

# Modélisation thermodynamique d'un moteur Ericsson en cycle ouvert

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

<sup>1</sup>FEMTO-ST Institute, Univ. Bourgogne Franche-Comté, CNRS  
Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin, F-90000 Belfort, France

<sup>2</sup>Ananké

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

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

**Résumé** - Cet article présente une amélioration du modèle thermodynamique en régime établi du moteur Ericsson en cycle ouvert. Le modèle présenté inclut un régénérateur dans la configuration du moteur. Ce modèle permet de prendre en compte les efficacités de l'échangeur et du régénérateur. Il permet également d'inclure des pertes de charge dans l'échangeur de chaleur et à l'admission dans l'enceinte de détente. L'étude paramétrique permet d'étudier l'influence des paramètres précédents sur les performances du moteur Ericsson.

## Nomenclature

$a$  coefficient de perte de charge  
 $C_p$  capacité calorifique à pression constante,  $J.kg^{-1}.K^{-1}$   
 $C_v$  capacité calorifique à volume constant,  $J.kg^{-1}.K^{-1}$   
 $e$  efficacité  
 $k$  coefficient polytropique  
 $m$  masse,  $kg$   
 $p$  pression,  $kPa$   
 $PM$  pression moyenne,  $kPa$   
 $r$  constante massique de l'air,  $J.kg^{-1}.K^{-1}$   
 $T$  température,  $K$   
 $V$  volume,  $m^3$   
 $W$  travail,  $kJ$

$\gamma$  coefficient isentropique

## Indices et exposants

$atm$  atmosphère  
 $C$  enceinte de compression  
 $E$  enceinte de détente  
 $EEVC$  avancement fermeture soupape d'échappement  
 $h$  entrée cylindre détente  
 $H$  échangeur de chaleur  
 $i$  début transformation  
 $in$  phase d'admission / admis  
 $j$  fin transformation  
 $out$  sortie du moteur  
 $R$  régénérateur  
 $sc$  sortie du compresseur  
 $x$  sortie du régénérateur

## Symboles grecs

$\alpha$  instant de fermeture de soupape

## 1. Introduction

La recherche et le développement de technologies favorisant l'efficacité énergétique et limitant la production de gaz à effet de serre et la consommation de carburants fossiles sont devenus incontournable dans le contexte énergétique actuel. Les machines à apport de chaleur externe (MACE), dont le moteur Ericsson fait partie, présentent l'avantage d'accepter différentes sources de chaleur [1], [2] : chaleur fatale, combustible fossiles, biomasse, énergie solaire, etc. Le moteur Ericsson peut être utilisé dans le domaine de la micro-cogénération [3], la conversion d'énergie à partir du solaire [4], [5] ou de la biomasse [6]. Le moteur Ericsson, dans sa configuration la plus simple, fonctionne suivant un cycle ouvert. Il est composé d'un cylindre de compression (C), d'un échangeur de chaleur (H) et d'un cylindre de détente (E). Il est possible d'ajouter un régénérateur (R) dont le rôle est de diminuer, autant que possible, la quantité d'énergie à apporter par l'échangeur principal (H). Le médium utilisé ici est directement le gaz qui traverse le compresseur et le détenteur. Le moteur Ericsson peut aussi

fonctionner en cycle fermé ; dans ce cas il faut ajouter un deuxième échangeur de chaleur afin de refroidir le gaz qui sort du détendeur en direction du compresseur. Finalement, on peut aussi considérer un régénérateur dans une configuration en cycle fermé [7]. Cet article complète le modèle thermodynamique du moteur Ericsson en régime établi développé pour la configuration en cycle ouvert [1] en intégrant un échangeur et un régénérateur. Le modèle inclut les efficacités thermiques et les pertes de charge de l'échangeur et du régénérateur ainsi que les pertes de charge à l'admission dans l'enceinte de détente.

