

Modélisation dynamique « intracycle » d'un moteur à air chaud ERICSSON à piston liquide.

“Intracycle” dynamic modelling of a liquid piston ERICSSON hot air engine.

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

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

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

Résumé – Une modélisation dynamique d'une nouvelle configuration simple de moteur ERICSSON à piston liquide est développée. Les valeurs instantanées « intracycles » des grandeurs thermodynamiques et mécaniques du système envisagé sont établies. Trois résultats de simulation sont présentés, pour des vitesses et des calages de soupapes différents. Une attention particulière est apportée à l'importance de l'inertie du piston liquide et au rôle du volant d'inertie nécessaire au fonctionnement du système.

Mots-clés : Moteur à air chaud ; Moteur Ericsson ; Piston liquide ; Modélisation dynamique ; Volant.

Abstract – A new design of a liquid piston Ericsson engine is presented. A dynamic modelling is developed which allows to compute the instantaneous “intracycle” thermodynamic and mechanical quantities. Three simulations results are presented, for different rotation speeds and valves angles. A special focus is made on the liquid piston inertia and the flywheel needed to operate the system.

Keywords: Hot air engine; Ericsson engine; Liquid piston; Dynamic modelling; Flywheel.

Nomenclature

a	rayon de la manivelle, m	t	temps, s
A	section de passage instantanée, m ²	u	énergie interne massique, J. kg ⁻¹
C	couple instantané, Nm	V	volume, m ³
C_d	coefficient de débit, -	w	travail massique, J. kg ⁻¹
D	diamètre du tube, m	W	travail, J
F	force, N	\dot{W}	puissance mécanique, W
f_o	fréquence naturelle, s ⁻¹	x	position du piston, m
g	accélération de la pesanteur, m.s ⁻²	<i>Symboles grecs</i>	
h	enthalpie massique, J.kg ⁻¹	γ	c_p / c_v , -
h_o	hauteur d'équilibre de la colonne, m	ζ_d	volume mort relatif, -
l	longueur de la bielle, m	η_{th}	rendement thermique
L	longueur, m	λ	rapport bielle/manivelle, -
l_o	longueur du tube horizontal, m	λ_f	coefficient de frottement, -
m	masse d'air, kg	ρ	masse volumique, kg.m ³
\dot{m}	débit massique, kg.s ⁻¹	θ	angle du vilebrequin, -
n	vitesse de rotation, s ⁻¹	ω	vitesse angulaire, s ⁻¹
p	pression, Pa	ω_o	vitesse angulaire naturelle, s ⁻¹
Q	puissance thermique, W	<i>Indices et exposants</i>	
r	constante des gaz parfaits, J. kg ⁻¹ .K ⁻¹	adm	admission
R	rapport de pression, -	$crit$	critique
T	température, K	exh	refoulement

ind indiqué
l liquide
Abréviations
C cylindre de compression

E cylindre de détente
H réchauffeur (heater)
R échangeur récupérateur
V volant d'inertie

1. Introduction

Il existe un important besoin en systèmes moteurs de petite puissance pour la conversion thermodynamique d'énergie thermique fatale ou d'origine renouvelable en énergie mécanique. A l'heure actuelle, les solutions technologiques les plus répandues pour la valorisation de ce type d'énergie sont les cycles à vapeur ou à fluide organique (ORC). Les moteurs à air chaud représentent une alternative intéressante aux cycles à vapeur. Ces moteurs ont connu un important succès commercial durant le XIX^e siècle, mais sont tombés en désuétude au début du XX^e siècle. La famille des moteurs à air chaud est divisée en deux sous groupes : les moteurs Stirling, inventés en 1816, n'ont ni soupapes ni clapets, alors que les moteurs Ericsson, inventés en 1833, possèdent des organes d'isolement autour des cylindres [1]. Un grand avantage de ces moteurs est que les échangeurs de chaleur ne sont pas des volumes morts, alors que le concepteur d'un moteur Stirling doit faire face au compromis entre maximisation des surfaces d'échange et minimisation des volumes des échangeurs de chaleur [2]. Il y a un intérêt renouvelé pour les moteurs Ericsson, du fait que différentes études ont montré qu'ils peuvent avoir des performances énergétiques élevées [3-4]. Les moteurs Ericsson sont adaptés à la production d'énergie électrique à petite échelle, à partir de ressources énergétiques renouvelables comme la biomasse [4-5] ou l'énergie solaire [6-7].

