

# Modélisation de l'admission au travers d'une soupape inverse

## Modelling the admission through a reverse valve

Martin QUINTANILLA<sup>1,2\*</sup>, François LANZETTA<sup>1</sup>, Sylvie BÉGOT<sup>1</sup>, Pierre RANC<sup>2</sup>

<sup>1</sup>FEMTO-ST Institute, Univ. Bourgogne Franche-Comté, CNRS

Département Energie, Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin, F-90000 Belfort, France

<sup>2</sup>Ananké

14 rue des Entrepreneurs, Parc Technologique, 90000 Belfort, France

\*(auteur correspondant : martin.quintanilmun@femto-st.fr)

**Résumé** – L'objectif de cet article est d'estimer le coefficient de décharge  $C_d$  d'une soupape inverse à l'admission. Un modèle simple est développé pour le cas de l'admission d'air à travers une soupape inverse dans une enceinte à volume constant. Le modèle est confronté à des données expérimentales pour sa validation. Les résultats montrent une influence de la pression d'admission dans l'estimation du  $C_d$  et sur le début d'admission de la masse d'air.

**Mots-clés** : moteur Ericsson ; soupape ; modélisation ; remplissage ; coefficient de décharge

**Abstract** – The main purpose of this article is to estimate the discharge coefficient  $C_d$  of a reverse inlet valve. A simple model is developed for the case of air intake through a reverse valve in a constant volume enclosure. The model is confronted with experimental data for its validation. The results show an influence of the intake pressure in the estimation of  $C_d$  and on the start of intake of the air mass.

**Keywords**: Ericsson engine; valve; modelling; filling; discharge coefficient

### Nomenclature

$C_d$	coefficient de décharge	<i>Symboles grecs</i>	
$d$	diamètre de la soupape, m	$\gamma$	indice adiabatique
$L$	levée de la soupape, m	$\omega$	vitesse, m.s <sup>-1</sup>
$M$	masse, kg		
$\dot{m}$	débit massique, kg.s <sup>-1</sup>	<i>Indices et exposants</i>	
$P$	pression, kPa	$d$	aval
$r$	constante massique de l'air, J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$i$	entrée
$S$	section de passage, m <sup>2</sup>	$u$	amont
$T$	température, K		

## 1. Introduction

En 1883, l'américain d'origine suédoise John Ericsson inventa le moteur qui porte son nom. Le moteur Ericsson fait partie des machines à apport de chaleur externe (MACE) tout comme le moteur Stirling. Ces moteurs présentent une différence importante : la présence (Ericsson) ou pas (Stirling) d'organes d'isolation en amont et en aval des enceintes de compression et détente. La présence des organes d'isolation, que l'on appellera soupapes, produit une perte de charge et une consommation énergétique supplémentaire [1]. Il existe plusieurs études [2, 3] sur les soupapes qu'on appellera classiques, mais le cas des soupapes inverses n'est quasiment pas abordé dans la littérature (Figure 1).

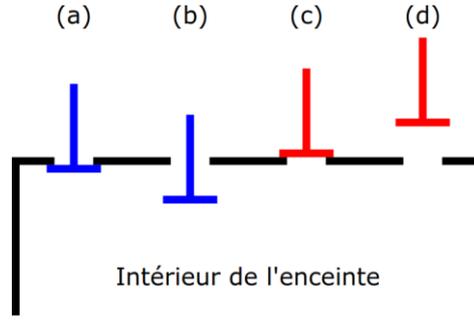


Figure 1 : (a) soupape classique fermée, (b) soupape classique ouverte, (c) soupape inverse fermée et (d) soupape inverse ouverte

La société Ananké envisage l'utilisation de soupapes inverses à l'admission dans l'enceinte de détente d'un moteur en cours de développement. Dans cet article, nous présentons un modèle 0D pour l'admission d'air à travers une soupape inverse. Les résultats du modèle sont comparés aux résultats expérimentaux obtenus dans une enceinte à volume constant. Le but est d'estimer la valeur du coefficient de décharge  $C_d$  de la soupape inverse à l'admission.