## 2. Description du système

Le moteur Ericsson étudié correspond à un moteur qui fonctionne en cycle ouvert avec un régénérateur. Des soupapes sont présentes en entrée et sortie de chaque cylindre. Le schéma est montré dans la Figure 1. L'air est admis dans l'enceinte de compression (C) où il suit un cycle de compression jusqu'à la pression de fonctionnement du système  $p_h$ . Ensuite, le fluide de travail traverse le régénérateur (R) où il récupère une partie de l'énergie du fluide provenant du détendeur (E) avant qu'il ne soit évacué vers le milieu ambiant. Le fluide de travail traverse ensuite l'échangeur de chaleur (H) où il reçoit de l'énergie de la source chaude et atteint son niveau maximal d'énergie. Puis le fluide rentre dans l'enceinte de détente (E) où il est détendu, cette évolution permet de convertir l'énergie thermique sous forme de travail mécanique. Finalement, le fluide traverse le régénérateur (R) en direction du milieu extérieur ambiant.

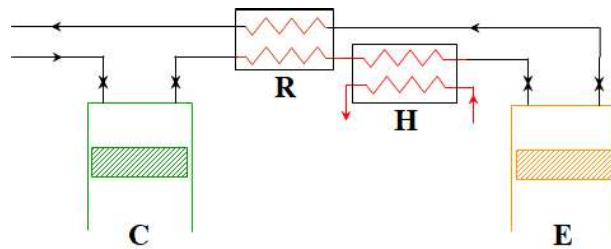


Figure 1 : Schéma du moteur Ericsson en cycle ouvert avec régénérateur

Les Figure 2 et Figure 3 montrent les cycles de compression et détente que décrit le fluide de travail. Le cycle thermodynamique de Joule est plus approprié que le cycle Ericsson pour décrire le fonctionnement du moteur [2], [3], [8]. La compression et détente, à l'intérieur des cylindres, sont considérées isentropiques. Dans le cas du détendeur le modèle permet de considérer une phase d'admission plus longue (1e-2'e) provoquée par le retard dans la fermeture de la soupape d'admission, qui a par conséquent une détente partielle (2'e-3'e) suivie d'un équilibrage de pression (3'e-3''e). Une phase d'échappement plus courte (3e/3''e-0'e) provoquée par l'avancement de la fermeture de la soupape d'échappement, donne une compression de la masse résiduelle dans le cylindre (0'e-0''e) et donc une réduction de la phase d'équilibrage de pression (0''e-1e) au lieu de (0e-1e).

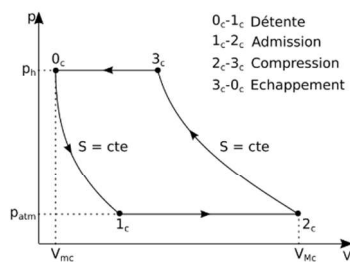


Figure 2 : Diagramme pression-volume du cycle de compression

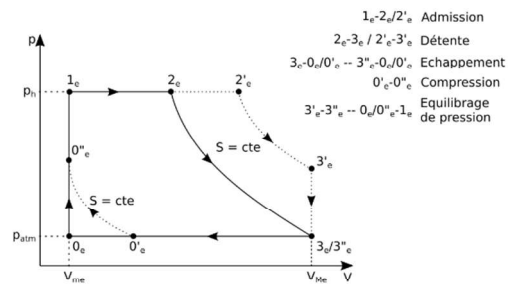


Figure 3 : Diagramme pression-volume du cycle de détente

### 3. Modèle thermodynamique

Le modèle thermodynamique en régime établi pour un moteur Ericsson en cycle ouvert sans régénérateur proposé par Creyx et al. [1] est repris dans nos travaux, puis amélioré. Le transfert de chaleur aux parois de cylindres n'est pas pris en compte, il affecte peu les paramètres de fonctionnement et la performance du moteur [9], [10]. Le fluide de travail est de l'air assimilé à un gaz parfait. Le modèle amélioré proposé dans l'article permet de tenir compte de l'efficacité de l'échangeur (H), laquelle peut varier entre zéro et un. Le régénérateur (R) a été inclus dans le modèle et son efficacité peut aussi varier. Les pertes de charge dans l'échangeur de chaleur, le régénérateur et la phase d'admission dans l'enceinte de détente sont également considérées.