1.1. Machines à piston liquide

Le premier moteur Stirling à pistons liquides a été inventé par C. D. West au Harwell Laboratory au Royaume-Uni en 1969, et les premières machines ont été développées en 1970 sous l'appellation de moteur ou pompe Fluidyne [8]. Ces moteurs entrent dans la catégorie des moteurs Stirling à pistons libres (FPSE, free piston Stirling engine), dans la mesure où aucun système cinématique n'impose la position des parties mobiles. Depuis l'invention du moteur Fluidyne, différentes conceptions de machines Stirling à piston liquide ont été développées pour une grande variété d'applications. L'eau étant généralement utilisée pour le piston liquide, la plupart des moteurs Stirling à pistons liquides ont été construits pour des applications de pompage de l'eau. La technologie du piston liquide a été reconnue comme étant un concept simple, attrayant, fiable et à faible coût dont le développement évite la nécessité d'avoir une garniture mécanique d'étanchéité au niveau du vilebrequin [9-12].

En parallèle des développements autour du concept de Fluidyne, d'autres travaux ont été réalisés autour de moteurs Stirling ou de moteurs à vapeur hybrides à pistons solides et liquides [13-14], de compresseurs à pistons liquides [15], de pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique [16], de pompes à chaleur ou machines frigorifiques à pistons liquides [17-18], et de systèmes de dessalement d'eau de mer [19].

1.2. Configuration étudiée

Une configuration de moteur à air chaud Ericsson à pistons liquides a été étudiée précédemment [20]. Il s'agissait d'une configuration hybride avec des pistons liquides et des pistons solides, et deux colonnes en U, une première pour réaliser deux enceintes de compression, une seconde pour réaliser deux enceintes de détente. Cette configuration présentait un double avantage : d'une part, les cylindrées des espaces de compression et de détente peuvent être différentes, d'autre part, les soupapes des cylindres de détente peuvent

être commandées par des systèmes mécaniques simples actionnés par des flotteurs sur les colonnes liquides. Tant les résultats de simulation [20], que des résultats expérimentaux préliminaires ont montré l'importance de l'inertie des pistons liquides, et la nécessité d'équiper le dispositif d'un volant lourd.

La configuration retenue pour cette étude se veut plus simple que celle présentée en [20]. Elle ne comprend qu'un seul tube en U, une des colonnes délimitant l'espace de compression, l'autre, l'espace de détente (figure 1). L'air ambiant est admis à l'état k dans la colonne de gauche fermée par une culasse contenant des soupapes ou des clapets automatiques. La montée du piston liquide dans cette colonne C permet la compression de cet air qui est refoulé à l'état cr avant d'être admis dans un échangeur récupérateur R dont il sort à l'état rh , puis dans un réchauffeur H dont il sort à l'état h . L'air comprimé chaud est alors introduit par l'intermédiaire d'une soupape commandée dans le cylindre de détente E, dont il sort à l'état er . Il va ensuite céder une partie de son énergie thermique dans le récupérateur R avant d'être refoulé à l'échappement à l'état rk . Au cours d'un cycle complet, la détente de l'air chaud dans la colonne de droite E produit plus d'énergie mécanique que n'en consomme la compression de l'air froid dans la colonne de gauche C. L'énergie mécanique nette produite est récupérée par le piston solide placé dans le liquide, à la base du tube en U. Cette énergie mécanique est transmise à un volant d'inertie V avant d'être utilisée.

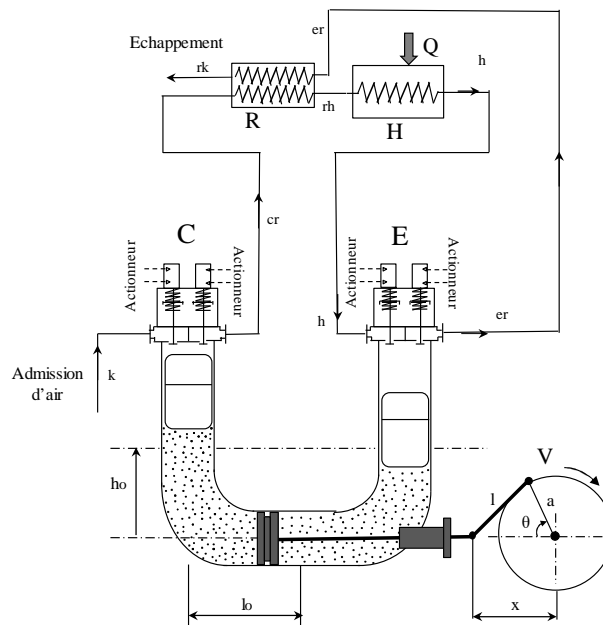


Figure 1 : Configuration retenue pour cette étude

Les caractéristiques principales du système modélisé, correspondant à un prototype en cours de développement, sont présentées dans le tableau 1.

