

Étude numérique de l'influence de l'assistance par compresseur du cycle Absorption Heat Transformer pour valoriser des sources de chaleur fatales à basse température

Numerical study of the influence of compressor assistance in the Absorption Heat Transformer cycle to upgrade low-temperature waste heat sources

Capucine LASSERRE^{1*}, Hélène DEMASLES¹, Romain COLLIGNON¹

¹Université Grenoble Alpes, CEA, LITEN
Campus INES, 73375 Le Bourget du Lac, France
*(auteur correspondant : capucine.lasserre@cea.fr)

Résumé - Les transformateurs de chaleur à absorption ou Absorption Heat Transformer (AHT) sont une solution pour permettre la valorisation de la chaleur fatale à basse et moyenne température issue de rejets industriels ou de chaleur solaire. Bien que les performances de ces architectures soient très satisfaisantes, leur gamme de fonctionnement est soumise à deux limites : le fonctionnement en condition estivales et la température maximale de production. Cette étude quantifie l'influence de l'ajout d'un compresseur dans le cycle AHT fonctionnant avec le couple NH₃/H₂O afin d'étendre la gamme de fonctionnement des machines. Les trois architectures ont été modélisées et leur plages de fonctionnement ainsi que leur performances ont été comparées.

Abstract - Absorption Heat Transformers (AHT) are a solution for recovering low- and medium-temperature waste heat from industrial waste or solar heat. Although the performance of these architectures is high, their operating range is subject to two limitations : operation in summer conditions and maximum production temperature. This study quantifies the influence of adding a compressor to the AHT cycle operating with the NH₃/H₂O couple in order to extend operating range of the machines. Three architectures were modeled and their operating ranges and performances were compared.

Nomenclature

		<i>Indices et exposants</i>
COP_{elec}	Coefficient de performance électrique	
GTL_{out}	Gross Temperature Lift, K	<i>cold</i> Froid
h	Enthalpie, J/kg	<i>comp</i> Compresseur
\dot{m}	Débit massique, kg/s	<i>f</i> Fluide
Q	Flux de chaleur, W	<i>hot</i> Chaud
r	Rapport de compression	<i>i</i> Entrée
T	Température, K	<i>o</i> Sortie
x	Fraction massique d'ammoniac, kg/kg	<i>p</i> Pompe
W	Travail, W	<i>waste</i> Chaleur fatale

1. Introduction

D'après l'agence internationale de l'énergie (IEA) : « La réduction de l'utilisation des énergies fossiles pour la production de chaud et de froid reste un des plus grands challenges de la transition énergétique » [1]. En effet, la chaleur représente 50% des besoins en énergie finale à l'échelle planétaire, mais compte pour 40% des émissions de CO₂ liées à la production de l'énergie en 2019. Elle est issue à près de 90% de la combustion d'énergie fossile. Ainsi, l'augmentation de la part de chaleur issue de source renouvelable ou de récupération semble être nécessaire pour la réussite de la transition énergétique. Les Absorption Heat Transformers (AHT) sont à ce titre des solutions intéressantes. En effet, il s'agit de cycles thermodynamiques permettant de rehausser le niveau de température d'une source de chaleur non utilisable autrement vers une température haute plus facilement valorisable. Cependant, la forte dépendance de ses performances aux conditions opératoires rend difficile le développement de ses technologies. L'ajout d'un compresseur pour améliorer la flexibilité d'une machine à absorption a été prouvé dans le cas d'une pompe à chaleur via des simulations numériques [2] et des études expérimentales [3]. Ce concept peut également être utilisé pour élargir la gamme de fonctionnements des AHT. On parle alors de cycle hybrides assistés par compression. Ce gain de flexibilité issu de l'ajout du compresseur conduit à une augmentation du prix d'achat de la machine estimé à 25%. Certaines études rapportées dans la littérature mettent en évidence des performances prometteuses pour cette technologie. Gao et. al. [4] proposent une étude numérique et expérimentale qui combine le couplage thermique et l'hybridation pour rehausser une chaleur fatale de 45°C à 90°C avec un COP de 2,15. Un cycle hybride combinant une pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur et un AHT est utilisé par Kim et. al. [5] pour assurer la production d'eau chaude à 90°C afin d'alimenter un procédé industriel. Toppi et. al. [6] utilise un cycle hybride pour valoriser de la chaleur fatale industrielle pour l'injection sur un réseau de chaleur. Il permet la production de chaleur jusqu'à 120°C pour un COP électrique de 4. La pertinence d'un AHT hybride est également étudié par Wang et. al. [7] Ils concluent que ce système est entre 15% et 70% plus efficace qu'une pompe à chaleur au regard des conditions extérieures. L'ensemble de ses études démontre que l'ajout d'un compresseur permet à l'AHT de fonctionner avec plus de flexibilité, avec un accent sur la possibilité de valoriser de la chaleur fatale plus basse température. Cependant, l'impact de la température de puits est peu étudié dans la littérature. Dans cette étude, deux architectures de machines à absorption assistées par un compresseur ont été réalisées par un modèle basé sur les équilibres thermodynamiques et leurs performances ont été comparées à l'architecture AHT simple effet simple étage standard. Les résultats montrent une amélioration des gammes de fonctionnement aussi bien pour répondre à des conditions de fonctionnement estivales que pour augmenter la température de la chaleur produite.

