

## Optimisation des échanges d'un réservoir cryogénique

O.Khemis<sup>1</sup>, A .Beghidja<sup>1\*</sup>, M.AitAli<sup>2</sup> M.X. François<sup>3</sup>

\*Laboratoire d'Energétique appliquée et de Pollution (LEAP)  
Université Mentouri Constantine, Algeria

<sup>2</sup> Ecole National Polytechnique, El Harrach, Algiers

<sup>3</sup> LIMSI- CNRS, BP 133 F-91403, Orsay, CEDEX, France

[abeghidja1@yahoo.fr](mailto:abeghidja1@yahoo.fr)

### RESUME

Afin de combler une insuffisance dans le traitement des problèmes liés aux comportements aléatoires des échanges thermiques dans les réservoirs de stockage à très basse température, nous avons entrepris une étude d'optimisation des pertes thermiques. Leur estimation dépend de la répartition des profils de température, notamment sur le col du réservoir. Notre travail s'inscrit dans l'établissement d'une étude basée sur la méthode des radiosités visant à quantifier, à travers une simulation les échanges radiatifs générés par la position d'un écran réfrigéré. Cet écran est supposé jouer un rôle dans la baisse des pertes. Le modèle est considéré dans un vide poussé à  $10^{-8}$  mm Hg. Il est soumis à une discrétisation avec découpage à paramètres variables du flux radiatif effectivement reçu par chacun des éléments. Le but recherché est d'optimiser la position de cet écran en vue de minimiser les pertes thermiques. Nous obtenons des résultats intéressants dans le cas d'un réservoir de forme cylindrique, qu'il nous appartient d'extrapoler à d'autres configurations possibles en perspective. Cette simulation est relayée par une étude expérimentale qui nous a permis de valider nos résultats numériques.

### NOMENCLATURE

Cp	chaleur spécifique du fluide	$\rho$	masse volumique du fluide
ES1	Espace entre le bain et l'écran au fond.	$\sigma$	constante de Stéphan Boltzman
Fi,j	facteur de forme de Aj vu par Ai	$\varepsilon$	emissivité
Fi,i	facteur de forme de Ai vu par Ai	AT	différence de température entre parois et fluide
HE1	hauteur de l'écran		
h	coefficient de convection .		
J	radiosité	Indices	
K	conductibilité thermique du col	c	col , couche limite, couvercle
Lc	hauteur du col	f	fluide
XE ;Lc1	Position de l'écran sur le col	m	moyenne, maximum
Pr	nombre de Prandtl	v	relatif à la convection
Q	flux de chaleur	r	rayonnement.
Qrc	flux radiatif couvercle		
T	température du col		

### 1. INTRODUCTION

L'effet du milieu ambiant sur les réservoirs cryogéniques est incontestablement une contrainte difficile à surmonter. Cette influence est d'autant plus vraie que la température d'ébullition du fluide cryogénique est plus basse, et que l'isolation thermique est moins efficace. Ces flux de chaleur transitent d'une part par conduction le long du col depuis le couvercle jusqu'au bain liquide, et d'autre part, par rayonnement pur à travers un vide poussé où la convection est rendue négligeable entre l'enveloppe extérieure et le réservoir.

Lorsque les apports thermiques du milieu ambiant atteignent le bain de liquide cryogénique, il provoque l'évaporation d'une partie commensurable du liquide dont la vapeur ascendante vient refroidir par convection à contre courant le col du cryostat, réduisant ainsi le flux thermique conductif. Figure 1

Plusieurs auteurs ont proposés des modèles de calcul simplifiés, prenant en compte avec plus ou moins de finesse les apports de chaleurs couplés. On peut citer Kaplan, Casse et Mende [1-3] Anzelka et Buhler [4,5].

Deux publications récentes Hilal [6] et U. of Wisconsin Publications [7] montrent qu'on peut remplacer efficacement une centaine d'écrans flottants par 2 à 3 écrans réfrigérés.

