

Etude et optimisation d'une installation de climatisation solaire système à absorption

A. Dobbî^{1*}, Y. Babi¹, N. Kaabi², N. Hassini³ and A. Belaid³

¹ Université de Ouargla, Algérie

² Département de Génie Climatique, Faculté des Sciences, Université de Constantine, Algérie

³ Département de Physique, Université d'Oran, Oran

Résumé - Dans le souci de créer un micro-climat de confort à l'intérieur d'un local situé dans les régions chaudes fortement ensoleillées durant les périodes d'été, nous proposons une étude qui s'intéresse d'une part à l'amélioration du coefficient de performance thermodynamique de l'installation par une combinaison convenable des paramètres thermodynamiques tout en réduisant les surfaces d'échange des différents appareils composant l'installation. D'autre part, à la recherche d'un modèle de calcul de la densité du flux de chaleur à travers les surfaces vitrées tout en évitant le calcul complexe par les équations classiques.

1. INTRODUCTION

Les machines frigorifiques solaires à absorption utilisant l'eau et le bromure de lithium ou l'ammoniac et l'eau en remplaçant les fluides frigorigènes chlorofluorocarbones (C.F.C) contribue non seulement à limiter la destruction de la couche d'ozone mais aussi par leur faible coût par rapport aux autres installations. Nous avons présenté dans ce travail des modèles simples permettant le calcul de la densité du flux thermique à travers une surface vitrée et une optimisation d'une installation frigorifique solaire à absorption.

2. CALCUL DU FLUX DE CHALEUR INSTANTANE A TRAVERS UNE SURFACE VITREE SIMPLE

Faible inertie thermique (construction légère)

$$Q_{inst} = [S_1 \times I \times a + (S - S_1) \times I_{diff}] \times b \quad (\text{kcal/h}) \quad (1)$$

Forte inertie thermique (construction lourde)

$$Q_{st} = [S_1 \times I_{max} \times a + (S - S_1) \times I_{diff}] \times b \times S_{max} \quad (\text{kcal/h}) \quad (2)$$

a: Correction pour l'obscurcissement; b: Facteur de perméabilité de la matière; S_1 : Surface vitrée ensoleillée (m^2); S: Surface vitrée totale (m^2); I: Rayonnement total à travers une fenêtre simple non protégée; I_{diff} : Rayonnement diffus à l'instant t avec la direction nord; I_{max} : Valeur maximale de l'intensité du rayonnement total journalier en fonction du mois; S_{max} : Facteur d'emmagasinage, fonction de la durée de fonctionnement de l'installation;

3. MODELES DE CALCUL DU FLUX SPECIFIQUE SOLAIRE A TRAVERS UNE SURFACE VITREE SIMPLE

A partir des **Tableaux 1** et **2**, issus du calcul théorique classique [1, 7, 8], nous avons élaboré huit modèles simples qui permettent de calculer le flux spécifique direct et diffus en fonction du temps (heure) à travers une surface vitrée simple avec orientation Sud et Est.

3.1 Orientation Sud

Cas d'un flux solaire spécifique direct à travers une surface vitrée simple non protégée

$$q_1 = 0,0031t^6 + 0,2232t^5 - 6,0779t^4 + 77,435t^3 - 459,5t^2 + 1070,7t - 274,20 ; R^2 = 0,9925 \quad (3)$$

* Dobbî100@yahoo.fr _ ybabi2003@yahoo.fr

Flux solaire spécifique direct - surface vitrée simple protégée avec $a = 1.15$ et $b = 0.5$

$$q_2 = -0,0016t^6 + 0,1117t^5 - 3,0418t^4 + 38,76t^3 - 230,1t^2 + 536,82t - 139,64 ; R^2 = 0,9925 \quad (4)$$

Cas d'un flux solaire spécifique diffus à travers une surface vitrée simple non protégée

$$q_3 = 0,0033t^6 - 0,2265t^5 + 6,9883t^4 - 108,37t^3 + 927,57t^2 - 4130,9t + 7508,6 ; R^2 = 0,9977 \quad (5)$$

Flux solaire spécifique diffus - surface vitrée simple protégée avec $a = 1.15$ et $b = 0.5$

$$q_4 = 0,0016t^6 - 0,1183t^5 + 3,4942t^4 - 54,184t^3 + 463,79t^2 - 2065,5t + 3754,3 ; R^2 = 0,9977 \quad (6)$$

3.2 Orientation Est

Cas d'un flux solaire spécifique direct à travers une surface vitrée simple non protégée

$$q_5 = 0,0144t^6 - 1,0066t^5 + 28,071t^4 - 394,37t^3 + 2896,5t^2 - 10343t + 14120 ; R^2 = 0,996 \quad (7)$$

Flux solaire spécifique direct - surface vitrée simple protégée avec $a = 1.15$ et $b = 0.5$

$$q_6 = 0,0071t^6 - 0,4979t^5 + 13,866t^4 - 194,43t^3 + 1423,7t^2 - 5058,4t + 6849,8 ; R^2 = 0,9958 \quad (8)$$

