

MACHINE FRIGORIFIQUE A MONO-PRESSION POUR LE FROID SOLAIRE FONCTIONNANT SELON LE CYCLE DE ROJEY *et al.*

S. Talbi^{1*}, M. Gharbi¹ et A. Bellagi^{1*}

¹ U. R. Thermique et Thermodynamique des Procédés Industriels,
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir (ENIM)
E.N.I.M, Av. Ibn Jazzar, 5060, Monastir –Tunisie
talbitalbi@yahoo.fr, med_amin_2000@yahoo.fr, a.bellagi@enim.rnu.tn

RESUME

Cette étude porte sur la faisabilité du cycle de Rojey pour la production du froid solaire dans le contexte du climat tunisien. Il s'agit d'un cycle à absorption à mono-pression. Les fluides de travail préconisés sont le R22 comme fluide frigorigène, une solution aqueuse de diéthanolamine comme absorbant et le CO₂ comme gaz inerte égaliseur de pression. L'investigation a consisté à l'évaluation des performances pour trois différents fluides frigorigènes (R22, propane, isobutane) en fonction des deux paramètres opératoires (P , x_{CO_2}) en vue de proposer des solutions pour les problèmes rencontrés pour un refroidissement à l'air dans l'organe combiné absorbeur-condenseur. Le COP du cycle de base s'est avéré faible. La simulation a mis en évidence également le dégagement d'une importante quantité de vapeur d'eau dans le générateur qui va se condenser dans l'évaporateur.

NOMENCLATURE

| | | | |
|-----------|----------------------------|---------|----------------------|
| COP | coefficient de performance | GEN | générateur |
| DEA | diéthanolamine | EVA | évaporateur |
| x | teneur massique | ABS-CND | absorbeur-condenseur |
| P | pression (atm) | EC | échangeur de chaleur |
| T | température (°C) | BOUI | bouilleur |
| \dot{Q} | puissance frigorifique (W) | PMP | pompe à bulles |
| | | fr | frigorigène |
| | | sys | système |

1. INTRODUCTION

Les cycles à absorption à mono-pression de Platen et Munters [1], mis en application dans les réfrigérations de faible puissance, mais aussi celui conçu par Einstein et Szilard [2] ou encore sa version modifiée par Rojey *et al.* [3] sont particulièrement intéressants parce qu'ils s'adaptent le mieux à un actionnement solaire et à la réalisation des machines de froid « tout solaire ».

La recherche des fluides de travail où ces cycles sont appliqués et l'élaboration des cycles plus efficaces sur le plan énergétique constituent un axe principal de notre recherche.

Nous discutons dans ce travail la possibilité d'utiliser le cycle de Rojey *et al.* pour la réfrigération solaire dans le contexte du climat tunisien.

Il s'agit en particulier d'étudier la faisabilité d'un réfrigérateur refroidi à l'air ambiant, supposé à 35 °C.

2. CYCLE DE ROJEY *et al.*

Dans le cycle de Einstein et Szilard le frigorigène est le butane, mais le mélange traité dans le générateur est constitué d'ammoniac et d'eau. La régénération de l'ammoniac nécessite alors des températures de la chaleur motrice supérieures à 150 °C, inaccessibles aux capteurs plans et difficilement accessibles par les capteurs sous vide usuels. Par ailleurs, il a été montré que la

condensation de l'ammoniac dans l'évaporateur rend ce cycle inadapté aux conditions climatiques de notre pays [4].

Une modification de ce cycle destinée à éviter la condensation du l'ammoniac dans l'évaporateur a été proposée par Rojey *et al.*.