Béjan [9] utilise le concept de la minimisation de la création d'entropie pour l'optimisation de la température et de la position des écrans radiatifs ventilés. Cette méthode purement théorique ne tient pas compte de plusieurs facteurs tels que l'estimation précise du flux radiatif arrivant directement dans le bain cryogénique.

Cependant, avec les températures de plus en plus basses mises en jeu dans les cryostats et le gradient de température plus grand qui en résultent entre la paroi du col et les vapeurs froides, le rayonnement devient le mode dominant comparativement aux deux autres. Une modélisation numérique plus fine des apports radiatifs devient ainsi nécessaire

On a déjà présenté les premiers éléments d'une étude complète sur l'optimisation de transferts de chaleur dans les réservoirs cryogéniques avec l'hypothèse d'un échange conducto-convectif parfait dans le col. Khemis et Al [10].

Dans cet article on cherche une généralisation du problème avec une prise en compte des paramètres cités plus haut.

On présente ici une modélisation théorique des transferts thermiques dans le col d'un cryostat non isolé latéralement contre le rayonnement en supposant un échange conducto-convectif imparfait entre les parois du col et les vapeurs froides ventilées. On ajoute un écran radiatif ventilé à position variable pour trouver la position optimale qui minimise les introductions radiatives.

## 2. MODELISATION THEORIQUE

Soit à calculer le flux de chaleur rayonné par l'extérieur et par l'écran vers les parois du col (surfaces 3 à n+2) pour le volume I (surfaces 4 à n+3) pour le volume II et vers le bain Azote (surfaces 1 à 2) voir figure 1. La température des surfaces extérieures (n+4, n+5, n+6) est de 300 K.

Les surfaces constituant l'écran n+3, n+4 et n+5 sont à des températures différentes. Tandis que la température des surfaces 1 et 2 du volume I est de 77.35 K (température de l'Azote liquide). Le schéma du modèle est discrétisé en n+5 éléments finis pour le volume I est n+6 éléments finis pour le volume II comme représenté en figure 8

Pour le volume I; le cryostat comporte trois parties distinctes

La valeur de l'indice n est déterminée par l'équation de conservation des facteurs de forme dont la somme doit être égale à l'unité pour le cryostat ; une valeur de n = 20 permet d'assurer cette contrainte à 0.1 %.

Le flux *conductif* arrivant au col par le contact thermique *écran - col* est:

$$Q_{c \text{ E.C}} = \sum_{j=i}^{n+6} Q_{ri}(\text{II}) - \sum_{j \neq i}^{n+5} Q_{ri}(\text{I}) \quad (1)$$

Les flux de convection, conduction sont donnés respectivement par les relations suivantes :

$$Q_v = h.p.(T - t)dx = m.C_p .dt \quad (2)$$

$$Q_C = -k.A_S \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Le flux net radiatif reçu par chaque élément de surface (S1, S2, Sn+5) pour le volume I et (S1, S2, S3, Sn+6) pour le volume II, par rayonnement est donné par les relations suivantes :

$$Q_{r_i} = \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left[ J_i + \sigma_i \cdot T_i^4 \right] \quad (4)$$

Où la radiosité pour les deux volumes du cryostat est donnée par les relations suivantes :

$$\text{Volume I : } J_i = \frac{1}{1 - F_{i,j}(1 - \epsilon_i)} \left[ (1 - \epsilon_i) \sum_{j \neq i}^{n+5} F_{i,j} J_j + \epsilon_i \sigma_i T_i^4 \right] \quad (5)$$

$$\text{Volume II : } J_i = \frac{1}{1 - F_{i,j}(1 - \epsilon_i)} \left[ (1 - \epsilon_i) \sum_{j \neq i}^{n+6} F_{i,j} J_j + \epsilon_i \sigma_i T_i^4 \right] \quad (6)$$