## 2. Système modélisé

Le système modélisé correspond à une enceinte à volume constant équipé d'une soupape d'admission. Le fluide de travail est de l'air considéré comme un gaz parfait. L'air est admis à une pression supérieure à la pression atmosphérique, contourne la soupape, traverse l'orifice de passage et rentre dans l'enceinte, laquelle est initialement à la pression ambiante. L'enceinte est considérée adiabatique.

### 2.1. Admission

#### 2.1.1. Débit massique

Le débit massique d'air qui traverse la soupape vers l'enceinte est calculé en utilisant l'équation de Barré de Saint-Venant, expression souvent rencontrée dans les modèles dynamiques sur le moteur Ericsson [4, 5, 6, 7, 8, 9]. Le débit d'air qui traverse la soupape est décrit par une équation pour des fluides compressibles à travers une restriction [3, 10, 11, 12]. Le débit massique d'air a ainsi pour expression :

$$\dot{m} = C_d S P_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)rT_u} \left[ \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

La valeur du débit massique d'air ne dépend pas du rapport de pressions aval / amont lorsque la condition suivante est vérifiée :

$$\frac{P_d}{P_u} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2)$$

et son expression est alors :

$$\dot{m} = C_d S P_u \sqrt{\frac{\gamma}{rT_u} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3)$$

### 2.1.2. Section de passage

Dans les équations précédentes,  $S$  correspond à la surface de passage. Cette surface est calculée comme la surface dite de « curtain » ou de rideau [10], équation (4), avec  $L$  et  $d$  la levée et le diamètre de la soupape respectivement, pour des valeurs comprises entre 0 et  $\pi d^2/4$ .

$$S = \pi dL \quad (4)$$

Dans le modèle, la surface de passage  $S$  ne pourra excéder la valeur  $\pi d^2/4$  correspondant à la section de passage maximale libre (Figure 2).

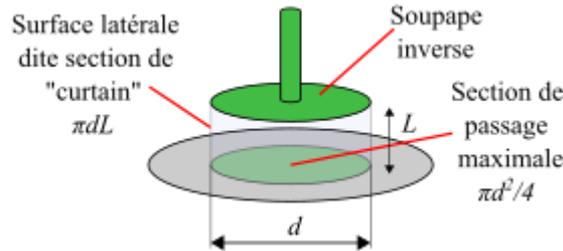


Figure 2 : Section de passage de « curtain » et section de passage maximale libre

### 2.2. Enceinte

À partir de la première loi de la thermodynamique et l'hypothèse du gaz parfait on obtient l'équation (5) qui permet de calculer la température à l'intérieur de l'enceinte à volume constant possédant une entrée et considérée adiabatique.

$$\frac{dT}{dt} = \left( \gamma T_i - T + \frac{1}{2} \omega_i^2 \left( \frac{\gamma-1}{r} \right) \right) \frac{\dot{m}_i}{M} \quad (5)$$

Le volume est considéré comme constant. Par conséquent, la variation temporelle de pression à l'intérieur de l'enceinte (équation 6) dépend de la variation temporelle de la masse et de la température du gaz :

$$\frac{dP}{dt} = P \left( \frac{1}{M} \frac{dM}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \right) \quad (6)$$

La variation temporelle de la masse de gaz est égale au débit de gaz admis (équation 7) dans l'enceinte :

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_i \quad (7)$$

## 3. Confrontation avec l'expérimentation

Les résultats obtenus à partir du modèle développé sont confrontés aux données expérimentales fournies par la société Ananké. Les essais ont été réalisés dans l'enceinte de détente du banc d'essai du MACE à soufflet [13, 14], pour quatre pressions d'admission (125, 150, 250 et 350 kPa) et trois volumes pour l'enceinte (166, 369 et 518 cm<sup>3</sup>). Le banc d'essais est représenté sur la Figure 3. L'admission d'air est réalisée dans une culasse équipée des soupapes d'admission et de refoulement (Figure 4) commandées par des électrovannes.