2. Description des cycles

2.1. Cycle AHT standard

L'architecture minimale du transformateur de chaleur à absorption (AHT) est présentée sur la Fig. 1. Il s'agit d'un cycle simple effet simple étage comprenant neuf composants principaux : six échangeurs de chaleur, deux pompes et un détendeur. Les échangeurs de chaleur sont un évaporateur, un condenseur, un désorbeur, un absorbeur et deux échangeurs de chaleur à solution interne (SHX et RHX). Le fluide de travail choisi dans cette étude est le couple NH₃/H₂O. Le cycle est alimenté par une source de chaleur fatale, servant de température intermédiaire, à la température T_{waste} fournie à l'évaporateur et au désorbeur. Habituellement, cette chaleur est

obtenue à partir d'une source de chaleur résiduelle d'une qualité trop faible pour être utilisée par la plupart des procédés. Dans le désorbeur, la solution riche s'évapore partiellement et produit deux écoulements séparés : une solution liquide pauvre et un réfrigérant vapeur. Le réfrigérant s'écoule vers le condenseur, échangeant de la chaleur avec la source froide tout en se condensant à basse pression. L'air ambiant à température T_{cold} est considéré comme source froide. Il est ensuite pompé vers un évaporateur où il est vaporisé à haute pression grâce à la source de chaleur intermédiaire. Dans l'absorbeur, la vapeur de réfrigérant et la solution pauvre liquide sont mélangées pour régénérer la solution riche. Le processus d'absorption est une réaction exothermique, permettant la production de chaleur à une température plus élevée et qui peut être transférée à la source chaude à une température T_{hot} . En général, la température intermédiaire, ici la chaleur fatale T_{waste} , d'un système AHT fonctionnant en régime nominal est assez basse ($< 120^{\circ}\text{C}$). Dans ces conditions, la vapeur de réfrigérant produite est très pure, avec une fraction massique d'eau inférieure à 4%, et il n'est donc pas nécessaire d'utiliser un rectifieur.

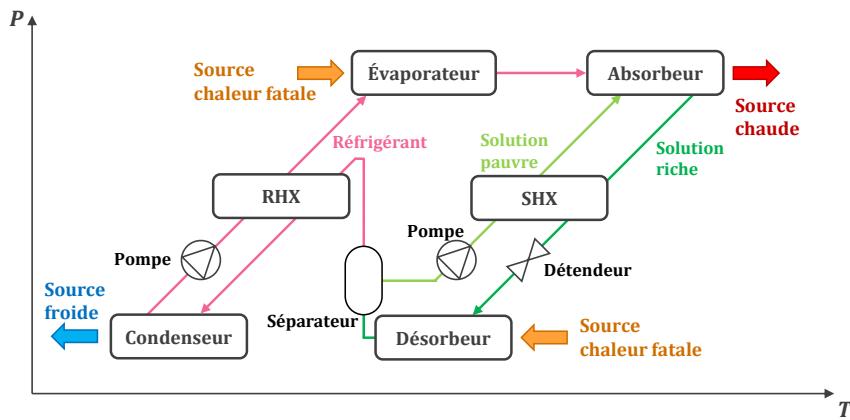


Figure 1 : Schéma de l'architecture AHT standard représentée dans un diagramme pression/température.

