

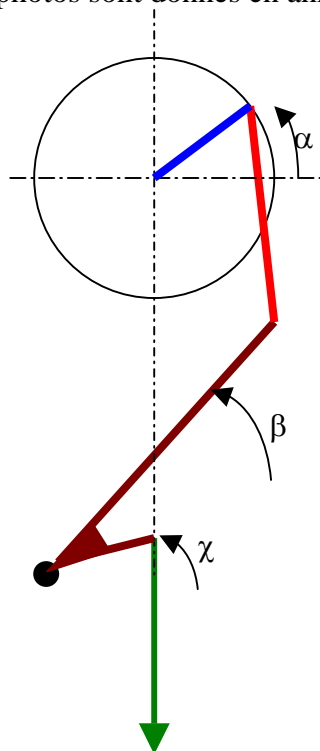
Simulateur hydraulique de moteur pop-pop

Par Jean-Yves

Pour faire suite aux mesures de P_{max} et P_{min} dans un moteur pop-pop (cf. documents "Pressure in a pop-pop" et "Diaphragm engine") on a modifié le banc d'essai afin de fournir aux tuyères un débit alternatif proche de celui qu'engendre un moteur pop-pop. Pour ce faire, la cinématique de la pompe alternative a été changée. Et pour faire une mesure de poussée aussi précise que possible nous avons adapté la balance de poussée à rayon laser décrite dans "Test bench for pop-pop engines".

Cinématique de la pompe :

Après étude de plusieurs cinématiques possibles (approches mathématiques à voir dans "les mouvements du serpent") nous avons retenu une solution relativement simple permettant de réutiliser l'essentiel : le dispositif d'entraînement, le corps de pompe et son piston. Il a simplement été ajouté une petite bielle et un culbuteur articulé sur un axe fixe. Quelques photos sont donnés en annexe.



Légende :

Vert : longue bielle (ancienne raccourcie)

Bleu : manivelle de rayon= r

Rouge : bielle courte. Longueur= d

Brun : culbuteur (long bras oscillant de longueur= L)

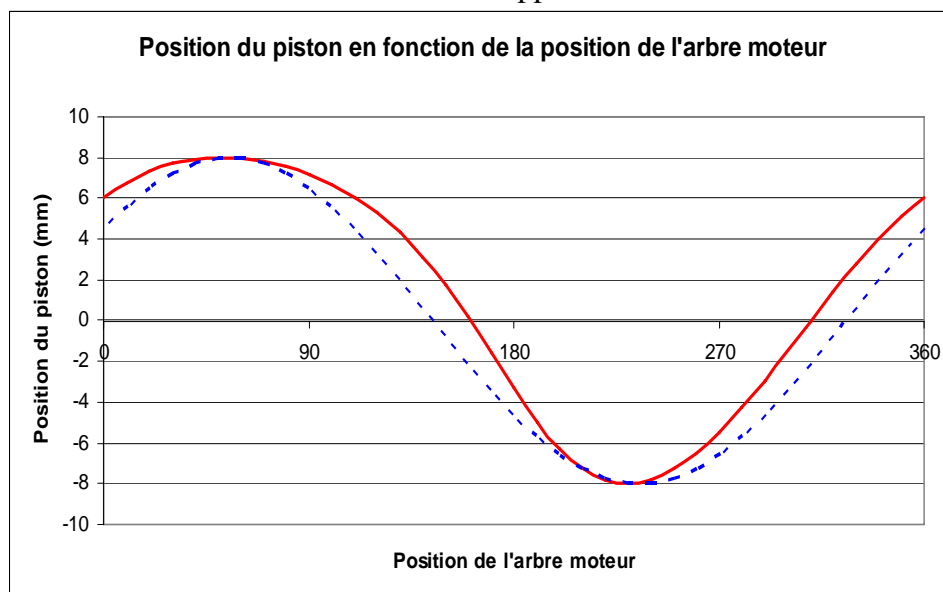
Le point noir représente l'axe d'articulation du culbuteur.

X étant la distance entre l'axe moteur et l'axe du culbuteur nous avons étudié la fonction $\beta=f(\alpha)$ pour différentes valeurs de r , d , L et X et retenu les proportions suivantes : $L/r=2,5$; $X/r=3$; $d/r=2$.