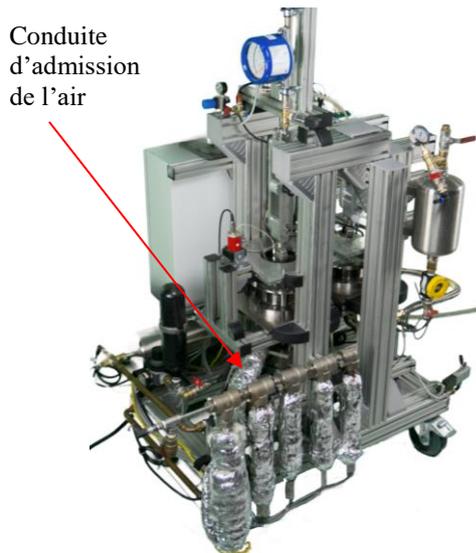


Figure 3 : Banc d'essai

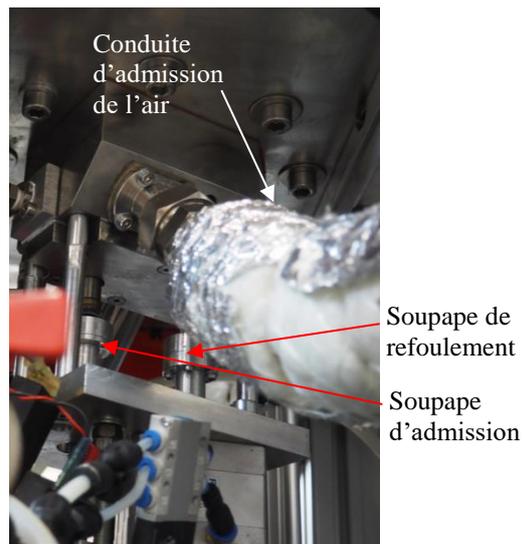


Figure 4 : Détail de la culasse équipée des soupapes d'admission et de refoulement d'air

Le volume varie légèrement pendant l'essai car il ne s'agit pas d'une enceinte à parois rigides mais de soufflets (Figure 5). Des essais expérimentaux de déformations statiques ont montré que ces variations de volume sont de l'ordre de  $\pm 1,2 \text{ cm}^3$  à 125 kPa pour le volume  $166 \text{ cm}^3$  et  $\pm 2,3 \text{ cm}^3$  à 350 kPa pour le volume  $518 \text{ cm}^3$ . Ces variations de volume sont dues à la déformation des ondulations métalliques (Figure 6).

