

Moteur Ericsson à piston liquide libre : premiers résultats expérimentaux.

Ryma CHOUDER^{1,2}, Max NDAMÉ NGANGUÉ³, Pascal STOUFFS^{1,*}, Azzedine BENABDESSELAM²

¹Université de Pau et des Pays de l'Adour, E2S UPPA, LaTEP, Rue Jules Ferry, BP 7511, 64 075 PAU Cedex.

²Laboratoire des Transports Polyphasiques et Milieux Poreux (LTPMP), FGPGM, USTHB, Alger, Algérie

³Laboratoire de Technologie et de Sciences Appliquées, IUT de l'Université de Douala, Cameroun

*(auteur correspondant : pascal.stouffs@univ-pau.fr)

Résumé - Le banc expérimental d'une nouvelle configuration de moteur Ericsson à piston liquide libre est décrit en détail. Différents résultats expérimentaux sont présentés en mode 'moteur entraîné', alimenté par de l'air comprimé. L'évolution temporelle du déplacement du piston liquide libre confirme ce que la modélisation théorique avait prédit, à savoir qu'il est possible d'obtenir un jeu de valeur des paramètres opérationnels du système conduisant à un fonctionnement stable du système à piston libre. Les variations d'amplitude et de fréquence de déplacement du piston liquide libre sont en accord avec le modèle théorique.

Nomenclature

p_{admE}	pression instantanée d'admission dans le cylindre de détente, bar	SA	état de la soupape d'admission du cylindre de détente
p_C	pression instantanée dans le cylindre de compression, bar	SE	état de la soupape d'échappement du cylindre de détente
p_{Cart}	pression instantanée à l'entrée de la cartouche chauffante, bar	x	position du piston liquide, m
p_E	pression instantanée dans le cylindre de détente, bar	<i>Indices et/ou notations</i>	
p_{echpC}	pression instantanée à l'échappement du cylindre de compression, bar	C	espace de compression
		E	espace de détente
		H	échangeur réchauffeur (heater)
		R	échangeur récupérateur
		T	machine de détente externe

1. Introduction

Les moteurs à apport de chaleur externe tels que les moteurs Stirling ou Ericsson [1] s'avèrent être une solution technologique pertinente pour la valorisation de l'énergie thermique telle que l'énergie solaire, la valorisation énergétique d'effluents gazeux chauds ou la combustion de biomasse, pour produire de l'énergie mécanique ou électrique de faible puissance. Les moteurs Ericsson présentent, sur les moteurs Stirling, l'avantage majeur que les échangeurs de chaleur ne sont pas des volumes morts et peuvent donc être dimensionnés uniquement sur des considérations de transfert de chaleur [2]. Cela est particulièrement intéressant dans le cas de sources chaudes à température relativement faible ou à faible coefficient de transfert, comme des effluents gazeux. Cependant, en ce qui concerne les moteurs Ericsson, malgré leur intérêt, les travaux expérimentaux restent peu nombreux.

Les machines à piston liquide sont particulièrement intéressantes car elles assurent une étanchéité parfaite entre le piston et le cylindre, tout en réduisant drastiquement les forces de

frottement. En outre, elles peuvent considérablement améliorer les transferts de chaleur avec le fluide de travail, par exemple pour approcher une compression isotherme [3].

Les moteurs à piston libre s'affranchissent des dispositifs bielle-manivelle transformant le mouvement alternatif en mouvement rotatif. Les pertes mécaniques sont donc plus faibles et le coût du moteur est réduit [4].

Une nouvelle configuration de moteur associant les avantages des moteurs Ericsson, des machines à piston liquide et des moteurs à piston libre a été présentée précédemment [5]. Les résultats de simulation dynamique de ce moteur ont montré qu'il était possible de concevoir un moteur Ericsson à piston liquide libre qui, associé à un choix judicieux de paramètres opérationnels, permet d'obtenir un fonctionnement stable avec des performances énergétiques intéressantes [6].

