

ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DE QUELQUES ORGANES D'UN BANC D'ESSAI DE COMBUSTION

S. LARBI, B. BENKOUSSAS, H. BELHANECHÉ

Département de Génie Mécanique
Ecole Nationale Polytechnique
10, avenue Hassen Badi, El-Harrach, Alger.
Fax : 213 21 52 29 73 , E- mail : larbisalah @ yahoo.fr

RESUME :

Le développement extraordinaire de l'aviation avait été fondé jusqu'ici sur la disponibilité de carburant bon marché. En raison des augmentations de coût, de la difficulté de satisfaire une demande toujours plus importante, la situation deviendra très différente à l'avenir et la politique énergétique devra être modifiée radicalement.

La modélisation mathématique et numérique des processus aussi complexes que la combustion, doit passer nécessairement par une validation expérimentale des résultats théoriques obtenus, afin de mieux comprendre les mécanismes physiques réels intervenant dans ce genre de phénomènes et de mieux les simuler en temps réel.

L'allure vertigineuse des innovations technologiques de ce siècle, ainsi que le souci de simuler des situations naturelle et industrielle au laboratoire, a connu de lourds investissements dans le domaine expérimental par la mise au point de bancs d'essais.

L'Ecole National Polytechnique d'Alger, dispose d'un banc d'essai de combustion. IL est composé essentiellement : de liquéfacteurs, de réservoirs de stockage cryogénique, d'un échangeur de chaleur, d'une soufflante, d'une chambre de combustion et d'une console de commandes. Néanmoins, ce dispositif expérimental remonte aux années soixante dix et nécessite par conséquent, un contrôle préalable de ces organes et une actualisation de l'instrumentation de mesure utilisée.

L'objectif visé à travers ce travail est, en premier lieu, de revoir le dimensionnement des réservoirs de stockage, sous leurs aspects mécanique (résistance aux contraintes appliquées) et thermique (isolation thermique), en second lieu, de faire une étude sur l'échangeur de chaleur, destiné au réchauffage du gaz naturel, afin de tester la température de sortie de l'échangeur, si c'est la température adéquate d'entrée à la chambre de combustion.

Mots clés : réservoirs de stockage, réchauffeur atmosphérique, résistance aux contraintes mécaniques, isolation thermique, température de sortie de l'échangeur.

NOMENCLATURE

P	Pression de service, bar	M	Masse, kg
D_i	Diamètre intérieur de la virole, mm	<i>Indices et exposants</i>	
x	Coefficient de sécurité	b	Convection forcée
R	Résistance minimale de l'acier, hectobar	f	Convection naturelle
C	Surépaisseur de corrosion, mm	c	Condensation
a	Coefficient d'efficacité relative des soudures	s	Solidification
C_p	Chaleur spécifique à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	p	Paroi
h	Coefficient d'échange convectif, $W.m^2.K^{-1}$	e	Glace
i	Chaleur latente, $J.kg^{-1}$	1	Interne du tube
t	Temps, s	2	Externe du tube
T	Température, K	3	Front de glace
r	Rayon, m	4	Air ambiant
IS	Indice de structure	rV	Réservoir vide
TE	Taux d'évaporation	Ce	Carburant évaporé

1. INTRODUCTION

Dans une perspective d'utilisation du gaz naturel liquéfié (G. N. L) comme carburant de remplacement, l'Ecole Nationale Polytechnique a équipé son laboratoire d'énergétique d'un banc d'essai de combustion en vue de mener des études sur ce carburant [1]. Le banc d'essai est composé essentiellement de liquéfacteurs, de réservoirs de stockage cryogénique, d'un échangeur de chaleur, d'une soufflante, d'une chambre de combustion et d'une console de commandes [9].

Le travail réalisé dans le cadre de cette étude, a consisté en la détermination du critère de choix technico-économique optimal des matériaux utilisés pour le stockage et l'isolation thermique des fluides cryogéniques ainsi que la détermination des performances thermiques de l'échangeur de chaleur utilisé. Les résultats obtenus sont relatifs, à l'évolution de la pression de stockage et du taux d'évaporation en fonction de l'épaisseur des matériaux utilisés pour les réservoirs de stockage et à la détermination des distributions de température dans l'échangeur pour différentes conditions hygrothermiques d'air ambiant et pour différents débits de gaz.

