



SERVICES CULTURE ÉDITIONS  
RESSOURCES POUR  
L'ÉDUCATION NATIONALE

**Ce document a été numérisé par le CRDP de Bordeaux pour la  
Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

**Campagne 2010**

Ce fichier numérique ne peut être reproduit, représenté, adapté ou traduit sans autorisation.

# BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR

## MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

Session 2010

### E 4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures – Coefficient : 4

#### Documents et matériels autorisés :

- Guide du dessinateur (ou documents équivalents)
- Matériel du dessinateur (té, équerre, compas, ...)

#### Moyens de calculs autorisés :

Calculatrice électronique de poche, y compris calculatrice programmable et alphanumérique à fonctionnement autonome, non imprimante, conformément à la circulaire N° 86.228 du 26 Juillet 1986.

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il soit complet.  
Le sujet comporte 21 pages numérotées de la façon suivante :

- Page de garde :
- Dossier technique : 7 pages
- Dossier d'étude : 8 pages
- Dossier des documents réponse : 6 pages

*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 : 1006MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPÉRIEUR	SPECIALITÉ : MOTEURS À COMBUSTION INTERNE
SESSION : 2010	SUJET	ÉPREUVE : E4 - ÉTUDE DES CONSTRUCTIONS	
Durée : 6h	Coefficient : 4	SUJET N°01ED09	21 pages

# Dossier technique

Ce dossier contient 6 documents numérotés de DT1 à DT5

<b>DT1 :</b>	Présentation du mécanisme.	Pages 2/21 et 3/21
<b>DT2 :</b>	Schéma cinématique – courbes d'écart de position.	Page 4/21
<b>DT3 :</b>	Effets de l'inertie sur le moteur : bilan.	Page 5/21
<b>DT4 :</b>	Principe des masses d'équilibrage pour un moteur monocylindre.	Page 6/21
<b>DT5 :</b>	Tableau de dimensions normalisées.	Page 7/21

## EQUILIBRAGE D'UN MOTEUR 4 TEMPS, 4 CYLINDRES EN LIGNE

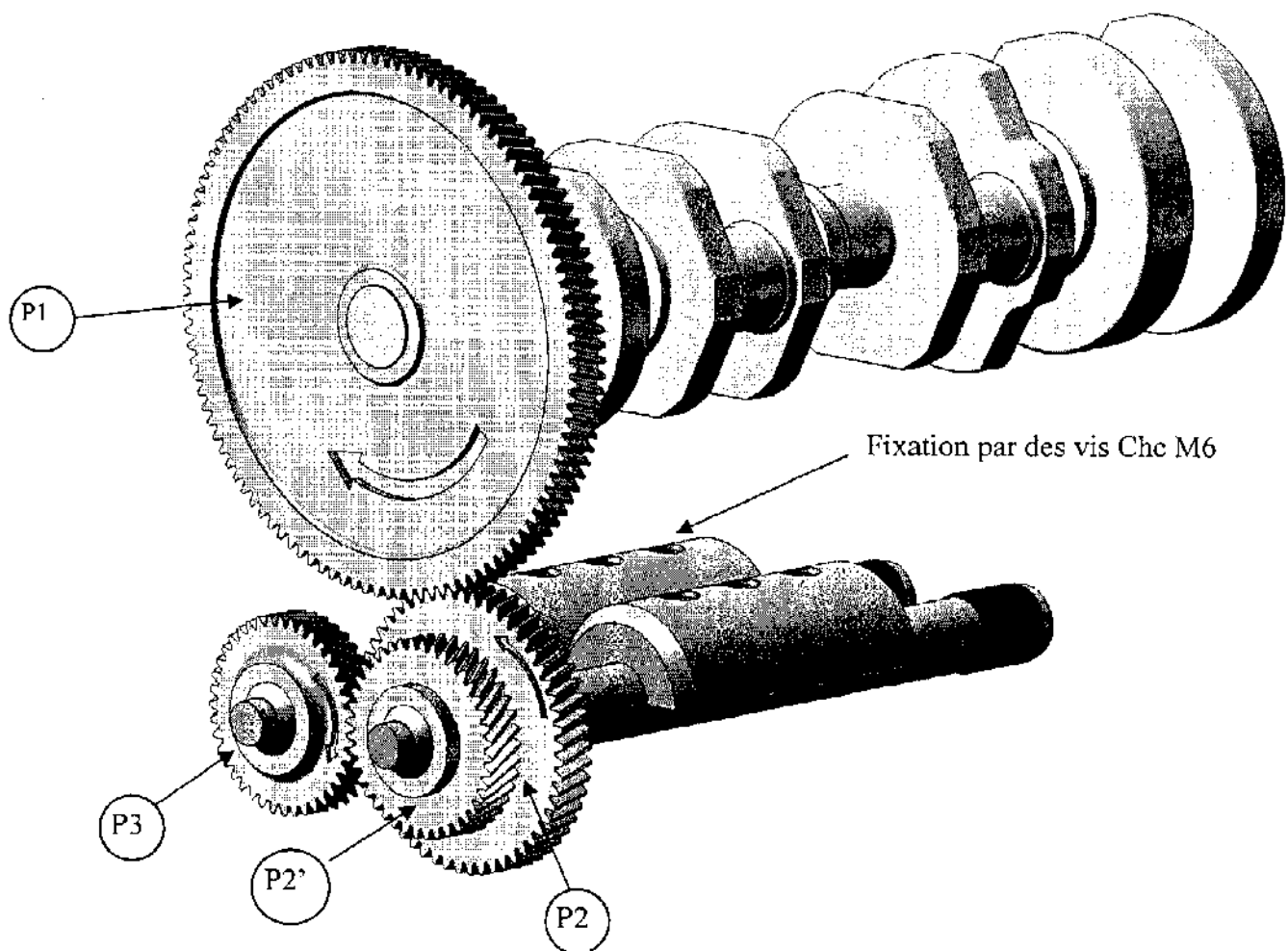
### Objectif global de l'étude :

Le système proposé ci-dessous permet de réduire les vibrations d'un moteur 4 temps 4 cylindres en ligne avec deux arbres munis chacun d'une masse d'équilibrage.

Le support du système d'équilibrage présenté ci-dessous n'est pas représenté.

Il sera l'un des objets de l'étude de la partie 5.

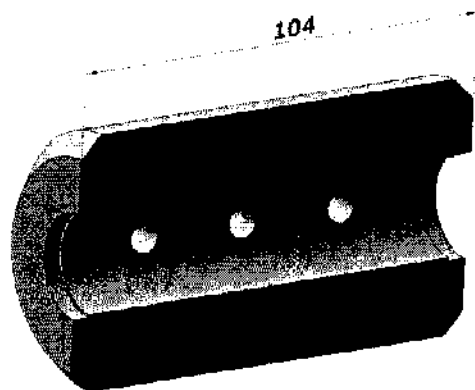
Support non représenté



Position du vilebrequin à 90° par rapport à l'axe des cylindres pour cette configuration

### Document DT1

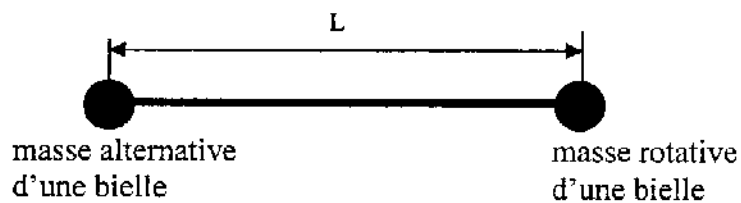
Détail d'une masse



**Données :**

- L'étude sera réalisée pour une fréquence de rotation constante:  $N = 6400 \text{ tr.min}^{-1}$ .
- diamètre du piston ..... :  $d = 82,7 \text{ mm}$ .
- course d'un piston ..... :  $c = 93 \text{ mm}$ .
- longueur de bielle ..... :  $L = 144 \text{ mm}$ .
- masse d'un piston ..... :  $m_p = 1 \text{ kg}$
- masse alternative d'une bielle (pied)..... :  $m_a = 0,5 \text{ kg}$ .
- masse rotative d'une bielle (tête) ..... :  $m_r = 1 \text{ kg}$ .
- Masse alternative totale ..... :  $m_{alt} = m_p + m_a = 1,5 \text{ kg}$