2.2. Cycles AHT assistés par un compresseur

Malgré les bonnes performances des cycles AHT standard, l'architecture simple effet simple étage ne permet pas de produire de la chaleur à une température très élevée [8], généralement inférieure à 130°C pour les cycles $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. La pression à laquelle l'absorption a lieu constitue une limite au niveau de sortie à haute température. La haute pression du système est une conséquence de la combinaison de la température des sources de chaleur. Typiquement, dans le cas de l'architecture standard, la haute pression est maintenue en dessous de 30 bars absolus. Une deuxième limite est la température maximale qui peut être utilisée comme source froide au niveau du condenseur. Plus la température de la source froide est élevée, plus les performances sont faibles. On observe une diminution brutale des performances autour de 30°C au niveau de la source froide, température au-delà de laquelle la machine ne peut pratiquement plus produire d'effet utile. Les températures estivales pouvant atteindre 50°C dans certaines régions du monde, une production ininterrompue devient un véritable défi. Afin d'étendre les deux limites de la plage de fonctionnement du système AHT standard, un compresseur peut être introduit dans le cycle, sa position dépendant de la limite de production à haute température ou de la limite de fonctionnement en été. Les deux architectures habituellement envisagées sont parfois appelées EVA et DECO dans la littérature [4]. Ces acronymes font référence à la position du compresseur dans le cycle et seront utilisés plus loin. L'architecture EVA, dans laquelle le com-

compresseur est situé entre l'évaporateur et l'absorbeur, comme le montre la figure 2 à gauche, est une solution qui permet d'augmenter la pression du processus d'absorption et donc d'augmenter la température de sortie du système pour une température constante de la source de chaleur fatale. L'architecture DECO, où le compresseur est situé entre le désorbeur et le compresseur, comme présenté sur la figure 2 à droite, est une solution qui permet de récupérer la chaleur fatale en éliminant la pression au niveau du désorbeur. Généralement inutile dans les architectures AHT, un rectificateur a été ajouté dans le cycle. Cet élément est utilisé dans les machines où les deux composants de la solution peuvent être vaporisés dans les conditions de pression et de température du désorbeur, comme le mélange NH₃/H₂O. Le rectificateur est utilisé pour condenser une partie de la vapeur du réfrigérant afin d'augmenter sa pureté, ce qui, dans notre cas, augmente la concentration massique de NH₃ dans la phase vapeur. Des séparateurs permettent également de séparer les phases vapeur et liquide aux positions appropriées dans les cycles.