2. ETUDE DES RESERVOIRS DE STOCKAGE

L'industrie gazière utilise couramment deux types de réservoirs, les réservoirs cylindriques, destinés à l'emmagasinage et au transport des gaz comprimés, liquéfiés et les réservoirs sphériques pour son emmagasinage [2]. Ces réservoirs sont soumis à des contraintes mécaniques et thermiques et doivent par conséquent, résister à des pressions de stockage élevées tout en étant isolé thermiquement afin d'avoir un taux d'évaporation du gaz stocké le plus faible possible [3].

2.1. Dimensionnement Mécanique

Les réservoirs de stockage sont construits avec de l'acier ayant certaines propriétés particulières telles, de l'acier faiblement allié, résistant à la corrosion, ayant une faible masse volumique, une limite élastique élevée, garantissant une bonne soudabilité et caractérisé par une faible conductivité thermique. Le dimensionnement mécanique des réservoirs, consiste en premier lieu à choisir le matériau à utiliser sur la base de considérations technico-économiques, en second lieu, il s'agit de déterminer l'épaisseur optimal de métal pour que le réservoir soit apte à résister à une pression de stockage donnée.

Considérons le cas d'un réservoir cylindrique avec callottes sphériques (voir figure 1). En paroi mince, l'épaisseur de la virole est déterminée par [3] :

$$e_v = \frac{P \cdot D_i \cdot x}{200 \cdot R \cdot a} + C \quad (1)$$

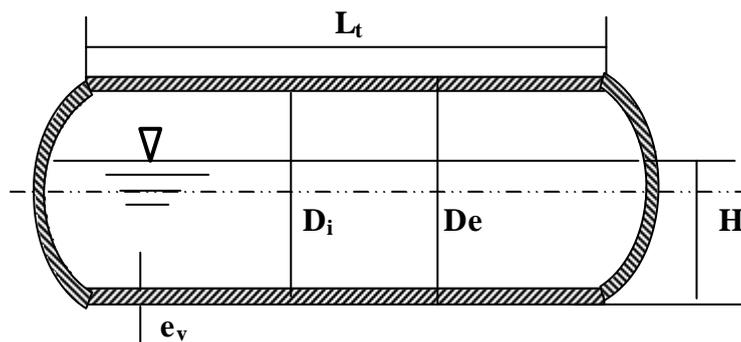


Figure 1. Réservoir de stockage du gaz naturel liquéfié.

2.2. Isolation Thermique

Le gaz naturel liquéfié sera stocké dans des réservoirs cryogéniques à -162°C . L'isolation thermique des réservoirs de stockage est d'autant plus importante que l'enthalpie de vaporisation des fluides cryogéniques est faible. Le choix de l'isolant (qui est déterminant dans la conception des réservoirs cryogéniques) dépend essentiellement de considérations d'ordre technico-commercial (pertes par évaporation, poids et prix de l'isolant, encombrement de l'enceinte de stockage). D'autres critères doivent aussi être examinés pour ce choix, parmi lesquels on peut citer: la facilité de la mise en œuvre, la durée de vie, l'inflammabilité et les caractéristiques

mécaniques. En général, le choix d'un isolant dépend souvent de la taille du réservoir de stockage. Le dimensionnement du réservoir de stockage consiste à déterminer deux paramètres principaux, l'indice de structure et le taux d'évaporation, respectivement définis par :

$$IS = \frac{M_{rV}}{M_C} \quad (2)$$

$$TE = M_{Ce}(t) / M_C \quad (3)$$

3. ETUDE DE L' ECHANGEUR DE CHALEUR

L'échangeur de chaleur étudié est destiné principalement au réchauffage des gaz. Le gaz naturel liquéfié (G. N. L), rentre à une température très basse (-160°C) et refroidit les tubes et les ailettes jusqu'à des températures inférieures à 0°C, ce qui donne naissance au phénomène de la condensation puis de la solidification de l'eau condensée sous la forme de glace. Différents modes de transferts peuvent avoir lieu dans cet échangeur: la convection forcée dans les tubes ; la convection naturelle, la condensation et la sublimation à l'extérieur des tubes, en passant par la dépendance des paramètres physiques avec la température. Notons, que ce type d'échangeurs (communément appelé: réchauffeur atmosphérique), prélève les calories nécessaires à son fonctionnement, directement de l'atmosphère.