Avec la condition de conservation sur le facteur de forme des deux volumes du cryostat :

$$\text{Volume I : } \sum_{j=1}^{n+5} F_{i,j} = 1 \quad \text{Volume II : } \sum_{j=1}^{n+6} F_{i,j} = 1 \quad (7)$$

Les relations de réciprocité s'écrivent :

$$A_i \cdot F_{i,j} = A_j \cdot F_{j,i} \quad \text{et} \quad F_{i,j;k} = F_{i,j} + F_{j,k} \quad (8)$$

Le facteur de forme  $F_{i,j}$  dépend uniquement de la géométrie du cryostat, alors que la radiosité  $J_i$  non, donc le flux net radiatif  $Q_{r_i}$  reçu par chaque élément de surface du col, dépend du profil de température du col, de l'écran, de l'enveloppe du cylindre intérieur et de l'enveloppe du réservoir.

Les facteurs de forme sont calculés au moyen d'un logiciel développé à cet effet. Ce logiciel est basé essentiellement sur les relations données par Siegel [11], Luenberger [12] et Samuel [13] et utilise un algorithme itératif de type matriciel.

Après transformation de ces équations on obtient les expressions des températures des éléments du col.

$$\text{Volume I : } i = (3, n+1) : T_{i+1} = T_i + \frac{(m l_{ev} + m C_p (T_1 - T_2) - \sum_1^i Q_{r_i} - Q_{rc}) \cdot L_{cl} / n}{k_i \cdot A_s} \quad (9)$$

$$\text{Volume II : } i = (n+2, 2n+1) : T_{i+1} = T_i + \frac{(m l_{ev} + m C_p (T_1 - T_2) - \sum_1^i Q_{r_i} - Q_{rc} - Q_{cc}) \cdot L_{cl} / n}{k_i \cdot A_s} \quad (10)$$

$$T(2n+2) = 300 \text{ K} \quad (11)$$

Les équations (09) à (11) décrivant le problème sont des équations différentielles non linéaires. Nous avons développé un logiciel séparé, qui permet l'étude du transfert thermique dans un cryostat avec un écran réfrigéré par les vapeurs froides provenant de l'évaporation du fluide de stockage. Il permet l'étude des différents paramètres tels que les émissivités, les positions de l'écran et la conduction par l'écran qui influent sur les déperditions du cryostat. Ce logiciel peut être étendu à plusieurs écrans.

Où les conductibilités thermiques  $K_i$  et les coefficients de convections sont définies par les valeurs moyennées :

$$K_i = \frac{1}{T_{i+1} - T_i} \int_{T_i}^{T_{i+1}} K(t) \cdot dT \quad h_i = \frac{1}{L_i} \int_{L_i}^{l_{i+1}} h(x) dx$$

On peut ainsi d'après OSTRACH [14] approcher le coefficient de convection local par une corrélation de type :

$$h_i(x) = \frac{k_f}{x} g(P_r) \left( \frac{G_r}{4} \right)^{1/4} \quad \text{Avec : } g(P_r) = \frac{0.75 P_r^{1/2}}{0.609 + 1.123 \cdot P_r^{1/2} + 1.233 \cdot P_r^{1/4}} \quad (12)$$

Ou  $h_i(x)$  désigne le coefficient de convection local moyenné sur un élément du col de longueur  $\Delta l = l_i$ . La conductibilité thermique de l'Acier inoxydable, J.L.Casse, la viscosité

dynamique et la conductibilité thermique de l'Azote H. ZIEBLAND sont données en fonction de la température.

Pour résoudre le système d'équations couplées (10) à (11) des champs de température dans la paroi du col, on procède comme suit :

La conductibilité du cuivre est très grande par rapport à la conductibilité de l'Inox du col, ce qui nous autorise à prendre une température constante sur toute la surface de l'écran. Cette approche est vérifiée expérimentalement.

La procédure de calcul s'effectue alors comme suit :

1-Pour une position donnée de l'écran radiatif on calcule en premier lieu le facteur de forme pour tous les éléments du cryostat, volume I (col-écran) et volume II (écran-col-extérieur)

2- On impose un profil linéaire de température sur le col en première approximation pour le démarrage du calcul.

