

# SIMULATION ET PREDICTION DES PERTES THERMIQUES POUR L'ABSORBEUR D'UN CONCENTRATEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE

A. Benderradji<sup>1</sup>, H. Ben Moussa<sup>1</sup>, M. Ameghchouche<sup>3</sup>

1. Université de Batna, F.S.I, dept. de mécanique fax : +123 80 041 21 83 [benderradji@hotmail.com](mailto:benderradji@hotmail.com)

2. Université de Batna, F.S.I, dept. de mécanique fax : +123 80 481 24 80 [hocine\\_b@hotmail.com](mailto:hocine_b@hotmail.com)

3. Université de Batna, F.S.I, dept. de mécanique

## RESUME

La radiation thermique est considérée comme une application importante dans l'utilisation pratique de la radiation solaire comme source d'énergie. L'énergie solaire est actuellement collectée par une large gamme de concentrateurs cylindro-paraboliques. Le transfert de chaleur qui existe dans l'espace annulaire entre le tube absorbeur et le tube en verre est très important pour déterminer les pertes thermiques du système de captage. Dans le but d'améliorer le rendement du capteur des recherches ont été menées pour réduire les pertes thermiques dans l'espace annulaire notamment les laboratoires Sandia ( U.S.A ). Le but de notre étude consiste à déterminer les pertes thermiques à partir d'un modèle analytique de bilan énergétique en régime stationnaire. La diminution des pertes thermiques a été mise en évidence en diminuant les pertes par conduction. Pour l'élimination effective des pertes par conduction pour ce type de configuration, il a été trouvé que la pression l'air évacué doit être au dessous de . Par ailleurs, l'évacuation de l'air pourrait limiter les effets des variation du vent extérieur et limiter ainsi les pertes du système .La configuration choisie dans cette étude est la même que celle qui est typiquement utilisée les systèmes solaires à moyenne température dans les laboratoires Sandia. Les résultats de la simulation sont encourageants et en accord parfois avec ceux déterminés expérimentalement par le laboratoire sus cité.

**Mots clés :** pertes thermiques, absorbeur, concentration, espace annulaire.

## NOMENCLATURE

a : accomodation factor

$C_p$  : chaleur spécifique à pression constante

[ J/ kg. °C ]

H : coefficient effectif de transfert de chaleur

[ W/m<sup>2</sup>.°C ]

K : conduction thermique sous les conditions standards

[ W/m.°C ]

L : longueur du tube absorbeur

[ m ]

P : pression

[ Pa ]

q : pertes thermiques totales

[ W/ m ]

$r_i$  : rayon extérieur du tube absorbeur

[ m ]

$r_o$  : rayon intérieur du tube absorbeur

[ m ]

T : température

[ °K ]

$T_i$  : température du tube absorbeur

[ °K ]

$T_o$  : température du tube en verre

[ °K ]

V : vitesse du vent rmale au système de captage

$\gamma$  : rapport de chaleur spécifique

$\delta$  : diamètre moléculaire

[ m ]

$\epsilon$  : émissivité du gaz

$\sigma$  : constante de Stefan-Boltzman

[ W/ m<sup>4</sup>. °C ]

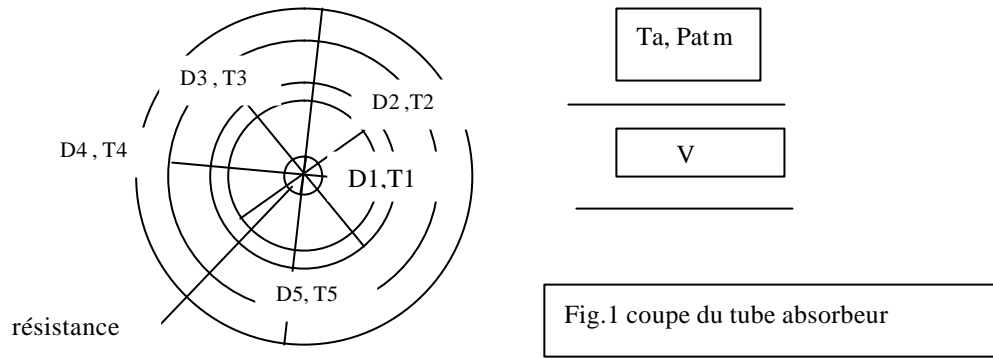
## 1. INTRODUCTION.