Dans un brevet américain de 1984, les auteurs proposent l'utilisation du CO₂ comme gaz inerte, le solvant correspondant était une solution aqueuse de diéthanolamine. Le frigorigène préconisé est le R22 ou un autre fluide adapté aux besoins. A une température d'évaporation de 0 °C, il n'y a pas de risque de condensation de CO₂ car sa pression de saturation est alors de 39 atm à cette température. L'installation (Figure 1) comporte un évaporateur, un condenseur-absorbeur, un générateur constitué par un bouilleur et une pompe à bulles, et deux échangeurs de chaleur. Le premier échangeur de chaleur (EC12) est destiné à réduire les pertes de froid. Son rôle est le refroidissement des gaz chauds sortant du générateur (73) avant qu'ils ne soient introduits dans l'évaporateur (74). Le deuxième échangeur de chaleur (EC13) a pour rôle le préchauffage de la solution riche (83) s'acheminant vers la pompe à bulles (70) par la solution pauvre (79) allant en sens inverse et réduisant ainsi la puissance thermique à fournir au générateur.

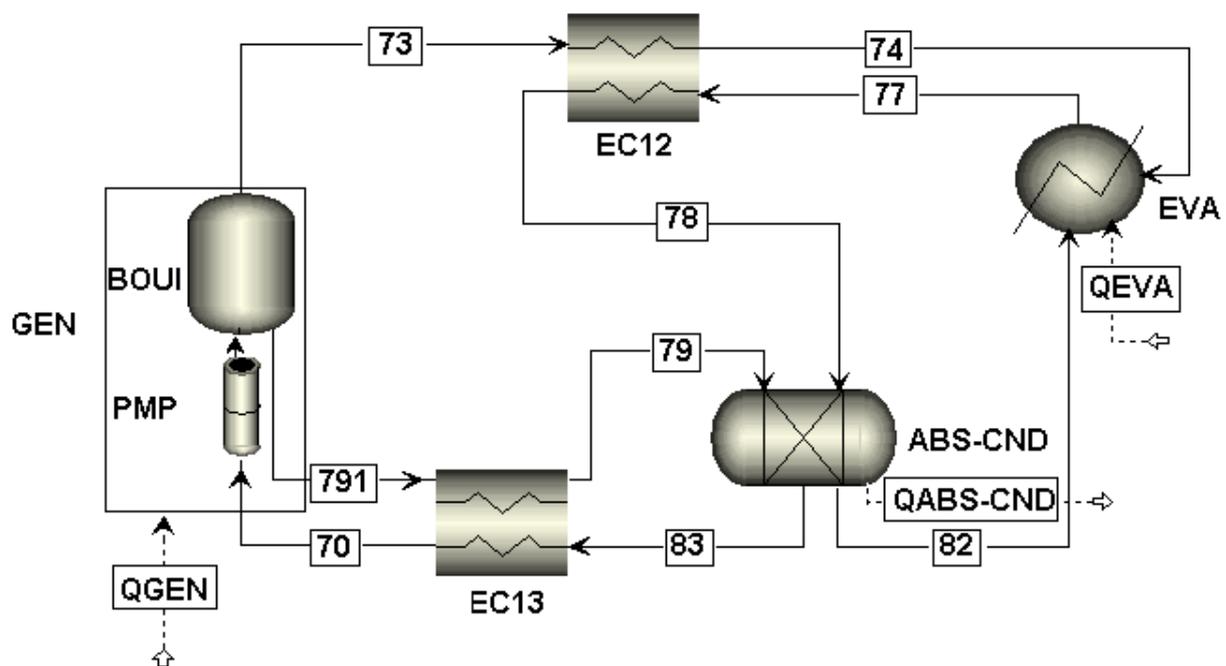


Figure 1 : Cycle de Rojey

La solution aqueuse de DEA absorbe le CO₂ dans l'absorbeur-condenseur et le libère dans le générateur. Le CO₂ est introduit dans l'évaporateur pour diminuer la pression partielle du frigorigène causant son évaporation et par la suite la production du froid. Il est aussi utilisé au niveau de l'ensemble condenseur-absorbeur. Son absorption par la solution aqueuse de DEA dans l'absorbeur-condenseur provoque l'augmentation de la pression partielle du réfrigérant et par suite sa condensation.

3. ETUDE DU CYCLE DE BASE

Nous étudions dans ce travail l'influence de la teneur de la solution riche en CO₂ et de la pression du système sur les performances de la machine.

