

Cycle pop-pop

Théorie et pratique

0. Avant propos :

L'étude qui suit concerne le cycle pression-volume d'un moteur pop-pop lors de son fonctionnement *normal* ; c'est-à-dire le fonctionnement moyen qu'il est capable d'assurer pendant plusieurs minutes. Elle fait suite à différentes études "théoriques" prédictives (voir www.eclecticspace.net , rubrique pop-pop, "La page de Jean-Yves", notamment "Représentation du cycle d'un pop-pop") qu'elle reprend partiellement (1. Théorie) et que surtout elle complète avec l'établissement expérimental, et donc en ce sens "réel", du diagramme pression-volume d'un moteur pop-pop, ce qui jusqu'à maintenant (fin 2009) ne semblait pas avoir été fait (2. Pratique).

Nota: L'objectif depuis plusieurs années était de simuler le fonctionnement, puis de le vérifier expérimentalement. Les difficultés rencontrées avec les différents programmes utilisés ont retardé la simulation. La vérification expérimentale est passée devant.

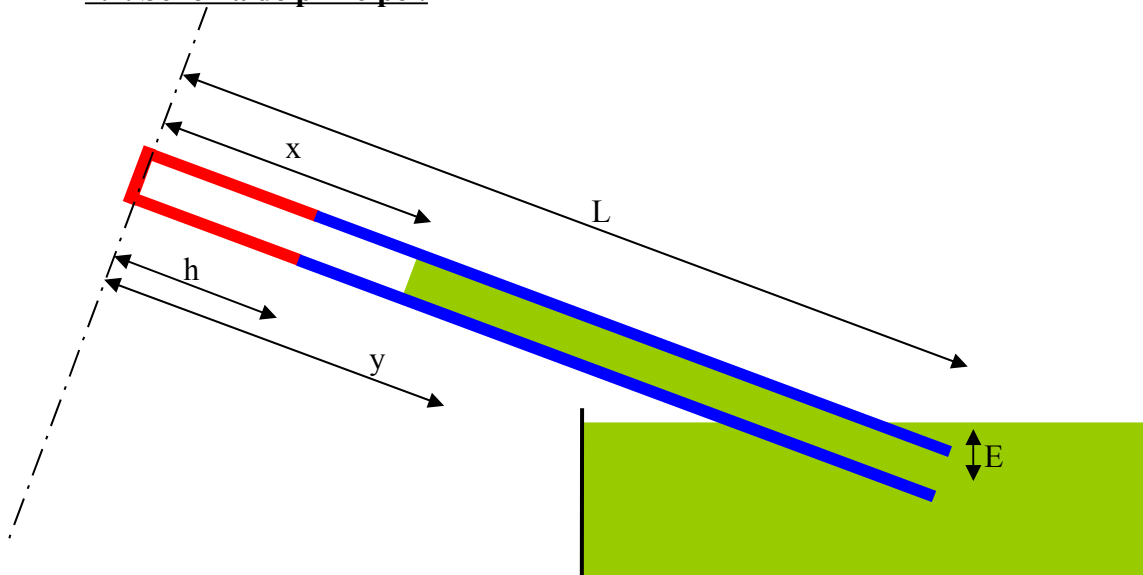
1. Théorie :

Cette première partie est l'approfondissement en cours de réalisation de l'étude de la prédiction des caractéristiques de fonctionnement d'un moteur pop-pop à partir de ses caractéristiques physiques. En l'état actuel des choses cette partie n'est pas complète et nous vous invitons à vous reporter aux documents "Les mouvements du serpent" et "Représentation du cycle d'un moteur pop-pop" pour cette approche "théorique".

Un moteur pop-pop est a priori un résonateur de Van der Pol dont le mouvement est entretenu au départ par une succession de vaporisations et condensations, puis qui en régime stabilisé se comporte un peu plus comme un moteur à air chaud (le plus simple des moteurs Stirling). Pour ce faire il est constitué d'une partie chaude contenant du gaz (dont de la vapeur, mais pas uniquement de la vapeur) et d'une ou plusieurs canalisations contenant de l'eau. Pour l'étude qui suit on prendra pour modèle le plus simple des moteurs : une canalisation unique fermée à sa partie haute. Ce choix est justifié par le fait que ce qui compte c'est le volume de gaz, et ce volume peut très bien être contenu dans une partie cylindrique.

Pour continuer dans les "simplifications", on supposera que toute la partie chaude (en rouge sur le dessin qui suit) est à la même température. Cette simplification est pleinement justifiée pour les moteurs dont l'évaporateur est en cuivre épais. Et ce sera le cas de notre moteur d'essai dont le reste du tube sera en inox.

1.1. Schéma de principe :



1.2. Notations :

Les valeurs précédées d'un astérisque seront à renseigner comme « données » lors de simulations. Les autres sont des constantes, ou seront calculées automatiquement.