Caractéristiques géométriques		Données opérationnelles	
Rayon de la manivelle, a	0.125 m	Fluide de travail	air
Longueur de la bielle, l	0.5 m	Liquide	eau
Diamètre du tube, D	0.175 m	Efficacité du récupérateur, ε_R	0.85
Volume balayé par les pistons, $V_{C,E}$	6 dm ³	Température d'admission, T_k	300 K
Volume mort relatif, ζ_d	5 %	Température sortie heater, T_h	633.2 K
Diamètre des soupapes	0.08 m	Pression d'admission, p_k	100 kPa
Hauteur d'eau d'équilibre, h_0	0.225 m	Pression d'échappement, p_{rk}	100 kPa
Longueur horizontale du tube, l_0	0.4 m		

Tableau 1 : Principales caractéristiques du système modélisé

2. Le modèle

L'objectif de cette étude est d'étudier l'impact de différents paramètres opératoires comme les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes du cylindre de détente sur les performances énergétiques de ce système, en portant une attention particulière sur les forces d'inertie. Le modèle développé pour étudier le système a pour but de déterminer toutes les grandeurs instantanées thermodynamiques et mécaniques en fonction de la position angulaire du vilebrequin. Il est dès lors appelé modèle « intracycle », par opposition à un modèle qui ne détermine que les grandeurs moyennes sur un cycle. Le modèle est basé sur les hypothèses suivantes [20] :

- La présence de flotteurs d'une longueur égale à au moins celle de la course $2a$ permet de négliger les transferts de chaleur et de masse entre le fluide de travail (air) et le piston liquide (eau).
- Le fluide de travail obéit à la loi des gaz parfaits. Sa chaleur massique c_p dépend de la température.
- Les dissipations par frottement visqueux sont négligées dans l'air mais pas dans les pistons liquides.
- Les compressions et les détentes de l'air dans les cylindres sont considérées comme des transformations adiabatiques réversibles.
- Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligées.

La position, la vitesse et l'accélération du piston peuvent être déterminées par les équations classiques des systèmes bielle-manivelle :

$$x = a \left(\cos(\theta) + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)} \right) \quad (1)$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega \frac{dx}{d\theta} = -a \omega \sin(\theta) \left(1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)}} \right) \quad (2)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2} = -a \omega^2 \left(\cos(\theta) + \frac{\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)}} + \frac{\sin^2(\theta) \cos^2(\theta)}{\left(\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\theta)}\right)^3} \right) \quad (3)$$

Les volumes instantanés des espaces de compression et de détente et leurs variations se déduisent facilement des équations (1-3). L'angle $\theta = 0$ correspond au point mort haut du compresseur et au point mort bas du cylindre de détente. Les levées des soupapes sont supposées suivre une demi-sinusoïde. Les débits dans les soupapes sont donnés par l'équation classique [20] de Barré de Saint Venant (4) :

$$\dot{m} = A C_d p \left(\frac{2\gamma}{(\gamma-1) rT} \left(R^{\frac{2}{\gamma}} - R^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \text{ avec } R \leq R_{crit} = \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4)$$

L'état du fluide dans chacun des deux espaces de travail C et E est décrit par l'intermédiaire des équations de bilan de masse (5), d'énergie (6) et d'état (7) :

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{adm} - \dot{m}_{exh} \quad (5)$$

$$m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = \dot{m}_{adm} h_{adm} - \dot{m}_{exh} h_{exh} - p \frac{dV}{dt} \quad (6)$$

$$p = \rho r T \quad (7)$$

La procédure de calcul est la suivante. On se donne d'abord la pression maximale p_h du cycle. A partir de celle-ci, toutes les grandeurs relatives aux cylindres de détente et de compression peuvent être déterminées, en particulier les débits au travers des soupapes. La pression p_h est alors ajustée par itération successive jusqu'à ce que le débit moyenné sur un cycle refoulé par le cylindre de compression soit égal à celui aspiré par le cylindre de détente. Une fois cette égalité obtenue, les grandeurs moyennées sur un cycle, comme le travail indiqué, peuvent être déterminées.