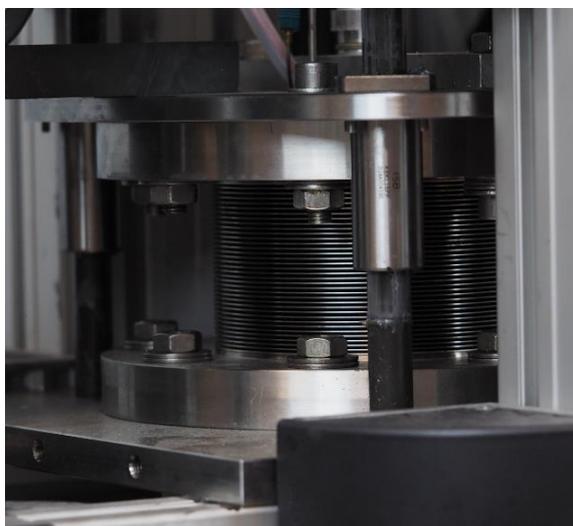


Figure 5 : Soufflet métallique à diaphragmes

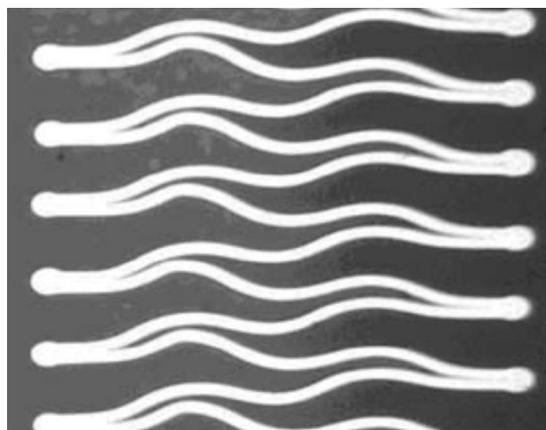


Figure 6 : Coupe métallographique du soufflet à diaphragme

Les mesures présentent des incertitudes élargies de :  $3,9 \text{ }^\circ\text{C}$  pour les capteurs de température (étendue de mesure de  $-10^\circ\text{C}$  à  $500^\circ\text{C}$ ),  $24\,766 \text{ Pa}$  pour les capteurs de pression sauf celui de la pression de l'enceinte, pour lequel l'incertitude est de  $20\,958 \text{ Pa}$  (étendue de mesure de 0 bar à 10 bar) et  $3 \text{ cm}^3$  sur le volume de soufflet (étendue de mesure de  $85 \text{ cm}^3$  à  $600 \text{ cm}^3$ ) [14].

La Figure 7 montre la pression atmosphérique, amont, aval et à l'intérieur de l'enceinte tout au long d'un cycle complet, lequel est composé d'une phase d'admission (montée de la pression dans l'enceinte), suivie d'une phase d'équilibrage et finalement la vidange de l'enceinte. La

pression atmosphérique n'est pas visible car elle est cachée par la pression aval. La Figure 8 présente la variation de la pression correspondant à l'admission, phase à laquelle on s'intéresse dans ce travail.

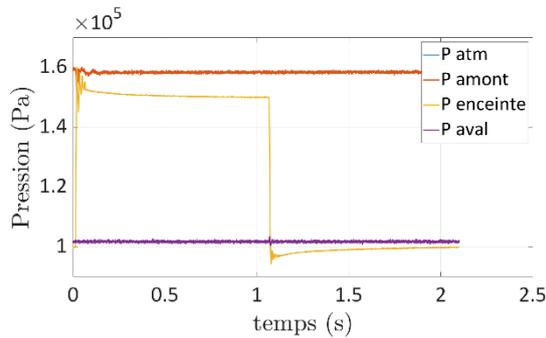


Figure 7 : Cycle complet d'un essai : admission, établissement et échappement

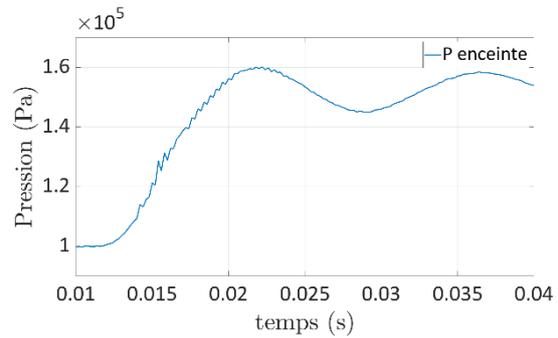


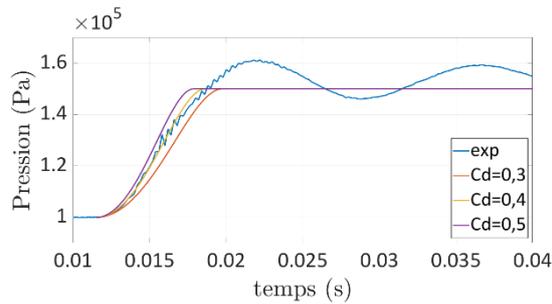
Figure 8 : Variation de la pression dans l'enceinte. Première partie de l'admission

Les Figure 9 (a-f) présentent la confrontation des données expérimentales avec les résultats obtenus à partir du modèle. Les images montrent la variation de la pression dans l'enceinte en fonction du temps. On observe que la pression augmente, conséquence de l'ouverture de la soupape, qui permet l'entrée d'une masse d'air. Pour les volumes plus petits de  $166 \text{ cm}^3$  (Figure 9 a-b), la pression dépasse la pression de consigne de 6 % (Figure 9a) lors de la première oscillation de pression et s'atténue ensuite. Au fur et à mesure que le volume augmente (Figure 9 c-f), on observe que le dépassement de la première onde est moins important.