T : Température de la bulle de gaz (K)

P : Pression de la bulle de gaz (Pa)

R : Constante des gaz parfaits ($R=8,3145 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

c_v : Capacité calorifique molaire d'un gaz parfait. $c_v=R/0,4 \text{ (J.mol}^{-1}.\text{k}^{-1})$

*d : Diamètre intérieur de la canalisation (m)

S : section de la canalisation ($S=\pi.d^2/4$)

*L : Longueur totale de la canalisation (m)

*I : Inclinaison du tube dans sa partie contenant l'eau (sinus par rapport à horizontale)

*E : Profondeur d'immersion de la tuyère (E pour enfoncement)

*h : longueur de la partie chaude (température supérieure à 373 K)

x : longueur de la bulle de vapeur

V : Volume gazeux ($V=S.x$)

ρ : Masse volumique de l'eau ($\rho=1000 \text{ kg.m}^3$)

A_v : Aire de vaporisation/échauffement

A_c : Aire de condensation/réfrigération

T_c : Température du condenseur (variable le long de la canalisation)

* T_v : Température de l'évaporateur

* T_f : Température de la source froide

P_0 : Pression due à la hauteur de la colonne d'eau par rapport au bac.

P_{atm} : Pression atmosphérique

P_r : Perte de charge dans le tube

y : Abscisse d'une section de tube. (Servira à étudier les gradients de température)

* M_a : Masse d'air introduite dans le moteur

M_v : Masse de vapeur

M : Masse totale de gaz ($M=M_v+M_a$)

L_v : Chaleur latente de vaporisation de l'eau

1.3. Equations (et leur justification) :

Remarque de l'auteur : Quelques notations et valeurs numériques citées dans les pages qui suivent ne seront pas nécessairement utilisées dans les calculs, mais elles sont là pour m'éviter d'avoir à les rechercher si besoin.

La colonne liquide est importante pour ses dimensions et sa vitesse (masse, pertes de charge). Mais ce qui importe surtout c'est L'ÉTUDE DE LA BULLE DE GAZ. La puissance de chauffe est constante mais la transmission vers le gaz est cyclique car la densité, la pression, la teneur en vapeur et la température du gaz varient.

Entre l'évaporateur et le point mort haut on considérera que la zone est adiabatique, hypothèse justifiée par le fait que cette zone ne contient que du gaz et sera un peu isolée (reconduction de dispositions d'expériences précédentes). Et à l'extérieur il n'y a que de l'air.

Aire et température de vaporisation/échauffement : Pour simplifier on négligera l'opercule de fermeture du tube à sa partie haute. Par hypothèse, et compte tenu de la construction l'interface n'entre jamais dans la partie chaude, excepté une ou deux gouttelettes. L'aire de vaporisation est donc $A_v = \pi \cdot d \cdot h$ et cette aire est à la température T_v .

Coefficient d'échange : Certains moteurs relativement performants ont une chaleur bien répartie (cas des moteurs dont la partie chaude est réalisée en cuivre épais). D'autres ont un point très chaud (cas des moteurs en fer blanc chauffés par une bougie). Dans l'un ou l'autre cas la performance dépend des formes et dimensions et de la puissance de chauffe. Quand un moteur marche, quel que soit son design, c'est qu'il consomme l'énergie qui lui est fournie. Pour l'étude et plus tard pour la vérification expérimentale on considérera une chaleur uniformément répartie. Sur la courbe de Nukiyama on supposera un fonctionnement dans la zone comprise entre 10 kW.m⁻² pour un delta T de 5 K et 100 kW.m⁻² pour un delta T de 10 K. Moyenne géométrique : Delta T de 7,07 K pour 31,6 kW.m⁻² soit un coefficient de transmission surfacique $U_v = 4,5 \text{ kW.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. (Ailleurs j'ai lu des valeurs de 13 et de 11 kW.m⁻².K⁻¹.) Si les mesures sur le banc d'essai montrent une température de la chaudière très différente de 107°C il sera toujours temps de prendre en compte de nouvelles valeurs.

A 100°C et à la pression de 1013hPa la chaleur latente de vaporisation de l'eau est $L_v = 2257 \text{ kJ/kg}$. Cette valeur diminue de façon non linéaire quand la température augmente, mais au voisinage de 100°C et 1013hPa on prendra $L_v = 3376 - 3 \cdot T$ avec L_v en kJ/kg et T en K.

Coefficient de conductivité de la vapeur à la pression atmosphérique :

$\lambda_v = 0,0251 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à 100°C, 0,0289 à 150°C et 0,0333 à 200°C.

Aire et température de condensation/réfrigération : L'aire de condensation est $A_c = \pi \cdot d \cdot (x-h)$. Quand on observe la température du tube de l'extérieur on voit qu'elle diminue progressivement quand on s'approche du bac. Cependant, dans la partie balayée par l'interface la pellicule d'eau qui se dépose sur la paroi intérieure du tube lors de la descente est approximativement à température constante: celle du haut de la colonne d'eau. Et contrairement à ce qu'intuitivement on pourrait penser cette température est bien inférieure à la température d'ébullition.

Lorsque la colonne d'eau descend dans le tube, la tranche de température moyenne θ_y qui à l'instant t était à la position y se retrouve à l'instant $t + \Delta t$ à la position $y + \Delta y$ en contact avec la couche limite un peu plus froide laissée par la tranche précédente, elle-même descendue à la position $y + 2\Delta y$. Cela explique pourquoi et comment l'essentiel de la chaleur fournie dans le haut du moteur transite vers la source froide. Au-dessus du point mort haut le tube est à la température moyenne de la vapeur. En-dessous, à partir du PMH la couche qui commence à se déposer est à environ 70°C, et plus la colonne d'eau descend et plus la température de cette couche limite diminue pour atteindre environ 60°C au point mort bas. Ces affirmations sont basées sur des mesures réalisées sur différents moteurs. Voir par exemple « Gradient de température le long d'un

moteur pop-pop ». La surface de condensation/réfrigération est donc globalement de plus en plus grande et de plus en plus froide lorsque la colonne d'eau descend.