Dans la configuration étudiée, la masse d'eau dans le tube en U peut être importante. A titre d'exemple, pour le dimensionnement considéré dans cette étude (tableau 1), elle est de l'ordre de 30 kg. La force d'inertie due au mouvement de cette masse de liquide peut donc être grande. Il est donc nécessaire d'évaluer les forces agissant sur le piston solide et le couple résultant sur le vilebrequin. La force instantanée agissant sur le piston solide résulte des forces de pression dues au fluide de travail dans les espaces E et C, de la force de gravité du liquide, de la force d'inertie du liquide, et de la force de frottement du liquide sur la paroi du tube. La dissipation mécanique du piston solide sur la paroi du tube est négligée, car un fin espace annulaire peut être ménagé entre le piston et la paroi. Elle s'écrit donc [20] :

$$F_{piston} = \frac{\pi D^2}{4} \left((p_{left} - p_{right}) + 2 \rho_l g (x-l) + 2 \rho_l (h_0+l_0) \omega^2 \frac{d^2 x}{d\theta^2} + \lambda_f \rho_l \frac{L_{tot}}{D} \frac{1}{2} \omega^2 \left| \frac{dx}{d\theta} \right| \left| \frac{dx}{d\theta} \right| \right) \quad (8)$$

Dans la relation (8), le coefficient de frottement est évalué par la loi de Blasius, et la longueur équivalente totale L_{tot} est déterminée en considérant que la longueur équivalente d'un coude vaut quatre fois le diamètre de la conduite.

La fréquence naturelle d'oscillation d'une colonne de liquide en U est obtenue en annulant les forces de pression, les forces de frottement et les forces sur le piston dans l'équation (8). En considérant un mouvement purement harmonique, cela conduit à l'expression (9) :

$$2\pi f_0 = \omega_0 = \sqrt{\frac{g}{h_0+l_0}} \quad (9)$$

Le couple instantané sur le vilebrequin peut être déduit de l'équation (10). Le couple est négatif s'il est résistant, et positif si le moteur entraîne le volant.

$$C = -F_{tot} \frac{dx}{d\theta} \quad (10)$$

3. Résultats de simulation

Le tableau 2 reprend les principaux résultats de simulations, par moyenne des valeurs instantanées sur un cycle. La première simulation a été effectuée pour une vitesse de rotation de 37,83 tr/min correspondant à la fréquence naturelle f_0 . Les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes permettent d'obtenir des diagrammes indicateurs quasiment optimisés (figures 2 et 3), c'est-à-dire correspondant à des phases de compression/détente isentropiques et des phases d'admission/refoulement isobares. Les forces de gravité et d'inertie sont négligeables (figure 4) et se compensent mutuellement. La force de frottement du liquide est également négligeable. Le couple résultant (figure 5) présente des valeurs négatives, en particulier entre 283° et 360° de vilebrequin, lorsque le fluide est en fin de compression et en refoulement dans le cylindre de compression, alors qu'il est en fin de détente dans le cylindre de détente. Le vilebrequin doit donc être équipé d'un volant d'inertie important.

		Simul. 1	Simul. 2	Simul. 3
C	Ouv. Adm.	28°	28°	7°
	Ferm. Adm.	189°	189°	189°
	Ouv. Ref.	302°	302°	245°
	Ferm. Ref.	1°	1°	1°
E	Ouv. Adm.	175°	175°	175°
	Ferm. Adm.	262°	262°	5°
	Ouv. Ref.	2°	2°	345°
	Ferm. Ref.	145°	145°	190°
n	[tr/min]	37.83	189.2	37.83
p_H	[10^5 Pa]	5.64	6.11	1.844
$W_{ind,C}$	[J/cycle]	1187	1259	399.7
$W_{ind,E}$	[J/cycle]	-1496	-1499	-503.7
\dot{W}	[W]	194.9	758.6	65.5
\dot{Q}	[W]	887.5	4391	453.6
η_{th}	[-]	0.2196	0.1728	0.1445

