qu'avec les températures en fin de combustion obtenues pour les rapports volumétriques proposés, la pression p_4 limite est de $150 \cdot 10^5$ Pa, déterminer le rapport volumétrique maximal possible sans risquer de cliquetis au niveau du moteur en demi-charge.

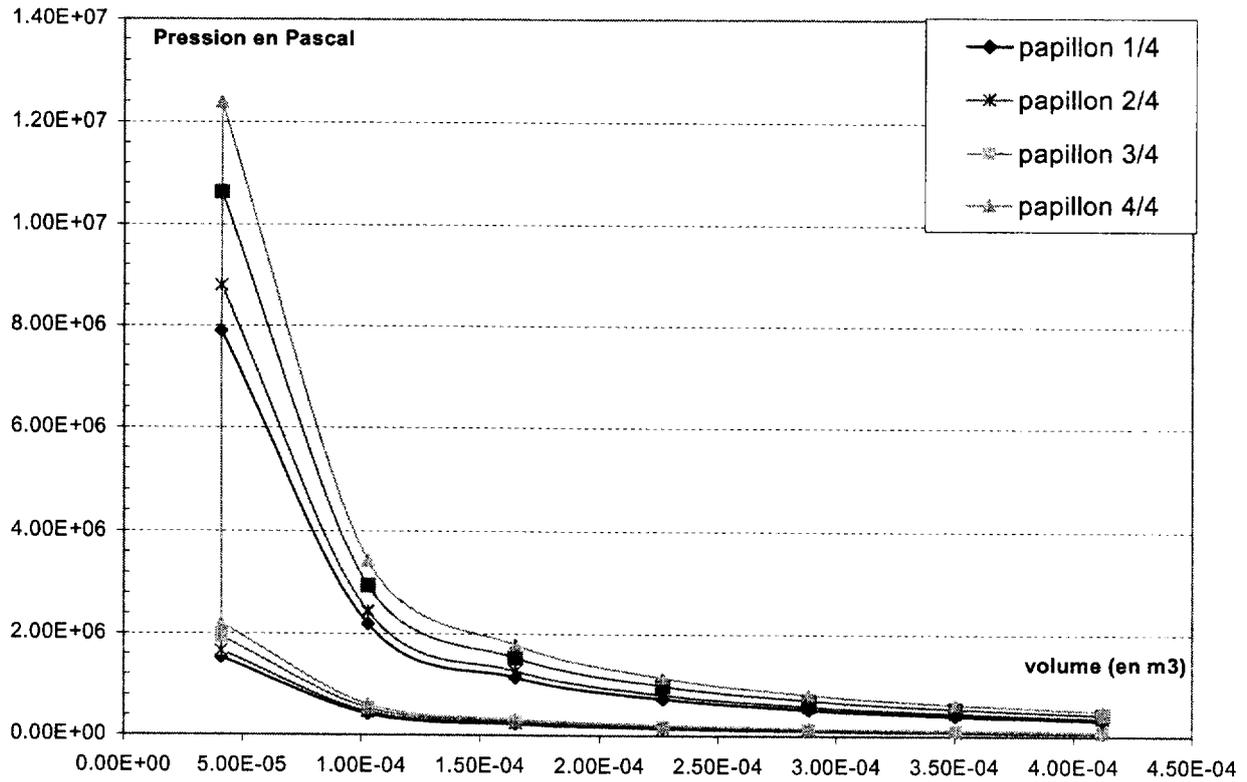
Quels que soient les résultats obtenus, on utilisera les valeurs suivantes pour la suite du problème :

Pour un cycle et un cylindre : $m_{ess} = 16 \cdot 10^{-6}$ kg et $Q_{3 \rightarrow 4} = 660$ J