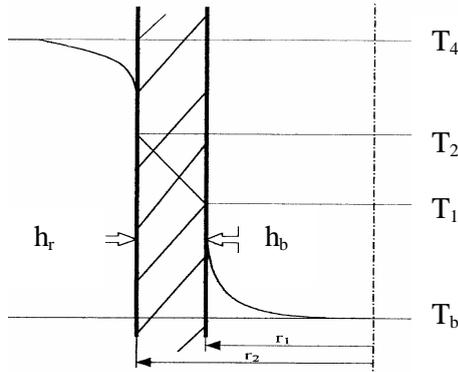


Figure 2. Définition des températures du bilan d'énergie à l'interface tube- fluide.

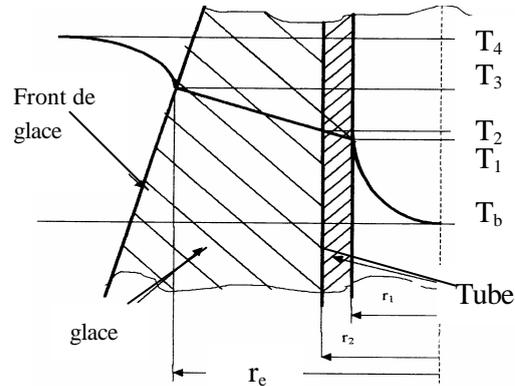


Figure 3. Distributions de températures dans la glace et le tube.

Les équations utilisées, résultent de l'application de bilans d'énergie aux interfaces (tube- fluide), (tube- glace) et (glace- air) en adoptant certaines hypothèses simplificatrices [4, 5]. Les figure 2 et 3 donnent les détails sur la définition des températures utilisées dans le bilan d'énergie.

3. 1. Application de l'équation d'énergie au fluide

En tenant compte de l'axisymétrie du tube, en négligeant les termes caractérisant les dissipations visqueuses et ceux relatifs aux forces de pression, l'équation de conservation d' énergie [5, 8], s'écrit comme suit :

$$I_b \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) = (\mathbf{r} \cdot \mathbf{C}_p)_b \cdot \left(u_z \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} + \frac{\partial T_f}{\partial t} \right) \quad (4)$$

Par intégration de cette équation sur la section droite du tube et, compte tenu des conditions d' axisymétrie en $r = 0$, la relation (4) devient :

$$\pi \cdot r_1^2 \cdot (\rho \cdot C_p)_b \cdot \frac{\partial T_b}{\partial t} + \left(\dot{m} \cdot C_p \right)_b \cdot \frac{\partial T_b}{\partial z} = \lambda_b \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial r} \right)_{r=r_1} \quad (5)$$

Où : $T_f = T_f(r,z,t)$, désigne la température du fluide; u_z , sa vitesse axiale ; I_b , sa conductivité thermique, fonction de la température ; T_b , la température moyenne du fluide.

$$\rho \cdot r_1^2 \cdot (r \cdot C_p)_b \cdot \frac{\partial T_b}{\partial t} + \left(\dot{m} \cdot C_p \right)_b \cdot \frac{\partial T_b}{\partial z} = 2 \rho \cdot r_1 \cdot h_b \cdot [T_1 - T_b] \quad (6)$$

Où : h_b , désigne le coefficient d'échange convectif interne, fonction de la température du fluide T_b et de la température interne du tube. Il est déterminé par la relation empirique de Sieder et Tate [6, 7] :

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{m}{m_p} \right)^{0.14} \quad (7)$$

3. 2. Bilan d'énergie à l'interface tube - fluide réfrigérant

A chaque instant, la quantité de chaleur cédée par le tube, est égale à celle absorbée par le fluide réfrigérant. On peut ainsi écrire :

$$h_b \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_b) = \frac{2 \rho \cdot I_{al} \cdot l \cdot (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (8)$$