3-On calcule les flux nets radiatifs reçus par chaque élément du cryostat (volume I et II).

4- On cherche itérativement le débit massique ventilé qui vérifie la condition de température  $T(2n+2) = 300 \text{ K}$ .

Le problème converge rapidement après 6 itérations.

### 3. RESULTATS.

Les résultats théoriques donnés par le logiciel que nous avons conçu sont rassemblés dans le Tableau 1 et les figures 2,3 et 4. Le tableau donne pour chaque position de l'écran XE, les valeurs moyennes des températures, des flux radiatifs, leurs valeurs maximales respectives relevées sur le col du cryostat et les pertes de frigories globales exprimées en débit ventilé équivalent en mg/s. Les figures 2, 3 et 4 représentent l'évolution des flux nets radiatifs ( $Q_{ri}$ ) reçus par chaque élément de surface constituant le cylindre intérieur du cryostat  $X_p$ , et l'évolution du profil de température sur le col (TP)

Pour les trois positions de l'écran. les débits ventilés sont pratiquement identiques. Cela est en bon accord avec les travaux déjà effectués [6-7].

Nous remarquons une discontinuité du flux radiatifs dans la position N°2 (couvercle) et la position N°22 (point de rattachement):

- dans la position n°2 la section latérale est très importante vis à vis des autres sections du col du cryostat. Donc le flux net radiatif est plus important que les autres éléments du col.

- Tandis que la position 22 du col représente le point où l'écran est rattaché au col. En ce point nous avons un changement plus ou moins important du rayonnement. Dans la première région du col du point de rattachement de l'écran jusqu'au bain liquide nous avons un rayonnement entre l'écran et le col. Tandis que dans la deuxième région du col nous avons un rayonnement entre ce dernier et le couvercle extérieur.

- Selon le tableau 1 ci-dessous, plus la position de l'écran est élevée plus la température moyenne du col est élevée et moins bien évidemment le flux radiatif moyen est faible. Le flux radiatif varie de 0.12 W à 0.07 W pour les trois positions.

- Plus le point de rattachement de l'écran est élevé sur le col plus la température du point de rattachement est élevée et plus le rayonnement dans le volume I est faible.

- Nous constatons que la température maximale se situe au point de rattachement (position 22) et évolue pareillement que la température moyenne d'une position de l'écran à l'autre.

- Enfin le profil de température calculé s'améliore d'une position à l'autre en fonction de la hauteur XE de la position de l'écran pour finir proche du profil théorique.

- Nous constatons l'influence principalement des points de rattachement et du couvercle sur la relation de la modélisation qui se manifeste sur le profil de température calculé

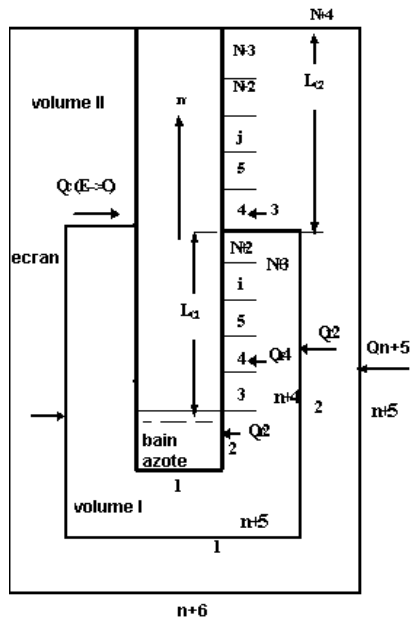


Figure 1: Cryostat avec un écran.

Table 1 : Valeurs moyennes et maximales des flux radiatifs des températures et pertes frigorifiques du col.