Un banc expérimental est en cours de développement pour valider les résultats théoriques. Ce banc est décrit et les premiers résultats sont présentés.

2. Le banc expérimental

2.1. La configuration étudiée

La configuration étudiée (Figure 1) est constituée d'un tube en U rempli d'eau dans sa partie inférieure, et dont les deux branches sont fermées par des culasses munies de soupapes.

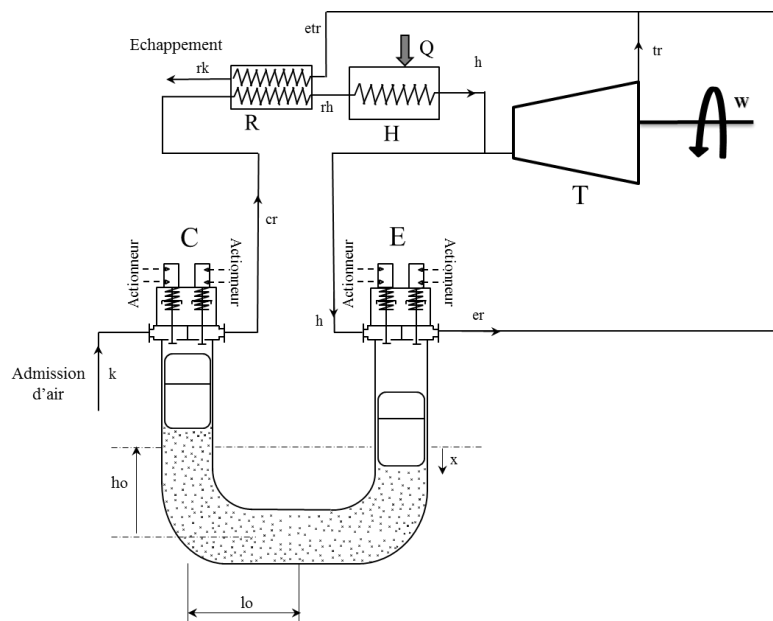


Figure 1 : Schéma de principe du moteur Ericsson à piston liquide libre

L'espace situé entre la surface du liquide et la culasse d'une des branches constitue l'espace de compression C, tandis que ce même espace constitue l'espace de détente E dans l'autre branche. La configuration étudiée fonctionne en cycle ouvert, l'air atmosphérique entre dans l'espace de compression, est comprimé par le piston liquide, puis refoulé vers un échangeur récupérateur R et un échangeur réchauffeur H (source chaude du cycle) avant d'être introduit dans l'espace de détente E. L'air chaud détendu par la descente du piston liquide est ensuite refoulé vers l'autre branche de l'échangeur récupérateur R, lors de la remontée du piston liquide. Dans le cas de la configuration étudiée, seule une partie du débit massique d'air refoulé par l'espace de compression est introduite dans l'espace de détente, le

débit massique introduit étant tel que le travail de détente compense exactement le travail de compression. Dans cette configuration, le piston liquide et les espaces de compression et de détente qu'il délimite s'apparente à un 'générateur de gaz à piston libre', comme le générateur de gaz du moteur PESCARA [7-8]. Le débit massique d'air comprimé non admis dans l'espace de détente peut être utilisé comme tel, à la sortie de l'espace de compression, le système étant alors un compresseur thermique, soit être prélevé après passage dans les échangeurs récupérateur et réchauffeur et être détendu dans une machine fonctionnant en parallèle de l'espace de détente du piston liquide, si l'objectif est de produire de l'énergie mécanique (Figure 1).

2.2. Le banc expérimental

La figure 2 présente le schéma de principe du banc d'essai, tandis que la figure 3 montre une vue d'ensemble du dispositif expérimental.