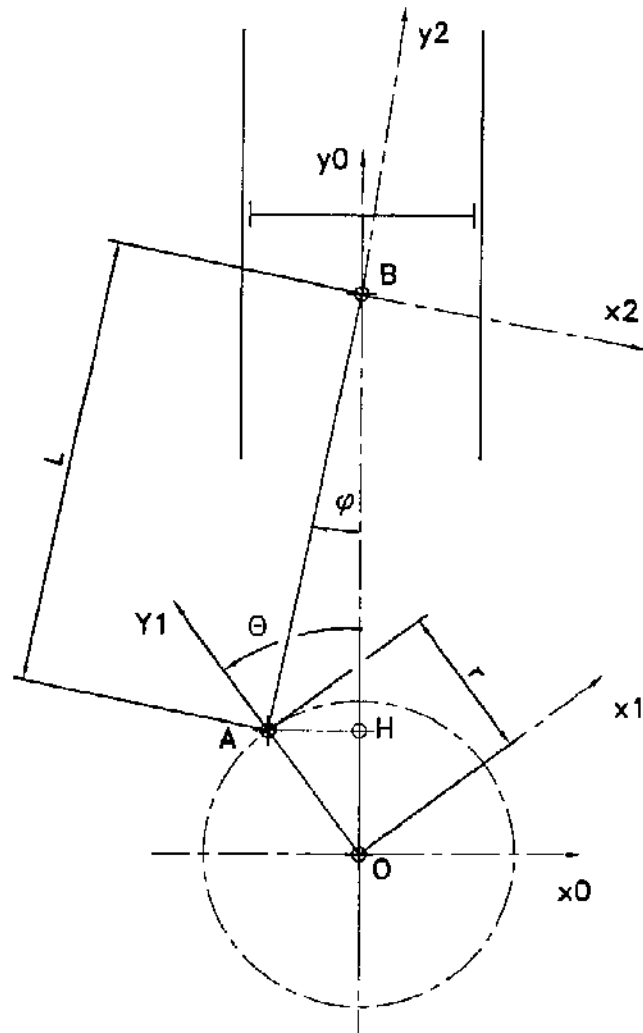
**Modèle choisi pour une bielle :**



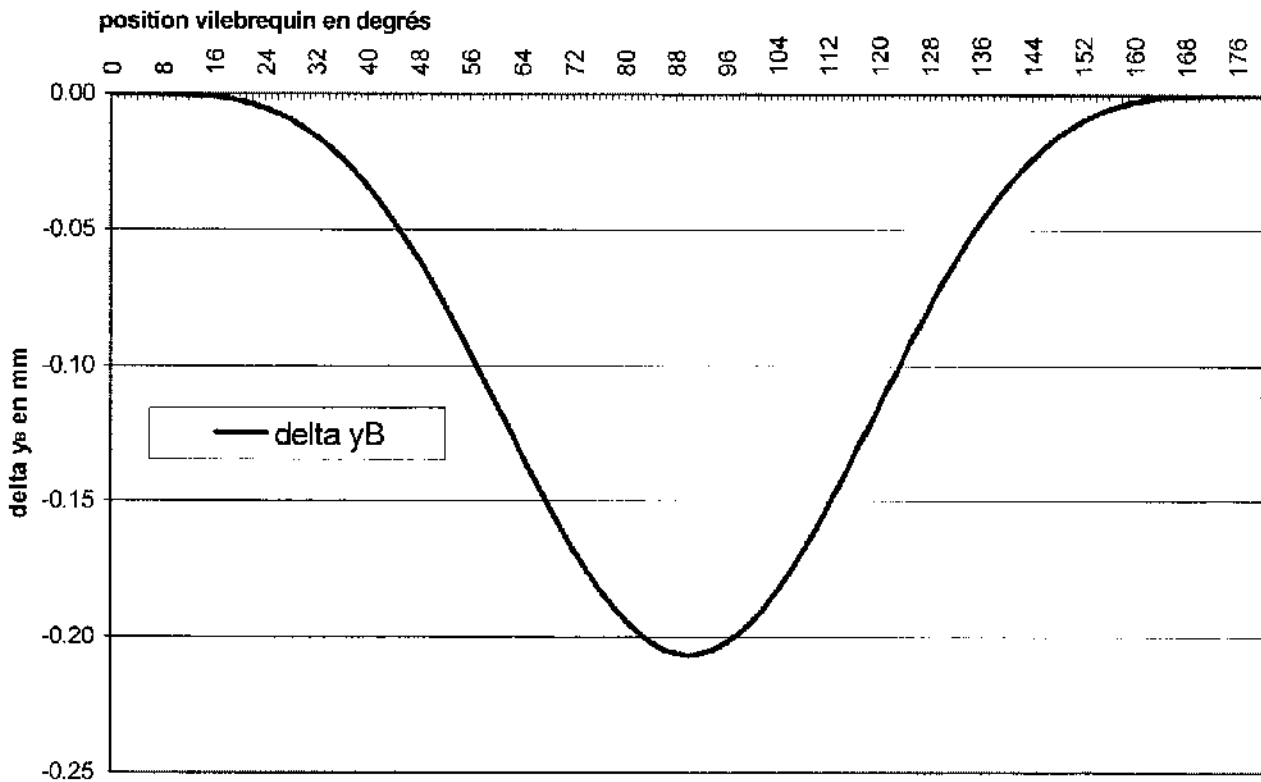
⇒ La bielle est assimilée à 2 masses ponctuelles : la masse rotative concentrée sur la tête de bielle et la masse alternative concentrée sur le pied de bielle.