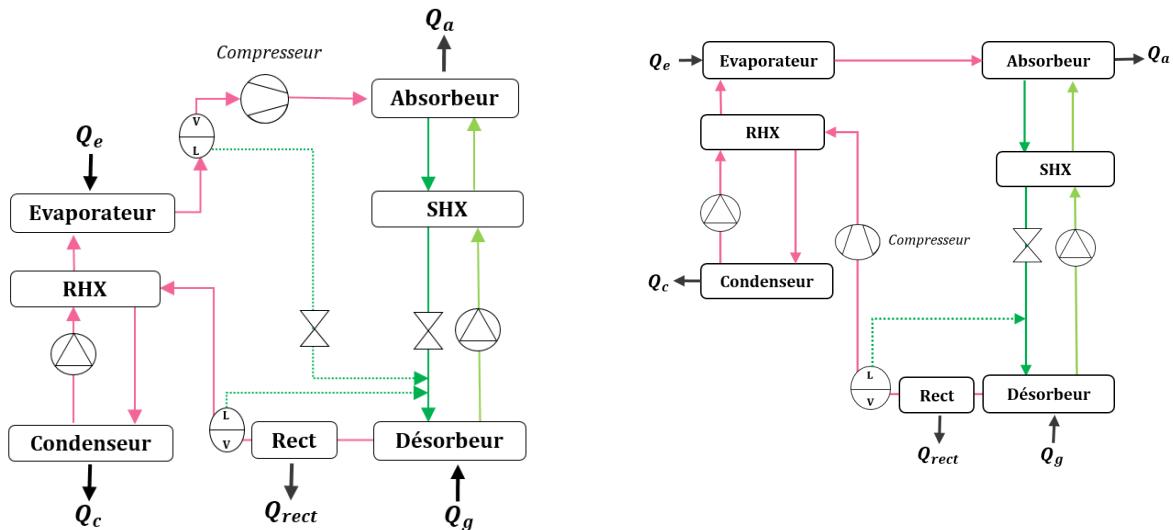


Figure 2 : Schéma des deux architectures assistées par compresseur, correspondant aux deux positions où le réfrigérant est sous forme vapeur et ainsi où il est possible de placer un compresseur. Leurs noms correspondent à la position du compresseur dans le cycle, EVA à gauche pour un compresseur entre l'Évaporateur et l'Absorbeur et DECO à droite car positionné entre le Désorbeur et le Condenseur.

3. Modélisation

Les différentes architectures de machines à absorption ont été modélisées en régime permanent à l'aide des équations d'équilibre thermodynamique. Le logiciel EES (Engineering Equation Solver) a été utilisé pour résoudre le système d'équations et pour évaluer les propriétés des fluides. Le fluide à la sortie de l'évaporateur et du désorbeur est dans un état transitoire de changement de phase. Des bouteilles de séparation sont donc utilisées. Elles sont considérées comme idéales et adiabatiques. Aucune perte de charge n'a été prise en compte dans le système. Les équations de débit massique et d'équilibre des espèces ont été utilisées pour évaluer les flux à travers chaque élément :

$$\sum_f \dot{m}_f = 0 \quad (1)$$

$$\sum_f \dot{m}_f x_f = 0 \quad (2)$$

où f est le fluide considéré, m est le débit massique et x est la fraction massique d'ammoniac. L'équation de bilan énergétique est évaluée au niveau de chaque élément pour évaluer l'énergie échangée à travers lui par chaque fluide f et chaque pompe p :

$$\sum_f Q_f + \sum_p W_p + \sum_f \dot{m}_f h_f = 0 \quad (3)$$

où Q est le flux de chaleur échangé, W est le travail mécanique transféré et h est l'enthalpie du fluide. Les deux échangeurs de chaleur internes ont été modélisés à l'aide de la méthode du NUT basée sur une efficacité d'échange de 80%. Les échangeurs de chaleur traversés par une source externe ont été modélisés grâce à un pincement de température de 5°C. Le compresseur réalise une transformation irréversible définie par un rendement isentropique $\eta_{comp} = 0,75$ et un taux de compression $r = \frac{P_{comp,o}}{P_{comp,i}}$, qui est un paramètre étudié dans ce travail. De plus, la consommation électrique de toute machine tournante est quantifiée en introduisant un rendement électrique $\eta_{elec} = 0,9$ à la transformation de l'électricité en énergie mécanique et un rendement mécanique $\eta_{meca} = 0,8$ à la transmission de l'énergie mécanique du rotor vers le fluide. Pour un AHT simple effet simple étage, la rectification n'est généralement pas nécessaire. Cependant, en raison de l'inclusion d'un compresseur dans le cycle, la rectification devient nécessaire dans la plupart des conditions de travail. Afin de faciliter la comparaison entre les configurations, la rectification est effectuée à l'aide d'une source externe. La source externe est régulée de manière à obtenir une fraction massique d'ammoniac du réfrigérant vapeur à la sortie du redresseur de $x = 0,97$. Si la fraction massique d'ammoniac x est spontanément supérieure à ce seuil dans les conditions de fonctionnement considérées, aucune rectification n'est effectuée. Pour quantifier les performances des différentes architectures, le coefficient de performance électrique (COP_{elec}) (4) a été utilisé. En outre, pour quantifier l'effet utile de la machine en termes d'amélioration de la température, l'élévation de la température ou Gross Temperature Lift (GTL) (5) entre la source de chaleur fatale et la sortie de la source chaude est évaluée.