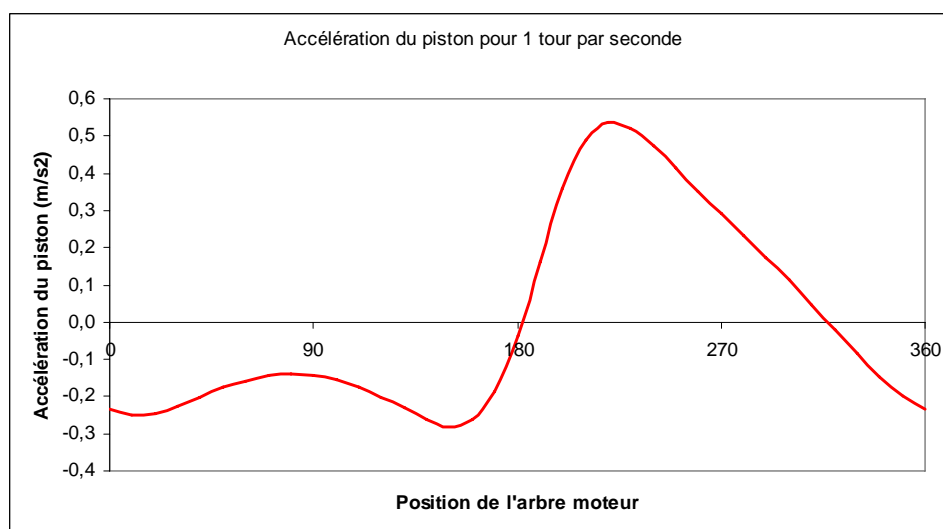
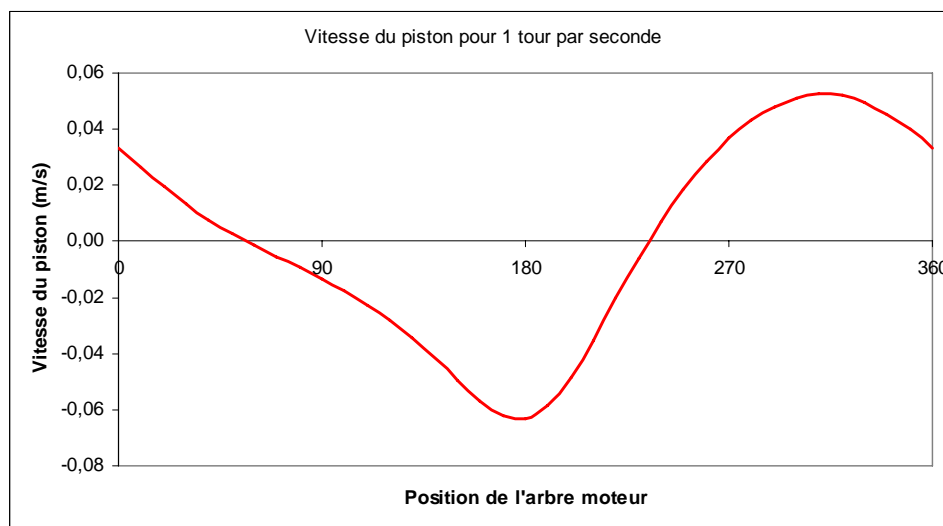
Il en résulte que l'angle total d'évolution du bras oscillant est $47,2^\circ$. Pour faire un compromis entre les forces d'inertie (pour pouvoir tourner assez vite) et les jeux relatifs, on a choisi un rayon $r=16\text{mm}$; ce qui fixe $X=48$, $L=40$ et $d=32$. Et pour obtenir la course qui nous intéresse (16mm pour pouvoir comparer avec la cinématique sinusoïdale connue) pour le piston on a choisi pour le petit bras du culbuteur une longueur R telle que $8=R.\sin(47,2^\circ/2)$; c'est-à-dire $R=20\text{mm}$. Dans les positions extrêmes, la projection horizontale du petit bras du culbuteur est $20.\cos(47,2^\circ/2)=18\text{mm}$. Entre 18 et 20 on a retenu 19 pour que le système soit le plus linéaire possible. (Nous avons étudié la fonction $\sin(\beta)$ entre $-23,6^\circ$ et $+23,6^\circ$. Sa non linéarité n'excède pas 1,35%. Cependant, au point où nous en étions nous avons intégré $\sin(\beta)$ dans les calculs, et nous avons recalé l'angle du petit levier du culbuteur par rapport à l'horizontale et l'appelant Gamma.