D'où :

$$T_2 = T_1 + \frac{h_b \cdot r_1 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_{al}} \cdot (T_1 - T_b) \quad (9)$$

Et, par suite :

$$dT_2 = \left(1 + \frac{h_b \cdot r_1 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_{al}} \right) \cdot dT_1 \quad (10)$$

. La quantité de chaleur cédée par le tube au fluide réfrigérant, doit être égale à la somme de la quantité de chaleur cédée par l'air au tube avant la formation de la glace et de celle correspondant à la variation de cette quantité dans le tube [4] :

$$\frac{2 \pi \cdot \lambda_{al} \cdot l \cdot (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = h_f \cdot A_2 \cdot (T_4 - T_2) + (\rho \cdot C_p)_{al} \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot l \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{T_2 - T_1}{2} \right) \quad (11)$$

Où: l , désigne un élément de longueur du tube ; A_2 , sa surface extérieure ; λ_{al} , sa conductivité thermique. h_f , représente le coefficient d'échange de chaleur par convection naturelle à l'extérieur des tubes, déterminé par une relation donnant le nombre de Nusselt pour le cas des plaques planes verticales [4, 6 7], avec la condition que :

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} :$$

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (12)$$

L'équation (11), se réduit alors comme suit :

$$\frac{\lambda_{al} \cdot (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = h_f \cdot r_2 \cdot (T_4 - T_2) + (\rho \cdot C_p)_{al} \cdot \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{4} \right) \cdot \frac{d}{dt} (T_2 - T_1) \quad (13)$$

En remplaçant dT_2 par dT_1 selon la relation (10), on déduit :

$$dT_1 = \frac{4 \lambda_{al} \cdot h_f \cdot r_2 \cdot dt}{(\rho \cdot C_p)_{al} \cdot (r_2^2 - r_1^2) h_b \cdot r_1 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \left[T_1 - T_4 - (T_b - T_1) \left(\frac{h_b \cdot r_1 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_{al}} + \frac{h_b \cdot r_1}{h_f \cdot r_2} \right) \right] \quad (14)$$

On peut alors déterminer la variation de la température T_1 avec le temps et par suite T_2 à partir de la relation (9) et en connaissant l'expression de $T_b(t)$. Cette procédure sera utilisée tant que : $T_2 > 273$ K. Une autre procédure sera utilisée lorsqu'il y aura formation de la glace. Cette dernière sera déterminée par l'établissement d'un bilan d'énergie à l'interface glace- tube.

3. 3. Bilan d'énergie à l'interface tube - glace

Dès que la température $T_2 < 0^\circ\text{C}$, la glace commence à se former. En se référant à la figure 3 et, en sachant qu'à chaque instant, la quantité de chaleur cédée par la glace à la paroi du tube est égale à celle absorbée par le fluide réfrigérant (par continuité), on peut alors écrire :

$$h_b A_1 (T_1 - T_b) = \frac{2 \pi \lambda_g \Delta z}{\ln\left(\frac{r_e}{r_2}\right)} (T_3 - T_1) \quad (15)$$

$$h_b \cdot 2 \pi \cdot r_2 \cdot \Delta z \cdot (T_1 - T_b) = \frac{2 \pi \cdot \Delta z \cdot \lambda_g}{\ln\left(\frac{r_e}{r_2}\right)} \cdot (T_3 - T_1) \quad (16)$$

$$r_e = r_2 \cdot e^{\frac{\lambda_g}{h_b \cdot r_2} \cdot \left(\frac{T_3 - T_1}{T_1 - T_b} \right)} \quad (17)$$

La quantité de chaleur cédée par la glace à la paroi doit être égale à la somme des quantités de chaleur suivantes [1] :

$$\frac{I_g \cdot (T_3 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_2}\right)} = h_f \cdot (T_4 - T_3) \cdot r_e + r_g (i_s + i_c) \cdot r_e \cdot dre + r_g \cdot C_{pg} \cdot \frac{d}{dt} \left[(r_e^2 - r_2^2) \frac{(T_3 - T_1)}{2} \right] \quad (18)$$