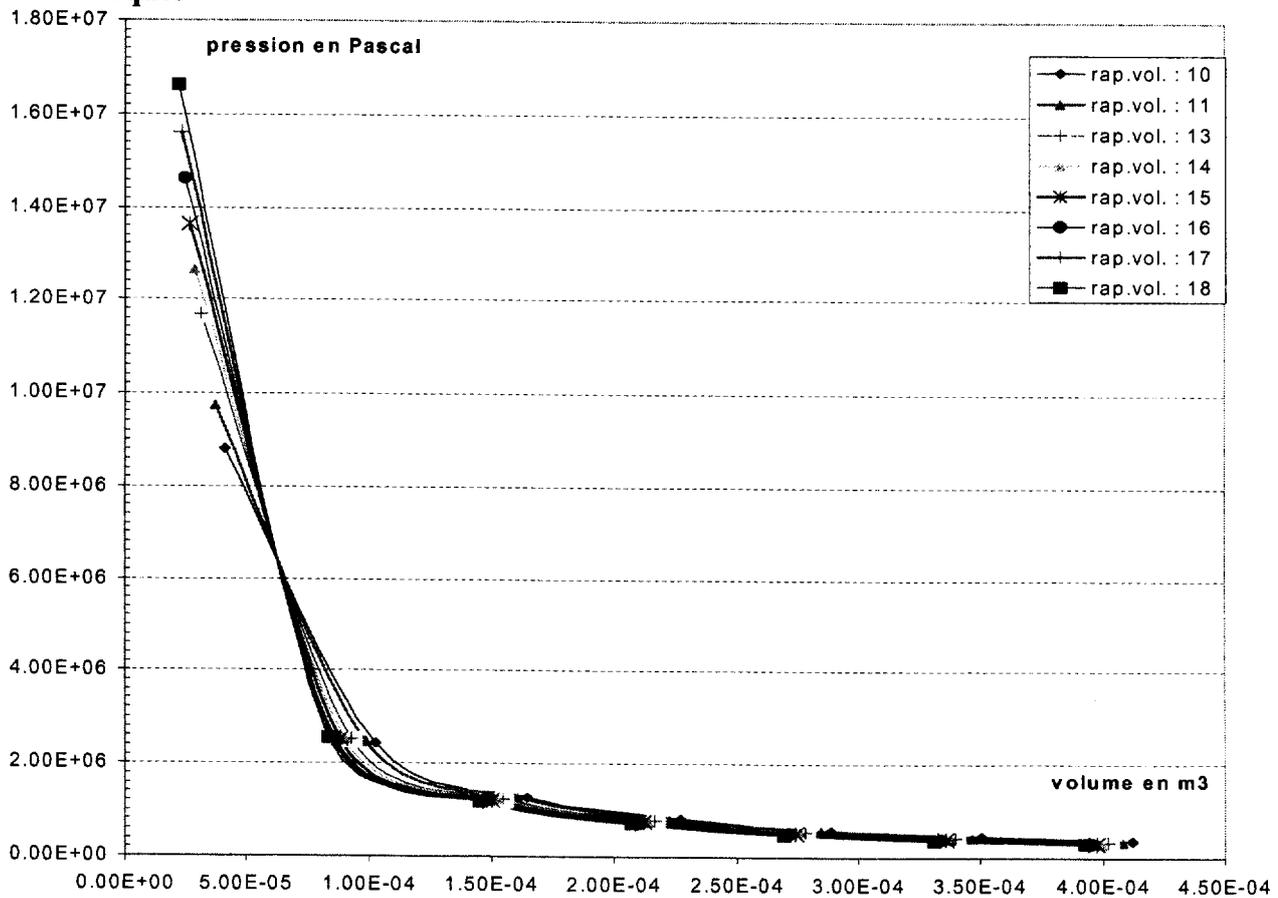
Le rapport volumétrique varie de $\varepsilon = 10$ à $\varepsilon = 16$

- 3.3 Calculer les rendements thermodynamiques η_{th10} et η_{th16} du cycle (2,3,4,5,2) Beau de Rochas qui correspondent aux rapports volumétriques $\varepsilon=10$ et $\varepsilon=16$.
- 3.4 Calculer le travail du cycle (2,3,4,5,2) noté $W_{(2,3,4,5,2)10}$ pour le rapport volumétrique de 10 et $W_{(2,3,4,5,2)16}$ pour le rapport volumétrique de 16.
- 3.5 Sachant que $p_1 = p_2 = 0,660 \cdot 10^5$ Pa et que $p_7 = p_6 = 10^5$ Pa lorsque le moteur est en demi-charge, calculer le travail de transvasement du cycle (1,2,6,7,1) noté $W_{(1,2,6,7,1)10}$ pour le rapport volumétrique de 10 et $W_{(1,2,6,7,1)16}$ pour le rapport volumétrique de 16.
- 3.6 En déduire le travail du cycle total (1,2,3,4,5,6,7,1) pour les deux rapports : $W_{total10}$ et $W_{total16}$.
- 3.7 Calculer la puissance théorique du moteur pour ces deux rapports P_{th10} et P_{th16} et le pourcentage de gain de puissance.
- 3.8 Sachant que 80% de la puissance théorique est transformée en puissance effective, calculer la puissance effective du moteur pour les deux rapports P_{eff10} et P_{eff16} .
- 3.9 Calculer la consommation spécifique en g/kW.h pour les deux rapports C_{sp10} et C_{sp16} .
- 3.10 En vous appuyant sur les résultats précédents, conclure sur les avantages du rapport volumétrique variable.

DOCUMENT A : Diagramme (p,V) de la boucle 2, 3, 4, 5, 6, 2 pour différentes ouvertures du papillon pour un rapport volumétrique $\epsilon=10$



DOCUMENT B : Phase de détente en demi-charge pour différents rapports volumétriques