Nota 1: Nous avons retenu ces hypothèses car nous savons que sans la présence d'un film liquide adhérent à la paroi lors de la descente de la colonne d'eau les moteurs ne sont pas performants.

Nota 2: Il serait inutile de simuler ce qui se passe en dessous du point mort bas puisqu'il n'y a que du liquide.

La section du tube étant constante, cela nous autorise à définir une température moyenne en

fonction de x : $T_{mc} = \frac{1}{x-h} \int_h^x \theta_y dy$. Quelques décennies plus tôt on se serait creusé la tête pour

trouver la primitive de θ_y , mais avec un PC et un pas de calcul assez petit le résultat s'obtient tellement facilement...

Coefficient d'échange : La littérature consultée sur le sujet est vague. Cependant, il semble que le coefficient de transmission surfacique ne soit pas le même dans les deux sens. Pour le coefficient de condensation/réfrigération, en l'absence d'information fiable on prendra le double du coefficient de vaporisation/échauffement ; c'est-à-dire $Uc=9 \text{ kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Coefficient de conductivité thermique de l'eau : $\lambda_e=0,58 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

La relation entre la pression P de vapeur, son volume V_v , sa température T et le nombre de moles n est régie par l'équation $P \times V_v = n \times R \times T$

R (constante des gaz parfaits) vaut $8,3145 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Le nombre de moles d'eau n , quelle que soit sa forme physique, est directement lié à la masse. La masse molaire de l'eau est 18 g ; soit 18.10^{-3} kg .

Ce qui permet d'éliminer n de l'équation initiale qui devient $P.V_v=462.M_v.T$

La vapeur d'eau n'est pas un gaz parfait mais les pressions et températures en jeu dans un moteur pop-pop sont suffisamment faibles pour qu'on se satisfasse de cette formule.

Mais !!! Il ne faudra pas oublier que la bulle de gaz n'est pas constituée que de vapeur. Quand un moteur pop-pop délivre sa meilleure poussée il y a avec la vapeur d'eau une part importante d'oxygène et surtout d'azote, ces deux gaz provenant soit d'une introduction volontaire d'air, soit de l'évaporation de gaz dissous initialement dans l'eau. Quelle que soit l'origine du gaz les proportions entre azote et oxygène sont voisines de celles de l'air. Pour la suite on supposera que c'est de l'air. Cette hypothèse est d'autant plus justifiée que pour gagner du temps lors des essais du moteur instrumenté on introduira volontairement de l'air avant de chauffer ce moteur.

On peut appliquer le même raisonnement que pour la vapeur. La seule différence c'est la masse molaire. L'air étant constitué d'environ 20% d'oxygène et 80% d'azote la masse molaire est $0,2 \times 32 + 0,8 \times 28 = 28,8 \text{ g}$. Et l'on obtient $P.V_a=289.M_a.T$

Nota : Dans les 2 formules (vapeur et air) la pression P et la température T sont les mêmes.

Conservation de la masse.

En toute rigueur, (pression, volume et température variant) il faudrait considérer 4 cas de figure:

- 1- Vaporisation dans l'évaporateur
- 2- Vaporisation dans le condenseur (car au point mort bas la pression est faible)
- 3- Condensation dans le condenseur
- 4- Condensation dans l'évaporateur (car au point mort haut la pression est élevée).

Cependant, sans connaître le cycle on connaît déjà les ordres de grandeur des pressions maxi et mini et ceux des températures de l'évaporateur et du condenseur et il semble inutile de tenir compte des cas 2 et 4 qui, même s'ils existent, sont au moins du deuxième ordre.

Le débit massique instantané de vapeur qui se forme est $\dot{m}_{vv}=(U_v/L_v) A_v(T_v-T)$

Le débit massique instantané qui se condense est $\dot{m}_{cc}=(U_c/L_v) A_c(T-T_c)$

La masse de gaz à l'instant $(t+dt)$ est donc: $M(t+dt)=M_a+M_v(t)+(\dot{m}_{vv}(t)-\dot{m}_{cc}(t)).dt$

Conservation de l'énergie:

La variation d'énergie interne de la bulle de gaz est la somme des échanges thermiques et mécanique.

Travail mécanique (négatif quand x augmente): $dW = -P.S.dx$

Les échanges thermiques sont de deux sortes. D'une part vaporisation/condensation et d'autre part les échanges d'énergie sans changement d'état.

Chaleur échangée lors des changements d'état: $(\dot{m}_{v} - \dot{m}_{c}) \times L_v$

Chaleur échangée sans changement d'état: $n.cv.[T(t+dt) - T(t)]$

Connaissant la température du gaz à l'instant (t) ceci **devrait** permettre de déterminer la température du gaz à l'instant t+dt. $T(t+dt) = T(t) + \frac{dU}{n.cv}$ **mais ça se mord la queue**

Mouvement de la colonne d'eau :

La masse d'eau contenue dans le tuyau est $m_e = S.\rho.(L - x)$. Mais une masse additionnelle est à considérer dans le bac car la colonne d'eau s'y prolonge. D'après les mesures faites, dans la phase d'expulsion tout se passe comme si la colonne d'eau était prolongée de 24 fois son diamètre. Dans la phase d'aspiration l'écoulement est différent et la longueur à considérer (obtenue par calcul) est alors seulement 2,3 fois le diamètre.