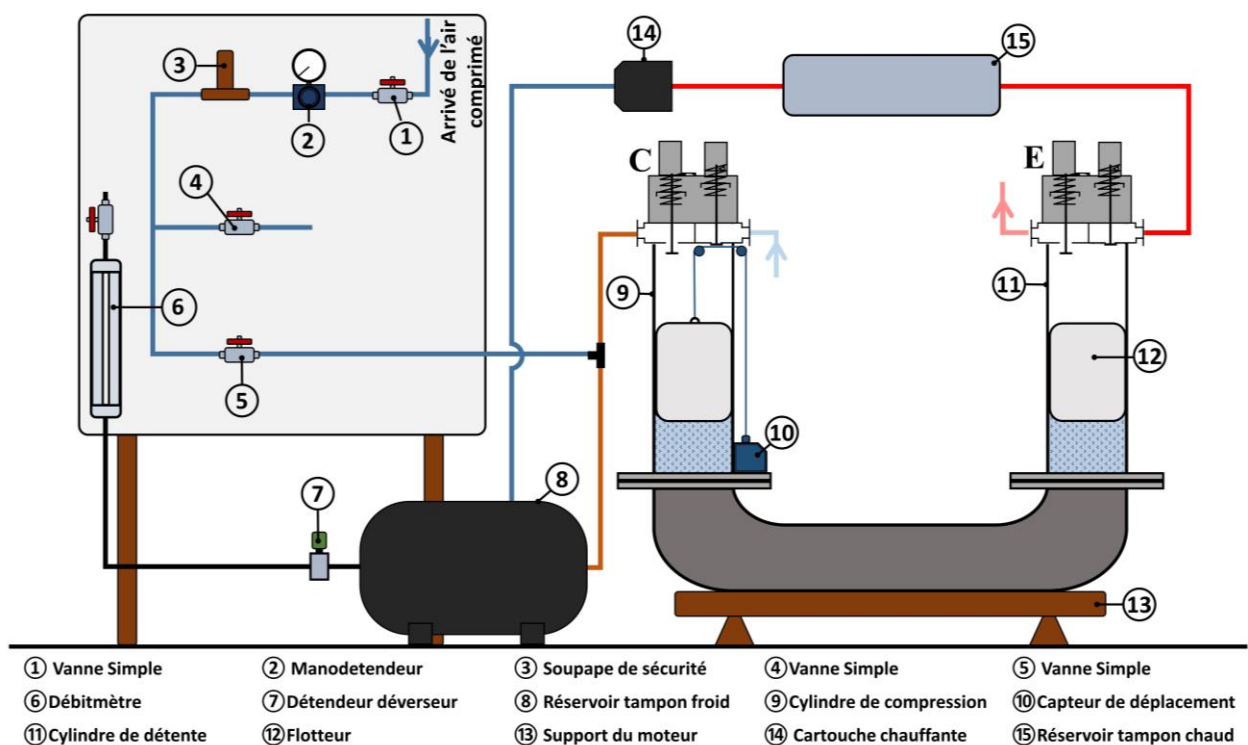


Figure 2 : Schéma de principe du banc expérimental

Afin que le système puisse être testé en mode 'moteur entraîné', le dispositif (Figure 2) est alimenté par de l'air comprimé du réseau (1). L'air comprimé venant du compresseur d'air externe passe d'abord dans un manodétendeur (2) qui permet de régler la pression d'alimentation du banc, puis passe dans une soupape de sécurité (3) qui limite la pression avale à 3 bars, afin d'éviter tout risque d'éclatement du tube Pyrex (11). La vanne (4) permet la vidange de l'air comprimé présent dans le banc d'essai. Un raccord en T permet d'alimenter le cylindre de détente tant par le compresseur externe, que par l'espace de compression du moteur à piston liquide.

Lorsque les vannes (1) et (5) sont ouvertes, l'air comprimé provenant du compresseur externe pressurise toute la branche haute pression du dispositif, composée notamment des deux réservoirs tampons (8) et (15). La conduite de refoulement du cylindre de compression

est soumise à une contre pression et le moteur peut être démarré par l'ouverture de la soupape d'admission du cylindre de détente et introduction d'air comprimé externe.