$$COP_{elec} = \frac{Q_a}{\sum_P W + W_{comp}} \quad (4)$$

$$GTL_{out} = T_{hot,o} - T_{waste,i} \quad (5)$$

4. Résultats

4.1. Influence de la compression sur le fonctionnement en conditions estivales

L'introduction d'un troisième niveau de pression grâce au compresseur devrait permettre la production de chaleur lorsque la température de la source froide augmente, en été par exemple. L'influence du taux de compression imposé (c'est-à-dire le travail produit) par le compresseur sur les performances et la capacité de production de la machine lors de l'augmentation de la température de la source de chaleur froide T_{cold} en conditions estivales à une température

constante de la source de chaleur fatale $T_{waste} = 80^\circ\text{C}$ pour différents rapports de compression r est présentée dans la figure 3. Dans cette figure, les courbes pour l'EVA ne sont pas tracées lorsque la compression conduit à une pression intermédiaire inférieure à la basse pression. L'AHT standard peut fonctionner avec des performances satisfaisantes jusqu'à ce que la source froide atteigne 30°C , après quoi les performances se dégradent brusquement, c'est pourquoi seule les températures de la source froide T_{cold} supérieures à cette valeur ont été représentées. En ce qui concerne les performances des machines assistées, les architectures EVA et DECO montrent une augmentation de la consommation d'électricité, et donc de COP_{elec} , lorsque l'on augmente le taux de compression. Cependant, cette baisse de performance est associée à une augmentation de la capacité de production lorsque la température froide augmente. La température de coupure est de 38°C pour l'architecture AHT standard. Elle peut atteindre 60°C pour les architectures hybrides si le rapport de compression est adapté, c'est-à-dire $r = 1.4$ et $r = 1.6$ pour l'architecture EVA et $r \geq 1.4$ pour DECO. Pour les deux architectures, la température de sortie à la source chaude augmente considérablement avec le taux de compression. Pour DECO, le GTL_{out} augmente jusqu'à 15°C (40%) et pour EVA, le GTL_{out} augmente jusqu'à 30°C (120%). Ces résultats permettent de montrer l'intérêt de l'ajout d'un compresseur dans le cycle AHT afin de garantir une production de chaleur en condition estivale, bien que fonctionnant dans un régime dégradé. Les meilleures performances de l'architecture EVA aussi bien en terme de COP_{elec} que de GTL_{out} tendent à montrer qu'elle est toujours préférable à l'architecture DECO pour répondre à ce besoin.

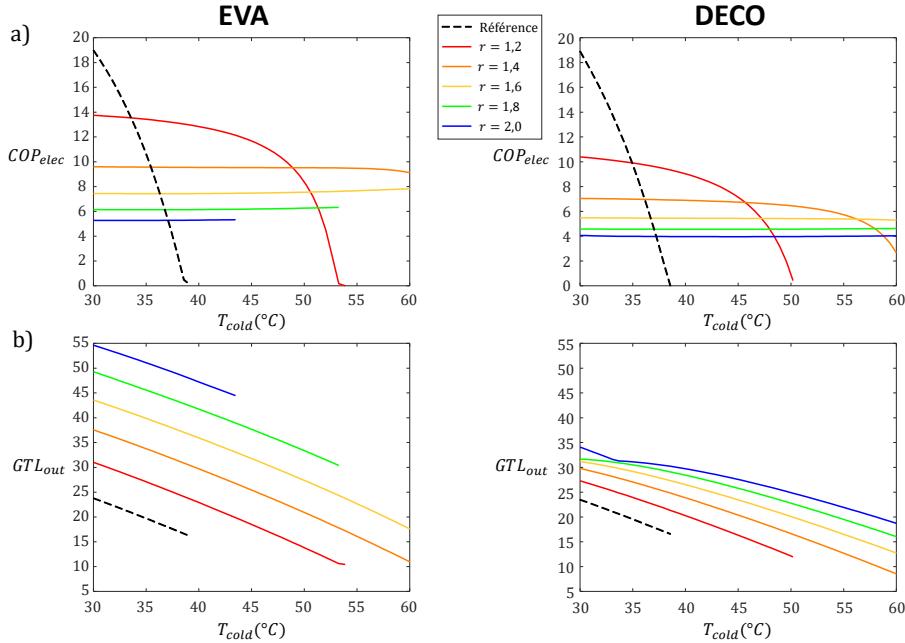


Figure 3 : Étude de l'influence de l'ajout d'un compresseur dans le cycle AHT en conditions estivales sur les Coefficients de Performance électrique (a) et Gross Temperature Lift (b) pour les architectures EVA à gauche et DECO à droite.