Si l'on désigne par dre , l'accroissement élémentaire de la couche de glace pendant l'intervalle de temps dt , la relation (17) devient :

$$dT_1 = \left[\frac{h_b \cdot (T_1 - T_b)^2}{\lambda_g \cdot (T_b - T_3)} \right] \cdot e^{\frac{-\lambda_g}{h_b \cdot r_2} \cdot \left(\frac{T_3 - T_1}{T_1 - T_b} \right)} \cdot dre \quad (19)$$

En supposant que T_b reste constante lorsque la couche de glace s'épaissit de dre au cours du laps de temps dt , l'équation (18) devient :

$$\left[\frac{I_g \cdot (T_3 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_2}\right)} - h_f \cdot r_e \cdot (T_4 - T_3) \right] \cdot dt = [r \cdot (i_s + i_c) \cdot r_e] \cdot dre + r \cdot C_p \cdot \left[\frac{h_b}{4 I_g} (r_e^2 - r_2^2) \frac{(T_1 - T_b)^2}{(T_3 - T_b)} \cdot e^{\frac{-I_g}{h_b r_2} \cdot \frac{(T_3 - T_1)}{(T_1 - T_b)}} de + \frac{(T_3 - T_1)}{2} \cdot r_e \cdot dre \right] \quad (20)$$

d'où :

$$T_1 = \frac{I_g \cdot T_3 + (h_b \cdot r_2) \ln\left(\frac{r_e}{r}\right) \cdot T_b}{I_g + (h_b \cdot r_2) \ln\left(\frac{r_e}{r}\right)} \quad (21)$$

La solution du problème nécessite le recours à une procédure numérique, en discrétisant les équations précédentes par la subdivision du tube en segments axiaux uniformes de longueur Δz et en utilisant un schéma implicite pour le temps et pour les variables d'espace.

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour les réservoirs de stockage, le matériau utilisé, après prise en considération des critères de choix cryogéniques, est de l'acier inoxydable de type « Z2 CN 18- 10 ». Les figures 4 et 5, montrent respectivement, l'évolution de l'épaisseur de métal à utiliser en fonction de la pression de stockage et du diamètre du réservoir.. On note, une augmentation de l'épaisseur du métal avec la pression de stockage et avec le diamètre du réservoir. Les figures 6 et 7, représentent respectivement, l'évolution du taux d'évaporation et l'indice de structure en fonction de l'épaisseur de l'isolant et de la hauteur de remplissage en G.N.L. On souligne l'augmentation du taux d'évaporation et la diminution de l'indice de structure avec l'épaisseur de l'isolant.

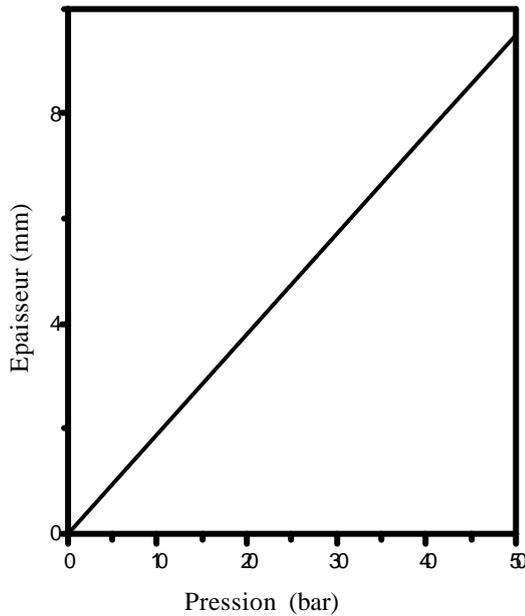


Figure 4. Variation de l'épaisseur (e_v) en fonction de la Pression de stockage.