Tableau 2 : Résultats de simulation

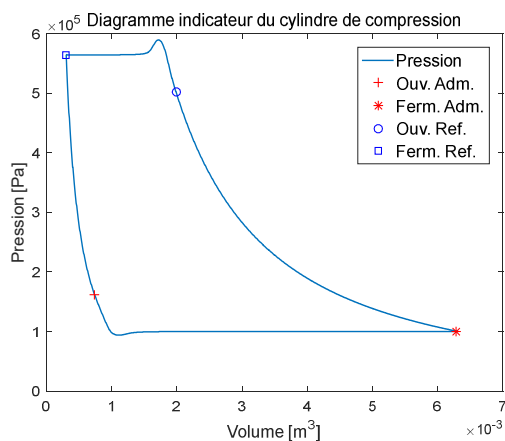


Figure 2 : Simulation 1 : (p,V) compression

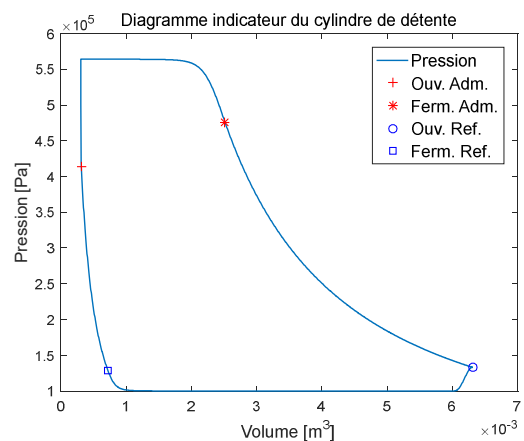


Figure 3 : Simulation 1 : (p,V) détente

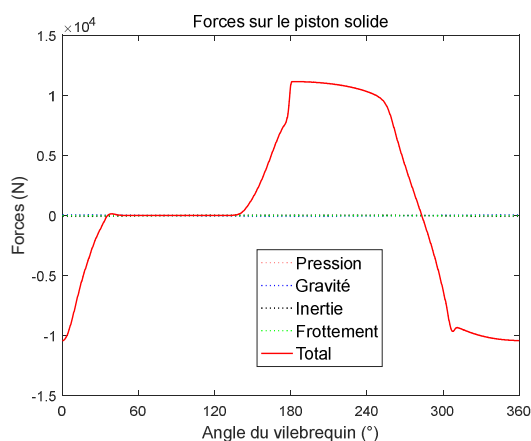


Figure 4 : Simulation 1 : Forces

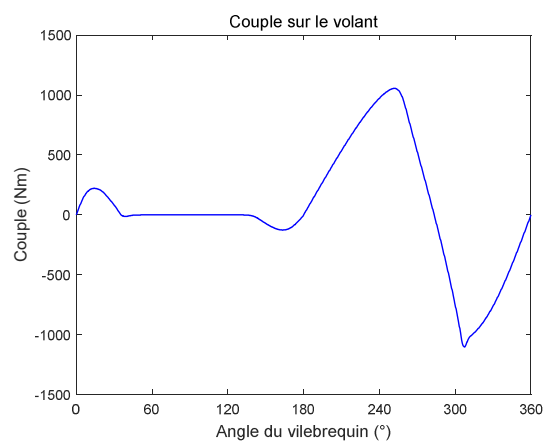


Figure 5 : Simulation 1 : Couple

La deuxième simulation a été effectuée pour une vitesse de rotation correspondant à 5 fois la fréquence naturelle (figures 6 et 7). Les performances énergétiques sont dégradées (tableau 2) et les forces d'inertie de la colonne liquide ne sont plus négligeables. On constate que le

couple résistif s'est légèrement accru (figure 7), le volant d'inertie devant être encore plus important.