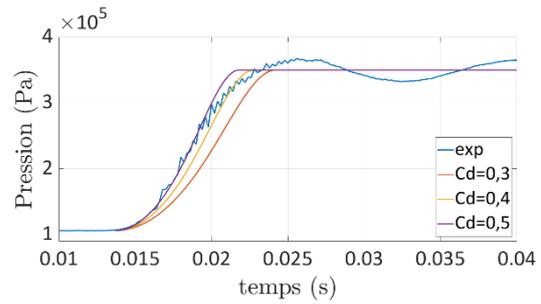
On constate que le modèle 0D n'arrive pas à suivre les oscillations de pression. Il faudrait adapter un modèle d'ordre supérieur afin de représenter correctement ces oscillations [2]. Les oscillations de pression sont dues au comportement instationnaire du remplissage de l'enceinte. La combinaison d'une durée très courte du remplissage par rapport au temps nécessaire pour que l'air atteigne son équilibre et la compressibilité du fluide, génèrent une propagation des ondes de pression à l'admission.

L'objectif de ce travail est d'estimer la valeur du coefficient de décharge  $C_d$  pour une soupape de type inverse (Figure 1). On observe qu'à 150 kPa les courbes issues du modèle, qui s'approchent le plus des mesures expérimentales, correspondent à une valeur de coefficient de décharge  $C_d = 0,4$ . Pour des essais à une pression proche de 350 kPa, nous obtenons une valeur supérieure du coefficient de décharge et  $C_d = 0,5$ . On constate ainsi une augmentation logique du coefficient de décharge  $C_d$  avec la pression.

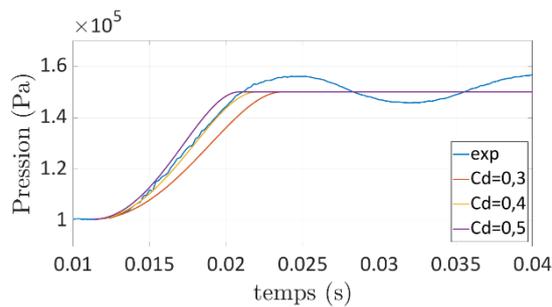
La pression d'admission a donc une influence plus importante que le volume de l'enceinte dans la variation de la pente de la pression pendant la première partie de l'admission d'air. Le volume quant à lui influence le premier dépassement de la pression. On montre que le dépassement de la première oscillation de pression baisse avec l'augmentation du volume. On observe, dans les résultats expérimentaux, que plus la pression d'admission augmente, plus le temps de montée de la soupape est retardé. En effet, dans le cas d'une soupape inverse, l'air à haute pression est en amont de la soupape et exerce une pression sur la soupape en la poussant vers le cylindre, ce qui a pour effet de retarder la levée de la soupape à l'admission.



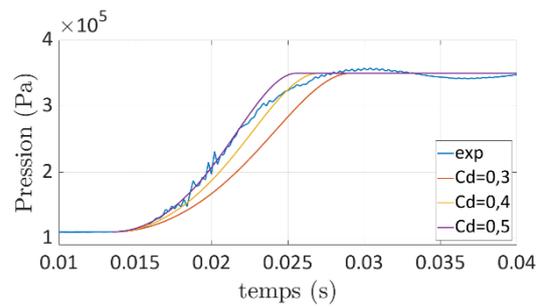
(a)  $P=150 \text{ kPa}$  et  $V=166 \text{ cm}^3$



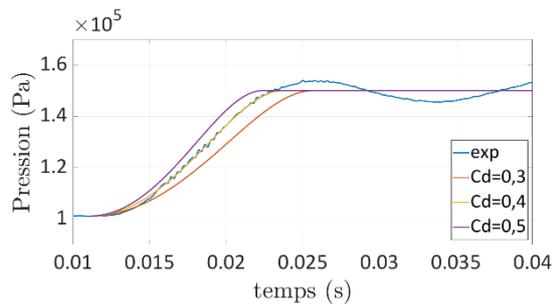
(b)  $P=350 \text{ kPa}$  et  $V=166 \text{ cm}^3$