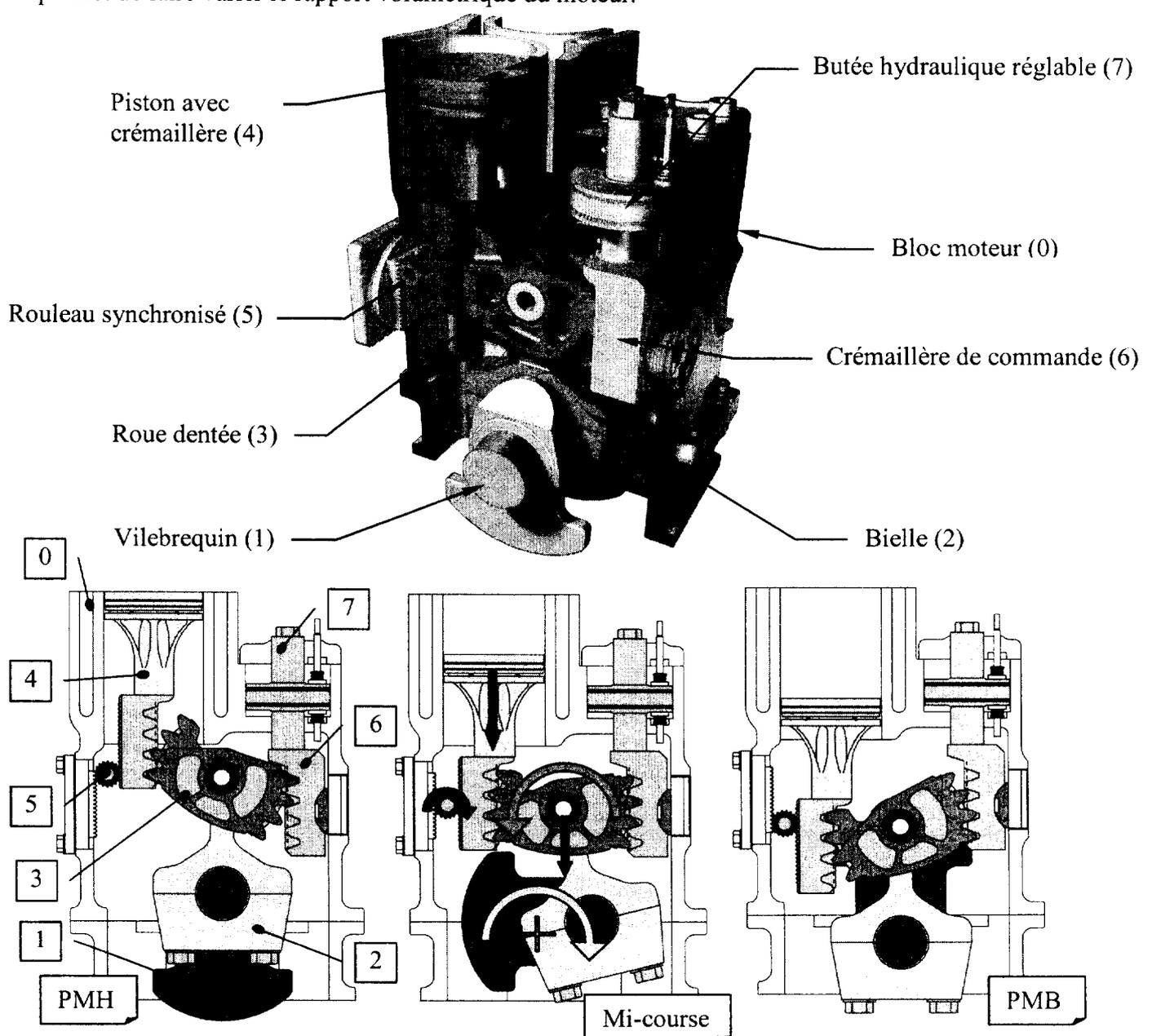
Partie B : Étude mécanique

OBJECTIFS

On souhaite vérifier les caractéristiques mécaniques du moteur MCE-5, afin de comparer ses performances et ses particularités à d'autres solutions de moteurs à rapport volumétrique variable.

PRÉSENTATION DU MOTEUR MCE-5 (suivre sur les figures ci-dessous) :

- La bielle (2) n'est pas liée directement au piston avec crémaillère (4).
- Le piston avec crémaillère (4) met en mouvement une roue dentée (3).
- Cette roue dentée (3) roule alors sur la crémaillère de commande (6) et entraîne la bielle (2) par sa liaison pivot.
- La bielle (2) entraîne le vilebrequin (1).
- La position de la crémaillère de commande (6), déterminée par une butée hydraulique réglable (7) permet de faire varier le rapport volumétrique du moteur.



CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR MCE-5 :

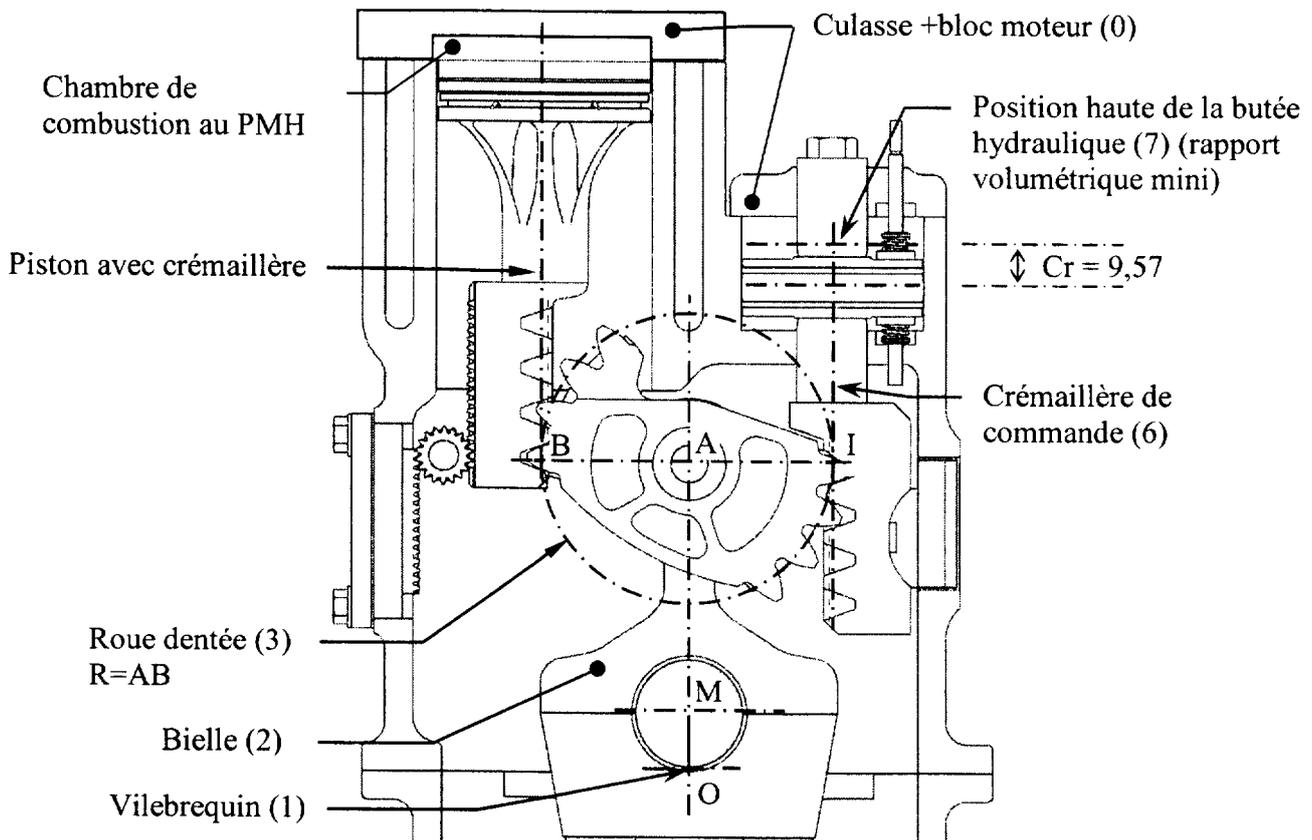
- 4 cylindres en ligne.
- Course des pistons : $C = 84 \text{ mm}$.
- Diamètre des cylindres : $D = 75 \text{ mm}$.
- Puissance maxi : $P_{\text{max}} = 160 \text{ kW}$ à 5500 tr/min .
- Couple maxi : $C_{\text{max}} = 300 \text{ N.m}$ à 2000 tr/min .
- Vitesse maxi : $N_{\text{max}} = 7000 \text{ tr/min}$.