Lorsque la vanne (5) est fermée, il n'y a plus d'introduction d'air comprimé provenant du compresseur externe. Un circuit fluide est établi qui permet un fonctionnement du banc en « mode moteur », i.e. l'air comprimé sortant du cylindre de compression est divisé en deux flux : une partie passe dans le tampon froid (8) ensuite par la cartouche chauffante (14) et le réservoir tampon chaud (15) pour être admis dans le cylindre de détente (11), et l'autre partie passe dans un détendeur déverseur (7) qui permet de maintenir la pression amont constante. Le flux d'air délivré par ce détendeur déverseur peut être mesuré par le débitmètre à flotteur (6). Cette mesure permet d'évaluer le débit d'air disponible pour des applications pratiques du moteur, comme la production d'air comprimé ou d'énergie mécanique par adjonction d'une micromachine de détente externe.



Figure 3 : *Vue d'ensemble du dispositif expérimental*

La partie inférieure du système à piston liquide est réalisée à partir de tubes commerciaux en PVC pression PN 10 haute résistance. Le cylindre de compression est en acier inoxydable, tandis que le cylindre de détente est constitué d'un tube en Pyrex d'un diamètre extérieur de 180 mm, une épaisseur de 8 mm, une longueur de 500 mm. Deux flotteurs, d'un diamètre extérieur de 156 mm et d'une longueur de 250 mm sont insérés dans les cylindres. La longueur des flotteurs a été choisie pour être au moins égale à l'amplitude maximale de déplacement du piston liquide, de sorte que l'eau ne vienne jamais lécher des portions de paroi du cylindre de détente qui auraient été en contact avec de l'air chaud. Ceci permet de réduire l'évaporation de l'eau du piston liquide, la température nominale d'introduction de l'air dans le cylindre de détente étant de 360 °C.

Des culasses commerciales de moteur de motos YAMAHA XT500 sont utilisées pour fermer les cylindres de compression et de détente. Les soupapes de ces culasses sont commandées par des distributeurs 3/2 à commande rapide 1/4", modèle MHE4-MS1H3/2G14K, de marque Festo et des vérins pneumatiques simple effet, modèle AEN-40-8APA-S6 de marque Festo également. Ces distributeurs sont alimentés avec de l'air comprimé du compresseur d'air externe.

Le chauffage de l'air comprimé avant qu'il entre dans l'espace de travail de détente est assuré par une cartouche chauffante électrique (repère (14) de la figure 2) de marque Osram Sylvania modèle SureHeat JET 074719, d'une puissance de 8 kW. Un coffret de régulation permet d'imposer la température d'alimentation du cylindre de détente.

Le banc d'essai est équipé de capteurs de température à thermocouples de type K, de capteurs de pression Keller-Druk PR23S y 23SY, et d'un capteur de déplacement à fil tendu WDS-300-P60-SR-I de marque micro-Epsilon. Ce capteur (repère (10) de la figure 2) est relié par un système de poulies au flotteur du cylindre de compression. La mesure de la pression instantanée dans chaque espace de compression et de détente est obtenue au moyen de capteurs de pression raccordés à l'emplacement initialement prévu pour les bougies des culasses. Les capteurs sont reliés à une centrale d'acquisition National Instrument à châssis modulaire NI cDAQ 9172 pilotée par Labview. Un boîtier de commande actionne les électrovannes des vérins des soupapes à partir d'une comparaison entre les valeurs de consigne et la position du flotteur mesurée par le capteur à fil tendu.