**Document DT1**

**Fig.1**



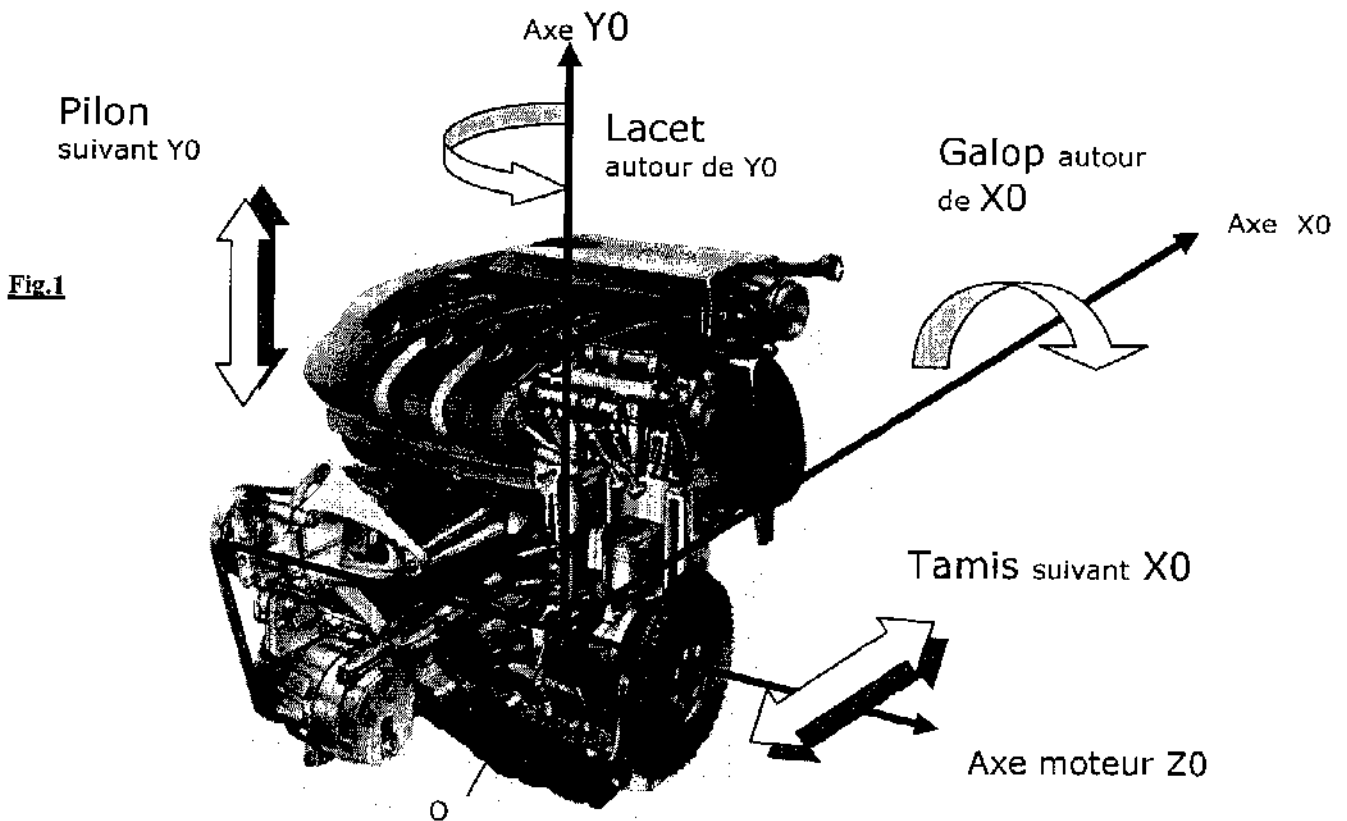
**Fig.2**



**Remarque :**  $\Delta y_B = y_{B\text{exacte}} - y_{B\text{approchée}}$

**Document DT2**

# EFFETS DE L'INERTIE SUR LE MOTEUR

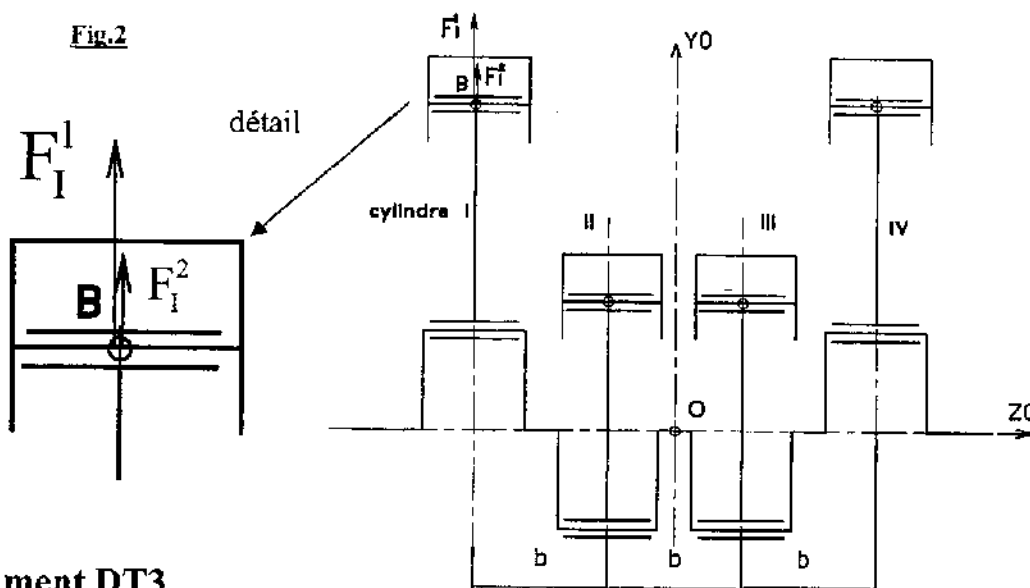


## Effets de l'inertie sur un moteur

Les mouvements des masses alternatives et rotatives entraînent les effets vibratoires suivants :

- ⇒ Effet de Lacet : vibrations de rotation autour de Y0
- ⇒ Effet de Tamis : vibrations de translation suivant X0
- ⇒ Effet de Galop : vibrations de rotation autour de X0
- ⇒ Effet de Pilon : vibrations de translation suivant Y0

**Remarque** : les effets de pilon et galop ne sont dus qu'aux déplacements des masses alternatives



Document DT3

$\Rightarrow P1$  lié au vilebrequin  
 $\Rightarrow \varnothing P1 = \varnothing P2$   
 $\Rightarrow \varnothing P2' = \varnothing P3$



$$\omega_{P2} = -\omega$$

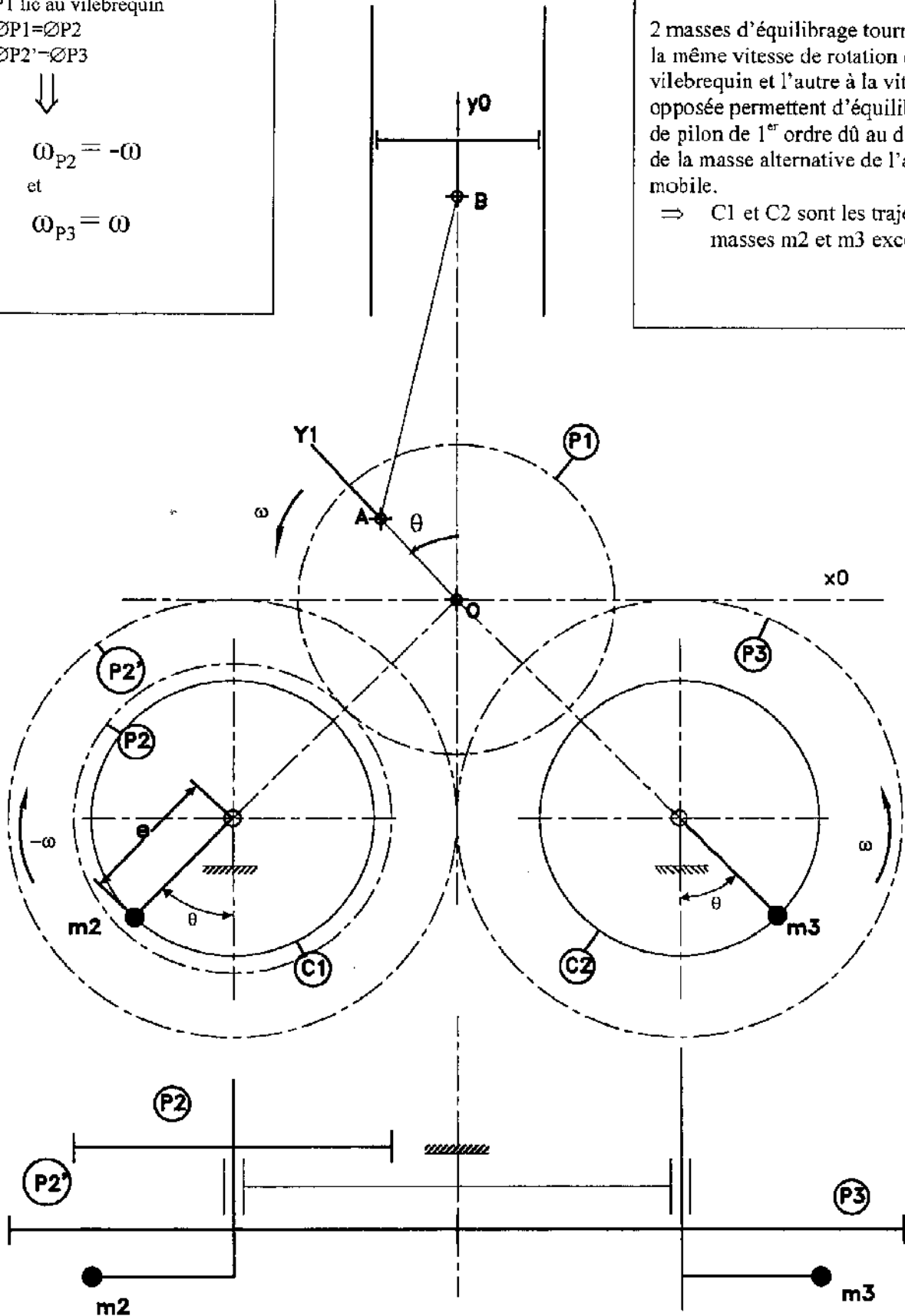
et

$$\omega_{P3} = \omega$$

**Principe :**

2 masses d'équilibrage tournant l'une à la même vitesse de rotation que le vilebrequin et l'autre à la vitesse opposée permettent d'équilibrer l'effet de pilon de 1<sup>er</sup> ordre dû au déplacement de la masse alternative de l'attelage mobile.

$\Rightarrow C1$  et  $C2$  sont les trajectoires des masses  $m2$  et  $m3$  excentrées de  $e$ .



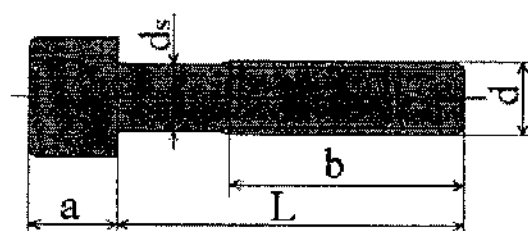
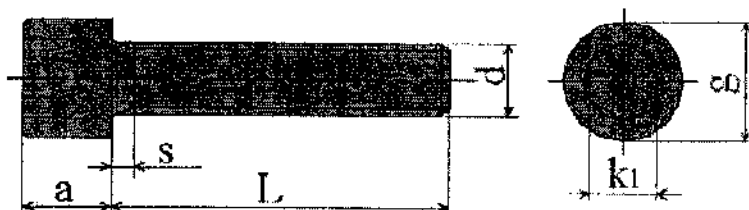
$P1, P2, P2'$  et  $P3$  désignent des pignons de même indice (voir page 2/21)

**Document DT4**



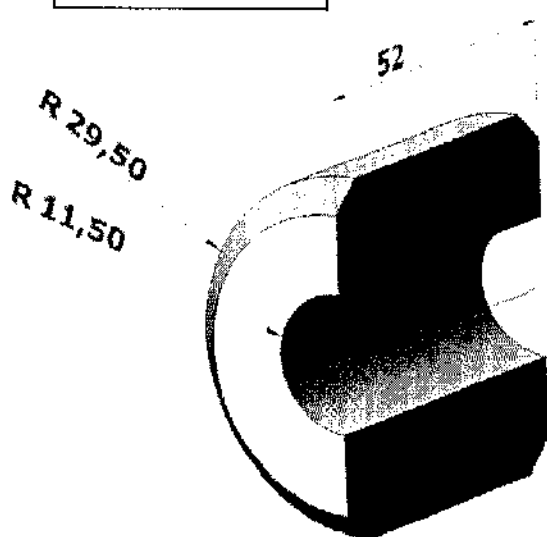
Vis à métaux à tête cylindrique à 6 pans creux ("CHc") - grade A - NF EN ISO 4762							
Filetage (d) mm	g mm	pas mm	a mm	k <sub>1</sub> mm	b mini mm	s maxi mm	L (mm) : vis entièrement filetées L* (mm) : vis partiellement filetées
M1,6	3	0,35	1,6	1,5	15	1,05	2,5-3-4-5-6-8-10-12-16
M2	3,8	0,4	2,0	1,5	16	1,2	3-4-5-6-8-10-12-16-20*
M2,5	4,5	0,45	2,5	2,0	17	1,3	4-5-6-8-10-12-16-20-25*
M3	5,5	0,5	3,0	2,5	18	1,5	5-6-8-10-12-16-20-25*-30*
M4	7,0	0,7	4,0	3,0	20	2,1	6-8-10-12-16-20-25-30*-35*-40*
M5	8,5	0,8	5,0	4,0	22	2,4	8-10-12-16-20-25-30*-35*-40*-45*-50*
M6	10	1	6,0	5,0	24	3	10-12-16-20-25-30-35*-40*-45*-50*-55*-60*
M8	13	1,25	8,0	6,0	28	3,7	12-16-20-25-30-35-40*-45*-50*-55*-60*-65*-70*-80*
M10	16	1,5	10	8,	32	4,5	16-20-25-30-35-40-45*-50*-55*-60*-65*-70*-80*-90*-100*