La colonne d'eau est soumise à la différence des pressions qui s'exercent sur chacune de ses extrémités. Dans le bas, c'est la hauteur statique due à la pression atmosphérique complétée par celle due à l'immersion de la tuyère (quelques centimètres d'eau). Dans le haut c'est la pression absolue de vapeur. En dynamique il faut tenir compte de la masse de la colonne d'eau et des pertes de charge. Ces dernières dépendent du type d'écoulement qui lui-même dépend du nombre de Reynolds (Re).

Pour avoir fait de nombreuses mesures et de nombreux calculs sur d'autres moteurs nous savons que la vitesse maxi de l'écoulement est de l'ordre de 1 à 3m/s ; ce qui correspond (même pour les petits diamètres) à un écoulement turbulent. Nombre de Reynolds très supérieur à 2500. De plus, le mouvement alternatif favorise ce type d'écoulement.

La perte de charge (ΔP) est fonction de la vitesse instantanée (x') de la colonne d'eau, de sa longueur instantanée ($L-x$) et de la rugosité de la paroi interne du tube. En régime turbulent elle est donnée approximativement par la formule :

$$p_r = \frac{\lambda.(L-x).x'^2.\rho}{2.d} \text{ avec } \lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \text{ et } Re = \frac{x'.d}{\nu}$$

Nota: On se satisfera de cette unique formulation car en régime laminaire (faible vitesse) les pertes de charge sont faibles et l'erreur due à cette simplification sera négligeable.

Attention ! Lors de la résolution numérique il faudra veiller

1°) au signe de la ΔP . En effet, la perte de charge devra être toujours un frein au mouvement. Le signe de la ΔP devra donc s'inverser en même temps que celui de la vitesse x' .

2°) à forcer $Pr=0$ quand la vitesse est nulle car pour faire le calcul de λ l'ordinateur ne saura pas diviser par zéro.

Bien que la température soit variable tout le long de la colonne d'eau on admettra (à 2% près) que la masse volumique ρ est constante et égale à 1000 kg/m^3 , et pour la viscosité cinématique ν on prendra $0,65.10^{-6} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$.

Avec ces hypothèses, l'équation du mouvement de la colonne d'eau devient :

$F = m_e.\ddot{x} = m_e.x'' = S.(P + P_0 - P_{atm} - P_r)$ dans laquelle P_0 qui représente la pression statique due à la hauteur géométrique de la colonne d'eau pourra être négligé pour un tout petit moteur, mais pas pour notre gros moteur de banc d'essai. $P_0 = \rho.g[(L-x)I - E]$

L'accélération est donc $x'' = \frac{S}{m_e}(P + P_0 - P_{atm} - P_r)$. En intégrant une première fois on obtient la vitesse $x' = \int x'' dt$ et en intégrant une seconde fois on obtient le déplacement $x = \int x' dt$

x étant la position de l'interface, le volume de gaz est : $V = \pi \frac{d^2}{4} x = V_a + V_v$

et $\frac{P}{T} = \frac{289Ma}{V_a} + \frac{462Mv}{V_v}$ Au cours d'un cycle, seule la masse d'air ne varie pas.

1.4. Résolution :

Décomposition du tube en 100 tronçons de longueurs égales. Le contenu de chaque tronçon échange avec

- le tube
- le tronçon amont
- le tronçon aval

Malgré les hypothèses simplificatrices utilisées, nous n'avons même pas cherché à intégrer les fonctions définies plus haut. C'est tellement facile grâce à l'informatique. Il suffit d'imposer des pas de calcul assez petits (en l'occurrence 10ms). On ne connaît pas a priori le temps de cycle, mais compte tenu de la dimension du moteur qui servira aux essais on sait que ce sera de l'ordre de la seconde. L'observation de la pression et/ou du volume permettra de déterminer ce temps.

Dans le tableur, toutes les données numériques seront déclarées comme des variables. Ainsi, plus tard, si le besoin s'en fait sentir, il sera très facile d'analyser le cycle d'un moteur différent.

Les valeurs numériques retenues pour cette première application sont celles du moteur qui servira plus tard (au chapitre 2) à faire des essais ; à savoir (avec les unités légales) :

$d=18,1 \cdot 10^{-3}$ m. $L=1,350$ m. $h=0,27$ m. $I=42\%$. $T_v=380$ K (107°C). $M_a=32 \cdot 10^{-6}$ kg. $T_f=293$ K.

Pour l'essai on mettra 25 cm^3 d'air mesurés à 20°C et à la pression atmosphérique de 1013 hPa.

En effet, dans ces conditions une mole fait 22,4 litres. Et la masse molaire de l'air est 28,8 g.

$28,8 \text{ g} \times 25 \text{ cm}^3 / 22,4 \text{ litres} = 32 \text{ mg} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$.