Le tube absorbeur recouvert d'une couche sélective approprié et entouré d'un tube en verre, est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique. Le transfert de chaleur existant dans l'espace annulaire entre le tube en verre et l'absorbeur est très important pour la détermination des pertes thermiques du système de captage. Dans le cas des tubes absorbeurs travaillant à des hautes températures, le débit des pertes thermiques, selon [1], en combinant les pertes par conduction-convection sont de même ordre de grandeur que les pertes par radiation et constitue approximativement 6 % de l'énergie absorbée par le concentrateur solaire. L'élimination des pertes par convection et convection pourrait améliorer les performances du système de captage. Parmi les trois modes de transferts de chaleur, le plus significatif serait de réduire les pertes par conduction. Les pertes par convection sont négligeables une fois l'absorbeur est bien dimensionné. Les pertes par radiation sont plus difficiles à réduire, car elles sont conditionnées par l'émissivité du tube absorbeur. Afin de réduire d'une façon significative les pertes par radiation, une émissivité en dessous de 0.15 est requise. Toute

fois la réduction n'est plus possible sans la réduction de l'absorptivité. La configuration du tube absorbeur étudié est celle utilisée dans « Midtemperature Solar Systems Test Facilities » dans les laboratoires Sandia [ 2 ] . La résolution des équations du bilan énergétique du tube absorbeur à été effectuée, à l'aide de la méthode itérative.

## 2.EQUATIONS GOUVERNANTES.

Un modèle thermique est utilisé pour la prédiction des pertes thermiques de l'absorbeur des concentrateurs cylindro-paraboliques. Les coefficients des pertes thermiques sont déterminés comme étant une fonction de la température. En reliant les pertes thermiques à la température de l'absorbeur, on élimine le besoin de spécifier la température du fluide à l'entrée et à la sortie, ainsi que le débit d'huile et ses propriétés. Le modèle unidimensionnel radial considéré en régime stationnaire et que le tube absorbeur et son couvert sont considérés comme gris diffusent et absorbent des radiations thermiques. Les hypothèses utilisés pour le calcul sont ceux énumérés dans [1][2]. Le débit des pertes thermiques à partir du tube absorbeur est déterminé en résolvant les équations de bilan ,relatives aux cinq surfaces , itérativement :



$$\frac{q}{2} = \frac{s (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{e_1} + \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{1}{e_2} - 1 \right)} + h_{12} (T_1 - T_2) \quad (1)$$

$$\frac{s (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{e_1} + \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{1}{e_2} - 1 \right)} + h_{12} (T_1 - T_2) = \frac{K_r (T_2 - T_3)}{n \ln (r_3 / r_2)} \quad (2)$$

$$\frac{K_r (T_2 - T_3)}{r_1 \ln (r_3 / r_2)} = h_{34} (T_3 - T_4) + \frac{e (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{e_{33}} + \frac{r_3}{r_4} \left( \frac{1}{e_4} - 1 \right)} \quad (3)$$

$$h_{34} (T_3 - T_4) + \frac{s (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{e_3} + \frac{r_3}{r_4} \left( \frac{1}{e_4} - 1 \right)} = \left( \frac{K_c (T_4 - T_5)}{r_3 \ln \left( \frac{r_5}{r_4} \right)} \right) \quad (4)$$

$$h_{5a} (T_5 - T_a) + e_5 s (T_5^4 - T_a^4) = \frac{K_c (T_4 - T_5)}{r_5 \ln \left( \frac{r_5}{r_4} \right)} \quad (5)$$