3. Premiers résultats expérimentaux

Les premiers essais n'ont pas permis de faire fonctionner le système de façon autonome, pour des raisons qui seront expliquées ultérieurement. Les résultats présentés ici sont donc tous relatifs à un mode 'moteur entraîné', c'est-à-dire avec consommation d'air comprimé du réseau. En outre, conformément aux résultats théoriques, l'amplitude de déplacement du piston liquide libre augmente avec la pression d'admission du cylindre de détente. Or, dans sa version actuelle, l'amplitude est limitée par la longueur des tubes et celle des flotteurs. Dès lors, les essais qui ont pu être réalisés sont limités à des rapports de pression faibles. En outre, la fréquence dépend également de la pression d'admission du cylindre de détente. L'expérience montre qu'au-delà d'une fréquence de 3 Hz environ, l'interface liquide-air ne se comporte plus de façon satisfaisante. De par son inertie, le flotteur 'décolle' de la colonne liquide et l'interface se brise en une multitude de gouttelettes. Pour ces raisons, les essais sont limités à une pression absolue de 1,6 bar en entrée du cylindre de détente.

La figure 4 présente l'évolution temporelle de l'amplitude de déplacement du piston liquide, mesurée par le capteur à fil tendu pour une pression d'admission de 1,3 bar.

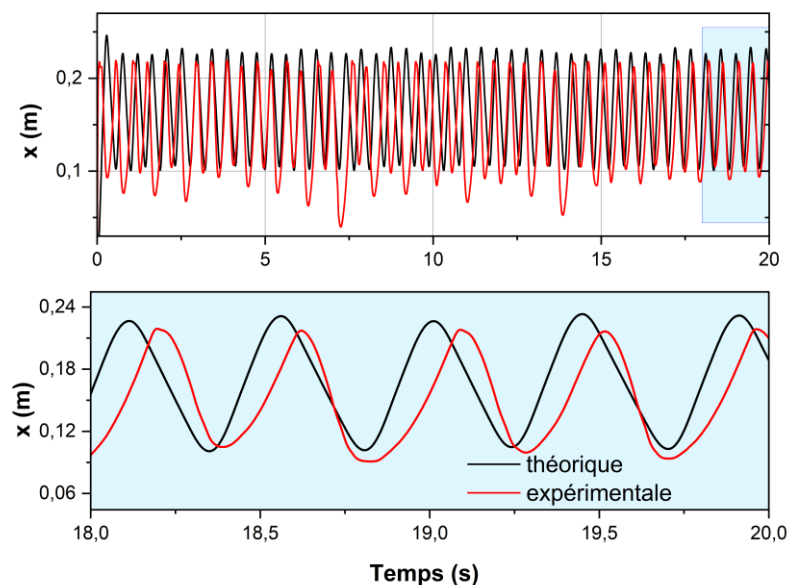


Figure 4 : Position instantanée du piston liquide

On peut constater qu'un fonctionnement stable a pu être obtenu, et qu'il y a une bonne concordance entre les résultats théoriques et expérimentaux. La fréquence est de 2,2 Hz dans les deux cas, et l'amplitude de déplacement expérimentale vaut 105 mm contre 124 mm d'amplitude théorique. Cela signifie que le piston liquide libre a presque couvert la moitié de la course maximale possible dans le banc d'essai.

La figure 5 présente les pressions instantanées mesurées à l'admission du cylindre de détente (p_{admE}), dans le cylindre de compression (p_C), à l'échappement du cylindre de compression (p_{echC}), dans le cylindre de détente (p_E) et à l'entrée de la cartouche chauffante (p_{Cart}). Pour tous ces essais, les soupapes du cylindre de compression étaient commandées par comparaison entre la pression à l'intérieur du cylindre et celles des pipes d'admission ou de refoulement. La soupape d'admission du cylindre de détente s'ouvre pour une valeur de la position du piston liquide $x = 0,16$ m lorsque le piston liquide descend dans le cylindre E et se ferme pour une valeur $x = 0,10$ m lorsque le piston descend. La soupape d'échappement, quant à elle, s'ouvre pour une valeur de $x = 0,03$ m lorsque le piston descend et se ferme pour $x = 0,16$ m lorsque le piston liquide libre remonte vers son point mort haut. Le déplacement x est mesuré à partir du point mort bas du cylindre de détente.