1.4.1. Pression calculée en fonction du temps

Quand le programme tournera... J'ai écrit le programme sous Scilab mais je n'arrive pas à le débbugger.

1.4.2. Volume calculé en fonction du temps

Quand le programme tournera...

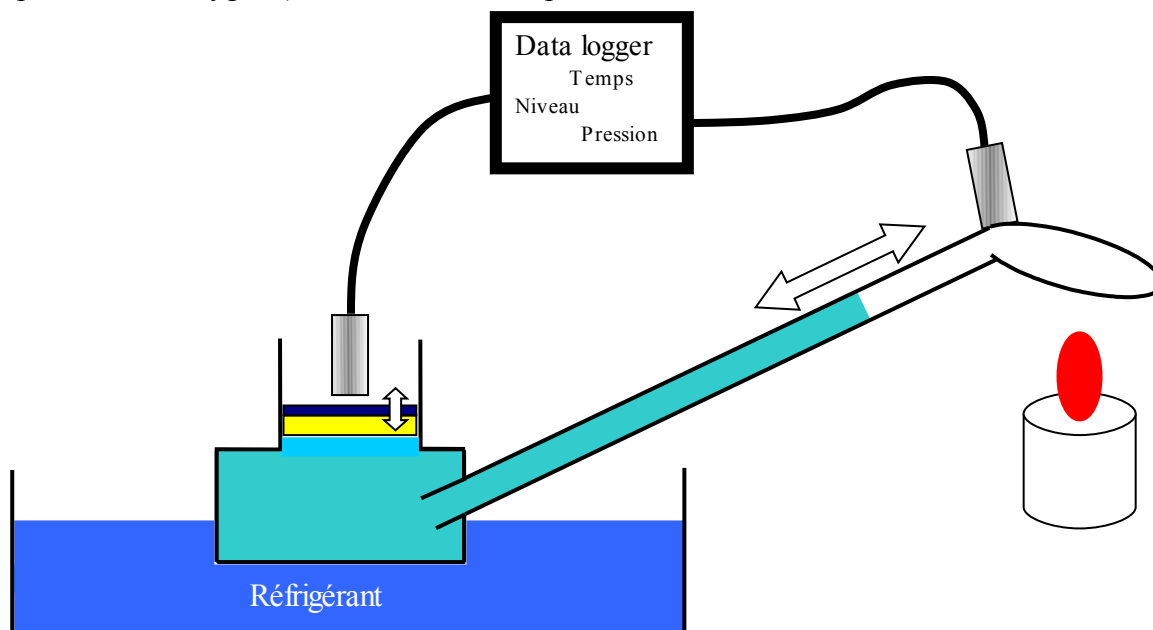
1.4.3. Cycle pop-pop calculé

Quand le programme tournera...

2. Pratique :

2.1. Principe de la mesure :

Enregistrement à l'aide d'un data logger de la pression et du volume de gaz (essentiellement vapeur+azote+oxygène) en fonction du temps.



Mesure de pression à l'aide d'un transmetteur de pression absolue.

Mesure de volume. Une mesure directe s'avérant impossible nous avons utilisé la solution représentée sur le dessin. Le moteur pop-pop est relié en partie basse à un réservoir dont la partie haute est à section constante. De ce fait, les mouvements verticaux du plan d'eau sont proportionnels aux variations de volume de gaz dans le moteur pop-pop. Un flotteur situé sur le plan d'eau en suit les mouvements. Un détecteur de proximité situé au-dessus du flotteur délivre un signal évoluant avec la position verticale du flotteur.

2.2. Quelques précautions :

- Pour éviter un filtrage indésirable des mesures les transmetteurs de pression et de position retenus ont des temps de réponse très courts (quelques millisecondes) et le moteur pop-pop réalisé a une fréquence très basse (de l'ordre de 1Hz).
- Pour éviter une détérioration du transmetteur de pression par surchauffe, un écran thermique a été interposé et le transmetteur a été légèrement éloigné et relié au moteur par un tuyau en plastique et un petit réfrigérant.
- Pour éviter une détérioration mécanique du capteur de déplacement en cas d'élévation accidentelle de niveau, ce dernier a été monté sur un support maintenu en position seulement par son poids.
- Afin d'avoir une assez bonne idée du volume de la partie chaude, celle-ci a été réalisée en cuivre. Le reste du moteur est en acier inox.
- Le réservoir utilisé pour la mesure est relativement large et haut en partie basse pour ne pas perturber le fonctionnement du moteur pop-pop. Diamètre et hauteur : environ 7 fois le diamètre du moteur. En partie haute il est prolongé par une section cylindrique réduite (diamètre environ 4 fois celui du moteur) afin que les variations de niveau soient mesurables avec assez de précision.
- Le raccordement entre la partie basse et la partie haute a été fait par troncs de cônes pour éviter que de l'air soit piégé et perturbe la mesure.
- Le réservoir était prévu être immergé dans un grand bac servant de réfrigérant. Pour quelques heures de fonctionnement il n'y a pas eu besoin de réfrigération.