## 2.1 Constantes géométriques utilisées

Les constantes géométriques ( $r_1, r_2, r_3$  et  $r_4$ ) utilisés dans la simulation numérique sont les mêmes prises dans [1]. Les autres paramètres sont représentés ci-dessous d'après [1] :

- les propriétés radiatives  
 $\epsilon_1 = 0.95$  ;  $\epsilon_2 = 0.85$  ;  $\epsilon_3 =$  variable (voir propriété en fonction de la température)  
 $\epsilon_4 = 0.92$  ;  $\epsilon_5 = 0.92$  ;  $\sigma = 5.6693 \times 10^{-12} \text{ W / cm}^2 \cdot \text{K}^4$ .
- Les conditions de l'ambiance et de l'espace annulaire  
 $T_a = 298 \text{ °K}$  ;  $P_{\text{atm}} = 8.379 \times 10^4 \text{ Pa}$  ;  $V =$  variable ( $0 \leq V_{\text{amb}} \leq 10 \text{ m/s}$ )  
 $P_{\text{an}} =$  variable.
- Propriétés dépendantes de la température.  
 $\epsilon_3 (373 \text{ °K}) = 0.15$  ;  $\epsilon_3 (573 \text{ °K}) = 0.20 ; 0.25$  ou  $0.30$ .  
 $K_r$  (conductivité thermique de la résistance chauffante).  
 $K_r (273 \text{ °K}) = 58.9 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$  ;  $K_r (573 \text{ °K}) = 45.8 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$ .  
 $K_c$  (conductivité thermique du verre).  
 $K_c (293 \text{ °K}) = 1.26 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$  ;  $K_c (373 \text{ °K}) = 1.33 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$  ;  $K_c (573 \text{ °K}) = 1.66 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$

## 2.2 Corrélations des coefficients de convection

- La convection est supprimée entre l'élément chauffant et le tube absorbeur, reste le transfert de chaleur par conduction qui prédomine :

$$h_{12} = k_{\text{air}} / (n \ln(r_2 / r_1)) \quad (5)$$

- La convection  $h_{34}$  entre le tube absorbeur et le couvert en verre obtenu à partir de [3][4][5] :

$$H = \frac{k}{n \ln(r_o / r_i) + b I (r_i / r_o + 1)} \quad (6)$$

où

$$b = \frac{2-a}{a} \left[ \frac{9g-5}{2(g+1)} \right] \quad (7)$$

Selon la littérature de la technologie du vide indiquant que la conductivité thermique d'un gaz est une fonction du pas du parcours moyen des molécules de gaz. Le pas du parcours moyen d'un gaz enfermé dans une cavité est donné par la relation :

$$I = 1.75 (10^{-22}) \frac{T_m}{P d}^2 \quad (8)$$

La convection entre le couvert et l'ambiance extérieure est considérée selon deux cas [6], avec :

$$h_{5a} = f(R_e) \quad (9)$$

1<sup>er</sup> cas  $R_{ed} \equiv 0$  (convection naturelle au contact de l'air)

$$h_{5a} = 0.314 \left[ \frac{(T_5 - T_a)}{D} \right] \quad (10)$$

2<sup>ème</sup> cas  $0 < R_c < 2.5 \times 10^5$  (convection forcée)

$$h_{5a} = \frac{K_{\text{air}}}{D} C R_e^m \quad (11)$$

C et m peuvent être trouvés dans [7].