(14) filetage non préférentiel à éviter

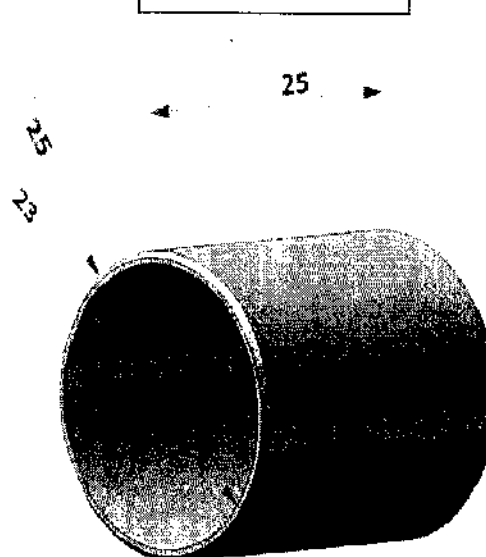


Vis à métaux à tête cylindrique à 6 pans creux - "CHC" grade A - NF EN ISO 4762

Masselotte brute : dimensions



Bague en bronze : dimensions



# Dossier d'étude

Ce dossier contient 5 parties numérotées de 1 à 5

Durée de lecture conseillée	durée : 0 h 30
<b>Partie 1</b> : Etude cinématique de l'attelage mobile d'un cylindre .	durée : 1h 30
<b>Partie 2</b> : Comparaison des effets inertiels des masses rotatives	durée : 0h 15
<b>Partie 3</b> : Etude des effets inertiels dus aux masses alternatives	durée : 1h 15
<b>Partie 4</b> : Equilibrage des effets d'inertie.	durée : 0h 30
<b>Partie 5</b> : Etude d'un nouvel agencement du système d'équilibrage	durée : 2h 00

Les durées sont données à titre indicatif.

## 1. Etude cinématique de l'attelage mobile d'un cylindre

Matière d'oeuvre: Les documents techniques DT1, DT2, DT3 et document réponse DR1

Domaine étudié: L'attelage mobile d'un cylindre.

Objectif: Déterminer l'accélération maximale du piston pour une fréquence de rotation donnée du moteur en vue de l'étude dynamique.

Hypothèses: La vitesse du vilebrequin est supposée constante

$$N_{\text{vilebrequin/bâti}} = 6400 \text{ tr.min}^{-1}$$

Données: La course du piston est de 93 mm (voir DT1)

### 1.1. Etude de la position du piston

#### 1.1.1. Position du piston en valeur exacte

A partir du schéma cinématique de la figure 1 du document DT2 afin de déterminer l'équation de la position du point B du piston  $y_{\text{Bexacte}}$  en fonction de  $\theta$  position angulaire du vilebrequin et de  $r$  et  $L$ , il est demandé de donner les expressions suivantes :

- $y_{\text{Bexacte}}$  en fonction de  $r$ ,  $L$ ,  $\cos\theta$  et  $\cos\varphi$  avec  $y_{\text{Bexacte}} = OH + HB$
- $\sin\varphi$  en fonction de  $r$ ,  $L$ , et  $\sin\theta$
- $\cos\varphi$  en fonction de  $r$ ,  $L$ , et  $\sin\theta$  (on rappelle que:  $\sin^2\varphi + \cos^2\varphi = 1$ )
- et enfin  $y_{\text{Bexacte}}$  en fonction de  $r$ ,  $L$ ,  $\cos\theta$  et  $\sin\theta$

#### 1.1.2. Position du piston en valeur approchée

A partir de l'expression de  $y_{\text{Bexacte}}$  établie précédemment et en utilisant l'approximation

suivante:  $\sqrt{1-\varepsilon^2} = 1 - \frac{\varepsilon^2}{2}$ ;  $\varepsilon$  tendant vers 0; démontrer que  $y_B$  peut se mettre sous la forme:

$$y_{\text{Bapprochée}} = r \cdot \cos\theta + L \cdot \left(1 - \frac{r^2}{2L^2} \sin^2\theta\right)$$

#### 1.1.3. Conclusion

A partir de la courbe de delta  $y_B$ :  $\Delta y_B = y_{\text{Bexacte}} - y_{\text{Bapprochée}}$  de la figure 2 du document DT2, pour  $\theta=90^\circ$  donner en mm la valeur de  $\Delta y_B(\theta=90^\circ)$  puis calculer  $y_{\text{Bexacte}}(\theta=90^\circ)$  ainsi que le pourcentage d'erreur induit par l'approximation de la question précédente et conclure.

Rappel :  $r = \text{course}/2 = 46,5 \text{ mm}$

### 1.2. Vitesse du piston

Remarque: Pour la suite de l'étude on prendra  $y_B = y_{\text{Bapprochée}}$

#### 1.2.1. Echelle des temps

Les courbes du document réponse DR1 représentent les courbes du déplacement et de la vitesse du piston.

Pour la courbe de position du piston graduer en milliseconde (ms) l'axe des temps pour une fréquence de rotation du vilebrequin constante de  $6400 \text{ tr.min}^{-1}$ .

#### 1.2.2. Graphe de la vitesse du piston

Déterminer par dérivation graphique, la vitesse maximale du piston et graduer l'axe en  $\text{m.s}^{-1}$  correspondant sur DR1.

### 1.3. Accélération du piston

Rappel : On considère  $\omega_{\text{vilebrequin/bâti}} = \omega = \dot{\theta} = \text{constante}$  ( $N_{\text{vilebrequin/bâti}} = 6400 \text{ tr.min}^{-1}$ )

#### 1.3.1. Expression analytique

Déterminer l'expression analytique  $a_B$  de l'accélération du piston en dérivant la relation de la vitesse du piston suivante:

$$v_B = -r \omega \left( \sin\theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right)$$

#### 1.3.2. Valeurs extrêmes

Sur le document DR1, à partir de l'observation de la courbe de vitesse du piston, indiquer sous celle-ci le signe de l'accélération du piston pour un tour de vilebrequin.

Quelles sont les 2 valeurs de  $\theta$  pour lesquelles l'accélération du piston est extrême ? Justifier les réponses à partir du graphe de vitesse du piston. Le raisonnement se fera sans calcul.

A partir de l'expression analytique de l'accélération  $a_B$ , calculer les 2 valeurs algébriques extrêmes en  $\text{m.s}^{-2}$  de l'accélération du piston.

## 2. Comparaison des effets inertiels des masses rotatives pour 4 vilebrequins différents

Matière d'œuvre: Les documents techniques DT1, DT3 et le document réponse DR2

Domaine étudié: Le vilebrequin

Objectif: Montrer l'un des intérêts d'un moteur 4 cylindres en ligne.

Hypothèses: Le vilebrequin tourne suivant l'axe  $(O, \vec{z})$  sa vitesse est supposée constante  $N_{\text{vilebrequin/bâti}} = 6400 \text{ tr.min}^{-1}$ , l'architecture des 4 vilebrequins est simplifiée et géométriquement parfaite (sans contrepoids au niveau des manetons) et les vilebrequins sont supposés indéformables.

### 2.1. Equilibrage statique par rapport à l'axe $(O, \vec{z})$

Sur le document réponse DR2 placer approximativement le centre de gravité G pour chaque modèle de vilebrequin et compléter sur le document réponse DR2 la colonne du tableau : **Equilibrage statique**.

On rappelle qu'un solide est équilibré statiquement par rapport à un axe lorsque le centre de gravité de ce solide est situé sur cet axe.

### 2.2. Equilibrage dynamique par rapport à l'axe $(O, \vec{z})$

Sur le document réponse DR2 pour chaque modèle de vilebrequin entourer la bonne réponse, dans la colonne du tableau : **Symétrie / plan  $(xOy)$** .

Compléter sur DR2 la colonne du tableau : **Equilibrage / l'axe  $(O, \vec{z})$** .

On rappelle que si le plan  $(xOy)$  est plan de symétrie et si le centre de gravité est situé sur l'axe  $(O, \vec{z})$ , alors le solide est équilibré par rapport à cet axe  $(O, \vec{z})$ .