TRAVAIL DEMANDÉ (sauf indication contraire, le travail se fait sur feuille de copie) :

1 Étude des rapports volumétriques mini et maxi

1.1 Calculer la cylindrée unitaire V_U en cm^3 du moteur MCE-5 puis la cylindrée totale V_T en cm^3 .

On donne ci dessous le dessin du moteur MCE-5 en position PMH. La butée hydraulique réglée en position rapport volumétrique maxi.



1.2 Sur le document réponse *DR1*, page B8 schéma du haut, tracer en bleu la position du piston avec crémaillère au PMH lorsque la butée hydraulique est réglée en position rapport volumétrique mini.

On donne le volume de la chambre de combustion au PMH à rapport volumétrique maxi $V_H = 19,5 \text{ cm}^3$ et la course de réglage $Cr = 9,57 \text{ mm}$.

Calculer en cm^3 V_H le volume de la chambre de combustion au PMH à rapport volumétrique mini. Reporter le résultat sur le *document réponse DR1*.

1.3 Sur le document réponse DRI, page B8/B9 schéma du bas, tracer en bleu la position du piston avec crémaillère au PMB lorsque la butée hydraulique est réglée en position rapport volumétrique mini.

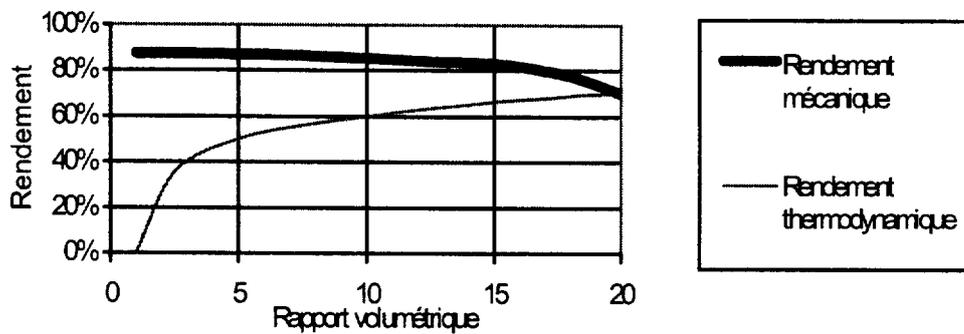
Calculer en $\text{cm}^3 V_B$ le volume de la chambre au PMB à rapport volumétrique maxi puis mini. Reporter les résultats sur le document réponse DRI.

On définit le rapport volumétrique comme étant le rapport entre le volume de la chambre au PMB et le volume de la chambre de combustion au PMH : $\epsilon = V_B/V_H$.

1.4 Calculer les rapports volumétriques ϵ_{mini} et ϵ_{maxi} du moteur MCE-5.

1.5 Les valeurs ϵ_{mini} et ϵ_{maxi} calculées en 1.4 sont des limites relatives à la construction mécanique du système.

À partir des courbes suivantes, quelles sont les valeurs extrêmes de ϵ qu'il est plus judicieux de prendre ? Justifier.



1.6 Entre les deux réglages extrêmes du rapport volumétrique, y a-t-il variation de la cylindrée du moteur ? Pourquoi ?

2 Étude de la butée hydraulique réglable (7)

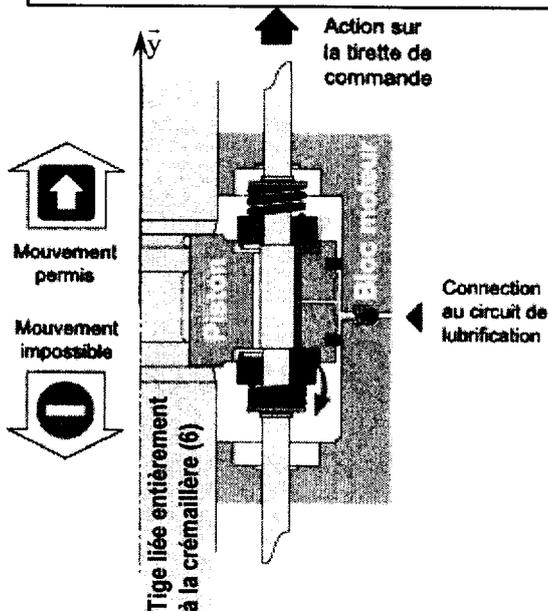
Phase : blocage hydraulique

Il faut distinguer deux phases :

- Déplacement de la crémaillère de commande (6).
- Butée hydraulique.