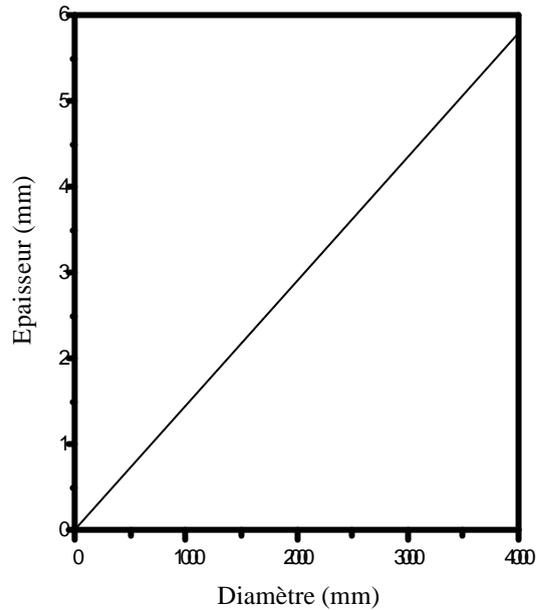


Figure 5. Variation de l'épaisseur (e_v) en fonction du diamètre D_1 du réservoir.

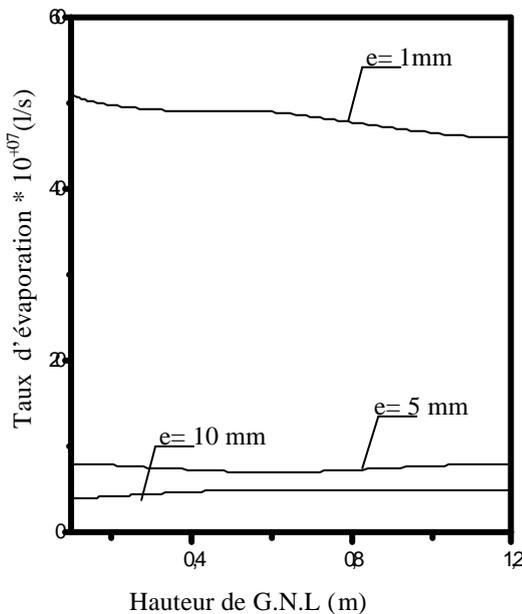


Figure 6. Variation du taux d'évaporation (TE) en fonction de l'épaisseur (e) de l'isolant et de la hauteur (H) du G.N.L.

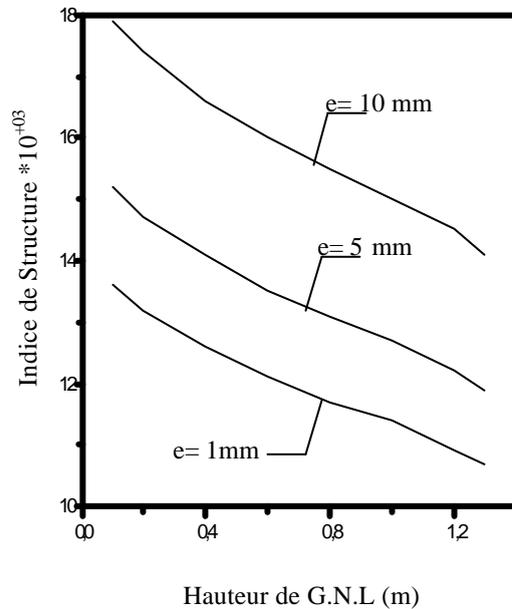


Figure 7. Variation de l'indice de structure (IS) en fonction de l'épaisseur (e) de l'isolant et de la hauteur (H) du G.N.L.

Pour l'échangeur de chaleur, les résultants présentés sont relatifs à des conditions de température et d'humidité d'air ambiant respectivement égales à 20°C et 70% et pour un débit de fluide cryogénique fixe. La figure 8, montre l'évolution dans le temps de la température du fluide (G. N) selon l'axe du tube. La figure 9, montre quant à elle, l'évolution dans le temps de la température interne du tube selon son axe. Pour ces deux cas de figures, on peut noter l'allure croissante des courbes de distributions des températures.

Les figures 10 et 11, montrent l'évolution dans le temps du rayon de la glace formée, selon l'axe du tube et pour différentes abscisses z . On note l'allure décroissante des courbes de la figure 10 et une dominance du facteur temps sur les abscisses z pour la figure 11.