Les données d'entrée du modèle sont la pression et températures atmosphériques, la pression de travail du système, les pertes de charge dans l'échangeur, le régénérateur et à l'admission dans l'enceinte de détente, les instants de fermeture des soupapes du cylindre de détente, les volumes morts des cylindres de compression et détente, le volume maximum du cylindre de détente, la température de la source chaude, les efficacités de l'échangeur de chaleur et du régénérateur et la vitesse de rotation.

#### 3.1. Compression et détente

La pression et la température du fluide de travail au début et à la fin des phases de compression et détente sont obtenues d'après les équations (1) et (2) et le travail polytropique  $W_{ij}$  avec l'équation (3). Dans le cas d'un processus isentropique, le coefficient polytropique  $k$  est égal à  $\gamma$ .

$$p_j = p_i (V_i/V_j)^k \quad (1)$$

$$T_j = T_i (p_j/p_i)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

$$W_{ij} = m \frac{r}{\gamma - 1} (T_j - T_i) \quad (3)$$

#### 3.2. Admission d'air

L'admission d'air correspond à la phase (1<sub>c</sub>-2<sub>c</sub>) dans le compresseur, Eq.(4). Dans le détendeur, l'admission est composée d'un équilibrage de pression (0<sub>e</sub>-1<sub>e</sub>) ou (0'<sub>e</sub>-1<sub>e</sub>), Eq.(5), suivie d'une admission à pression constante dans le cas idéal (1<sub>e</sub>-2<sub>e</sub>) ou (1'<sub>e</sub>-2'<sub>e</sub>), (cf. Figure 3).

$$m_{in} = p (V_j - V_i)/(rT) \quad (4)$$

$$m_{ij} = (p_h - p_i)V_{me}/(\gamma r T_h) \quad (5)$$

La température à la fin de l'admission a pour expression :

$$T_j = (m_1 T_i + m_{in} T)/(m_1 + m_{in}) \quad (6)$$

Avec  $p = p_{atm}$  et  $T = T_{atm}$  dans le cas du compresseur et  $p = p_h$  et  $T = T_h$  pour le détendeur. Dans le détendeur la masse en 1<sub>e</sub> sera la masse résiduelle en 0'<sub>e</sub> plus la masse admise pendant la phase d'équilibrage.

Le travail transféré dans le cas du compresseur est obtenu d'après l'équation (7) :

$$W_{in} = m_1 r T_i - (m_{in} - m_1) r T_j \quad (7)$$

Pour le détendeur le modèle permet de considérer une perte de charge pendant la phase d'admission, dans ce cas la masse en 2'<sub>e</sub> sera calculée avec l'équation (8) :

$$m_i = (p_i V_i) / (r T_i) \quad (8)$$

La masse du cycle  $m_{cycle}$  correspond à la somme des masses admises pendant la phase d'équilibrage de pression et la phase de déplacement dans l'enceinte de détente. La valeur de la masse  $m_{cycle}$  est la même dans les deux enceintes : détente et compression.

Dans le cas de l'enceinte de détente avec une perte de charge, la pression en 2<sup>e</sup> est donnée par l'équation (9), où  $a_E$  est un coefficient qui représente un pourcentage de la perte de charge.

$$p_j = (1 - a_E) p_i \quad (9)$$

Le travail sera calculé avec l'équation (10) :

$$W_{ij} = \left[ \frac{2 - a_E}{2} \right] \left[ m_1 r T_i - (m_{in} - m_1) r T_j \left( \frac{p_i}{p_j} \right) \right] \quad (10)$$

### 3.3. Échappement d'air

Pour le calcul du travail dans la phase d'échappement et le calcul de la température à la sortie du détendeur, le travail de Creyx et al. [1] a été repris de façon identique.