Tableau 1: Orientation Est

temps	I	I.a	I.a.b	Idif	I.dif.b
6	326	375	187	79	39.5
7	485	558	279	62	31
8	507	583	292	77	38.5
9	465	535	267	92	46
10	355	408	204	102	51
11	217	250	125	109	54.5
12	110	127	63	110	55
13	109	125	62.7	109	54.5
14	102	117	59	102	51
15	92	106	53	92	46
16	77	89	44	77	38.5

Tableau 2: Orientation Sud

temps	I	I.a	I.a.b	Idif	I.dif.b
6	40	46	23	79	39.5
7	60	69	34.5	62	31
8	108	124.2	62.1	77	38.5
9	211	242.6	121.3	92	46
10	338	388.7	194.3	102	51
11	374	430.1	215.0	109	54.5
12	405	465.7	232.9	110	55
13	374	430.1	215.0	109	54.5
14	338	430.1	194.3	102	51
15	211	242.6	121.3	92	46
16	108	124.2	62.1	77	38.5
17	60	69	34.5	62	31

3.3 Discussion des résultats

Pour le cas des modèles donnant le flux solaire spécifique à travers une surface vitrée simple, connaissant le type de protection (nature de la matière de protection), ces modèles permettent de calculer avec une grande précision la chaleur traversant une fenêtre à vitrage simple en n'importe quel moment de la journée, les résultats issus des calculs classiques sont très rapprochés avec ceux issus des modèles.

Le flux spécifique à travers une fenêtre de vitrage simple (flux solaire direct sur une surface non protégée) (Orientation Sud) et à $t = 12h$, on a $q_{théorique} = I \times a = 465,75 \text{ kcal/hm}^2$

$$q_{modèle} = -0,0031t^6 + 0,2232t^5 - 6,0779t^4 + 77,435t^3 - 5t^2 + 1070t - 274,2$$

$$\text{A } t = 12h, \text{ on a } q_{modèle} = 464,61 \text{ kcal/hm}^2$$

d'où, l'écart (%) = $(q_{modèle} - q_{théorique}) / q_{modèle} = |-0.0025| = 0.25 \%$.

Cet écart est très faible, ce qui donne une grande précision du modèle. De la même manière nous avons trouvé que la précision des modèles pour les autres orientations est grande.

4. ETUDE ET OPTIMISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUES SOLAIRE [2-6, 8]

4.1 Choix des paramètres thermodynamiques

Puissance frigorifique = 70 kW; Température de l'évaporateur = 5 et 10 °C; $t_c = 34$ à 44 °C, $t_a = 30$ à 38 °C, $E = 0.60$ à 0.80 où E est l'efficacité de l'échangeur inter-solutions; t_c la température au condenseur et t_a la température à l'absorbeur.

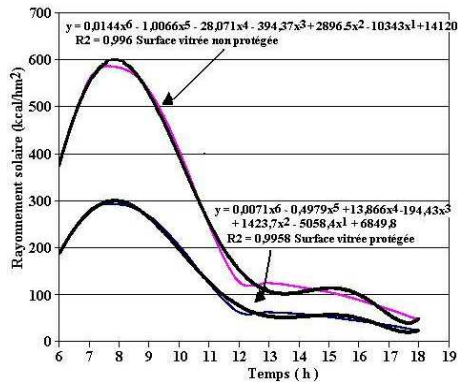


Fig. 1: Variation du rayonnement solaire direct en fonction du temps à travers une surface vitrée simple - Orientation Est

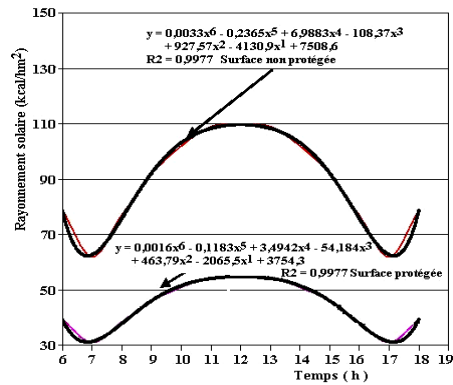


Fig. 2: Variation du rayonnement solaire diffus en fonction du temps à travers une surface vitrée simple - Orientation Sud

4.2 Modèle de simulation

Tableau 3: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur 't_b' pour différentes valeurs de l'efficacité de l'échangeur inter-solution

t _b	COP	COP	COP	COP	COP
	E = 0.75	E = 0.70	E = 0.65	E = 0.60	E = 0.50
76	0.7709	0.7433	0.7176	0.6936	0.6712
78	0.7896	0.7683	0.748	0.7289	0.7106
80	0.8015	0.7849	0.7689	0.7535	0.7387
82	0.8062	0.7922	0.7786	0.7655	0.7528
84	0.8094	0.7996	0.7862	0.7751	0.7643
86	0.81	0.7997	0.7896	0.7798	0.7702
88	0.8083	0.7985	0.7888	0.7794	0.7702
90	0.8072	0.7981	0.7892	0.7905	0.772
92	0.806	0.7978	0.7897	0.7808	0.774
94	0.8041	0.7963	0.7887	0.7811	0.7738

4.3 Discussion des résultats

Il est possible d'améliorer les performances de l'installation par une combinaison des paramètres thermodynamiques convenables tout en réduisant les surfaces d'échange des différents éléments de l'installation. On peut réduire la consommation d'énergie au niveau de la pompe en diminuant le taux de circulation du bouilleur (augmenter la température du bouilleur). Une température plus élevée au niveau de la source chaude permet d'obtenir une température relativement élevée de l'eau de refroidissement et par conséquent on peut éviter une tour de refroidissement surdimensionnée. Les températures optimales de fonctionnement du bouilleur diminuent avec l'augmentation de l'efficacité thermodynamique de l'échangeur inter solution.