	Série 1	Série 2	Série 3
	14.82 cm	16.82 cm	20.55 cm
pertes frigorifiques équivalentes	29,8 mg/s	28,8 mg/s	28,36 mg/s
Temp moy. °K	201,4 4	204,7 2	212,5 5
Flux Ray Qri moy	0,12	0,09	0,07
Temp. max °K	219,93	227,48	244,52
Flux Ray max Qri	1,7	1,05	0,27

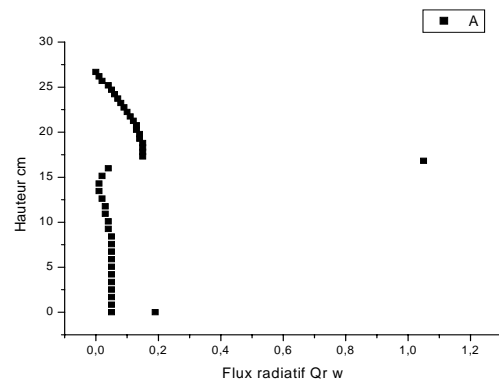
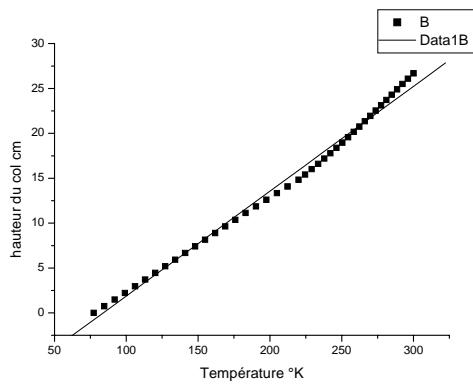


Fig. 2 : Série 1 (XE ; ES1) = (14.82 ; 10,88) cm

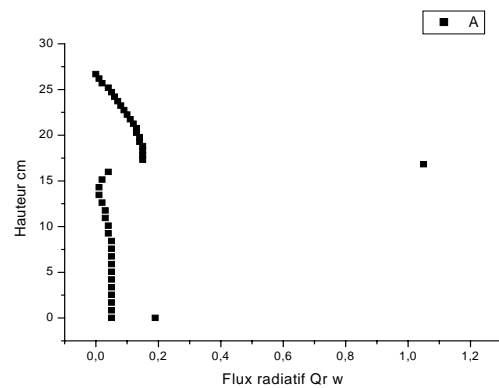
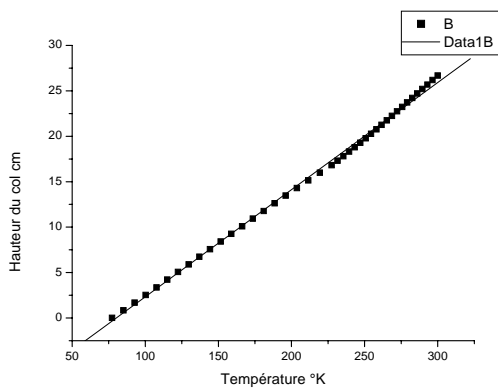