### 3.4. Échangeur de chaleur et Régénérateur

L'efficacité du régénérateur et de l'échangeur de chaleur est considérée dans le modèle. Elles varient sur une plage entre 0 et 1, ce qui permet de réaliser une étude paramétrique. Les valeurs d'efficacité auront une influence sur la température à la sortie du régénérateur  $T_x$  et à la sortie de l'échangeur de chaleur  $T_h$ . Les températures sont données par :

$$T_x = (T_{out} - T_{0c}) e_R + T_{0c} \quad (11)$$

$$T_h = (T_{sc} - T_x) e_H + T_x \quad (12)$$

Les pressions à la sortie de l'échangeur de chaleur et le régénérateur sont calculées en employant l'équation (9) qui considère un coefficient de perte de charge pour l'échangeur de chaleur  $a_H$  et pour le régénérateur  $a_R$ . Pour l'étude paramétrique réalisée, le coefficient de perte de charge varie entre 0 et 0,1 ce qui correspond à un cas sans perte de charge et une perte de charge de 10% respectivement par rapport à la pression d'entrée dans chaque élément.

## 4. Résultats et discussions

Les performances du moteur Ericsson sont évaluées avec le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM. Le rendement thermodynamique est calculé comme le rapport entre le travail net obtenu du moteur Ericsson et la chaleur fournie à l'air dans l'échangeur de chaleur. La pression moyenne correspond au rapport entre le travail net obtenu du moteur et la cylindrée de l'enceinte de détente.

### 4.1. Instant de fermeture des soupapes d'admission et échappement

Les Figure 4 et Figure 5 montrent les résultats pour le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM en fonction du coefficient de retard de fermeture d'admission  $\alpha_{in}$  pour différentes pressions. La valeur minimale du coefficient de retard de fermeture de l'admission  $\alpha_{in}$  correspond à une détente complète et augmente pour les pressions plus faibles. Pour une pression fixée le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM augmentent jusqu'à un maximum puis ils diminuent lorsque le coefficient de retard de fermeture de l'admission  $\alpha_{in}$  augmente. Un coefficient de retard de fermeture de l'admission  $\alpha_{in}$  plus élevé

signifie une masse d'air admise plus importante, donc un besoin de chaleur plus important à fournir par l'échangeur de chaleur et d'un autre côté un travail net plus faible.

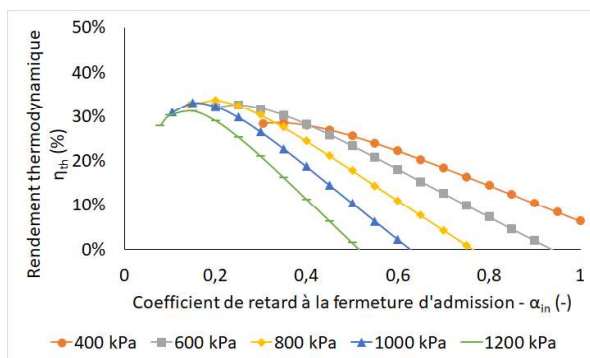


Figure 4 : Rendement thermodynamique en fonction du coefficient de fermeture d'admission.

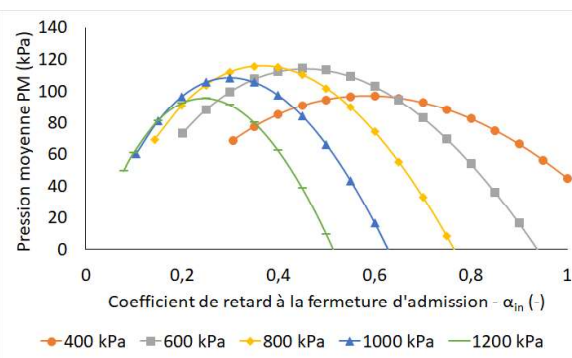


Figure 5 : Pression moyenne en fonction du coefficient de fermeture d'admission.