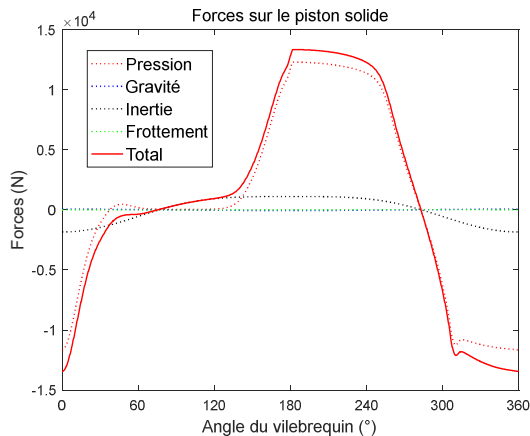


Figure 6 : Simulation 2 : Forces

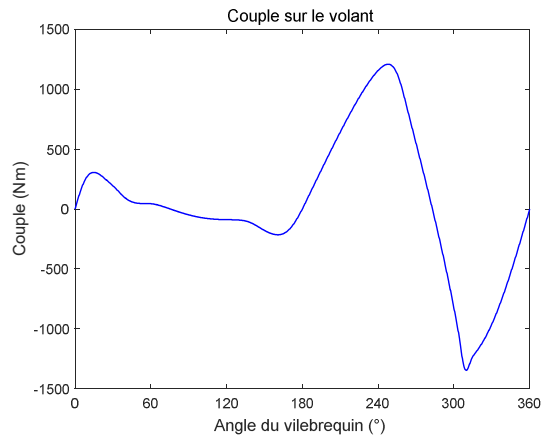


Figure 7 : Simulation 2 : Couple

La troisième simulation a été effectuée pour la vitesse de rotation de 37,83 tr/min (figures 8 à 11), mais pour un calage des soupapes particulier. Les performances énergétiques sont médiocres (pas de détente dans le cylindre de détente, figure 9), mais on n'observe quasiment plus de couple négatif (figure 11). Cela laisse augurer qu'il est possible de réaliser un système à piston libre.