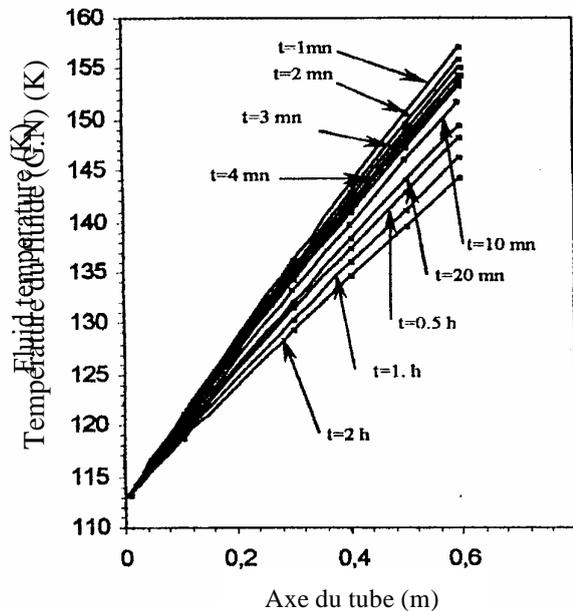


Figure 8. Evolution de la température du tube en fonction de l'espace et du temps

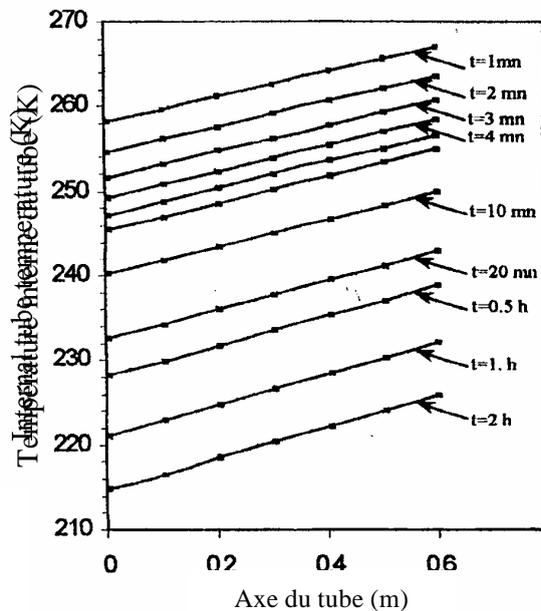


Figure 9. Evolution de la température du tube en fonction de l'espace et du temps

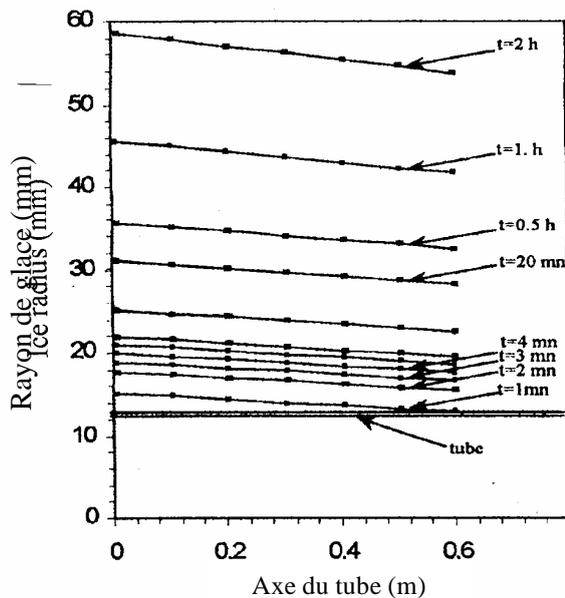


Figure 10. Evolution du rayon de la glace selon l'axe du tube en fonction de l'espace et du temps.