Sur cette figure, les deux soupapes sont fermées. Les chambres supérieure et inférieure étant remplies d'huile, il y a blocage hydraulique : le piston ne peut pas se déplacer et la crémaillère de commande (6) est fixe.

Phase : déplacement de la crémaillère de commande (6)

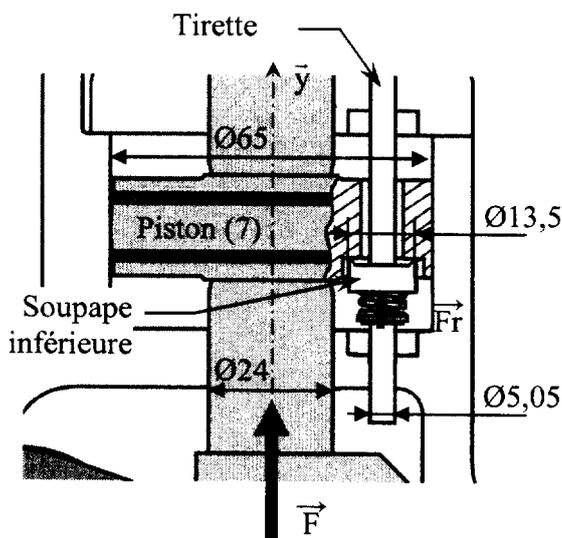


Sur cette figure, une action sur la tirette de commande a permis l'ouverture de la soupape supérieure ; la soupape inférieure restant fermée.

Par l'action de la roue dentée (3), la crémaillère de commande (6) soumet le piston à un effort \vec{F} , variable en intensité et sens :

- Si $\vec{F} = -F\vec{y}$ il ne se passe rien.
- Si $\vec{F} = +F\vec{y}$ l'huile passe de la chambre supérieure vers la chambre inférieure, permettant au piston (donc à la crémaillère de commande (6)) de se déplacer et d'ouvrir la soupape inférieure.

Modélisation du problème :



Le système est étudié dans le cas décrit ci-dessus, c'est-à-dire tirette soulevée et donc soupape supérieure ouverte. Pour éviter les erreurs, cette soupape n'a pas été représentée sur le dessin ci-contre.

La soupape inférieure est maintenue plaquée sur son siège par un ressort qui exerce une action telle que : $\|\vec{F}_r\| = 5 \text{ N}$.

La chambre supérieure est soumise à la pression p_s et la chambre inférieure à la pression p_i .

La surface du piston sur laquelle s'applique la pression sera notée S_p , celle de la soupape sera notée S_v .

La crémaillère de commande (6) exerce un effort \vec{F} , variable en intensité et sens, sur le piston (7).

On se place à l'instant de l'ouverture de la soupape inférieure.

L'action du piston sur la soupape est donc nulle.

2.1 Étudier l'équilibre de la soupape inférieure et déterminer l'expression de $\Delta P = (p_i - p_s)$ en fonction de $\|\vec{F}_r\|$ et de S_v .

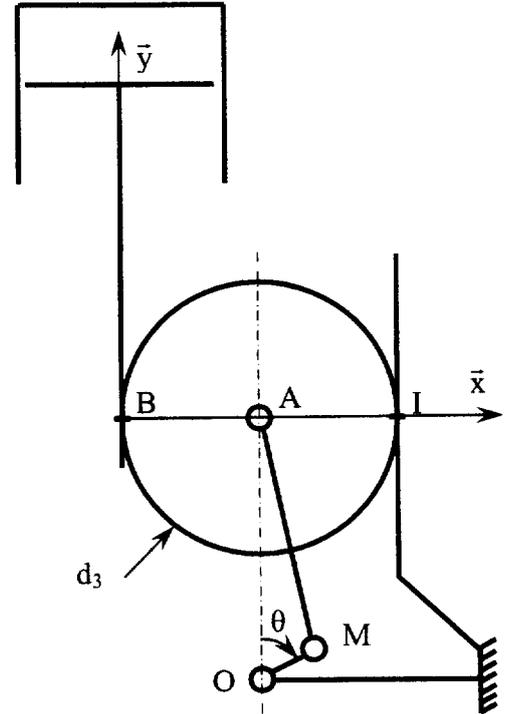
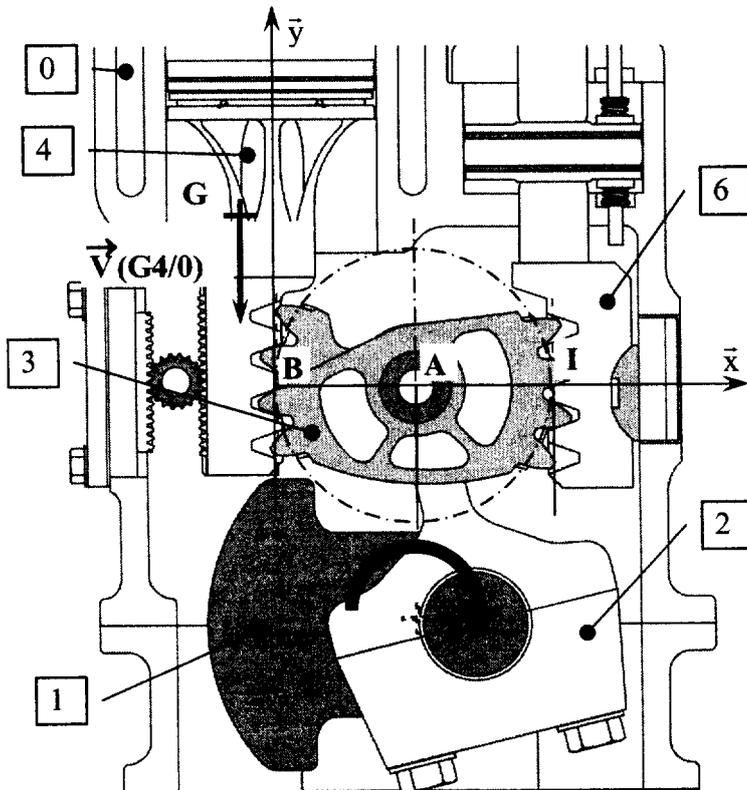
2.2 Étudier l'équilibre du piston (7) et déterminer l'expression de $\Delta P = (p_i - p_s)$ en fonction de $\|\vec{F}\|$ et de S_p .