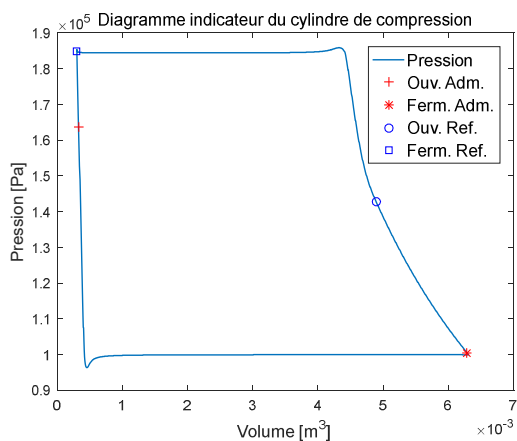


Figure 8 : Simulation 3 : (p,V) compression

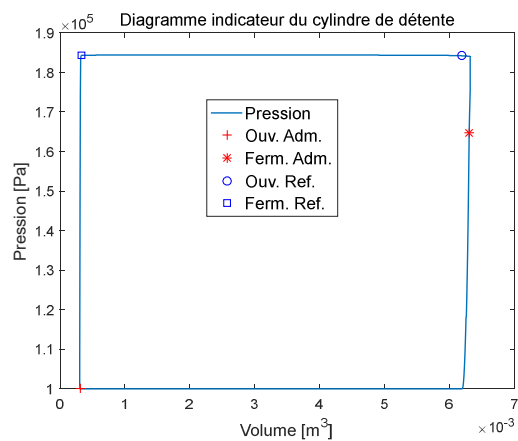


Figure 9 : Simulation 3 : (p,V) détente

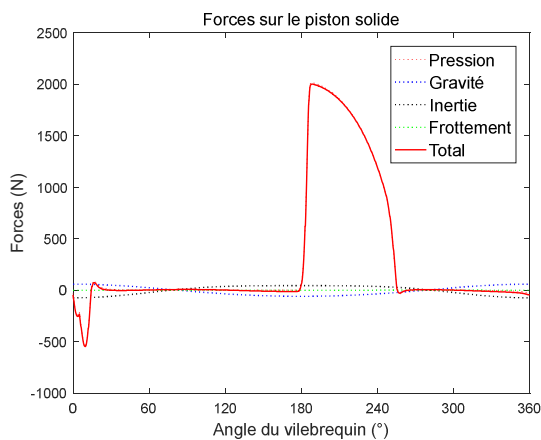


Figure 10 : Simulation 3 : Forces

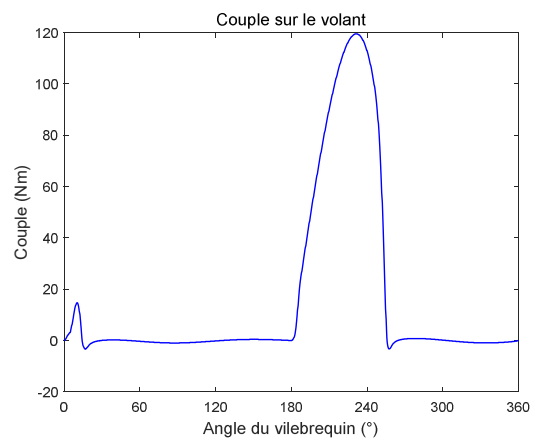


Figure 11 : Simulation 3 : Couple

4. Conclusion

Une modélisation dynamique « intracycle » d'un moteur Ericsson à piston liquide a été développée. Trois cas de simulation sont présentés, pour des vitesses de rotation et des calages de soupapes différents, avec une attention particulière pour l'inertie du piston liquide et du volant. Lorsque la vitesse de rotation augmente, les performances du système se dégradent. Un calage particulier des soupapes du cylindre de détente permet d'éliminer le couple résistif produit par le système, au prix d'une dégradation des performances. Néanmoins, ces résultats ouvrent la porte à la conception de systèmes à pistons libres.

Références

- [1] Finkelstein Th, Organ AJ. *Air engines*. London: Professional Engineering Publishing Ltd (2001).
- [2] Stouffs P. *Hot Air Engines*. Journal of Applied Fluid Mechanics 4 (2011), 1–8.
- [3] Creyx M, Delacourt E, Morin C, Desmet B, Peultier P. Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle. Energy 49 (2011), 229–239.
- [4] Touré A., Stouffs P., *Modeling of the Ericsson engine*, Energy, 76 (2014), 445-452.
- [5] Bonnet S, Alaphilippe M, Stouffs P. *Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine*. Int J Therm Sci, 44 (2005), 1161–1168.
- [6] Alaphilippe M., Bonnet S., Stouffs P., *Low power thermodynamic solar energy conversion: coupling of a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine*, Int. J. of Thermodynamics, 10 (2007), 37-45.
- [7] Le Roux WG, Bello-Ochende T, Meyer JP. A review on the thermodynamic optimisation and modeling of the solar thermal Brayton cycle. Renew. Sustain. Energy Rev., 28 (2013), 677–690.
- [8] West C. D., *The Fluidyne heat engine*. AERE R6775, UKAEA Atomic Energy Research Establishment, Harwell, UK, 1971.
- [9] Wang K. & al., *Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review*, Renew. Sustain. Energy Rev, 62 (2016), 89-108.
- [10] Gupta A., Sharma S., Narayan S., *Liquid Piston Engines*, Wiley, Beverly USA (2017).
- [11] Lanzetta F., Boucher J., Nika Ph., *Etude et réalisation d'une pompe à eau Fluidyne*, Journée SFT, Machines thermiques exotiques, Paris, Décembre 2004.
- [12] Yang N., Rickard R., Pluckter K., Sulchek T., *Integrated two-cylinder liquid piston Stirling engine*, Appl. Phys. Lett., 105 (2014), 143903 (1-4).
- [13] Jokar H., Tavakolpour-Saleh A. R., *A novel solar-powered active low temperature differential Stirling pump*, Renew. Energy, 81 (2015), 319-337.
- [14] Yatsuzuka S., Niiyama Y., Fukuda K., Muramatsu K., Shikazono N., *Experimental and numerical evaluation of liquid-piston steam engine*, Energy, 87 (2015), 1-9.
- [15] Vikram Patil C., Pinaki A., Ro P. I., *Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor*, Applied Thermal Engineering, 146 (2019), 169-179.
- [16] Markides C. N., Osuolale A., Solanki R., Stan G.-B. V., *Nonlinear heat transfer processes in a two-phase thermofluidic oscillator*, Appl. Energy, 104 (2013), 958-977.
- [17] Mauran S., Martins M., Stitou D., Semmari H., *A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion*, Applied Thermal Engineering, 37 (2012), 249-257.
- [18] Martins M., Mauran S., Stitou D., Neveu P., *A new thermal-hydraulic process for solar cooling*, Energy, 41 (2012), 104-112.
- [19] Mahkamov K., Orda E., Belgasim B., Makhkamova I., *A novel small dynamic solar thermal desalination plant with a fluid piston converter*, Applied Energy, 156 (2015), 715-726.
- [20] Ndamé Nangué M., Stouffs P., *Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson Engine*, Energy, 190 (2020), 116293.