Représentation graphique :

Course, vitesse et accélération du piston en fonction de l'angle Alpha de la manivelle motrice dont la vitesse de rotation est supposée constante.



On peut voir que le cycle est dissymétrique en x et en y. Il s'écarte donc d'une sinusoïde (représentée en pointillés bleus).



Ce diagramme montre que la valeur absolue de pression maxi est environ le double de celle de la pression mini (comme lors de nos mesures avec un moteur pop-pop).

Résultat des essais :

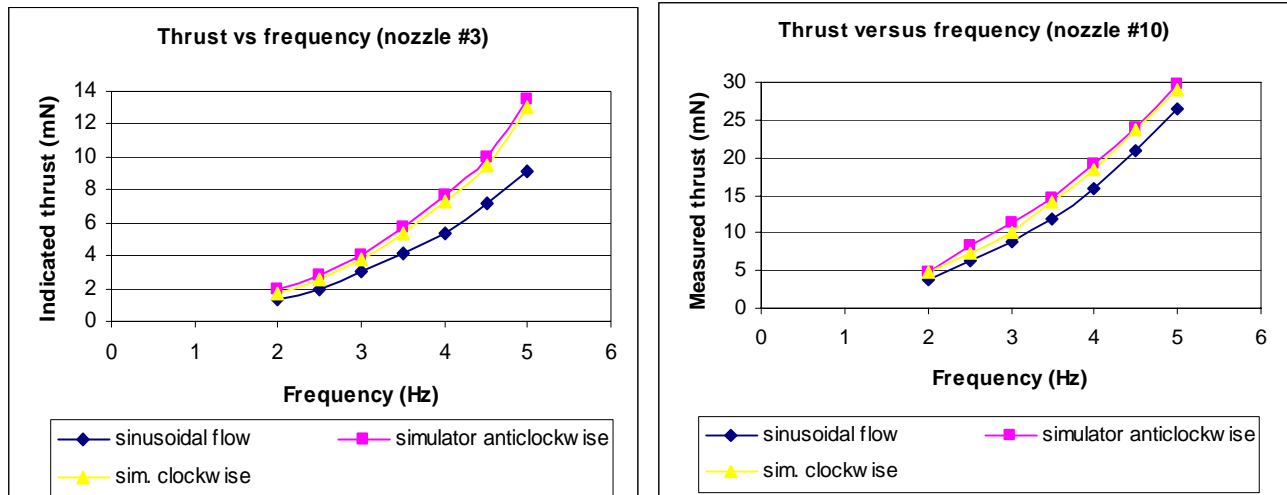
Dans un premier temps nous avons étalonné le banc d'essai avec une charge statique afin qu'un centimètre de déviation du rayon laser corresponde exactement à 1 milliNewton. Puis nous avons testé deux tuyères connues (n°3 et n°10). Pour chacune des tuyères il a été procédé à 3 séries d'essais :