2.3 En déduire la valeur de $\|\vec{F}\|$ nécessaire pour ouvrir la soupape inférieure et débiter le mouvement de la butée vers le haut.

On donne *document réponse DR2* page B9/B9 la courbe montrant l'évolution de l'effort $\|\vec{F}\|$ appliqué par la roue dentée (3) sur la crémaillère de commande (6).

2.4 Tracer la valeur de $\|\vec{F}\|$ trouvée en 2.3 sur le *document réponse DR2* et établir le diagramme montrant les phases de déplacement ou d'arrêt de la crémaillère de commande (6) sur un cycle moteur.

3 Étude de la cinématique du moteur.



L'objectif de cette étude de cinématique est de comparer le comportement cinématique du moteur MCE-5 avec celui d'un moteur classique.

Pendant cette étude la butée hydraulique réglable (7) et sa crémaillère de commande (6) sont fixes, et sont donc cinématiquement équivalentes au solide (0).

On donne :

- $\vec{V}(G_{4/0}) = -v \cdot \vec{y}$: vitesse du centre de gravité du piston avec crémaillère (4)
- $d_3 = 50 \text{ mm}$: diamètre primitif de la roue dentée (3)
- $\vec{\Omega}_{3/0} = \omega_{3/0} \cdot \vec{z}$: vecteur rotation de 3/0

On rappelle : $\vec{V}(A_{3/0}) = \vec{V}(B_{3/0}) + \vec{AB} \wedge \vec{\Omega}_{3/0}$

3.1 Donner la nature des mouvements de : 4/0 ; 3/2 ; 3/4 ; 3/0.

3.2 En déduire $\vec{V}(B_{4/0})$.

3.3 Déterminer $\vec{V}(A_{3/0})$ en fonction de v .

La vitesse de rotation ω_{MCE5} du vilebrequin (1) en fonction de la vitesse du point A et de la position angulaire θ du vilebrequin s'exprime par :

$$\omega_{MCE5} = \frac{\|\vec{V}(A \in 3/0)\|}{R \cdot (\sin\theta + \frac{R}{2L} \cdot \sin 2\theta)} \quad \text{avec.} \quad \left\{ \begin{array}{l} R = 21 \text{ mm : rayon de la manivelle du vilebrequin} \\ L = 88,75 \text{ mm : longueur de la bielle (2)} \end{array} \right.$$

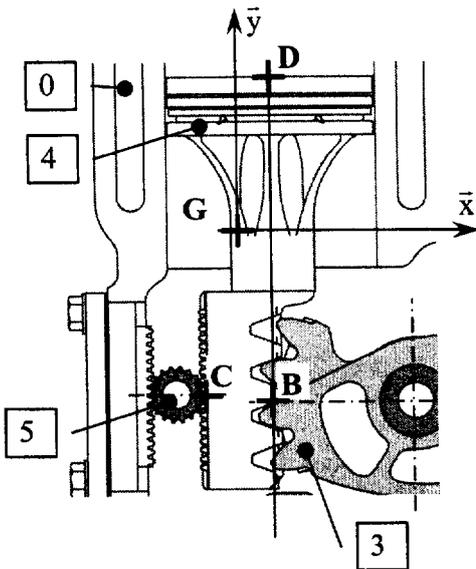
Sur un moteur classique de même cylindrée la vitesse de rotation $\omega_{classique}$ du vilebrequin en fonction de la vitesse v du piston et de la position angulaire θ du vilebrequin s'exprime par :

$$\omega_{classique} = \frac{v}{R \cdot (\sin\theta + \frac{R}{2L} \cdot \sin 2\theta)} \quad \text{avec.} \quad \left\{ \begin{array}{l} R = 42 \text{ mm : rayon de la manivelle} \\ L = 177,5 \text{ mm : longueur de la bielle} \end{array} \right.$$

- 3.4 Déterminer les vitesses de rotation ω_{MCE5} et $\omega_{classique}$ en fonction de v et de θ et les comparer. Conclure quant au comportement cinématique du moteur MCE-5.