Les modèles testés permettent de calculer le COP en fonction de la température du bouilleur pour chaque température de l'évaporateur et donnent de bons résultats comparativement au calcul classique. La possibilité d'obtenir des températures basses au niveau du bouilleur (70 à 85°C) avec un COP relativement élevé (environ 75 %), ce qui convient mieux aux paramètres optimaux des capteurs plans tout en réduisant les surfaces d'échange des appareils.

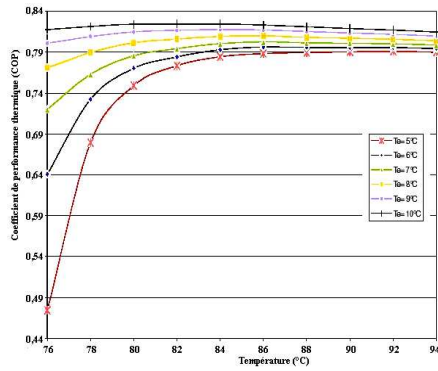


Fig. 3: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur
 $t_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_a = 36\text{ }^\circ\text{C}$, $E = 0.75$

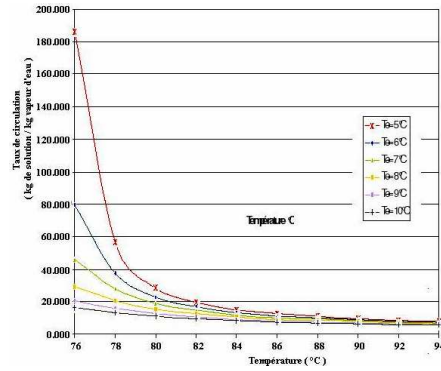


Fig. 4: Variation du taux de circulation en fonction de la température du bouilleur
 $t_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_a = 36\text{ }^\circ\text{C}$

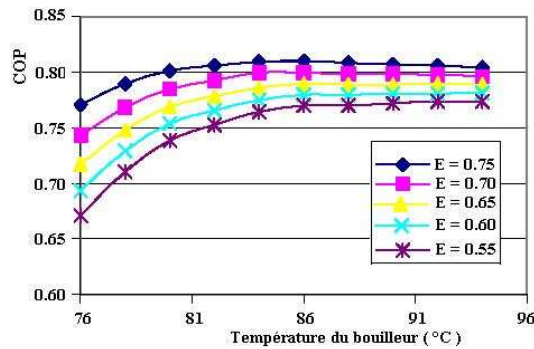


Fig. 5: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur
 $t_c = 8\text{ }^\circ\text{C}$, $t_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_a = 32\text{ }^\circ\text{C}$

E : Efficacité de l'échangeur inter-solutions; ϕ_B : Puissance du bouilleur, (kW); ϕ_E : Puissance de l'évaporateur, (kW); ϕ_C : Puissance du condenseur (kW); ϕ_P : Puissance de la pompe (kW); Q_{me} : Débit massique de la vapeur d'eau (kg/s); COP: Coefficient de performance.

REFERENCES

- [1] H. Rietschel, 'Traité de Chauffage et de Climatisation', Tome 2, Bordas, 1974.
- [2] Institut International du Froid, 'Guide des Réfrigérateurs Solaires pour Pays Chauds et Régions Isolées', Paris, 1999.
- [3] I.M.O. El Kardaoui, 'les Installations de l'Energie Solaire, Froid, Climatisation, Chauffage', El Maaraf, Egypt, 1987.
- [4] P.E. Minton, 'Hand-Book of Evaporation Technology', Noyes Publications N.J, USA, 1986.
- [5] J. Bonnin, P.J. Wibur and S. Karabi, 'Réfrigération Solaire', Edition SCM Paris, 1980.
- [6] J.R. Vaillant, 'Des Recours Immédiats à l'Energie Solaire contre la Pénurie d'Energie et la Hausse des Prix', Eyroles, Paris, 1980.
- [7] R. Bernard, G.Menguy et M. Schwartz, 'Le Rayonnement Solaire, Conversion thermique et Applications', Tech. & Doc., Paris, 1980..
- [8] H. Perez Blanco and R. Radermacher, 'Absorption', An update, Ashrae Journal, 1980.
- [9] G. Hostache, 'Machine Frigorifique Tritherme à Ejecteur', Proceeding, Colloque de Cargèse, 1981.