Le COP réel dépend largement de la nature de fluides frigorigènes utilisés.

3.1 Pression du cycle et conditions opératoires

Pour la détermination de la pression totale on doit garder à l'esprit les éléments suivants :

- dans le condenseur-absorbeur et à la température qui y règne le fluide frigorigène doit se condenser et l'absorption avoir lieu, c'est-à-dire la solution pauvre doit pouvoir absorber le CO₂ se trouvant dans la phase gazeuse.
- dans l'évaporateur, à la pression totale du système et à la température qui y règne le fluide frigorigène s'évapore et le CO₂ ne condense pas.

Commençons par fixer les températures d'interaction de la machine avec le milieu extérieur à travers les échangeurs de chaleur.

-Température de la chaleur motrice : $T_{GEN} = 120 \text{ °C}$

-Température du condenseur-absorbeur refroidi à l'air : $T_{ABS-CND} = 55 \text{ °C}$

-Température du froid produit : $T_{EVA} = 0 \text{ °C}$

-Températures de la solution pauvre et de la vapeur quittant le générateur supposées égales à la température de celui-ci : $T_{73} = T_{GEN} = T_{791}$

-Températures de la solution riche et du réfrigérant condensé quittant l'absorbeur-condenseur supposées égales : $T_{83} = T_{ABS-CND} = T_{82}$

-Température du flux sortant de l'évaporateur égale à la température de l'évaporateur : $T_{77} = T_{EVA}$

-Puissance frigorifique : $\dot{Q} = 1 \text{ kW}$

La simulation est effectuée aussi bien pour le frigorigène de base, R22, que pour les fluides alternatifs, propane et isobutane.

On déduit les limites de la pression du système à partir du tableau 1 rassemblant les pressions de la vapeur saturante des fluides purs à la température de l'absorbeur-condenseur et l'évaporateur [5, 6].

Tableau 1 : Pressions de saturation

| | | | |
|---------------|----------|---------------|-----------|
| $T_{ABS-CND}$ | 328.15 K | P_{R22} | 21.47 atm |
| | | P_{C3H8} | 18.83 atm |
| | | $P_{i-C4H10}$ | 7.63 atm |
| T_{EVA} | 273.15 K | P_{R22} | 4.91 atm |
| | | P_{C3H8} | 4.68 atm |
| | | $P_{i-C4H10}$ | 1.5 atm |
| | | P_{CO2} | 34.40 atm |

La pression du système est telle que :

$$P_{fr}(T_{ABS-CND}) < P_{Sys} < P(P_{CO_2}(T_{EVA}) + P_{fr}(T_{EVA})) \quad (1)$$

Il vient alors dans le cas du

R22 : $21.47 \text{ atm} < P_{sys} < 39.31 \text{ atm}$

propane : $18.83 \text{ atm} < P_{sys} < 39.08 \text{ atm}$

isobutane : $7.63 \text{ atm} < P_{sys} < 35.9 \text{ atm}$

Les deux échangeurs de chaleur sont supposés adiabatiques et caractérisés chacun par un pincement thermique, 10 °C pour l'échangeur gaz/gaz et 5 °C pour l'échangeur de solution.

Pour tous les mélanges étudiés, la teneur en DEA dans la solution absorbante est de 35 % massique, son débit et sa composition sont variés d'une simulation à une autre.

Les différents fluides de travail sont comparés relativement au COP maximum susceptible d'être atteint en faisant varier la pression totale et la composition de la solution riche en CO₂.

3.2 Résultats des simulations et discussion

Après confrontation avec les résultats expérimentaux le modèle thermodynamique choisi est celui des AMINES.

Cas du R22

L'évolution du COP avec la pression du système et la fraction du CO₂ dans la solution riche est

représentée sur la figure 2. On constate que les performances de la machine diminuent lorsque la pression augmente dans l'intervalle [24-34 atm]. Par ailleurs, le *COP* augmente avec la teneur en CO₂ de la solution lorsque celle-ci croît de 9 à 12 % puis diminue pour les teneurs supérieures. Une pression de 24 atm, pression minimale admissible, et une teneur en CO₂ de 12 % donnent un *COP* maximal de 0.28. Le tracé du cycle pour ce cas est représenté sur la figure 3.