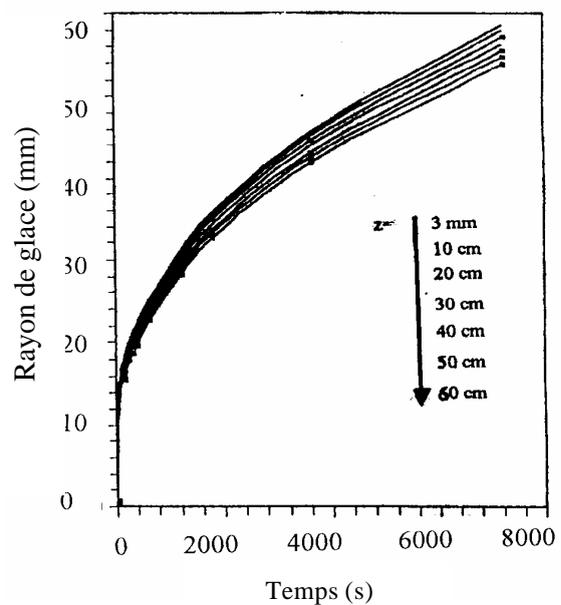


Figure 11. Evolution du rayon de la glace pour plusieurs abscisses en fonction du temps.

5. CONCLUSION

Les résultats obtenus, relatifs aux réservoirs de stockage, montrent que le taux d'évaporation diminue en sens inverse de la hauteur de remplissage en G.N.L, pour une épaisseur d'isolant donnée et qu'il devient pratiquement constant à partir d'une épaisseur d'isolant de 5mm. L'indice de structure par contre, varie de manière non négligeable avec l'épaisseur. On a alors intérêt à diminuer l'indice de structure, pour des raisons économiques, par une diminution de l'épaisseur de l'isolant. Néanmoins, en diminuant l'épaisseur de l'isolant, on augmentera le débit de G.N.L évaporé. On doit trouver alors un compromis entre un réservoir moins coûteux et qui a de bonnes performances mécaniques et thermiques.

Concernant l'échangeur de chaleur, les résultats obtenus montrent que la température interne du tube et celle du fluide diminuent au cours du temps. L'épaississement de la couche de glace ainsi formée est rapide durant les premiers instants de fonctionnement et entraîne une diminution de la température du fluide et celle de la paroi interne du tube, constituant ainsi une résistance au passage du flux de chaleur depuis l'air ambiant et le front de glace.

Dans une étude complémentaire [9], non incluse dans cet article, nous avons mis en évidence l'influence des conditions hygrothermique et de débit sur la température de sortie de l'échangeur. En faisant varier les conditions thermiques et hygrométriques d'air ambiant, pour un débit de fluide cryogénique fixé, les températures interne du tube et celle du fluide cryogénique restent inchangées, seule l'épaisseur de la glace formée change. Par contre, lorsque l'on fixe les conditions hygrothermiques et l'on fait varier le débit du fluide, les températures interne du tube et celle du fluide ainsi que l'épaisseur de glace changent.

La température de sortie du fluide cryogénique (G. N) obtenue par cet échangeur est de 18.7°C. Ce résultat est en bon accord avec celui donné par le constructeur (AIR LIQUIDE) pour ce type d'échangeurs. Néanmoins, pour le banc d'essai étudié, cette température reste inférieure à celle désirée, ce qui nécessite un préchauffage préalable à l'entrée de la chambre de combustion.

6. REFERENCES

- [1] Matton G., "Utilisation du méthane liquide par les avions de transport supersoniques", Institut Français du Pétrol, France (1970).
- [2] Rojey A., "Gaz naturel : Production, traitement et transport", Technip, France (1994).
- [3] Herenstein L., "Stockage du propane", Technip, France (1979).
- [4] Gregorig R. J., "Echangeurs de chaleur", traduit de l'Allemand, Beranger, France (1965).
- [5] Vick B. , Nelson D. J. and Yu X., "Freezing and Melting with Multiple Phase Fronts Along the Outside of a Tube" , J. of Heat Transfer 20 (1998), pp. 422-429.
- [6] Incropera F. P. and Dewitt D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Wiley and Sons, New York (1995).
- [7] Rohsenow W. M. and Hartnet J. P., "Handbook of Heat Transfer Fundamentals", Mc. Graw-Hill, New York (1983).
- [8] Cremers C. J. and Mehra M., "Frost Formation on Vertical Cylinders in Free Convection", J. of Heat Transfer 104 (1982), pp. 3-7.
- [9] Larbi, S. Benkoussas B. and Belhaneche H., "Optimisation of the exit temperature of atmospheric preheaters using cryogenic fluids" In Proceedings of the Second Int. Conference on Energy Research and Development, Koweit state 2002.