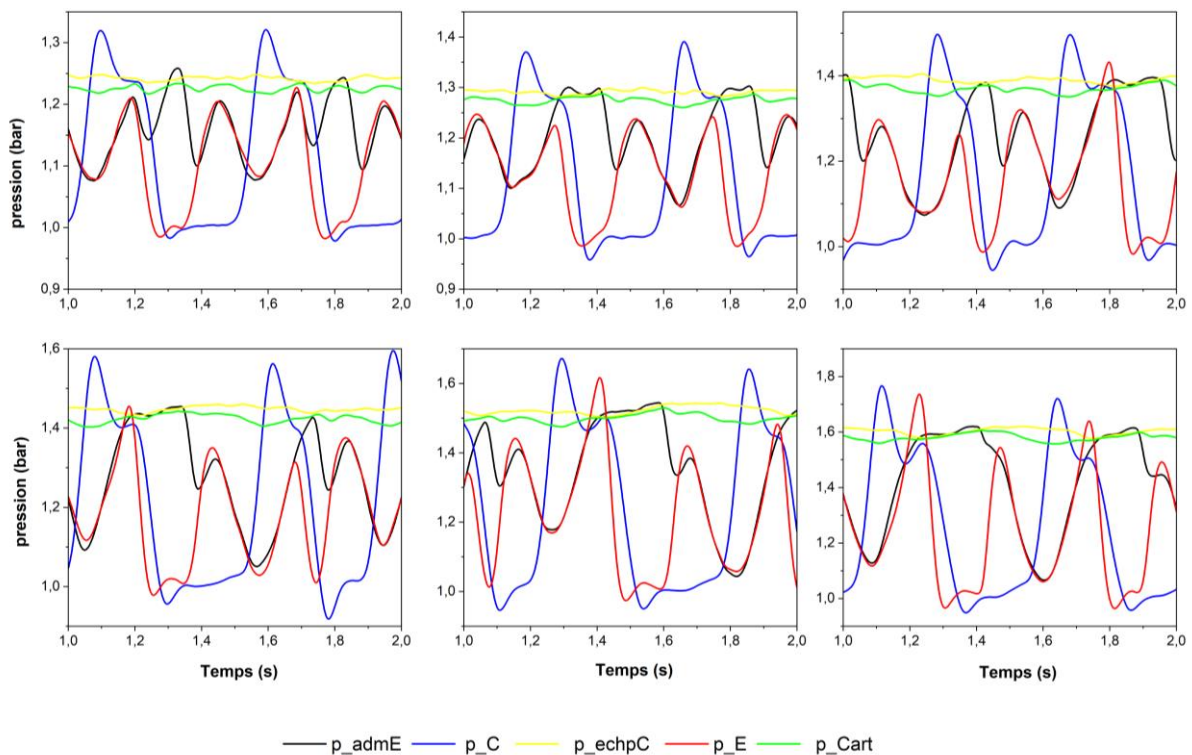


Figure 5 : Evolution des pressions instantanées pour différentes pressions d'admission

On peut constater sur la figure 5 que les pressions à l'entrée de la cartouche chauffante p_{Cart} et à l'échappement du cylindre de compression p_{echC} sont quasiment constantes, et presque identiques, la pression à l'entrée de la cartouche étant légèrement plus faible du fait de la plus grande perte de charge de la conduite de raccord. Par contre, la pression à l'admission du cylindre de détente p_{admE} , sensée être constante dans les modèles, varie fortement lors des ouvertures et fermetures de la soupape d'admission. Cela est dû à l'importante perte de charge générée par la conduite qui relie le réservoir tampon chaud à la culasse du cylindre de détente. Cette conduite 'se dégonfle' lorsque la soupape d'admission s'ouvre et 'se regonfle' jusqu'à la pression à l'admission de la cartouche lorsque la soupape d'admission se referme. Ce phénomène est d'autant plus marqué que la pression imposée par l'air comprimé dans la

branche haute pression est élevée. Cette perte de charge importante constitue la raison principale pour laquelle le moteur n'a pas encore pu fonctionner de façon autonome, sans apport d'énergie par l'air comprimé du réseau. Pendant les phases d'ouverture de la soupape d'admission du cylindre de détente, la pression p_E dans le cylindre est quasi identique à la pression dans la pipe d'admission p_{admE} , preuve que les pertes de charge dans la soupape d'admission sont négligeables. Par contre, ces pressions sont loin de valoir la pression constante p_{Cart} comme supposé dans le modèle.