- Etalonnage en statique. Le signal électrique du transmetteur de position varie avec la distance entre ce transmetteur et le flotteur. Hélas ! nous avons eu la désagréable surprise de constater que le signal électrique ne variait pas linéairement avec la distance. Nous avons dû déterminer la relation exacte entre signal et distance. Elle est de la forme $D=D_0+k.Arcsin(\theta(U-U_0))$. Pour l'étalonnage nous avons fait varier le niveau par paliers en ajoutant à chaque fois une quantité mesurée d'eau. Le zéro a été déterminé juste avant le début de l'essai, alors que le moteur pop-pop était rempli d'eau.

- Avec le temps, l'azote et l'oxygène qui étaient dissous dans l'eau se sont dégagés et le volume de gaz a augmenté. Il en a résulté une augmentation du niveau moyen dans le réservoir de mesure. Pour garder la mesure à peu près centrée il a été procédé à quelques ponctions mesurées avec une seringue.

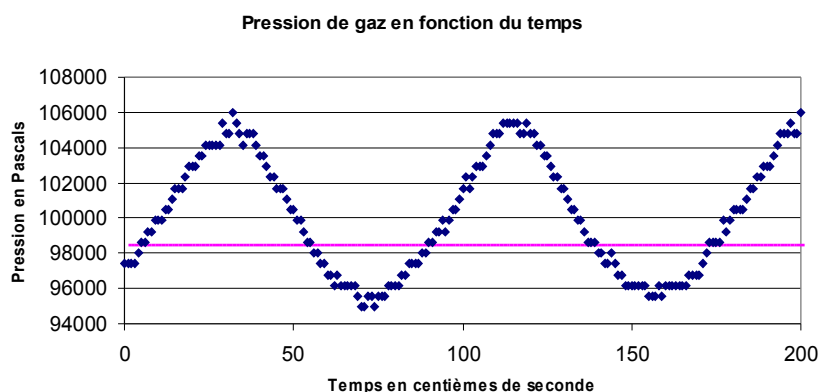
- Afin de maîtriser la puissance de chauffe, la bougie symbolisée sur le dessin a été remplacée par une résistance électrique (pour ce faire nous avons sacrifié un fer à repasser).

2.3. Mesures complémentaires :

Bien que cela ne concerne pas la mesure du cycle, lors de ces essais il a été installé 8 sondes de température, une au niveau de la chaudière et les 7 autres réparties le long du tuyau. Les résultats correspondants serviront à compléter le document « Gradient de température le long du tuyau d'un moteur pop-pop ». En effet, l'étude avait été limitée à un petit moteur (diamètre 3,5mm) et à un gros moteur (diamètre 40mm). Celui-ci (diamètre 18,1mm) se situe bien entre les deux.

2.4. Résultats :

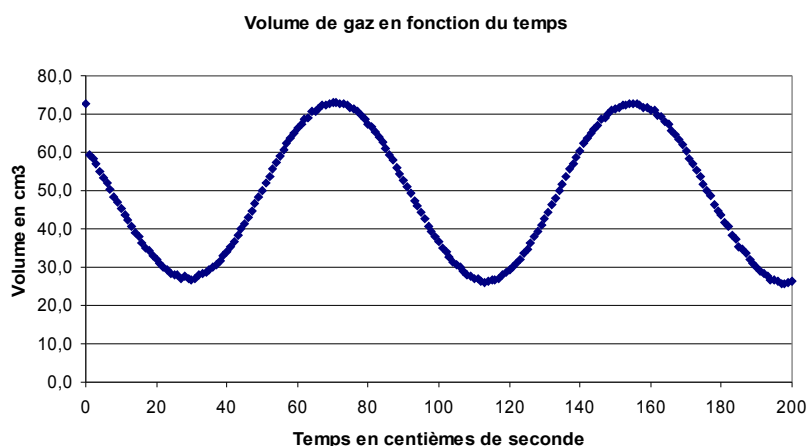
2.4.1. Pression mesurée en fonction du temps :



Le trait magenta représente la pression de gaz au repos. Un peu inférieure à la pression atmosphérique (en raison de la hauteur du moteur) elle-même basse le jour de l'essai.

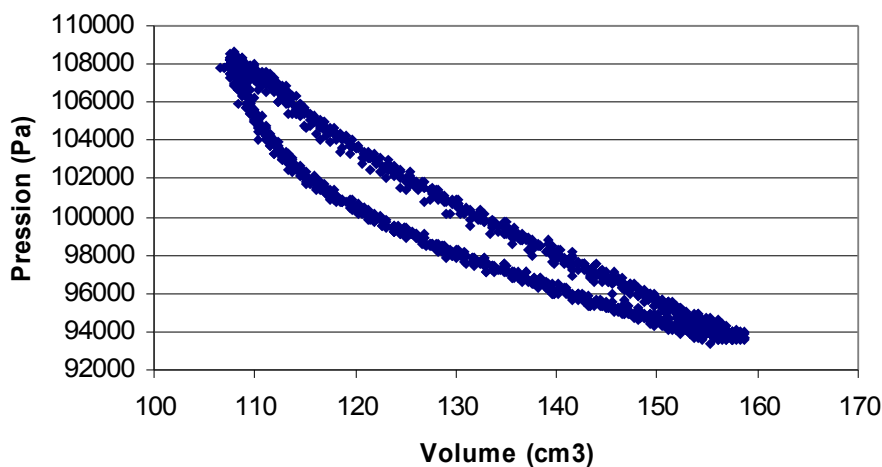
Cet enregistrement est l'un des tout premiers. Par la suite nous avons amélioré la résolution et les sur les enregistrements suivants il y a eu moins de dispersion.