## 3. INTERPRETATION ET VALIDATION DES RESULTATS

### 3.1 Effet de l'air évacué

L'élément chauffant étant maintenu à 589 °K et l'émissivité fixée respectivement à 0.2 et 0.3. L'effet dû à l'évacuation de l'air commence à partir en amont de la pression  $10^2 \text{ Pa}$ , comme le montre les figures 2 et 3. La température croît pour une charge constante, ce qui signifie par exemple que la pression de 3 Pa engendrerait moins de pertes thermiques par rapport à une pression de  $10^2 \text{ Pa}$ , pour une même température de travail. L'effet de l'évacuation de l'air est mieux perçu dans les figures 4 et 5. La diminution de pression dans un intervalle 10 Pa jusqu'à 1 Pa de pourrait réduire les pertes thermiques de 170 W / m jusqu'à 125 W / m. La figure 4 montre également que la courbe s'incurve entre 1 Pa et  $10^2 \text{ Pa}$ , c'est le domaine de la réduction importante des pertes thermiques. Pour éliminer les pertes de chaleur par conduction un vide de  $1.3 \times 10^{-1}$  est requis. Si le vide était maintenu entre  $10^{-2} \text{ Pa}$  et  $10^{-1}$ , les pertes thermiques ne seront alors que des pertes par radiation. La réduction des pertes thermiques en réduisant l'émissivité est difficile à obtenir sans affecter les caractéristiques de l'absorption.

### 3.2 Effet de la vitesse du vent

L'évacuation de l'air de l'espace annulaire peut limiter les effets de la variation du vent qui contribue aux pertes thermiques du système de captage. Le flux du vent est dirigé perpendiculairement au tube absorbeur, placé horizontalement. Les figures 6,7,8,et 9 ont montré que la vitesse du vent n'a pas beaucoup d'effet sur l'espace annulaire du tube absorbeur. Les pertes de radiation dans l'espace annulaire dépendent de la température du couvert. L'augmentation de vitesse vent entraîne une baisse de température relative du couvert, mais ne provoque aucune augmentation sensible des pertes par radiation pour les tubes absorbeur travaillant dans la plage des températures 473-589 °K. Les tubes absorbeur dont les espaces annulaires travaillent sous la pression atmosphérique, ont des pertes thermiques qui augmentent avec l'augmentation de la vitesse du vent, la diminution de la température correspondante entraîne des pertes thermiques par conduction additionnelle.

### 3.2 Effet d'autres gaz autre que l'air sur les pertes thermiques

L'utilisation d'autres gaz que l'air dans l'espace annulaire pourrait diminuer les pertes thermiques par conduction à cause de leur coefficient de conductivité qui est inférieur à celui de l'air. La figure 11 montre que l'argon peut améliorer les pertes thermiques avec sa faible conductivité par rapport à l'azote. L'argon est également chimiquement inerte et abondant et moins chère que les autres gaz. L'utilisation du krypton et du xénon, moins abondants que l'argon, du point de vue économique sont très chers.

## 4. CONCLUSION

Les résultats ont montré qu'il est possible de calculer, d'une façon approchée, les pertes thermiques et les températures correspondantes du tube absorbeur ainsi que du tube en verre comme étant une fonction de la pression de l'espace annulaire. Par ailleurs, il a été observé que la réduction des pertes d'énergie à l'aide des pertes par conduction de 10 % à 20 % peut être accomplie en maintenant un vide d'environ  $7 \times 10^3$  Pa dans l'espace annulaire. L'utilisation de l'argon comme gaz annulaire est une pratique rentable pour réduire les pertes thermiques. Pour un tube absorbeur travaillant sous une température donnée, un gain de pertes thermiques de 5 à 10 W peut être réalisé en le substituant avec de l'air. La conductivité thermique de l'air est plus grande que celle de l'argon. Enfin nos résultats ont été encourageants par rapport à ceux de la littérature, notamment [ 1 ] .