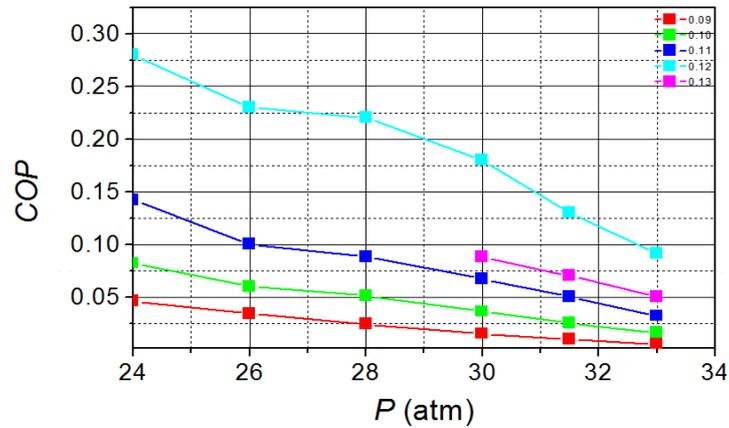


Figure 2 : Variation du *COP* en fonction de la pression totale

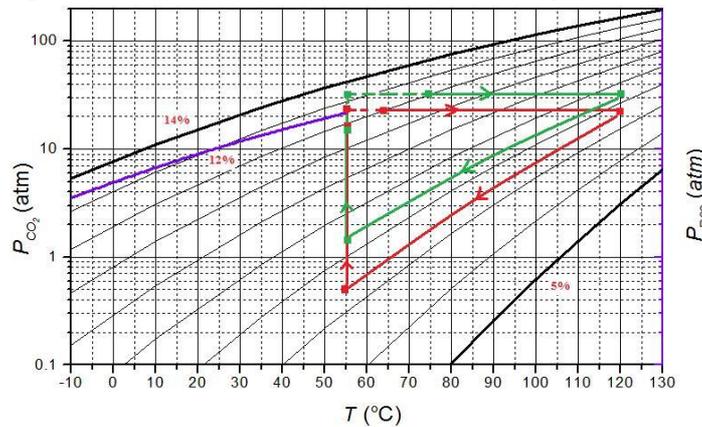


Figure 3 : Tracé du cycle pour $x_{CO_2} = 12\%$ et $P_{sys} = 24$ atm

Cas du propane, C₃

Lorsque la pression totale est variée dans l'intervalle [20-32 atm] et la teneur en CO₂ de la solution riche de [9-12 %] on observe une évolution analogue à celle constaté dans le cas du frigorigène R22 (Figure 4). Le *COP* maximal est maintenant de 0.29, supérieur à celui du cas précédent.