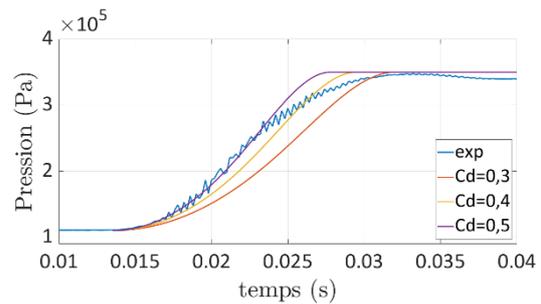
(c)  $P=150 \text{ kPa}$  et  $V=369 \text{ cm}^3$



(d)  $P=350 \text{ kPa}$  et  $V=369 \text{ cm}^3$



(e)  $P=150 \text{ kPa}$  et  $V=518 \text{ cm}^3$



(f)  $P=350 \text{ kPa}$  et  $V=518 \text{ cm}^3$

Figure 9 : Evolution expérimentales et simulées de la pression dans l'enceinte

La Figure 10 décrit la levée de la soupape pour le cas d'une pression d'admission de  $350 \text{ kPa}$  et trois différents volumes. On observe que la variation du volume de l'enceinte n'a pas d'impact sur le début d'ouverture de la soupape. La soupape commence à s'ouvrir au même instant dans les trois cas.

La Figure 11 présente l'évolution de la levée de la soupape pour le cas d'un volume de  $518 \text{ cm}^3$  et trois pressions différentes. On observe un retard de l'ouverture de la soupape au fur et à mesure que la pression d'admission augmente, ce retard est de  $1,5 \text{ ms}$  environ à  $350 \text{ kPa}$  pour une durée totale d'ouverture/fermeture de  $60 \text{ ms}$ , ce qui explique le retard au début de la phase d'augmentation de la pression à l'intérieur de l'enceinte. La levée des soupapes est effectuée grâce à des électrovannes et non un arbre à cames ce qui accentue ce retard.

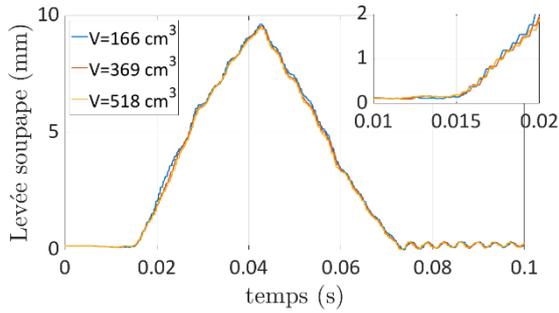


Figure 10 : Levée de la soupape pour une pression d'admission de 350 kPa

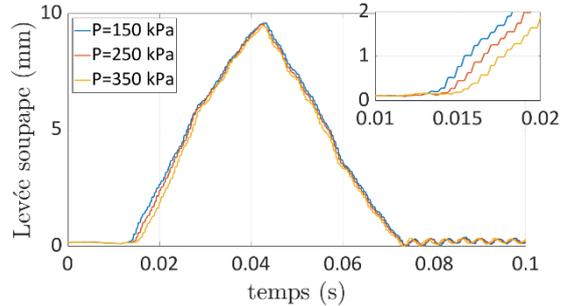


Figure 11 : Levée de la soupape pour une enceinte de 518 cm<sup>3</sup>

## 4. Conclusion

Cet article présente une modélisation 0D dans le but d'estimer le coefficient de décharge  $C_d$  d'une soupape inverse à l'admission. Le coefficient de décharge  $C_d$  estimé peut être utilisé, dans un premier temps, dans un modèle global d'un moteur Ericsson à cylindre constitué d'un soufflet métallique (réalisé par la société Ananké) ou toute autre machine qui emploierait une soupape de type inverse à l'admission. La confrontation des résultats du modèle et des essais expérimentaux ont permis de déterminer les valeurs de coefficients de décharge  $C_d = 0,4$  et  $C_d = 0,5$  aux pressions d'admission respectives 150 kPa et 350 kPa.