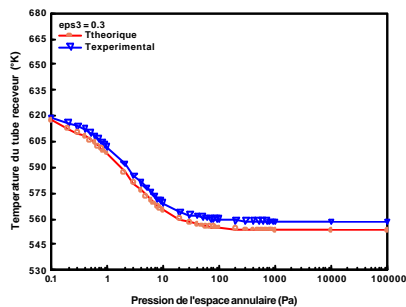


Fig.2 Variation de la température de l'absorbeur en atmosphère raréfiée ( $\epsilon = 0.3$ )

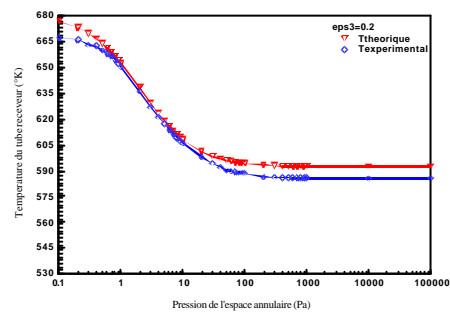


Fig.3 Variation de la température de l'absorbeur ( $\epsilon = 0.2$ ) en atmosphère raréfiée ( $\epsilon = 0.3$ )

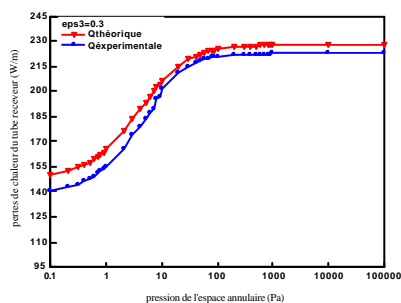


Fig.4 Effets de la pression sur les pertes du tube absorbeur ( $T_i = 589^\circ\text{K}$ ,  $\epsilon = 0.3$ )

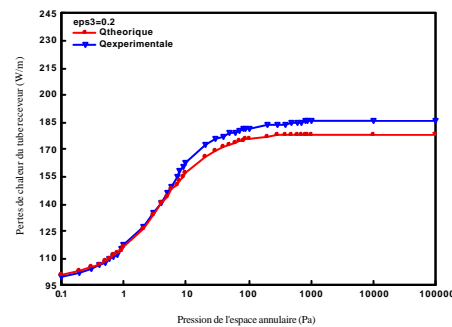


Fig.5 Effets de la pression sur les pertes du tube absorbeur ( $T_i = 589^\circ\text{K}$ ,  $\epsilon = 0.2$ )

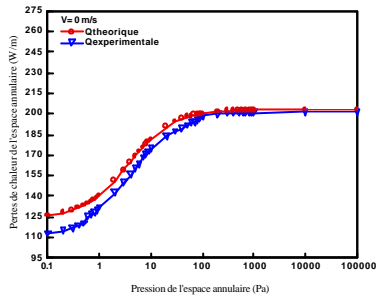


Fig.6 Effets du vent sur les pertes thermiques  
(  $T_i = 589^\circ\text{K}$  ,  $\varepsilon = 0.25$  ,  $V = 0$  m/s )

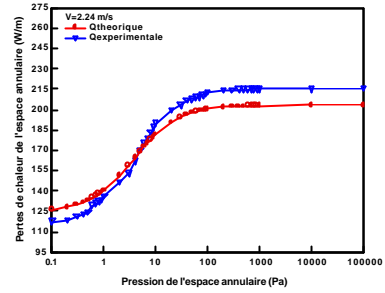


Fig.7 Effets du vent sur les pertes thermiques  
(  $T_i = 589^\circ\text{K}$  ,  $\varepsilon = 0.25$  ,  $V = 2.24$  m/s )

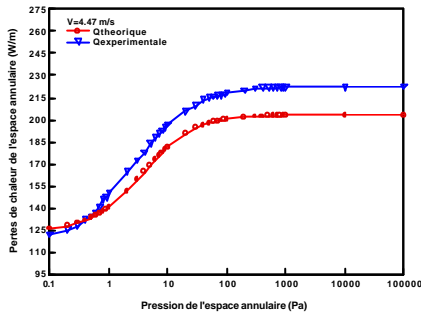


Fig.8 Effets du vent sur les pertes thermiques  
(  $T_i = 589^\circ\text{K}$  ,  $\varepsilon = 0.25$  ,  $V = 4.47$  m/s )