2.3.2. Volume mesuré en fonction du temps :



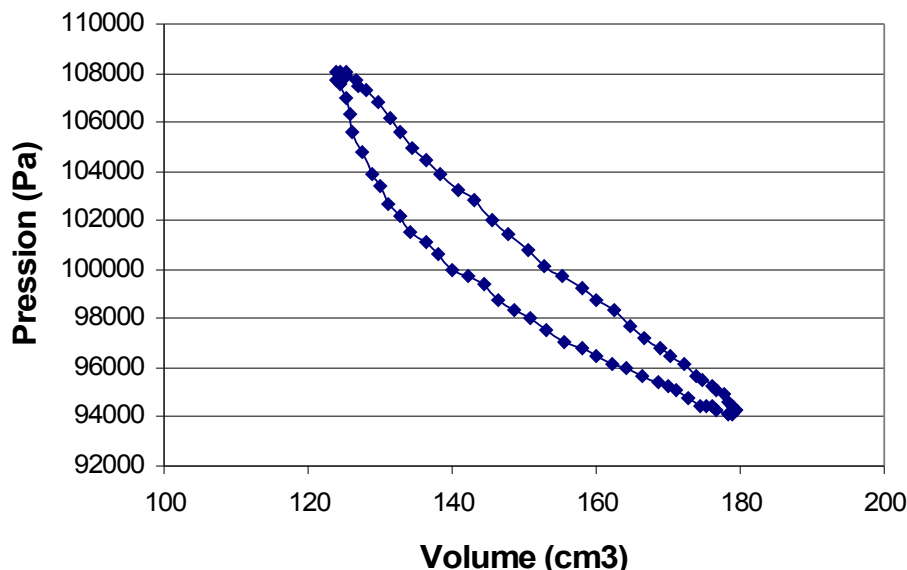
2.4.3. Cycle pop-pop mesuré :

20 cycle consécutifs (Test #F14)



Cet enregistrement réalisé sur 20 cycles consécutifs (1518 points) met en évidence la quasi répétabilité du cycle.

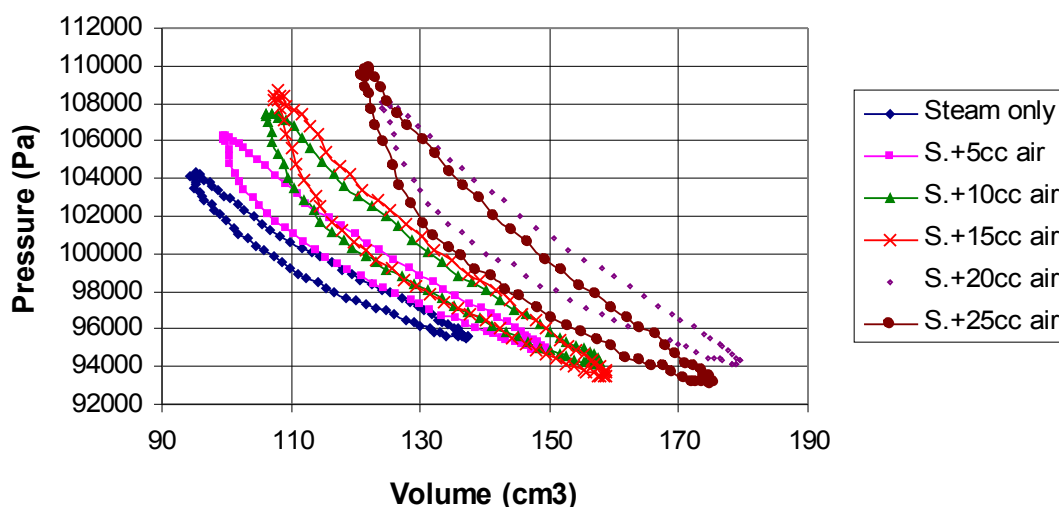
L'enregistrement suivant concerne un cycle seulement afin de mieux montrer le comportement aux extrémités.



Ce résultat de mesures est intéressant. Le cycle ressemble beaucoup à celui d'un moteur Stirling. Mais les apparences sont trompeuses. A ce sujet, voir « Cycle pop-pop et cycle Stirling ».

2.4.4. Evolution du cycle en fonction du gaz contenu (autre que vapeur):

PV diagram vs air inside the engine



Ce diagramme met en évidence l'augmentation de la cylindrée et celle de la variation de pression lorsque la chaudière contient du gaz autre que la vapeur. Il en résulte aussi une augmentation de fréquence. Toutes ces augmentations influencent favorablement la poussée que délivre le moteur.

Nota : Cette compilation de mesures expérimentales semble montrer une anomalie pour le cycle « S+20cc ». En fait, entre « S+15 » et « S+20 » il y a eu un burn-out et le moteur a été redémarré avec des conditions initiales différentes. Ceci est ce qui a été enregistré. Nous avons tenu à ne pas "bidouiller".