4.2. Impact de la compression sur la production de chaleur à plus haute température

L'influence du troisième niveau de pression créé par le compresseur sur la production de chaleur en conditions nominales pour des températures de chaleur fatales ($T_{waste} < 100^\circ\text{C}$) a

été étudiée. Dans cette configuration, la source de température froide a été fixée à $T_{cold} = 15^\circ\text{C}$, ce qui correspond à des températures printanières ou à un refroidissement par eau de rivière par exemple. La température T_{waste} de la source de chaleur fatale ainsi que le rapport de compression r ont été variés, les résultats sont représentés sur la figure 4. Les calculs montrent des coefficients de performance COP_{elec} toujours inférieurs pour les architectures assistées par rapport à l'architecture standard, avec une multiplication de la consommation d'énergie électrique allant de 2 à 5. Cette augmentation de consommation d'électricité est due au travail de compression effectué par le compresseur qui est très élevé par rapport à la consommation des pompes seule pour l'AHT standard. Aucun élargissement de plage de fonctionnement vers les hautes températures n'est constaté avec même un rétrécissement de la plage de fonctionnement pour DECO. L'élargissement observé dans la direction des basses températures ne semble pas permettre une augmentation de la température finale de production de chaleur. Concernant le relevé de chaleur GTL_{out} produit, l'architecture EVA semble capable d'augmenter significativement la température de production avec une augmentation stable en fonction de T_{waste} et donc dépendant uniquement du rapport de compression r . Cette augmentation du relevé atteint 30°C de plus que l'architecture standard (+150%). Du côté de l'architecture DECO, l'influence du rapport de compression se ressent par un déplacement du maximum de relevé vers des plus basses températures de chaleur fatale sans augmentation significative de sa valeur. Ces résultats montrent qu'il est possible de maximiser la production de chaleur dans des conditions de fonctionnement où l'architecture standard fonctionne, au prix d'une consommation électrique plus importante. Néanmoins, l'architecture EVA semble une nouvelle fois se distinguer par des performances globalement toujours supérieures à celles de DECO.

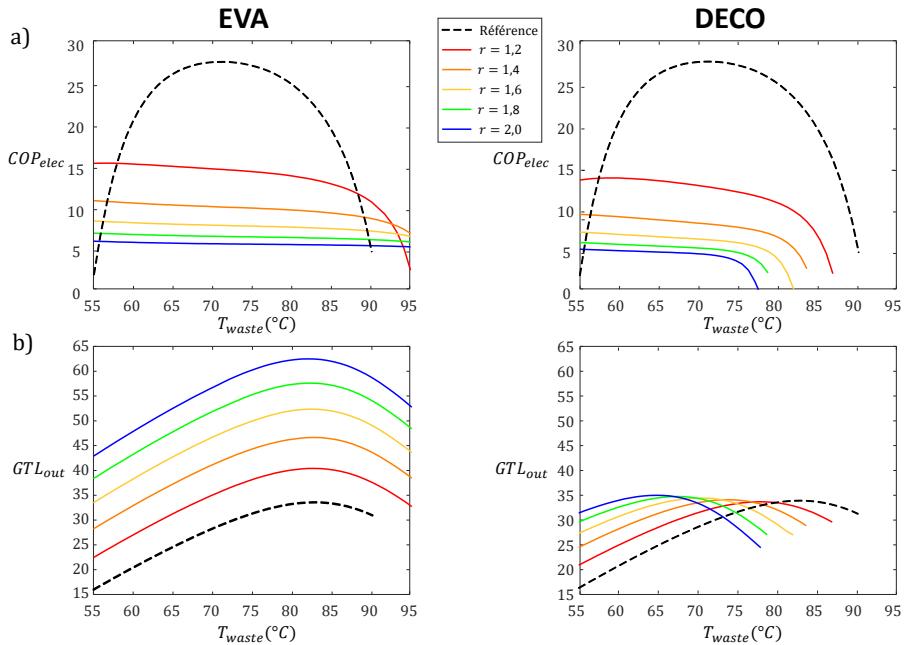


Figure 4 : Étude de l'influence de l'ajout d'un compresseur dans le cycle AHT pour la production de chaleur à haute température à l'aide de source basse température sur les Coefficients de Performance électrique (a) et Gross Temperature Lift (b) pour les architectures EVA à gauche et DECO à droite