4 Étude des efforts radiaux appliqués au piston

L'objectif de cette étude de dynamique est de calculer les efforts radiaux appliqués au piston (4)



$$\text{Données : } \vec{GB} \begin{vmatrix} x_E \\ -y_B \\ 0 \end{vmatrix} \quad \vec{GC} \begin{vmatrix} -x_C \\ -y_B \\ 0 \end{vmatrix} \quad \vec{GD} \begin{vmatrix} x_E \\ y_D \\ 0 \end{vmatrix}$$

hypothèses :

- L'action de la pesanteur est négligée.
- L'inertie du galet (5) est négligée.
- Les liaisons sont considérées parfaites.
- Le problème pourra être traité dans le plan (G, \vec{x}, \vec{y})
- L'action des gaz de combustion sur le piston est donnée par

$$\text{le torseur : } [T_{g/4}]_D = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -F_g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

- L'action de la roue dentée (3) est donnée par le glisseur : $[T_{3/4}]_B = \begin{Bmatrix} -B \sin \alpha & 0 \\ B \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$

$\alpha = 20^\circ$: angle de pression pour le couple roue dentée (3) piston avec crémaillère (4).

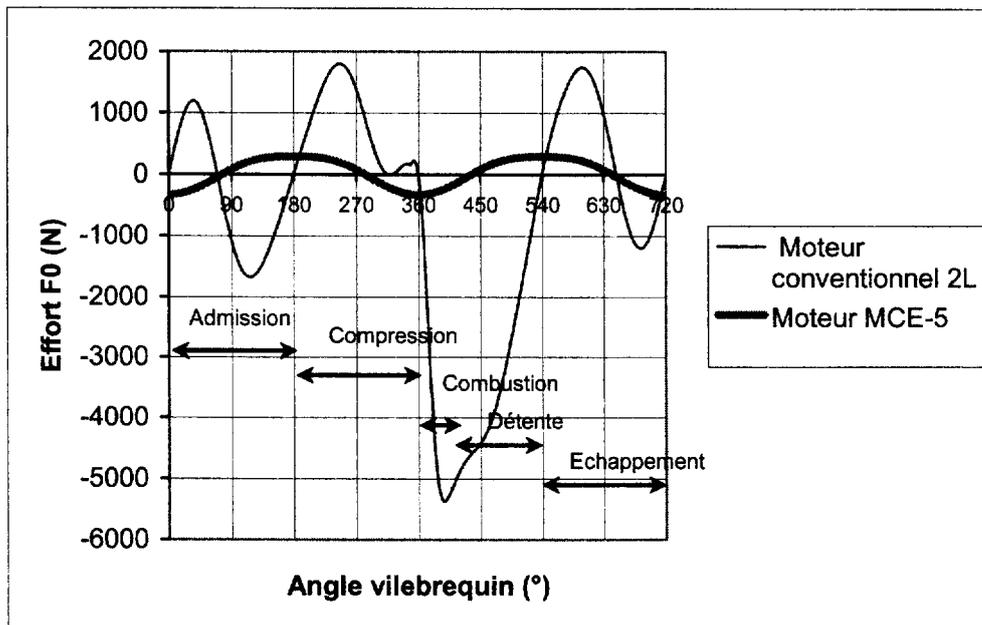
- 4.1 Appliquer le principe fondamental de la dynamique au rouleau synchronisé (5) et conclure.
4.2 Appliquer le principe fondamental de la dynamique en G au piston avec crémaillère (4).

4.3 Montrer que l'action radiale du cylindre sur le piston F_0 est : $F_0 = \frac{x_E \cdot m \cdot a}{(y_D + y_B)}$

F_0 est fonction de :

- x_E : le déport du centre de gravité du piston avec crémaillère par rapport à l'axe du piston.
- $y_D + y_B = y$: la distance verticale entre le point D et le point d'engrènement de la roue dentée avec la crémaillère, cette distance varie tout au long de la course du piston.

Une étude numérique a permis de tracer la courbe suivante montrant la variation de l'effort radial F_0 sur deux tours de moteur et permet de comparer cet effort pour le moteur MCE-5 à un moteur conventionnel.



- 4.4 En comparant les deux courbes, quel est l'avantage apporté par le moteur MCE-5 ?
Qu'est-ce que cela implique ?
- 4.5 En comparant les deux courbes, de quelle phase du cycle dépend surtout F_0 sur un moteur conventionnel et ne dépend quasiment pas sur le moteur MCE-5 ?
- 4.6 Que pourrait faire le constructeur du MCE-5 pour rendre F_0 nul ?

DOCUMENT RÉPONSE DR1

Étude des rapports volumétriques mini et maxi

Moteur MCE-5 au PMH, représenté à rapport maxi

Chambre de combustion au PMH

- A rapport maxi $V_H = 19,5 \text{ cm}^3$
- A rapport mini $V_H =$

Piston avec crémaillère (4)

Roue dentée (3)
 $R=AB=AI$

Bielle (2)

Vilebrequin (1)

Culasse + bloc moteur (0)

Position haute de la butée hydraulique (7) (rapport volumétrique mini)

$\updownarrow Cr = 9,57 \text{ mm}$

Crémaillère de commande (6)

Bloc moteur (0)