3. Conclusions :

Dans la théorie (à confirmer quand le programme tournera!) comme dans la pratique :

- Le fonctionnement est périodique

- Le mouvement de l'eau est presque sinusoïdal.
- La pression et le volume sont presque en opposition de phase.
- La valeur absolue de la pression maxi relative est supérieure dans un rapport d'environ 2 à celle de la dépression mini. Sur le moteur PPVG beaucoup plus petit, en octobre 2006, nous avons trouvé un rapport de 2,1. Compte tenu des incertitudes de mesure les valeurs se confirment.
- Le diagramme ressemble à ce que nous avons conclu dans "Représentation du cycle d'un pop-pop" (le 05/02/08). Dans le plan P-V le cycle a une forme de haricot très aplati avec une concavité vers le haut et la droite.
- La présence de gaz (autre que la vapeur) améliore les performances du moteur.

Annexe 1 : quelques informations sur les matériels utilisés

Data logger :

Type PCS10 de chez Velleman raccordé à une prise USB d'un PC portable.

Alimentations stabilisées :

Deux alimentations 12V-0,5A récupérées sur un vieil ampli. La première alimente les amplificateurs des sondes de température et du capteur de pression en 12V. Son 0V est relié à la masse du data logger (et à celle du PC). La seconde, en série avec la première, alimente en 24V la mesure de volume.

Une petite alimentation 10V. Celle-ci a été bricolée à l'aide du transfo d'un vieux chargeur de batteries de calculette. Elle a été nécessaire pour découpler l'afficheur LCD de l'amplificateur de température.

Mesure de pression :

Transmetteur MPX2200AP de chez Freescale semiconductor.

Amplificateur « maison » avec un gain de 150 réalisé avec pour composant principal un double amplificateur opérationnel de type « rail to rail ». Référence TLC272 de chez Texas Instruments.

Mesure de volume :

Transmetteur de déplacement XS4P30AB110 de chez Télémécanique.

Cible : un disque en acier de diamètre 74mm solidaire d'un flotteur en polystyrène expansé de même diamètre.

Mesures de températures :

7 sondes KTY81-110 de chez Philips Semiconductors. (Limite : 150°C)

Préamplificateur K6001 de chez Velleman

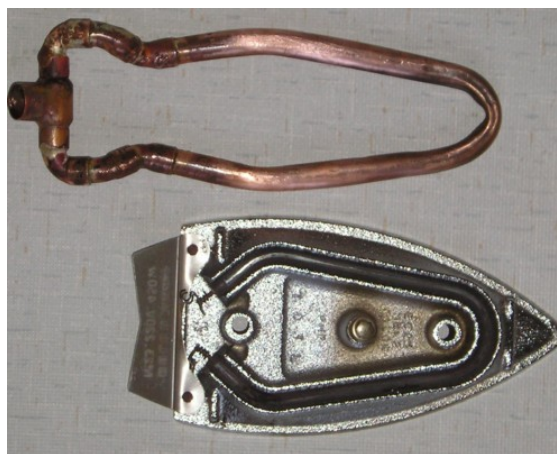
Afficheur LCD PM-428

Pour les températures risquant d'excéder 150°C (chaudière) les mesures ont été faites avec un thermocouple K (limite 1000°C) relié à un multimètre numérique.

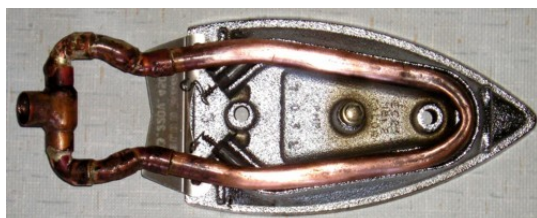
Annexe 2 : photos

1. Chaudière :

Fer à repasser avant



Tube en boucle de la chaudière



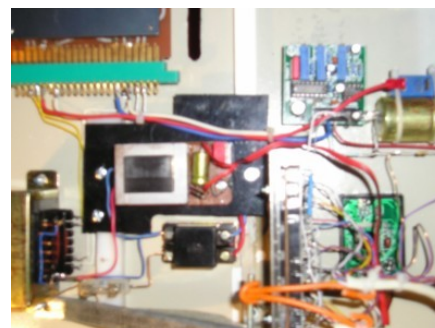
Superposition



Chaudière terminée

2. Pupitre de contrôle-commande :

Vue de dessus...



...et de dessous

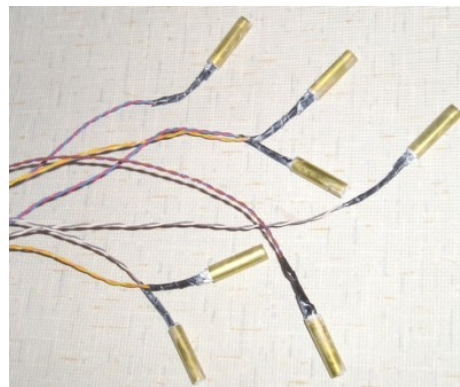
3. Instrumentation :



Transmetteur de niveau
et son support en PVC blanc



Transmetteur
de pression



Sondes de température

4. Vue du moteur en cours d'essai :



Pour limiter les pertes thermiques, toute la partie chaude (évaporateur en cuivre) a été calorifugée jusqu'au point le plus haut du moteur. Le fer lui-même a été isolé avec de la laine de verre compte tenu des températures possibles de plusieurs centaines de degrés en cas de burn-out. Le long du tube, sous chaque brassard en polystyrène expansé noir se tient une sonde de température.