Une série avec débit sinusoïdal

Une série avec le simulateur tournant dans le sens trigonométrique

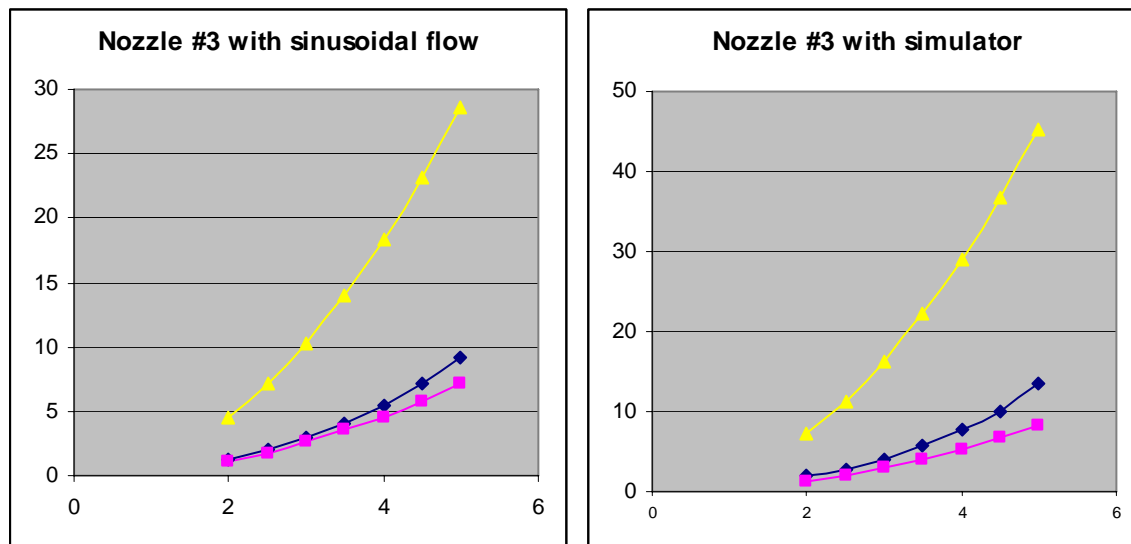
Une série avec le simulateur tournant dans le sens horaire.

Les résultats graphiques sont les suivants:



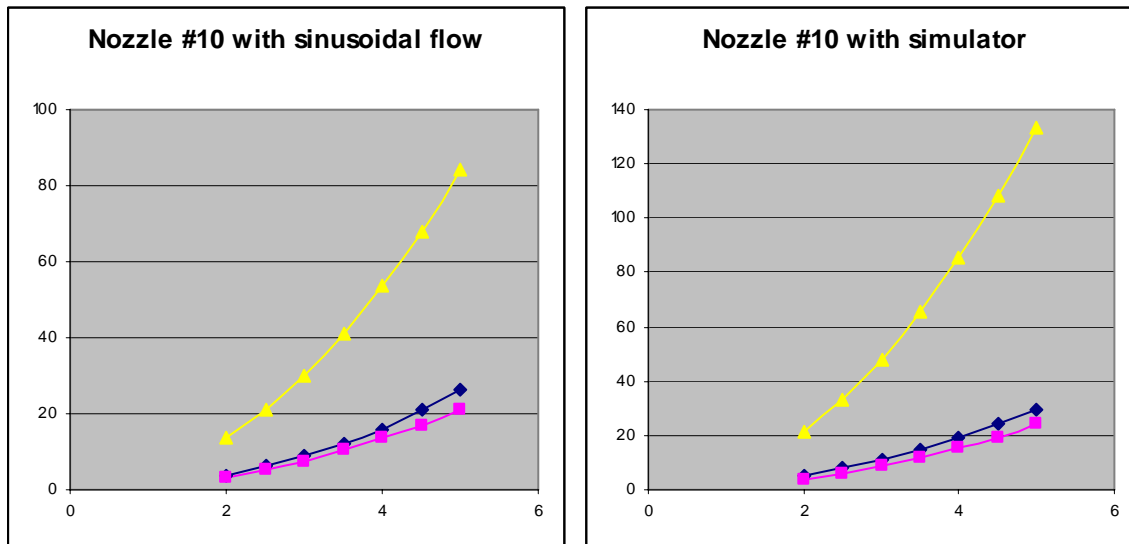
Ces mesures mettent en évidence le fait que le cycle pop-pop est plus performant qu'un cycle sinusoïdal ; ce qui correspond à ce qu'on pressentait.

Après ces mesures (pour ne pas être influencé auparavant par une connaissance des valeurs à obtenir) nous avons déterminé par le calcul pour la tuyère numéro 3 ce que nous aurions dû théoriquement mesurer. La méthode de calcul est expliquée en annexe.