5. Conclusion

Dans cette étude, deux architectures de machines Absorption Heat Transformer assistées par compresseur ont été modélisées à l'aide d'équations bilan de la thermodynamique : EVA et DECO. Le Coefficient de performance électrique et le Gross Temperature Lift de ces architectures ont été comparées avec ceux d'une machine à absorption AHT standard. L'ajout d'un compresseur dans un cycle AHT permet un élargissement de sa gamme de fonctionnement. Cela rend cette technologie moins vulnérable à la variabilité saisonnière de la température ambiante, notamment en conditions estivales lorsque la température dépasse 35°C. L'AHT hybride peut fonctionner avec une température ambiante pouvant atteindre les 60°C. Cela permet d'assurer ainsi une production continue même lors des épisodes de forte chaleur, bien qu'au prix d'un fonctionnement en régime dégradé au regard de la consommation d'énergie électrique. L'ajout du compresseur permet également d'améliorer la valorisation de chaleur fatale basse température ($< 100^{\circ}\text{C}$) en conditions nominales de fonctionnement. Il est en effet possible d'obtenir un gain en température entre la source de chaleur fatale et la source chaude jusqu'à 60°C, contre 30°C pour l'architecture standard. Ce qui permet de produire de la chaleur jusqu'à 140°C à partir d'une source à 80°C. Des deux architectures étudiées, EVA semble présenter des performances toujours supérieures à celles de l'architecture DECO. Cependant l'ajout d'un troisième niveau de pression impose des niveaux de pression très importante à l'absorbeur ce qui rend le développement complexe au regard des technologies disponibles. L'architecture DECO permet une amélioration moins significative des performances mais n'impose pas une augmentation de la pression maximale au sein de la machine. De plus amples études sur l'évolution du niveau de pression au sein des machines ainsi qu'une comparaison avec des machines à compression mécaniques de vapeur permettront de mieux guider le choix de l'architecture la plus efficace en fonction des besoins et contraintes imposés.

Références

- [1] IEA, Renewable Energy Policies in a Time of Transition : Heating and Cooling, *IEA* (2002).
- [2] C. Schweigler, M. Helm and T. Eckert, Flexible heat pump or chiller with hybrid water/LiBr absorption/compression cycle, *Int. J. Refrig.*, 105 (2019) 178–187.
- [3] W. Wu, B. Wang, S. Shang, W. Shi and X. Li, Experimental investigation on NH₃-H₂O compression-assisted absorption heat pump (CAHP) for low temperature heating in colder conditions, *Int. J. Refrig.*, 67 (2016) 109-124.
- [4] J. T. Gao, Z. Y. Xu and R. Z. Wang, Enlarged temperature lift of hybrid compression-absorption heat transformer via deep thermal coupling, *Energy Convers. Manag.*, 234 (2021).
- [5] J. Kim, S. R. Park, Y. J. Baik, K. C. Chang, H. S. Ra, M. Kim, Minsung angY. Kim, Yongchan, Experimental study of operating characteristics of compression/absorption high-temperature hybrid heat pump using waste heat, *Renewable Energy*, 54 (2013) 13-19.
- [6] T. Toppi, M. Aprile, G. Abrami and M. Motta, Compressor-assisted heat transformer for waste-heat powered district heating applications, *Proc. Int. Sorption Heat Pump Conf. 2021 - Part II Call 2021*, 2021, 205–209
- [7] J. Wang, B. Wang, X. Li, W. Wu, and W. Shi, Performance analysis on compression-assisted absorption heat transformer : A new low-temperature heating system with higher heating capacity under lower ambient temperature, *Appl. Therm. Eng.*, 134 (2018) 419-427.
- [8] F. Cudok, N. Giannetti, J.L.C. Ciganda, J. Aoyama, P. Babu, A. Coronas, T. Fujii, N. Inoue, K. Saito, S. Yamaguchi, and F. Ziegler, Absorption heat transformer - state-of-the-art of industrial applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 141 (2021) 110757.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier le CEA-LITEN qui a financé cette étude.