Le coefficient de décharge  $C_d$  dépend majoritairement de la pression d'admission de l'air tandis que l'influence du volume de l'enceinte reste négligeable. Cette pression d'admission a aussi une influence sur l'ouverture de la soupape du fait de son type inverse. En effet, l'effort d'ouverture de la soupape est en sens inverse de l'effort de pression mécanique causé par l'écoulement du gaz. Donc, les efforts mécaniques sur la soupape inverse augmentent avec la pression d'admission du gaz et engendrent un retard à son ouverture. Ceci aura un impact sur le rendement du moteur Ericsson. Par contre, en phase de refoulement, l'effet est inversé et l'ouverture de la soupape devrait s'en trouver facilitée et accélérée.

Cependant, bien que ce modèle ne permette pas de suivre le dépassement de la pression à l'intérieur de l'enceinte ni de suivre les ondes d'oscillation de la pression pendant la phase d'admission, les premiers résultats sont encourageants. Ils nous projettent sur l'adoption d'un modèle théorique, en cours de développement, plus performant qui nous permettra par la suite d'étudier les performances d'une deuxième géométrie de moteur Ericsson.

## Références

- [1] P. Stouffs, Le moteur d'Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter ? *Revista Termotehnica*, 2 (2002), 37-42.
- [2] A. Piton, Contribution à la modélisation unidimensionnelle des soupapes de moteurs à combustion interne : études expérimentale et numérique. Thèse de l'Ecole Centrale de Nantes, 2011.
- [3] Q. Yu, Y. Shi, and M. Cai, Working characteristics of variable intake valve in compressed air engine, *The Scientific World Journal*, 2014, (2014), 1-9.
- [4] A. Fula, F. Sierra, and P. Stouffs, Etude théorique de l'influence des transferts thermiques au travers des parois des cylindres d'un moteur Ericsson, *20<sup>e</sup> Congrès Français de Thermique*. (Bordeaux-Talence, 29 mai – 1<sup>er</sup> juin, 2012), 309–316.

- [5] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. Fozao, P. Stouffs, and J. Nganhou, Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro-cogeneration systems, *Energy*, 63, dec, (2013), 309–316.
- [6] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. F. Djanna, P. Stouffs, and J. Nganhou, Dynamic modeling of a small open Joule cycle reciprocating Ericsson engine: simulation results, *Energy Science & Engineering*, 1, aug, (2013), 109–117.
- [7] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, and B. Desmet, Dynamic modelling of the expansion cylinder of an open Joule cycle Ericsson engine: A bond graph approach, *Energy*, 102, may, (2016), 31–43.
- [8] D. Stanciu and V. Bădescu, Solar-driven joule cycle reciprocating Ericsson engines for small scale applications. From improper operation to high performance, *Energy Conversion and Management*, 135, mars, (2017), 101–116.
- [9] M. N. Nangué and P. Stouffs, Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson engine, *Energy*, 190, (2020), 116293.
- [10] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [11] X. Wang, T.-C. Tsao, C. Tai, H. Kang, and P. N. Blumberg, Modeling of Compressed Air Hybrid Operation for a Heavy Duty Diesel Engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 131, 05, (2009), 052802.
- [12] Y. Shi and M. Cai, Working characteristics of two kinds of air-driven boosters, *Energy Conversion and Management*, 52, 12, (2011), 3399 – 3407.
- [13] P. Ranc, F. Lanzetta, P. Nika, E. Gavignet, and G. Layes, Contribution expérimentale à l'amélioration de l'efficacité d'un compresseur à soufflet métallique de machine thermique à apport de chaleur externe, *27<sup>e</sup> Congrès Français de Thermique*, (Nantes, 3-6 juin, 2019), 305-312.
- [14] P. Ranc, Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Etude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale. Thèse de l'Université Bourgogne Franche-Comté, 2019.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à la Région Bourgogne Franche-Comté (Convention 2017Y-01206) pour son soutien financier dans le déroulement des travaux, ainsi qu'à l'Ecole Universitaire de Recherche EIPHI (contrat "ANR-17-EURE-0002").