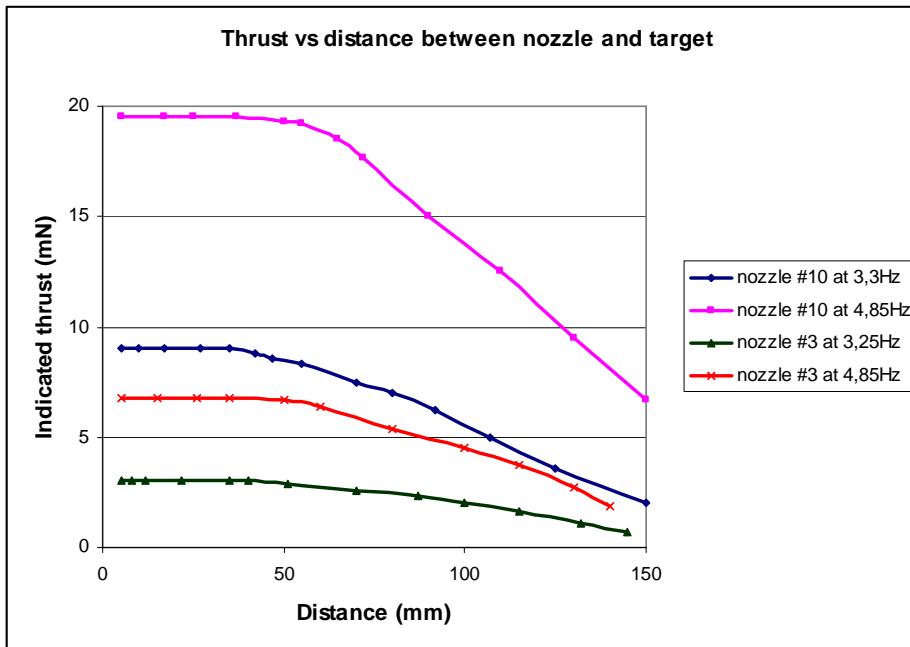


La courbe bleue représente la poussée mesurée. La courbe rouge représente la valeur moyenne calculée. La courbe jaune représente la valeur de crête de la poussée. Pour le simulateur, le graphe représente le fonctionnement dans le sens trigonométrique. Pour le sens horaire nous avons obtenu des courbes comparables qui chargeraient inutilement ce rapport.

Nous avons fait la même comparaison pour la tuyère n°10.



Nous avons profité de la précision du banc pour reprendre une étude déjà faite avec des moyens plus rudimentaires : l'étude de l'influence de la distance entre la tuyère et la cible.



On peut voir que jusqu'à 40mm il n'y a pas d'atténuation de la mesure. Nos mesures ayant toutes été faites avec une distance comprise entre 10 et 15mm ne sont donc pas entachées d'erreur due à la distance.