En ce qui concerne le cylindre de compression, on constate que, lorsque le piston liquide libre remonte vers son point mort haut, la pression dans le cylindre p_C dépasse la pression dans la pipe d'échappement p_{echpC} alors même que la soupape d'échappement est ouverte, ce qui indique que les pertes de charge générées par cette soupape sont trop importantes dans ces conditions de fonctionnement.

La figure 6 présente la position instantanée des soupapes du cylindre de détente, la position instantanée du piston liquide libre et les pressions dans le cylindre de détente et à la cartouche chauffante. Dans le réglage imposé pour la commande des soupapes, on constate bien qu'il y a un laps de temps entre la fermeture de la soupape d'admission et le moment où le piston atteint son point mort bas. Cela devrait conduire à une détente du fluide compris dans le cylindre, ce qui ne semble pas systématiquement observé. De même, on constate également que la pression augmente dans le cylindre lorsque le piston liquide remonte, alors que la soupape d'échappement est ouverte, ce qui semble indiquer que celle-ci génère des pertes de charge importantes.

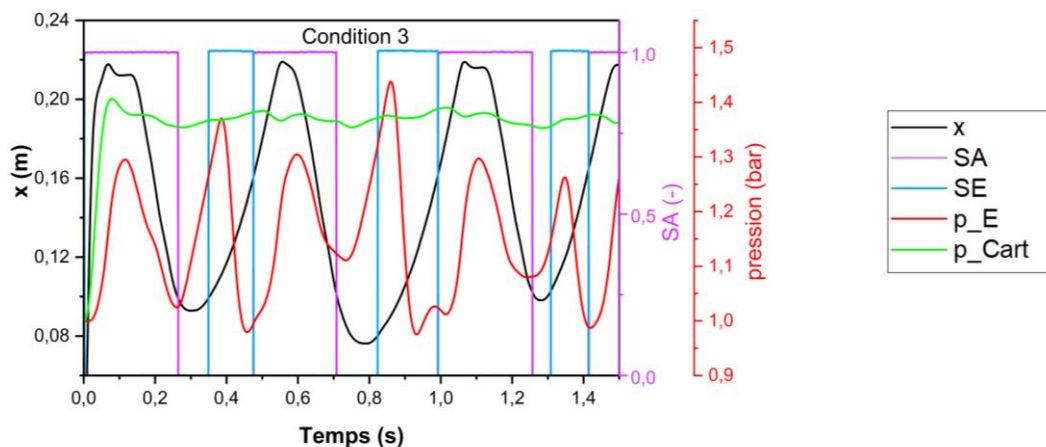


Figure 6 : Etat des soupapes du cylindre de détente, position du piston liquide et évolution des pressions instantanées à la cartouche chauffante et dans le cylindre de détente.

La figure 7 présente les fréquences de fonctionnement et les courses du piston liquide libre pour différentes valeurs de la pression de la ligne haute pression du moteur. Les valeurs expérimentales sont en assez bon accord avec les valeurs théoriques, les écarts pouvant être imputés en grande partie au fait que la pression instantanée expérimentale dans le cylindre de détente est loin de correspondre à la pression théorique, du fait des pertes de charge dans la ligne d'admission. Il en va de même pour le cylindre de compression, pour lequel la soupape d'échappement génère d'importantes pertes de charge.