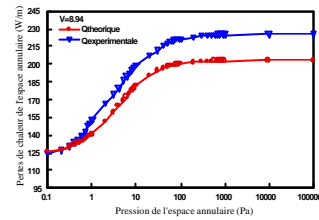


Fig.9 Effets du vent sur les pertes thermiques  
(  $T_i = 589^\circ\text{K}$  ,  $\varepsilon = 0.25$  ,  $V = 8.84$  m/s )

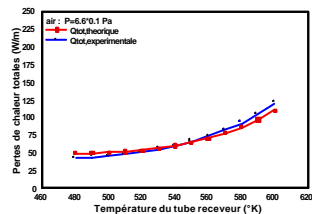


Fig.10 Caractéristique des pertes thermiques  
d'un tube absorbeur utilisant l'air comme fluide  
annulaire (  $P = 6.6 \times 10^3$  Pa ) .

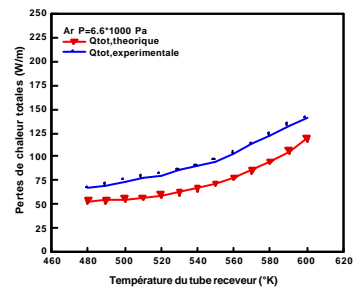


Fig. 11 Caractéristique des pertes thermiques  
d'un tube absorbeur utilisant l'argon comme  
fluide annulaire (  $P = 6.6 \times 10^3$  Pa ) .

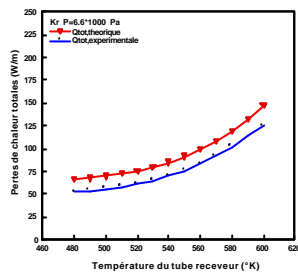


Fig. 12 Caractéristique des pertes thermiques d'un tube absorbeur utilisant le krypton dans l'espace annulaire (  $P= 6.6 \times 10^3$  Pa )

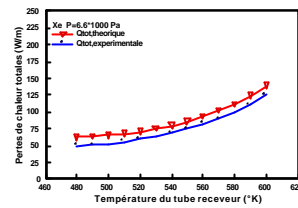


Fig. 13 Caractéristique des pertes thermiques d'un tube absorbeur utilisant le xénon comme fluide annulaire (  $P= 6.6 \times 10^3$  Pa ) .

## REFERENCES.

- [1] Ratzel A.C and Simpson C.E. “ *Heat loss techniques for annular solar receiver designs*”, Report SAND78-1769/ UC-62 ( 1978 ).
- [2] Treadwell G.W. . “ *Design Considerations for Parabolic-Cylindrical Solar Collectors* ” , SAND76-0082, Sandia Laboratories , Albuquerque, NM, (July 1976 ).
- [3] Dushman S. “ *Scientific Foundations of Vacuum Technique* ” , Lafferty J.M eds , John Wiley and Sons inc , New York ( 1962 ) .
- [4] Beck A. H. , eds , “ *Handbook of Vacuum Physics , Volume 1 : Gases ans Vacuum* ” , Pergamon Press , London ( 1966 ) .
- [5] Holkeboer D., Jones D.,Pagano F. and Santeler D. “ *Vacuum Engineering* ” , Boston Technical Publishers inc, Cambridge ( 1967 ) .
- [6] Chapman A.J “ *Heat transfer* ”, Third Edition , Macmillan Publishing Compagny inc , p.351, New York ( 1974 ) .
- [7] Kraussold H. “ *Warmeabgabe von Zylindrischen Flüssigkeitsschichten bei natürlicher Konvektion* ” , Forsch Hft, Ver, Dt . Ing. , 5 ( 4 ) ,186-19 ( 1934 ) .