Fig. 3 : Série 2 (XE ; ES1) = (16.82, 8.88) cm

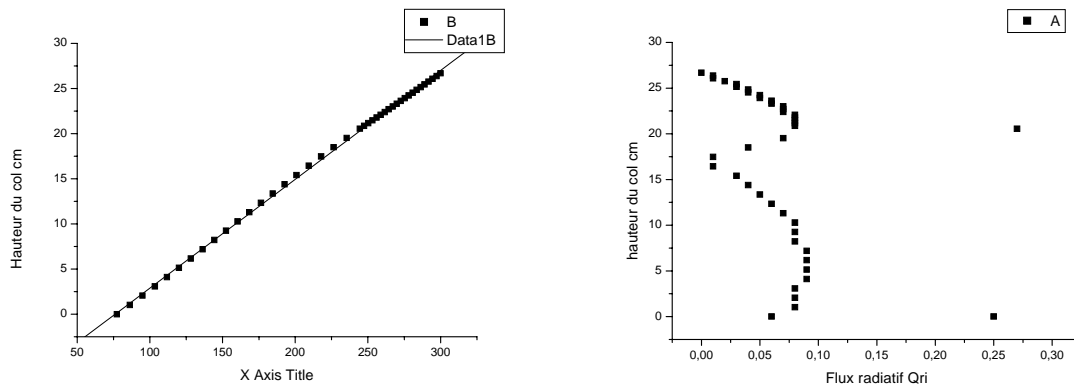


Fig. 4 : Série 3 (XE, ES1) = (20.55 ; 5.15) cm

#### 4. CONCLUSION :

Nous pouvons déduire les remarques suivantes :

En premier lieu, la modélisation des échanges conducto-convecto-radiatifs est vérifiée par la méthode utilisée dans le cas du cryostat cylindrique à écran thermalisé. Ceci est d'autant plus vrai que la position de cet écran est relativement élevée par rapport au niveau du bain.

En deuxième lieu, l'imperfection constatée au niveau du point de rattachement et du couvercle, de la relation de modélisation élaborée, s'atténue peu à peu avec l'évolution de la position de l'écran. .

Les erreurs de ces facteurs de formes s'atténuent avec la distance. Par conséquent des améliorations sont à introduire à l'aide des résultats expérimentaux.

Sur la base des résultats obtenus, il apparaît qu'une manière bien différente d'opérer au traitement de la question des pertes thermiques dans le cryostat est possible.

Il s'agit en fait de trouver la bonne position de l'écran quant à son hauteur par rapport au niveau du bain. Ceci, par voie de conséquence nous conduit à déterminer la forme géométrique la mieux adaptée selon une optimisation des pertes d'échanges thermiques.

Cette modélisation devrait nous permettre d'établir des prédictions théoriques sur les échanges thermiques, vérifiées par les résultats qu'on obtiendrait expérimentalement à partir d'un dispositif expérimental conçu pour cet effet, en collaboration avec le centre d'Etude Nucléaire D'Orsay.

#### 5. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.

- 01 CAPLIN (A.D.), Cayless (A.T). Cryogenics 26 , 678-681 (1986) cryogenics 26, 965 (1986)
- 02 Casse (J.L.) , cryogenics 26, 965 (1986)
- 03 MENDE (F.F.) et Al. cryogenics 29, 998 (1989.)
- 04 ANZELKA (P.) Cryogenics 33, 454 (1993)
- 05 BUHLER (S.) ,J. Phys. III France 4, 663-669 (1994)
- 06 Hilal, M.A. McIntosh, G.E. Adv. in Cryo. Eng. 21 (1975).
- 07 Wisconsin superconductive Energy storage report 1 Univer. Of Wisconsin publication (May 1973).
- 08 Y.M.Eyssa and O. Okasha, cryogenics,(May 1978).
- 09 A.Bejan discrete cooling of low heat leak supports to 4.2K cryogenics (May 1975).
- 10 KHEMIS O., M.C. Dulluc, M.X. Francois Mesures des transferts thermiques couplés dans un réservoir cryogénique C.N.I.S.F CNAM Editeur de la revue générale de thermique 1994
- 11 SIEGEL (R.) and HOWEL ( J.R.) thermal radiat. hemisph. Washington, DC, 1981
- 12 LEUENBERGER (H.) and PERSON (R. A.) , "Compilation of radiation shape factors for cylindrical assemblies" , ASME Paper 56-A-144 (1956)

- 13 Samuel N. Rea Texas instrument incorporated, Dallas,Texas AIAA journal VI.13 Nø3 (1975)
- 14 Ostrach, NACA report. 1111, (1953)

*14<sup>eme</sup> Journées Internationales de thermique  
27-29 Mars 2009 Djerba – Tunisie,*

*JITH2009*



*14<sup>eme</sup> Journées Internationales de thermique  
27-29 Mars 2009 Djerba – Tunisie,*

*JITH2009*