Les Figure 6 et Figure 7 montrent les résultats pour le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM en fonction du coefficient de fermeture de la soupape d'échappement  $\alpha_{EEVC}$  pour différentes pressions. Les valeurs du coefficient peuvent varier entre 0 et une valeur maximale fixée par la pression d'entrée dans le détendeur. Le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  atteint son maximum pour des valeurs du coefficient de fermeture de la soupape d'échappement proches de son maximum. L'augmentation de la valeur d' $\alpha_{EEVC}$  réduit la masse du cycle, donc un besoin de chaleur plus faible. Le travail net atteint un maximum et après diminue, son maximum correspond à une valeur du coefficient qui n'est pas la même que celle qui correspond au rendement thermodynamique maximum.

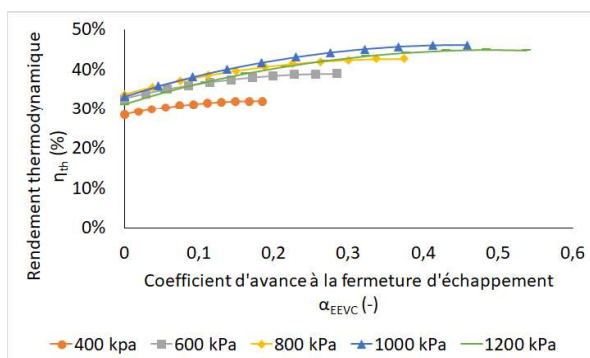


Figure 6 : Rendement thermodynamique en fonction du coefficient de fermeture d'échappement.

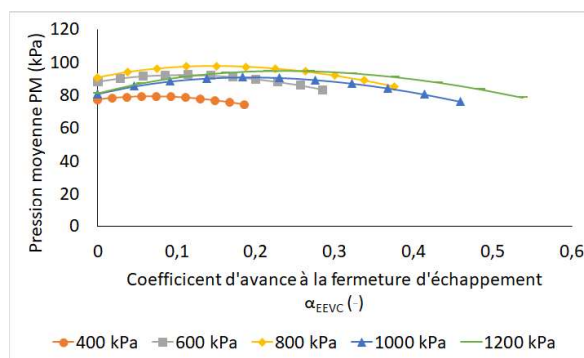


Figure 7 : Pression moyenne en fonction du coefficient de fermeture d'échappement.

Les valeurs du coefficient de fermeture de la soupape d'admission  $\alpha_{in}$  et d'échappement  $\alpha_{EEVC}$  qui permettent d'obtenir un rendement thermodynamique maximum sont les suivantes :

pression	kPa	400	600	800	1000	1200
$\alpha_{in}$	-	0,35	0,25	0,2	0,15	0,15
$\alpha_{EEVC}$	-	0,185	0,284	0,375	0,459	0,484

Tableau 1 : Valeurs d' $\alpha_{in}$  et  $\alpha_{EEVC}$  qui optimisent le rendement thermodynamique

## 4.2. Influence de l'efficacité de l'échangeur et du régénérateur

Les coefficients de fermeture des soupapes sont fixés d'après les valeurs obtenus. On réalise une étude paramétrique pour l'efficacité de l'échangeur de chaleur. La Figure 8 montre que le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  augmente avec l'efficacité de l'échangeur. L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur a pour résultat une diminution de la masse admise, donc une réduction du travail consommé par le compresseur pour un travail fixe fourni par le détenteur. Le  $\eta_{th}$  augmente fortement pour  $0 < e_H < 0,3$  puis tend vers une valeur constante. La Figure 9 montre que la pression moyenne PM augmente avec l'efficacité de l'échangeur, c'est qui est cohérent avec la diminution du travail consommé pour un travail produit fixe.

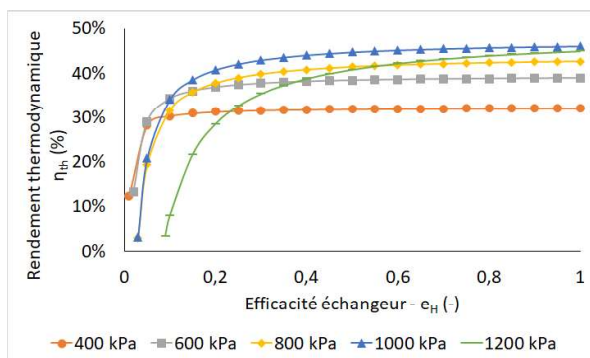


Figure 8 : Rendement thermodynamique en fonction de l'efficacité de l'échangeur.