### 2.3. Conclusion (Répondre sur votre copie)

Parmi les 4 vilebrequins du document DR2 quel est celui qui vous paraît le plus intéressant pour un moteur à combustion interne du point de vue du critère des effets d'inertie? Justifier votre réponse.

### 3. Etude des effets inertiels dus aux masses alternatives sur le moteur

Matière d'oeuvre : Les documents techniques DT1, DT3 et document réponse DR3

Domaine étudié : L'attelage mobile de l'ensemble du moteur 4 cylindres en ligne 4 temps .  
(vilebrequin N°4 du document DR2)

Objectif : Etudier l'équilibrage du moteur à 4 cylindres.

Hypothèses : La fréquence de rotation du vilebrequin est supposée constante  
 $N_{\text{vilebrequin/bâti}} = 6400 \text{ tr.min}^{-1}$ , les solides sont géométriquement parfaits et indéformables, on prendra en compte uniquement les effets des masses en mouvement alternatif.

Rappel :  $a_{\text{B piston/bâti}} = a_{1B} + a_{2B}$   
 $a_{1B}$  est l'accélération du 1<sup>er</sup> ordre (fonction de  $\theta$ ) telle que  $a_{1B} = -r.\omega^2.\cos\theta$   
 $a_{2B}$  l'accélération du 2<sup>ème</sup> ordre (fonction de  $2\theta$ ) telle que  $a_{2B} = -r.\omega^2.\frac{r}{L}.\cos(2\theta)$   
La force d'inertie pour une masse en translation est telle que  $\vec{F}_{\text{inertie}} = -m_{\text{alt}}.\vec{a}_B$

#### 3.1. Etude au 1<sup>er</sup> ordre des forces d'inertie

##### 3.1.1. Etude du cylindre I

Donner l'expression vectorielle dans le repère  $R_0(O, \overline{X_0}, \overline{Y_0}, \overline{Z_0})$  du document DT3 de la force d'inertie du 1<sup>er</sup> ordre due à la masse alternative pour le cylindre I en fonction de  $m_{\text{alt}}$ ,  $r$ ,  $\omega$  et  $\cos\theta$ .

On la notera  $\vec{F}_I^1$ , elle est concentrée au point B du cylindre I (voir fig.2 du DT3).

##### 3.1.2. Etude des cylindres II, III, IV

Donner les expressions vectorielles dans le repère  $R_0$  des vecteurs  $\vec{F}_{II}^1$ ,  $\vec{F}_{III}^1$  et  $\vec{F}_{IV}^1$  en fonction de  $m_{\text{alt}}$ ,  $r$ ,  $\omega$  et  $\cos\theta$  dans le repère  $R_0$  donné au document DT3.

Attention au déphasage entre les manetons et on rappelle que :  $\cos(\theta + \pi) = -\cos\theta$

Exprimer  $\vec{F}_{II}^1$ ,  $\vec{F}_{III}^1$  et  $\vec{F}_{IV}^1$  en fonction de  $\vec{F}_I^1$

Compléter les colonnes correspondantes dans le tableau 1 du document DR3.

##### 3.1.3. Résultante

Donner l'expression de la résultante  $\sum_{i=1}^{IV} \vec{F}_i^1$  dans le repère  $R_0$  et compléter la colonne correspondante dans le tableau 1 du document DR3.

### 3.2. Etude au 2<sup>ème</sup> ordre des forces d'inertie

#### 3.2.1. Etude du cylindre I

Donner l'expression vectorielle dans le repère  $R_0$  du document DT3 de la force d'inertie du 2<sup>ème</sup> ordre due à la masse alternative pour le cylindre I en fonction de  $m_{alt}$ ,  $r$ ,  $L$ ,  $\omega$  et  $\cos 2\theta$ .

On la notera  $\vec{F}_I^2$ , elle est concentrée au point B du cylindre I (voir fig.2 du DT3).

#### 3.2.2. Etude des cylindres II, III, IV

Donner les expressions vectorielles dans le repère  $R_0$ , des vecteurs  $\vec{F}_{II}^2$ ,  $\vec{F}_{III}^2$ ,  $\vec{F}_{IV}^2$  en fonction de  $m_{alt}$ ,  $r$ ,  $\omega$ ,  $L$ , et  $\cos 2\theta$  dans le repère donné au document DT3.

Exprimer  $\vec{F}_{II}^2$ ,  $\vec{F}_{III}^2$ ,  $\vec{F}_{IV}^2$  en fonction de  $\vec{F}_I^2$

Compléter les colonnes correspondantes dans le tableau 2 du document DR3.

#### 3.2.3. Résultante

Donner l'expression de la résultante  $\sum_{i=I}^{IV} \vec{F}_i^2$  dans le repère  $R_0$  et compléter la colonne correspondante dans le tableau 2 du document DR3.

### 3.3. Etude au 1<sup>er</sup> ordre du moment résultant au point O des forces d'inertie

On pose  $b$  entraxe entre les cylindres (voir figure 2 du document DT3).

Exprimer les composantes dans  $R_0$  du moment au point O des forces d'inertie du 1<sup>er</sup> ordre pour le cylindre I en fonction de  $b$  et  $F_I^1$  (voir question 3.1.2).

Compléter le tableau 3 du DR3.

### 3.4. Conclusion

Les composantes dans  $R_0$  du moment au point O des forces d'inertie du 2<sup>ème</sup> ordre pour chacun des 4 cylindres en fonction de  $b$  et  $F_I^2$  sont données dans le tableau 4 du DR3.

Compléter le tableau de synthèse 5 du DR3.

A partir du document DT3 et de l'étude précédente, parmi les effets parasites possibles (galop, lacet, pilon, tamis) quel effet d'inertie dû à l'attelage mobile est présent sur un moteur à 4 cylindres en ligne ?

## 4. Equilibrage des effets d'inertie

Matière d'oeuvre : Les documents techniques DT1, DT3, DT4 et document réponse DR4

Domaine étudié : L'attelage mobile de l'ensemble du moteur.

Objectif : Equilibrer les effets de pilon de 2<sup>ème</sup> ordre d'un moteur à 4 cylindres.

Hypothèses : La fréquence de rotation du vilebrequin est constante  $N_{\text{vilebrequin/bâti}} = 6400 \text{ tr. min}^{-1}$ , les solides sont géométriquement parfaits et indéformables, on prendra en compte uniquement les effets des masses en mouvement alternatif. Le moteur subit uniquement du pilon de 2<sup>ème</sup> ordre.

Rappel :  $\vec{F}_{\text{Pilon}}^2 = \sum_{i=1}^{\text{IV}} \vec{F}_i^2 = 4 \cdot m_{\text{alt}} \cdot \lambda \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\theta \cdot \vec{y}_0$  (Résultante des forces d'inertie du deuxième ordre)

$$\text{avec } \lambda = \frac{r}{L}$$

Le document DT4 explique l'équilibrage au 1<sup>er</sup> ordre d'un moteur monocylindre. En s'inspirant de ce principe on se propose d'adopter un système d'équilibrage des effets de pilon de 2<sup>ème</sup> ordre pour un moteur à 4 cylindres.

### 4.1. Vitesses de rotation des masses d'équilibrage

Sur le document réponse DR4, sachant que  $\vec{\Omega}_{1/0} = \omega \cdot \vec{z}_0$ , exprimer  $\omega_{P2}$  et  $\omega_{P3}$  en fonction de  $\omega$  et dessiner les flèches indiquant le sens de rotation (zone à compléter).

*Remarque* : la position du schéma est donnée pour un angle  $\theta$  quelconque.

### 4.2. Positionnement des masses d'équilibrage

Sur le document réponse DR4 placer les masses  $m_2$  et  $m_3$  en utilisant la couleur bleue pour la position angulaire du vilebrequin  $\theta = 0 \text{ rad}$  et la couleur rouge pour  $\theta = \frac{\pi}{2} \text{ rad}$ .

### 4.3. Etude du système d'équilibrage

#### 4.3.1. Inertie de la masse $m_3$ dans le repère tournant

A partir de la position de la masse  $m_3$  du document DR4 exprimer le vecteur  $\vec{F}_3$ , représentant la force d'inertie de la masse tournante  $m_3$ , suivant le vecteur unitaire  $\vec{u}$  en fonction de  $m_3$ ,  $\omega_{P3}$  et  $e$  puis en fonction de  $m_3$ ,  $\omega$  et  $e$ .

*Remarque* :  $\omega_{P3}$  : vitesse de rotation du pignon P3,  $\omega$  : vitesse de rotation du vilebrequin.

*Rappel* : le vecteur accélération de la  $m_3$  est tel que  $\vec{a}_{m3} = -e \cdot \omega_{P3}^2 \cdot \vec{u}$  et  $\vec{F}_3 = -m_3 \cdot \vec{a}_{m3}$

#### 4.3.2. Inertie de la masse $m_3$ dans le repère fixe $R_0$

Exprimer les composantes  $F_{3x}$  et  $F_{3y}$  du vecteur  $\vec{F}_3$  suivant les vecteurs unitaires  $\vec{x}_0$  et  $\vec{y}_0$  en fonction de  $m_3$ ,  $\omega$ ,  $\theta$  et  $e$ .