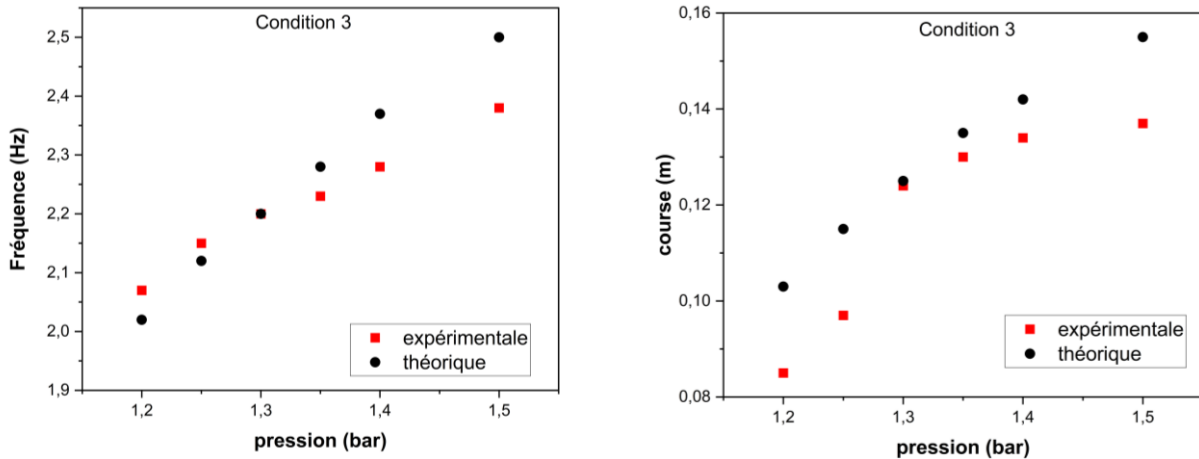


Figure 7 : Fréquence et course du piston liquide libre en fonction de la pression de la branche haute pression

4. Conclusion

Le banc d'essai d'une configuration originale de moteur Ericsson à piston liquide libre a été présenté. Dans sa configuration actuelle, le banc n'a pas permis un fonctionnement en mode 'moteur'. Les essais en mode 'moteur entraîné' par alimentation en air comprimé externe ont montré qu'il est possible d'obtenir un fonctionnement stable du moteur, moyennant un choix judicieux des paramètres opérationnels (pression d'alimentation, réglage des ouvertures/fermetures des soupapes). La fréquence d'oscillation du piston libre et sa course sont en bon accord avec les résultats du modèle théorique. L'examen des résultats expérimentaux a permis de mettre en lumière les améliorations à apporter au banc d'essai.

Références

- [1] T. Finkelstein, A. J. Organ, *Air engines*, London: Professional Engineering Publishing Ltd (2001).
- [2] M. Ndamé Nangué, P. Stouffs, Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson engine, *Energy*, 190 (2020), 116293.
- [3] R. J. D. Van De Ven, P. Y. Li, Liquid piston gas compression, *Appl. Energy*, 86 (2009), 2183–2191, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.12.001.
- [4] R. Mikalsen, A. P. Roskilly, A review of free-piston engine history and applications, *Appl. Therm. Eng.*, 27 (2007), 2339–2352, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.03.015.
- [5] R. Chouder, P. Stouffs, A. Benabdesselam, Etude d'une nouvelle configuration de moteur Ericsson à piston liquide libre, *Actes du Congrès de la Société Française de Thermique*, 52 (2022).
- [6] R. Chouder, A. Benabdesselam, P. Stouffs, Modeling results of a new high performance free liquid piston engine, *Energy*, 263 (2023), 125960, doi:10.1016/j.energy.2022.125960.
- [7] R. P. Pescara, Motor compressor apparatus, *Patent N° 1 657 641* (1928).
- [8] C. Pescara, Générateurs à pistons libres Pescara, *Rev. Tech. de l'association des ingénieurs de l'Ecole Breguet*, 69 (1963).