Moteur MCE-5 au PMB, représenté à rapport maxi

Volume de la chambre au PMB

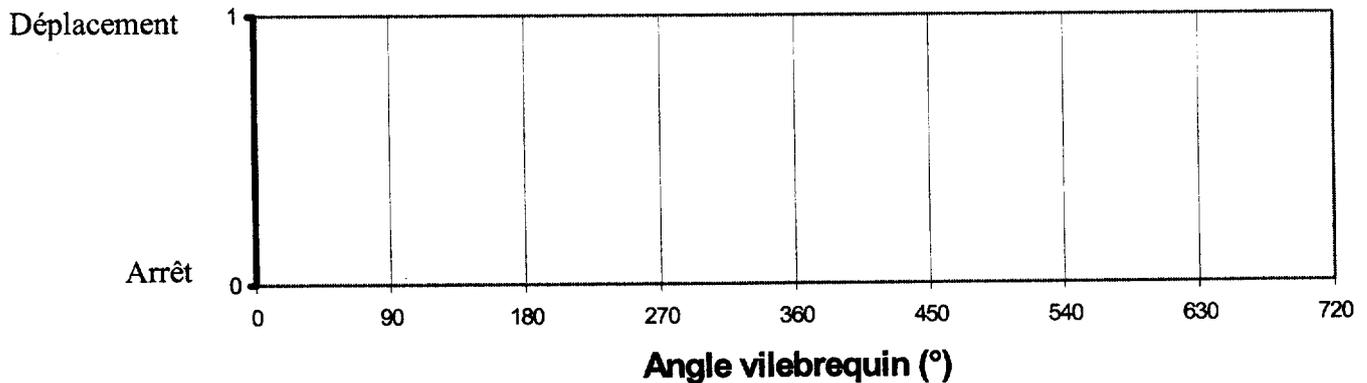
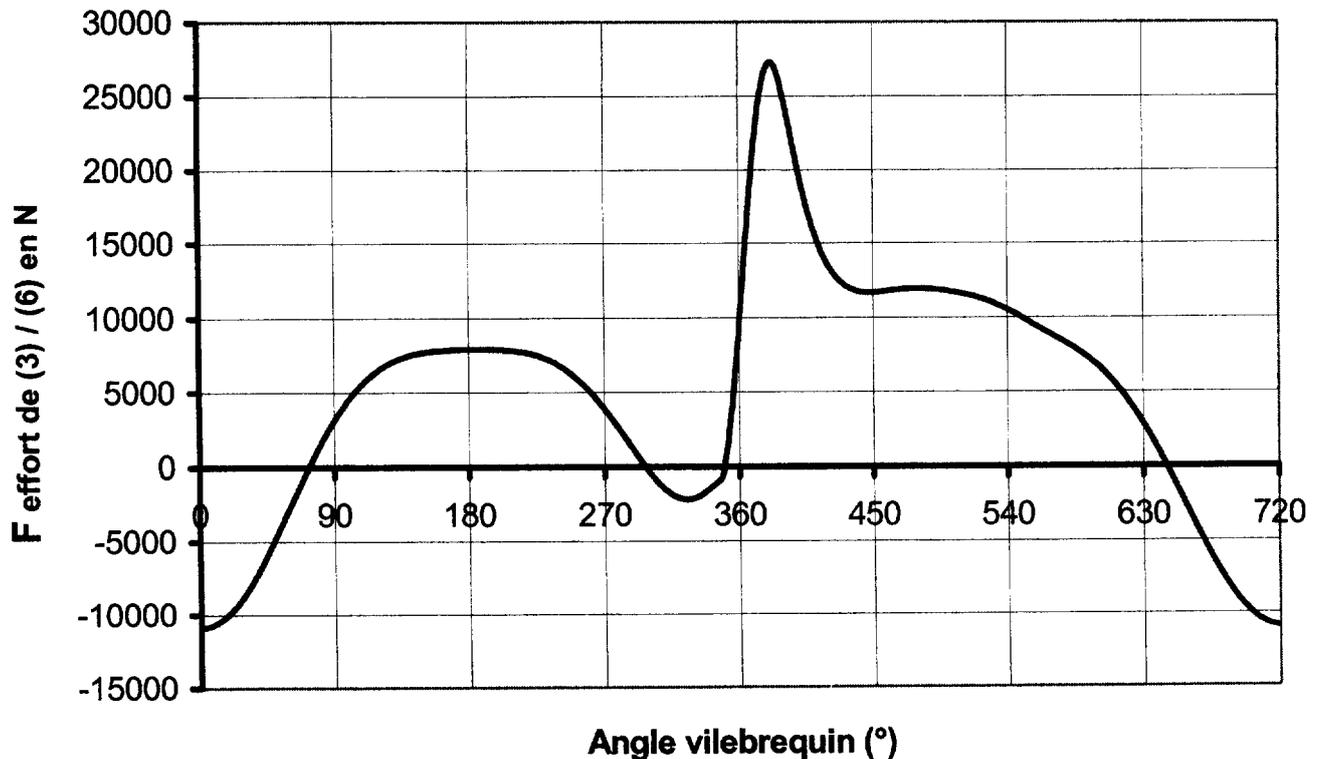
- A rapport maxi $V_B =$
- A rapport mini $V_B =$

$\updownarrow Cr = 9,57 \text{ mm}$

DOCUMENT RÉPONSE DR2

Étude de la butée hydraulique réglable (7)

La courbe ci-dessous montre l'évolution de l'intensité (en N) et du sens de l'effort \vec{F} exercé par la roue dentée (3) sur la crémaillère de commande (6) suivant l'axe \vec{y} pendant un cycle moteur à 5000 tr/min à pleine charge.



Le diagramme ci-dessus doit permettre de visualiser les phases de déplacement ou d'arrêt du piston de la butée hydraulique réglable (7) pendant un cycle moteur.