### 4.3.3. Résultante des forces d'inertie dues aux masses d'équilibrage

En considérant  $m_2 = m_3 = m$  = masse d'équilibrage pour un arbre, en fixant la longueur du vecteur  $\vec{F}_3$  à 20 mm dessiner les vecteurs  $\vec{F}_2$  et  $\vec{F}_3$  sur le document DR4.

En remarquant que les vecteurs  $\vec{F}_2$  et  $\vec{F}_3$  sont symétriques par rapport à l'axe  $(0, \vec{y}_0)$  exprimer les composantes  $F_x$  et  $F_y$  de la résultante  $\vec{F} = \vec{F}_2 + \vec{F}_3$  suivant les vecteurs unitaires  $\vec{x}_0$  et  $\vec{y}_0$  en fonction de  $m_3$ ,  $\omega$ ,  $\theta$  et  $e$ .

### 4.3.4. Valeur littérale d'équilibrage

La condition d'équilibrage au pilon de 2<sup>ème</sup> ordre du moteur à 4 cylindres est :

$\vec{F} + \vec{F}_{\text{Pilon}}^2 = \vec{0}$  : la somme de la résultante des forces de pilon de 2<sup>ème</sup> ordre et des forces d'inertie dues aux masses d'équilibrage en projection sur  $\vec{y}_0$  est nulle.

Démontrer que :  $m = \frac{\lambda \cdot m_{\text{att}} \cdot r}{2e}$

### 4.3.5. Application numérique

Sachant que  $e = 13,3$  mm, calculer la valeur de la masse  $m$  en considérant  $m_2 = m_3 = m$

## 5. Etude d'un nouvel agencement du système d'équilibrage

Matière d'oeuvre : Les documents techniques DT1, DT5, DR5, Guide du dessinateur.

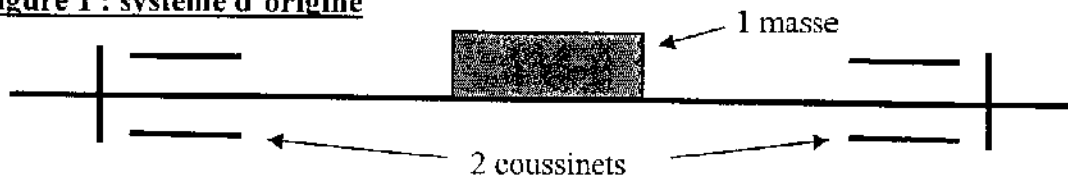
Domaine étudié : Le système d'équilibrage.

Objectif : Assurer le guidage des arbres et la fixation des masselottes.

### 5.1. Présentation du problème

Les essais d'endurance d'un moteur équipé du système d'équilibrage présenté sur le DT1 ont permis de constater une usure prématurée des bagues de guidage en rotation des arbres. Dans le système d'origine (figure 1) chaque arbre d'équilibrage porte une seule masse et est guidé en rotation par 2 coussinets.

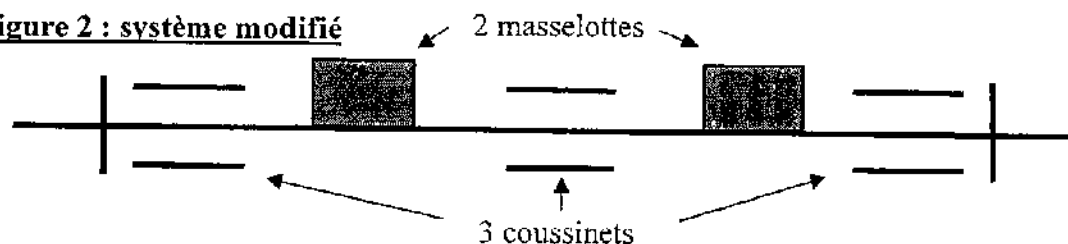
**Figure 1 : système d'origine**



Afin de remédier à ce problème on se propose de modifier le système d'origine.

Dans la version modifiée (figure 2) chaque arbre d'équilibrage est guidé en rotation par 3 coussinets et la masse d'équilibrage est répartie en 2 masselottes.

**Figure 2 : système modifié**

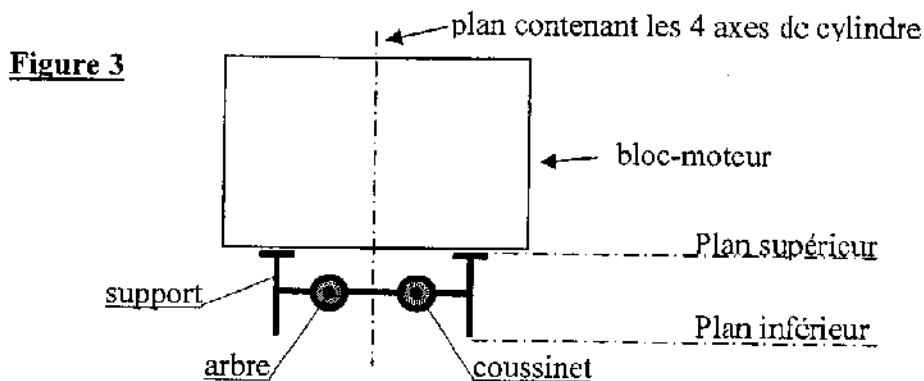




## 5.2. Cahier des charges

### 5.2.1. Le support du système

Le support en fonte en appui-plan sous le bloc-moteur sera réalisé par moulage.



Remarques : la mise en position et la fixation se feront en utilisant les 6 perçages réalisés dans le support (voir la vue dessus du document DR5).

Le système d'équilibrage sera protégé par un carter (non étudié).

En conséquence le support sera ouvert au niveau des plans supérieur et inférieur.

### 5.2.2. Les arbres d'équilibrage

Deux masselottes seront fixées par vis sur chaque arbre d'équilibrage (voir figure 2) et chaque arbre sera guidé en rotation par 3 coussinets en bronze. Les dimensions des masselottes, des vis et des coussinets sont données sur le document DT5.

Les 2 arbres devront être arrêtés en translation par rapport au support (utilisation possible d'un Guide du dessinateur ou d'un livre équivalent).

Les roues dentées d'entraînement sont ajustées avec serrage sur les arbres (voir DR5).

On négligera les variations de masse des masselottes engendrées par les usinages nécessaires à leur fixation.

Il sera possible de réaliser des usinages dans les 2 arbres représentés en traits pointillés sur le DR5.

Les parties vues des arbres d'équilibrage seront dessinées en trait fort sur les pointillés existants.

## 5.3. Travail demandé

Compléter au crayon et aux instruments le document DR5.

Il est demandé de dessiner à l'échelle 1:1 en VUE de FACE Coupe A-A et en VUE de DESSUS le support du système avec ses 2 arbres d'équilibrage, ses 4 masselottes fixées et ses 6 coussinets en respectant le cahier des charges.

Sur la vue de FACE en coupe A-A les masselottes seront dessinées en position haute (comme sur la figure 2).

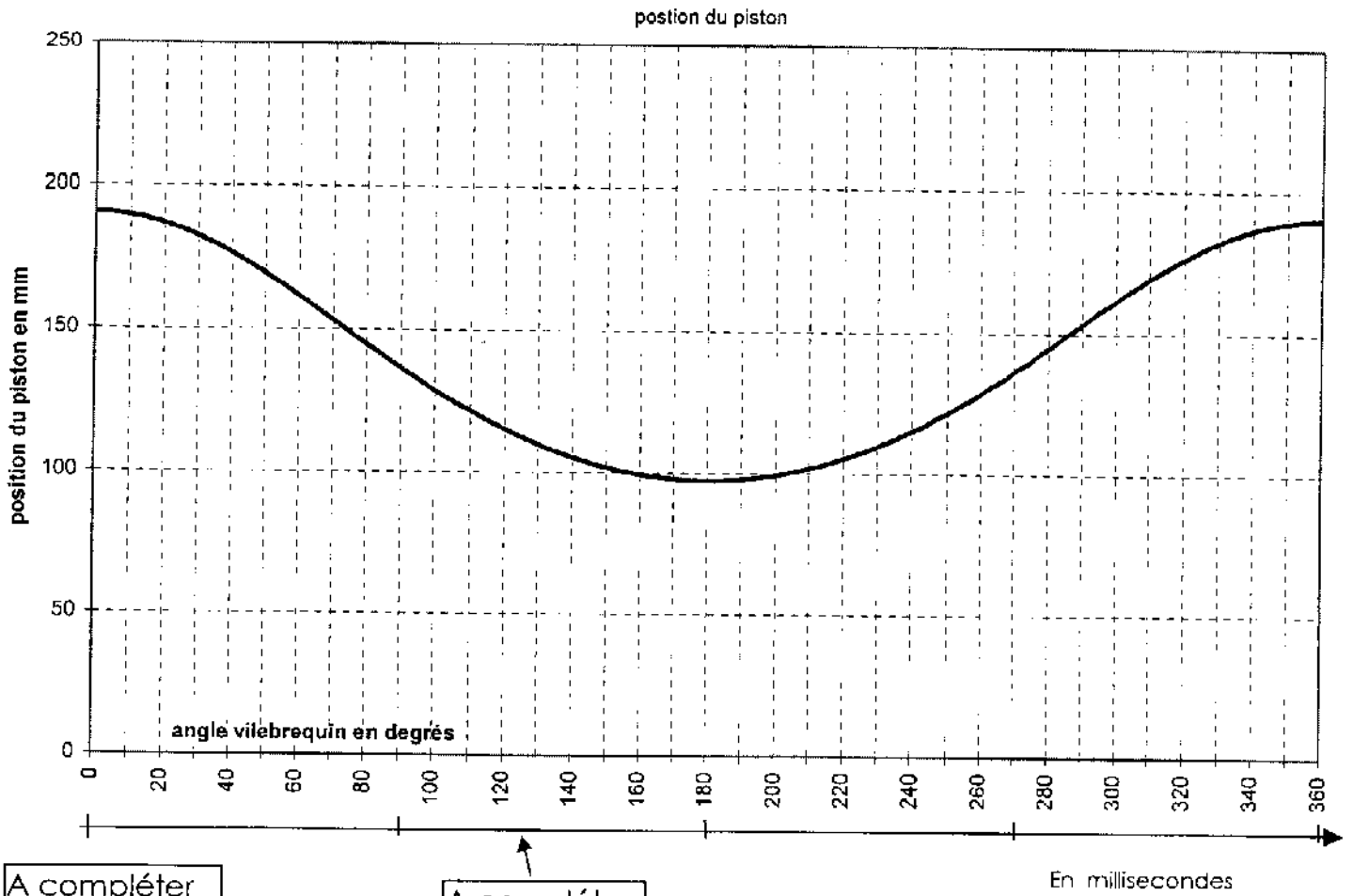
Les ajustements sont à indiquer sur le dessin.