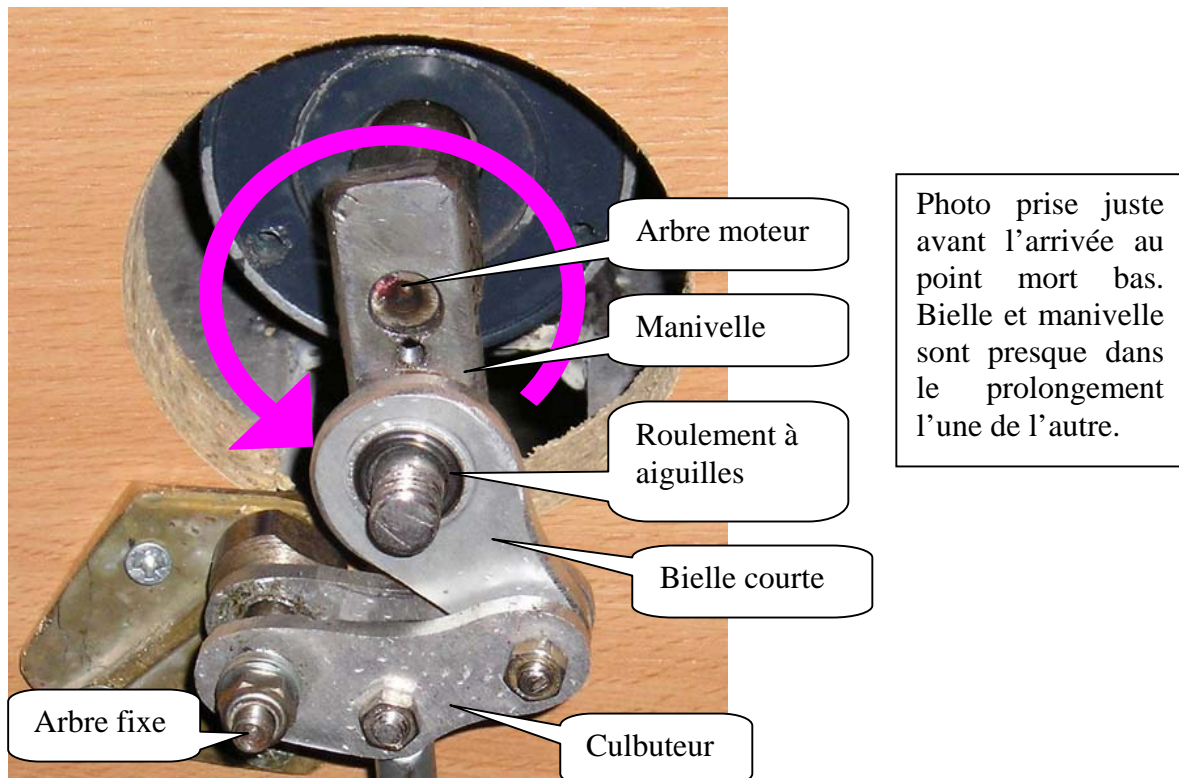
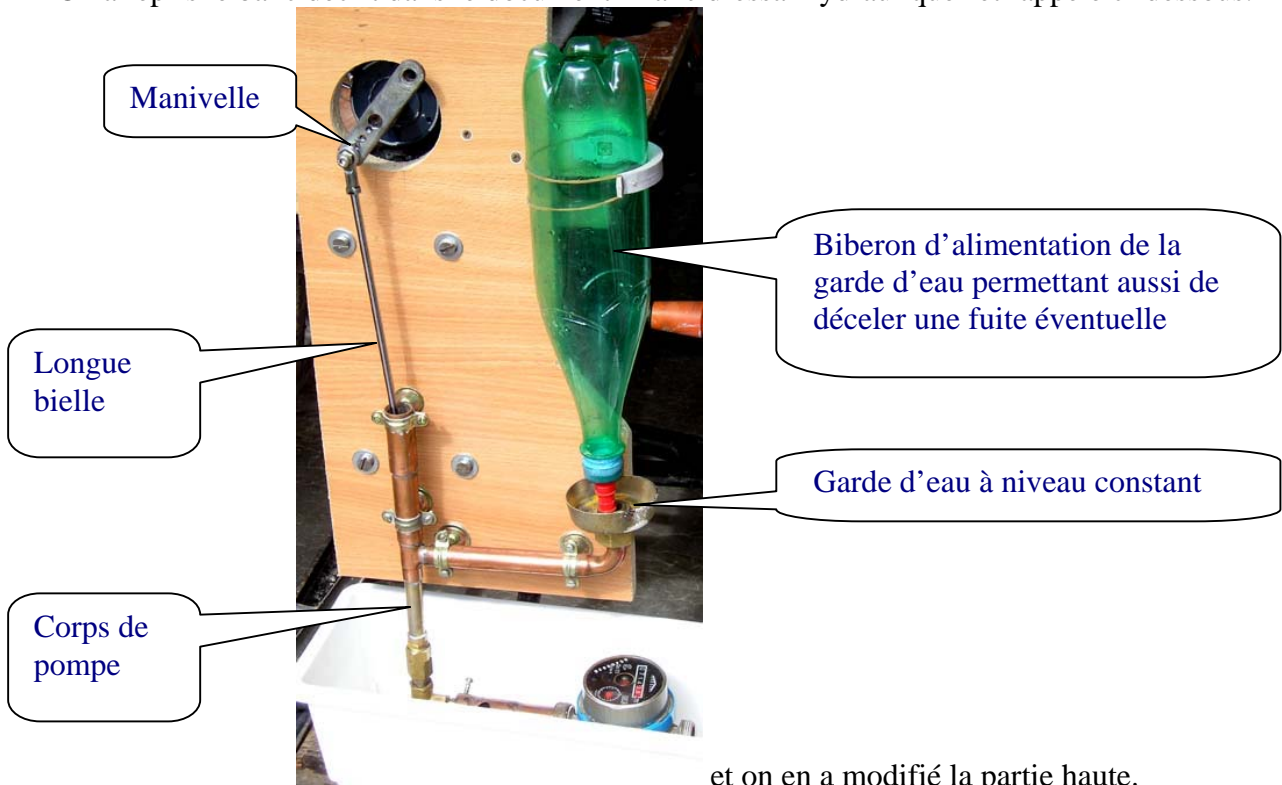
Conclusions (provisoire) :