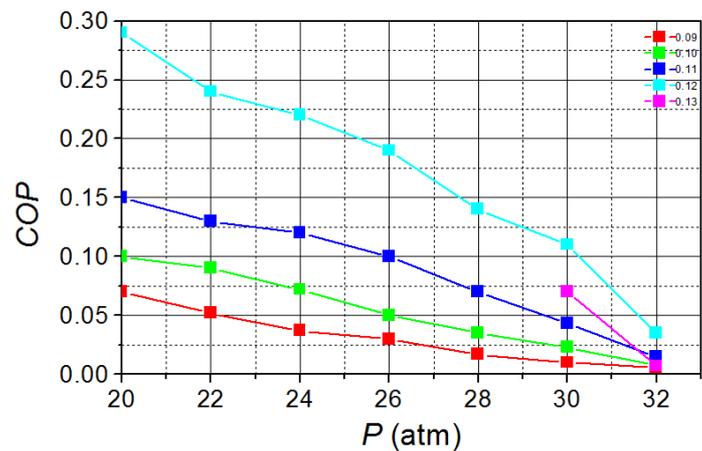


Figure 4 : Variation du *COP* en fonction de la pression totale

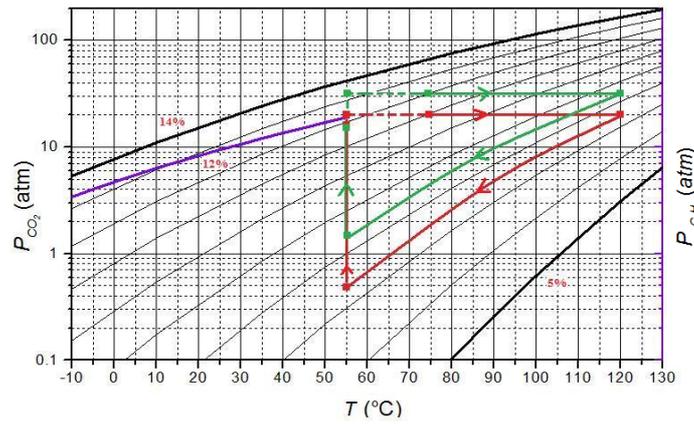


Figure 5 : Tracé du cycle pour $x_{CO_2} = 12 \%$ et $P_{sys} = 20 \text{ atm}$

Le tracé du cycle dans le diagramme d'OLDHAM est représenté sur la figure 5.

Cas de l'isobutane, $i-C_4$

Les performances de la machine sont évaluées pour un intervalle de pression entre 9 et 30 atm et une teneur en CO_2 de la solution riche de 8 à 12 %. Le COP atteint une valeur maximale de 0.24 à une pression de 12 atm, pression minimale admissible, et une teneur en CO_2 de 11 % (Figure 6). Le tracé du cycle est représenté sur la figure 7.