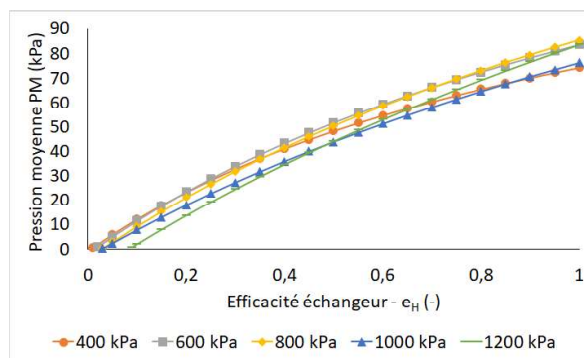


Figure 9 : Pression moyenne en fonction de l'efficacité de l'échangeur.

Les Figure 10 et Figure 11 montrent le comportement du rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et de la pression moyenne PM en fonction de l'efficacité du régénérateur pour une efficacité de l'échangeur de chaleur fixé à 0,8 [3], [11]. Le régénérateur améliore les performances du moteur pour une pression de 400kPa. La masse admise, le besoin d'énergie dans l'échangeur de chaleur et le travail du compresseur diminuent. Pour les pressions plus élevées le comportement est inversé. Cela est dû au fait que la température à la sortie du compresseur est plus élevée qu'à la sortie du détenteur, par conséquent le régénérateur refroidit l'air au lieu de le préchauffer. Afin d'augmenter la température à la sortie du détenteur on peut : augmenter le coefficient de fermeture de la soupape d'admission, diminuer le coefficient de fermeture de la soupape d'échappement ou les deux en simultanément. Cette modification fait sortir le moteur de son rendement thermodynamique maximum initial et il reste à étudier si les nouveaux coefficients suffiront pour atteindre une température de sortie du détenteur plus élevée qu'à la sortie du compresseur, en particulier pour les pressions les plus importantes.

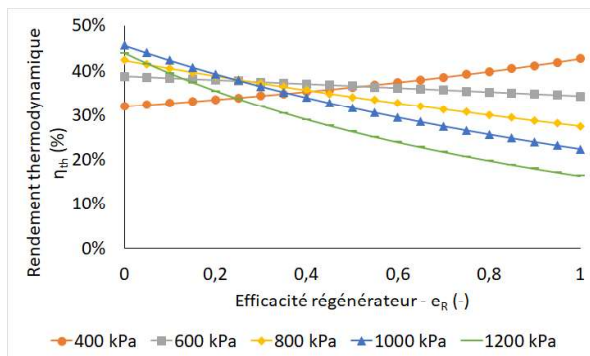


Figure 10 : Rendement thermodynamique en fonction de l'efficacité du régénérateur.

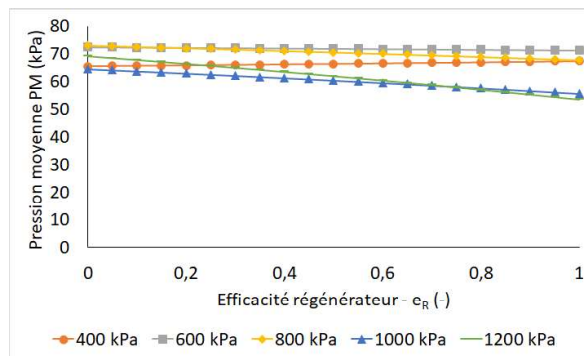


Figure 11 : Pression moyenne en fonction de l'efficacité du régénérateur.