- ❖ Comme attendu les courbes mesurées sont des paraboles (à la précision des mesures près).
- ❖ Le banc de mesure de poussée donne une indication un peu supérieure à la valeur moyenne (mais heureusement bien inférieure à la valeur de crête). Ceci pourrait être dû à une recirculation de l'eau dans le bac (voir le document équivalent en anglais pour plus de détails) ou/et à un manque de filtrage => modifier l'équipage mobile en y adjoignant un "amortisseur" (dash-pot).
- ❖ En raison de l'inertie du serpent d'eau le cycle d'un moteur pop-pop reste assez proche d'une sinusoïde. Le modèle sinusoïdal, utilisé intuitivement à la base, pourra donner de bonnes estimations.

Annexe

Réalisation pratique :

On a repris le banc décrit dans le document "Banc d'essai hydraulique" et rappelé ci-dessous.





Point mort haut.

La bielle courte et la manivelle sont alignées, mais cette fois la manivelle est dans l'autre sens (et cachée par la bielle).

Caractéristiques des tuyères :

Tuyère n°3. Cylindrique. Diamètre intérieur 6mm. Epaisseur 1, mais extrémité chanfreinée à 45° à l'extérieur.

Tuyère n°10. Diamètre intérieur 3,5mm. Epaisseur 0,25.

Calculs de poussée :

A chaque instant la poussée est $T=q.V$ q étant le débit massique et V la vitesse de l'eau sortant de la tuyère. Sur un cycle complet (rotation de 2π de l'arbre moteur) la poussée moyenne est donnée par l'intégration des poussées élémentaires positives ou négatives (mais pas les deux à la fois).

$$T_{moy} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} qV dt = \frac{\rho S}{2\pi} \int_0^{2\pi} V^2 dt = \frac{\rho d^2}{8} \int_0^{2\pi} V^2 dt$$

d étant le diamètre de la tuyère et ρ la masse volumique de l'eau (1000kg/m³).

Lorsque le mouvement est sinusoïdal, le déplacement du piston (pour notre course de 16mm) est $8.10^{-3} \sin(2\pi Ft)$. Celui de l'eau dans la tuyère est $8.10^{-3} \cdot (12.10^{-3}/d)^2 \sin(2\pi Ft)$. Sa vitesse est la dérivée ; c'est-à-dire : $V=8.10^{-9} (12/d)^2 2\pi F \cos(2\pi Ft) = 7,238.10^{-6} F/d^2 \cos(2\pi Ft)$; ce qui

conduit à $T_{moy} = \frac{1000d^2}{8} \int_0^{2\pi} [7,238.10^{-6} \frac{F}{d^2} \cos(2\pi Ft)] dt = 6,55.10^{-9} (\frac{F}{d})^2 \int_0^{2\pi} \cos^2(2\pi Ft).dt$

L'intégrale de la partie positive de \cos^2 est égale à $0,5\pi$. Donc $T_{moy} = 10,3.10^{-9} (\frac{F}{d})^2$

Ou de façon plus pratique en mettant d en millimètres et T en milliNewtons :

$$T_{moy} = 10,3 \left(\frac{F}{d}\right)^2$$

Lorsque le mouvement est compliqué (cas du mécanisme du simulateur avec biellette et culbuteur) on ne sait pas écrire facilement son équation et encore moins sa dérivée. Mais

grâce à l'informatique il est facile d'obtenir le résultat en décomposant la fonction par petits intervalles de temps. Nous avons appliqué cette méthode en décomposant le cycle (360°) en tranches de 10°, une précision plus grande n'étant pas nécessaire à ce stade. A chaque pas de calcul nous avons calculé V puis approximé l'intégrale $\int V^2 dt$ par la somme $\sum (V_{t+\Delta t} - V_t)^2 \Delta t$.