**Le bloc-moteur, la fixation et le positionnement du support sur le bloc, le carter, la lubrification et l'étanchéité ne font pas l'objet de l'étude graphique demandée.**

# Dossier réponse

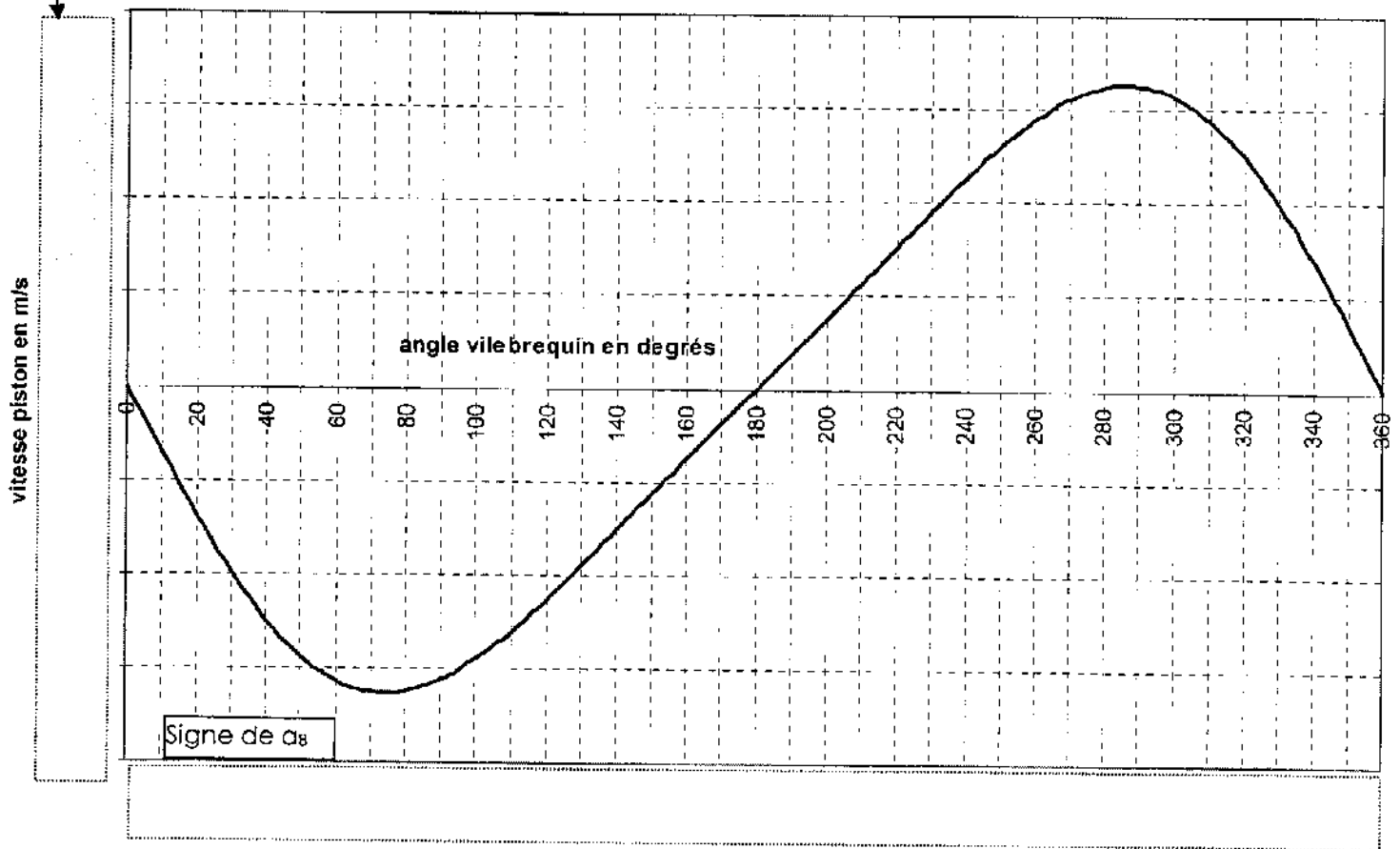
Ce dossier contient 5 documents numérotés de DR1 à DR5

<b>DR1</b> : Position et vitesse du piston.	Page 17/21
<b>DR2</b> : Symétries et équilibrage.	Page 18/21
<b>DR3</b> : Pylons et galops de 1 <sup>er</sup> et 2 <sup>ème</sup> ordres.	Page 19/21
<b>DR4</b> : Arbres d'équilibrage.	Page 20/21
<b>DR5</b> : Support des arbres d'équilibrage.	Page 21/21



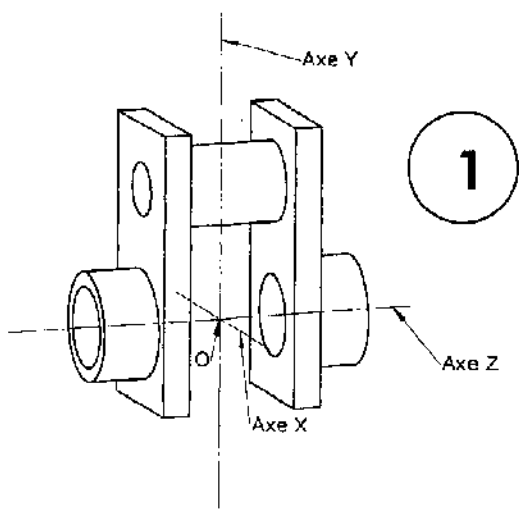
A compléter

A compléter



Document DR1

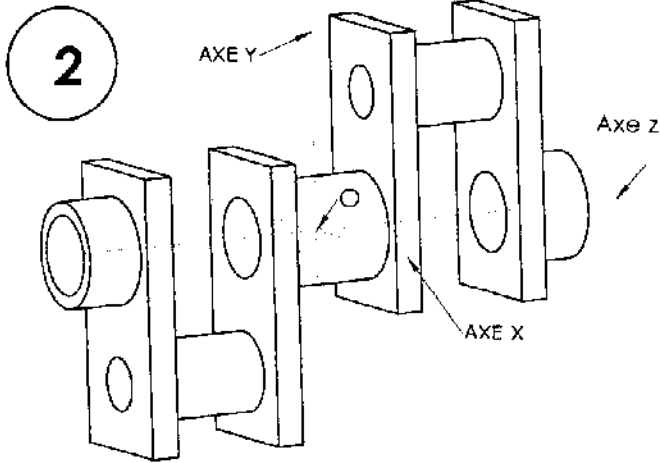
A compléter



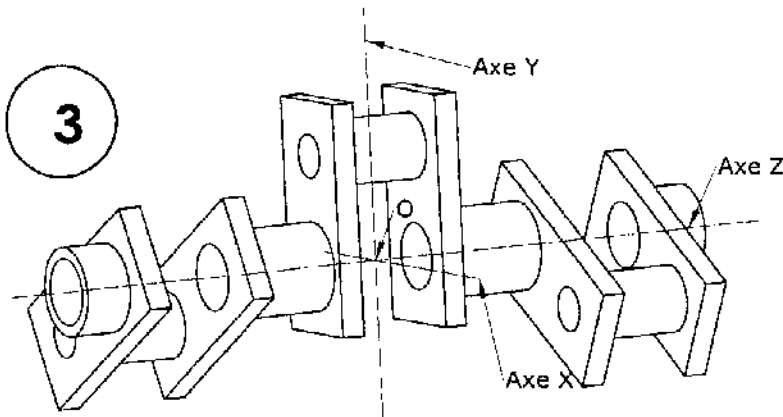
1

vilebrequin	Equilibrage statique	Symétrie /plan (xOy)	Equilibrage /axe (O,z)
1	oui non	oui non	oui non
2	oui non	oui non	oui non
3	oui non	oui non	oui non
4	oui non	oui non	oui non