### 4.3. Pertes de charge dans l'échangeur de chaleur et dans l'enceinte de détente

Les coefficients de fermeture des soupapes  $\alpha_{in}$  et  $\alpha_{EVC}$  optimaux sont recalculés pour chaque valeur de perte de charge. L'efficacité de l'échangeur de chaleur est fixée à 1 et on ne considère pas la présence du régénérateur. Le coefficient de pertes varie sur une plage entre 0 et 0,1.

Les Figure 12 et Figure 13 montrent le comportement du rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM en fonction des pertes de charge dans l'échangeur de chaleur. Le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM diminuent avec l'augmentation des pertes de charge dans l'échangeur. On obtient une diminution de la masse admise, du travail consommé par le compresseur, du travail fourni par le détenteur et de la chaleur transmise à l'air dans l'échangeur de chaleur. Le travail fourni par le détenteur décroît de façon plus importante que le travail consommé et la chaleur transférée, c'est qui explique la dégradation des performances. Pour une pression fixée, si la perte de charge est assez importante, les coefficients de fermeture de soupapes optimaux se décalent ce qui explique les sauts observés pour les pressions de 600 et 1000kPa.

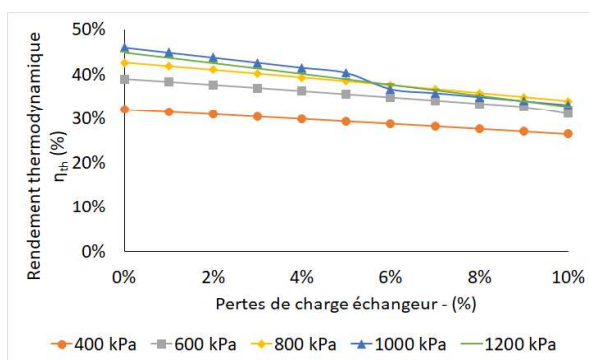


Figure 12 : Rendement thermodynamique en fonction des pertes de charge dans l'échangeur.

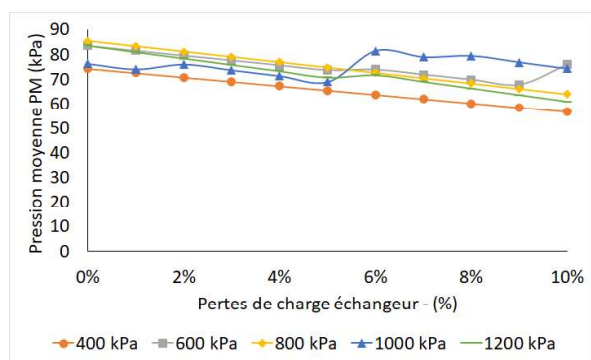


Figure 13 : Pression moyenne en fonction des pertes de charge dans l'échangeur.

Les Figure 14 et Figure 15 montrent le comportement du rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  et la pression moyenne PM en fonction des pertes de charge à l'admission dans l'enceinte de détente. Le rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  s'améliore et la pression moyenne PM diminue avec l'augmentation des pertes de charges. Les résultats obtenus donnent une diminution de la masse admise, du travail consommé par le compresseur, du travail produit par le détenteur et du besoin de chaleur transmise dans l'échangeur de chaleur. L'explication pour l'augmentation du rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  est que la chaleur fournie dans l'échangeur diminue de façon plus importante que le travail produit par le moteur. La pression moyenne PM diminue à cause de la diminution du travail fourni par le moteur avec une cylindrée qui reste fixe.

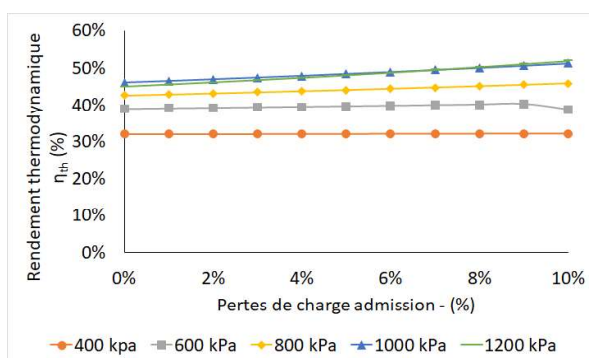


Figure 14 : Rendement thermodynamique en fonction des pertes de charge à l'admission.