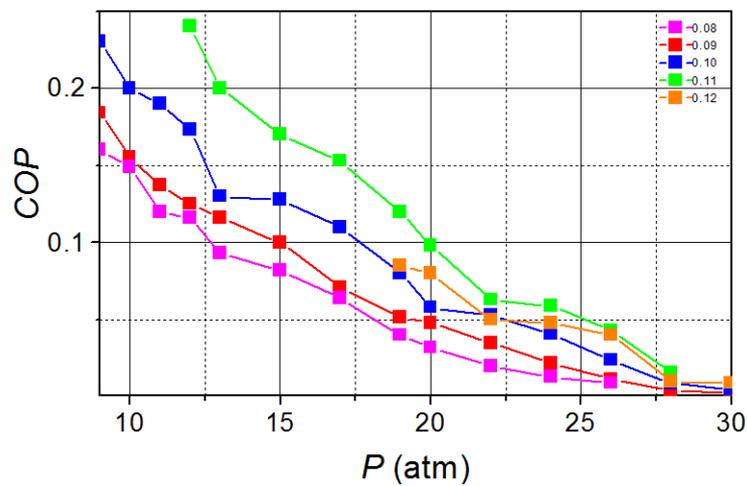


Figure 6 : Variation du COP en fonction de la pression totale

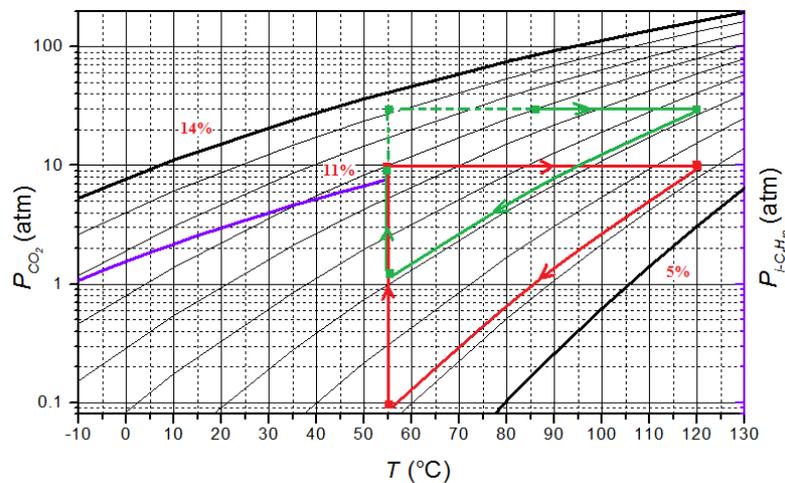


Figure 7 : Tracé du cycle pour $x_{CO_2} = 11 \%$ et $P_{sys} = 12 \text{ atm}$

La variation du *COP* en fonction de la pression pour les trois frigorigènes étudiés a une allure décroissante. Ceci est expliqué par l'interaction de quatre phénomènes : l'absorption du CO₂ et la condensation du frigorigène au niveau du condenseur-absorbeur qui sont favorisées pour une élévation de la pression, l'évaporation du frigorigène et la désorption du CO₂ au niveau de l'évaporateur et le générateur qui sont favorisées par un abaissement de la pression du système. Plus la pression augmente, plus d'énergie est nécessaire au niveau du générateur pour assurer la désorption du CO₂.

L'étude des performances de la machine en fonction du fraction du CO₂ dans la solution riche montre l'existence de deux cas limites. Pour une concentration minimale du CO₂, le *COP* est faible. Il commence à s'améliorer quand cette concentration augmente (12 % pour le R22 et le propane et 11 % pour l'isobutane) puis diminue pour les valeurs supérieures.

Ceci est interprété à l'aide du taux de dégazage. Celui-ci devient très faible pour des teneurs en CO₂ importantes ce qui nécessite un débit très important de la solution riche pour assurer la capacité imposée de la machine. L'énergie fournie au niveau du générateur devient de ce fait importante ce qui abaisse le *COP*.

L'observation du diagramme d'OLDHAM montre que l'intervalle d'enrichissement ainsi que celui d'appauvrissement est plus important pour les faibles pressions ce qui explique le fait que le *COP* maximal est enregistré pour les basses pressions du système.

Au cours de cette étude, on note l'existence d'une fraction importante de liquide à la sortie de l'évaporateur. Tout n'est donc pas évaporé : Ceci vient du fait qu'avec le CO₂ introduit dans l'évaporateur il ya une fraction non négligeable de vapeur d'eau qui s'y condense.

3 CONCLUSION

Le problème de la condensation de l'eau n'est donc pas totalement résolu par la proposition de Rojey *et al.*. Ceci est du en premier lieu au refroidissement à l'air ambiant d'un pays chaud (35 °C) de l'absorbeur/condenseur. Ces processus avaient donc lieu à une température élevée de l'ordre de 55 °C. Pour assurer un taux d'absorption viable dans cet appareil, la pression du CO₂ doit y être importante, ce qui, de son côté, nécessitera une température élevée pour la séparation dans le générateur. Lorsque la température dans le générateur augmente, une quantité croissante de vapeur d'eau est dégagée avec le CO₂ qui va se condenser dans l'évaporateur. Pour y remédier, il faut augmenter la température de ce dernier. Ceci veut dire que l'appareil ne peut pas être utilisé comme réfrigérateur mais plutôt comme climatiseur ou comme une pompe à chaleur. Une autre possibilité serait de séparer le mélange gazeux sortant du générateur par condensation partielle. Une modification au niveau du cycle est donc nécessaire.

REFERENCES

1. B. C. Von platen, C. G. Munters, 1928, US Patent n°1 781 541
2. A. Einstein et L. Szilard, 1930, U S Patent n°1 781 541
3. A. Rojey *et al.*, 1984, U S Patent, n°4 448 031
4. K. Mejbri, A. Bellagi, 2006, *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 60–70
5. www.webbook.nist.gov
6. ALLPROPS Property Package, *The center of applied Thermodynamic Studies University of Idaho Moscow*
7. S. Talbi, 2008, *mastère à l'école nationale d'ingénieurs de Monastir*