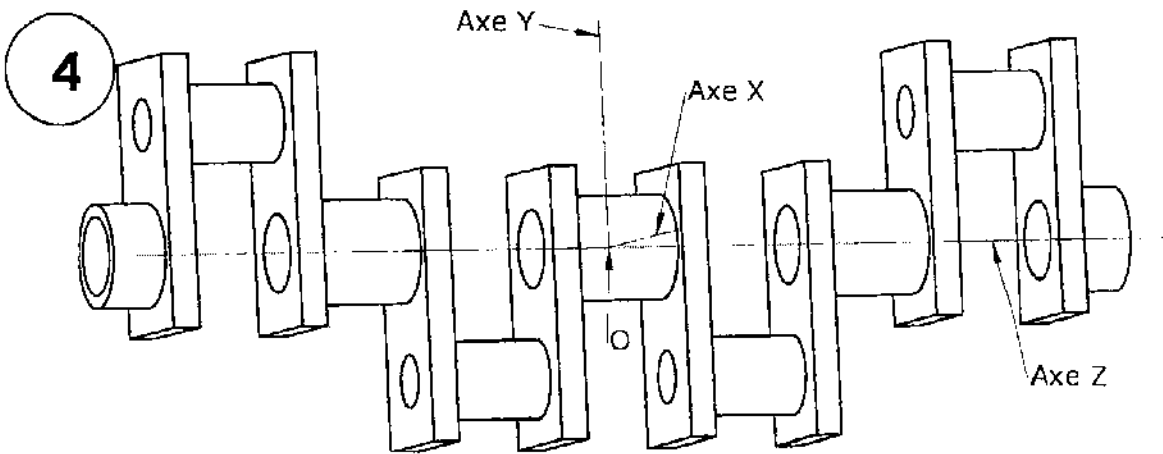
Entourer la bonne réponse



2



3



4

Document DR2

Remarque : Axe de rotation du vilebrequin : axe (o,z)

Tableau 1 à compléter

Pilon de 1 <sup>er</sup> ordre	$F_I^1$	$F_{II}^1$	$F_{III}^1$	$F_{IV}^1$	$\Sigma F_i^1 = F_I^1 + F_{II}^1 + F_{III}^1 + F_{IV}^1$
X0	0	0	0	0	
Y0	$F_I^1$				
Z0	0	0	0	0	

avec  $F_I^1 = m_{alt} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta$ 

Tableau 2 à compléter

Pilon de 2 <sup>eme</sup> ordre	$F_I^2$	$F_{II}^2$	$F_{III}^2$	$F_{IV}^2$	$\Sigma F_i^2 = F_I^2 + F_{II}^2 + F_{III}^2 + F_{IV}^2$
X0	0	0	0	0	
Y0	$F_I^2$				
Z0	0	0	0	0	

avec  $F_I^2 = \frac{m_{alt} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\theta}{L}$ 

Tableau 3 à compléter

galop de 1 <sup>er</sup> ordre	$M_o(F_I^1)$	$M_o(F_{II}^1)$	$M_o(F_{III}^1)$	$M_o(F_{IV}^1)$	$\Sigma M_o(F_i^1)$
X0		$-1/2 \cdot b \cdot F_I^1$	$1/2 \cdot b \cdot F_I^1$	$-3/2 \cdot b \cdot F_I^1$	
Y0	0	0	0	0	0
Z0	0	0	0	0	0

Tableau 4

galop de 2 <sup>eme</sup> ordre	$M_o(F_I^2)$	$M_o(F_{II}^2)$	$M_o(F_{III}^2)$	$M_o(F_{IV}^2)$	$\Sigma M_o(F_i^2)$
X0	$3/2 \cdot b \cdot F_I^2$	$1/2 \cdot b \cdot F_I^2$	$-1/2 \cdot b \cdot F_I^2$	$-3/2 \cdot b \cdot F_I^2$	0
Y0	0	0	0	0	0
Z0	0	0	0	0	0

Tableau 5 de synthèse à compléter

bilan	$\Sigma F_i^1$	$\Sigma F_i^2$	$\Sigma M_o(F_i^1)$	$\Sigma M_o(F_i^2)$
X0				
Y0				
Z0				

# CAS DU MOTEUR 4 CYLINDRES

⇒ P1 lié au vilebrequin

⇒  $\varnothing P1 = 2 \cdot \varnothing P2$

⇒  $\varnothing P2' = \varnothing P3$



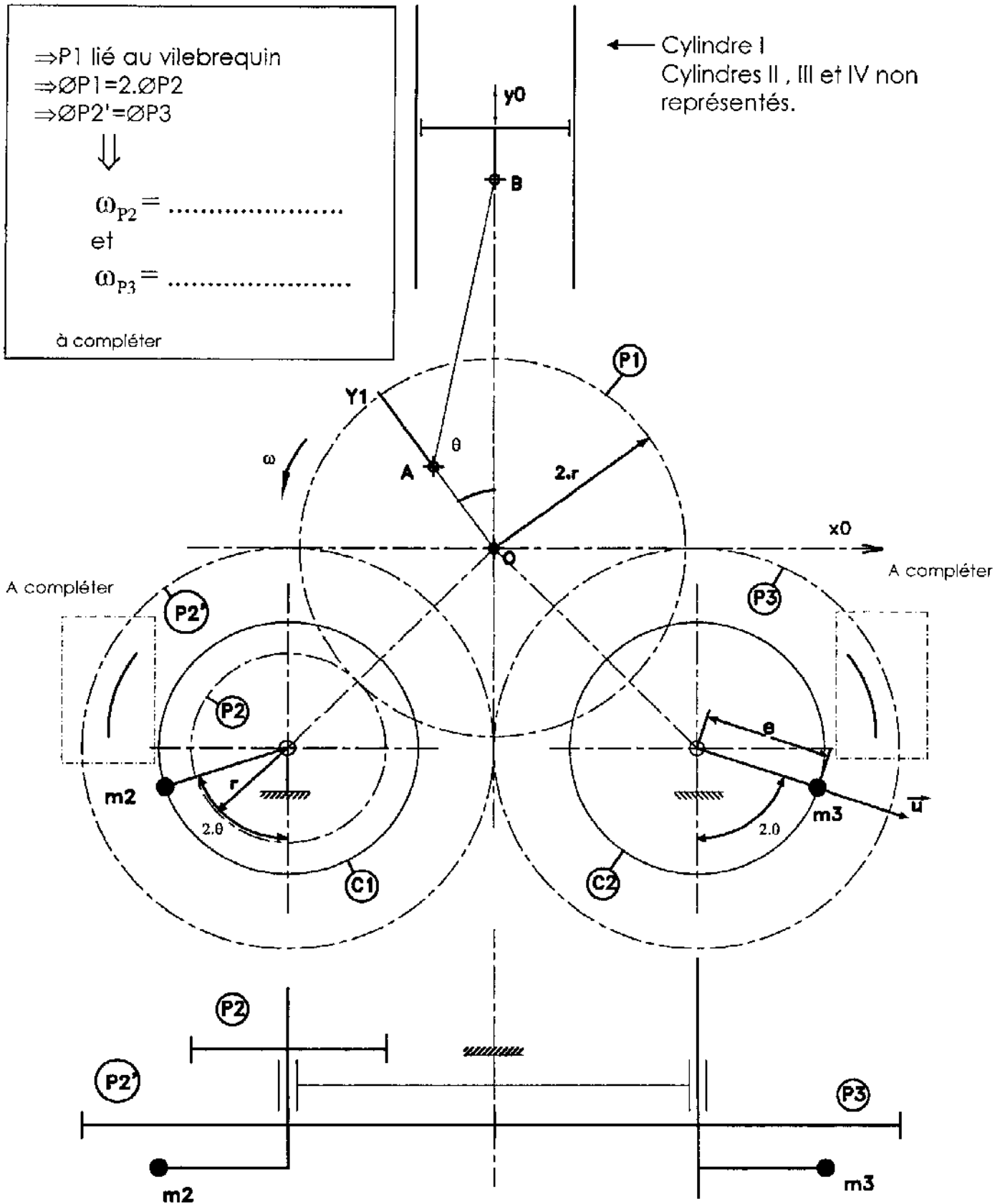
$\omega_{P2} = \dots\dots\dots$

et

$\omega_{P3} = \dots\dots\dots$

à compléter

← Cylindre I  
Cylindres II, III et IV non représentés.



## Document DR4

# COUPE A-A

limite supérieure du support

limite inférieure du support