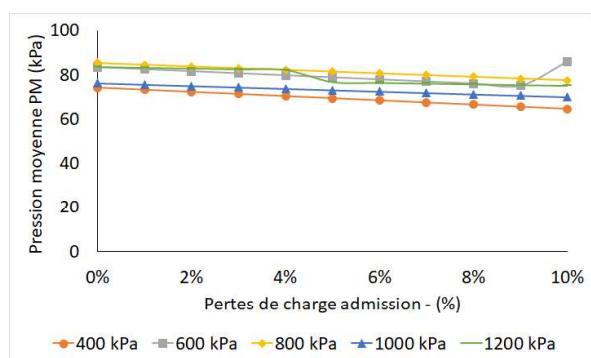


Figure 15 : Pression moyenne en fonction des pertes de charge à l'admission.

## 5. Conclusion

Le modèle présenté permet d'étudier un moteur Ericsson en cycle de Joule. Les configurations que l'on peut simuler et analyser correspondent au moteur en cycle ouvert sans régénérateur et avec régénérateur. Sans considérer les pertes et l'efficacité des échangeurs, les meilleures performances sont obtenues pour une plage de pression entre 600 et 1200 kPa. Avec les hypothèses du modèle, pour une pression fixée, l'efficacité de l'échangeur de chaleur n'a pas une influence importante sur le rendement du moteur, sauf pour des valeurs faibles d'efficacité, mais a une influence sur la puissance produite. La présence d'un régénérateur n'améliore les performances que pour la pression de 400kPa, au-delà il a un impact négatif sur les performances du moteur. Les pertes de charge dans l'échangeur ont un impact négatif sur les performances du moteur Ericsson. Les pertes de charge à l'admission dans le cylindre de détente peuvent améliorer légèrement le rendement thermodynamique mais avec une réduction de la puissance produite. Les résultats montrent que le moteur étudié peut être utilisé dans la micro-cogénération et aussi pour récupérer de l'énergie contenue dans les rejets thermiques des usines.

## Références

- [1] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, and P. Peultier, Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle, *Energy*, 49 (2013), 229-239.
- [2] P. Stouffs, Hot air engines, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4-2, (2011), 1-8.
- [3] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs, Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine, *International Journal of Thermal Sciences*, 44-12, (2005), 1161-1168.
- [4] M. Alaphilippe, S. Bonnet, and P. Stouffs, Low Power Thermodynamic Solar Energy Conversion: Coupling of a Parabolic Trough Concentrator and an Ericsson Engine, *International Journal of Thermodynamics*, 10-1, (2007), 37-45.
- [5] M. Alaphilippe, M. Perier-Muzet, P. Sène, and P. Stouffs, Etude d'un moteur Ericsson coupé avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique, *Actes du congrès français de thermique, SFT 2013*.
- [6] M. Creyx, Etude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson, Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2014.
- [7] P. Stouffs, Le moteur d'Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter ?, *Revista Termotecnica*, 2 (2002), 37-42.
- [8] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs, Etude énergétique d'un moteur à apport de chaleur externe de type 'ERICSSON' pour des applications de micro-cogénération, *Actes du congrès français de thermique, SFT 2004, T2*, 933-938.
- [9] M. Fula, F. Sierra, and P. Stouffs, Etude théorique de l'influence des transferts thermiques au travers des parois des cylindres d'un moteur Ericsson, *Actes du congrès français de thermique, SFT 2012, T1*, 316-323.
- [10] A. Fula, P. Stouffs, and F. Sierra, In-cylinder Heat Transfer in an Ericsson Engine Prototype, *Renewable Energy & Power Quality Journal*, Vol.1, No.11, March 2013, 1260-1265.
- [11] M. Blaise, Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol, Thèse de Doctorat, Université de Lorraine, 2016.

## 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.