

# Calcul d'un Système de Calorifugeage lors de Transport des Fluides à Différentes Températures

El-Hadi Djamel<sup>#1</sup>, Labdani Sofiane<sup>\*2</sup>

<sup>#</sup>Laboratoire d'Analyse Fonctionnelle des Procédés chimiques, Université Blida 1  
Route de Soumâa, B.P 270, 0900 Blida, Algérie

<sup>1</sup>elhadi64djamel@yahoo.fr

<sup>\*</sup>Laboratoire d'Analyse Fonctionnelle des Procédés chimiques, Université Blida 1  
Route de Soumâa, B.P 270, 0900 Blida, Algérie

<sup>2</sup>labdani\_sof@hotmail.fr

**Résumé**— Dans cette étude, nous avons proposé le calcul d'un système d'isolation thermique industriel de trois tuyaux, contenant des fluides différents. Les fluides choisis sont : un fluide chaud (vapeur d'eau), un liquide devient épais à une température relativement basse (Lauryl éther de sodium) et un liquide froid (eau). Nous avons calculé pour chaque cas l'épaisseur de l'isolant, en fonction de certaines conditions exigées par le système étudié. On a utilisé comme matière isolante la laine de verre, pour le premier et le second fluide ; ainsi que la mousse en caoutchouc synthétique pour le troisième fluide. Les principaux résultats montrent que l'épaisseur de l'isolant est 30 mm pour le premier cas et 19 mm pour le troisième cas. Pour le second cas, l'épaisseur est conditionnée par une exigence technique, la valeur trouvée est de 30 mm.

**Mots Clés**— Isolant, Calorifugeage, Tuyau, Epaisseur, Fluide

## I. INTRODUCTION

Dans le cadre de la problématique énergie-climat, avec le réchauffement climatique, des actions importantes en économie d'énergie et en limitation des rejets de gaz à effet de serre, doivent être effectuées dans tous les secteurs. Une étude internationale montre que l'isolation thermique se trouve parmi les solutions les plus économiques pour limiter les rejets du gaz carbonique. À côté de l'isolation thermique des parois des bâtiments, on trouve l'isolation thermique, appelé encore "calorifugeage" des équipements, tels que les tuyauteries, les réservoirs, les citernes, les installations de chauffage ou de froid, etc. Ce secteur est appliqué principalement dans les industries chimiques, où circulent ou qui contiennent des fluides froids ou chauds. Le calorifugeage couvre généralement le domaine de températures compris entre -260 et +1300 °C [1].

Les buts de l'isolation thermique industrielle les plus courants sont : la conservation de l'énergie thermique, en réduisant l'échange de chaleur entre un appareil ou une tuyauterie et l'air ambiant, le contrôle des températures en limitant les chutes de température d'un fluide s'écoulant dans une canalisation ou stocké dans un réservoir, la fluidité des liquides épais à l'intérieur du tube en cas d'arrêt de liquide et l'anti condensation le long de la paroi du tuyau.

L'objectif principal de cette étude est l'application des méthodes de calcul, permettant d'identifier rapidement les phénomènes liés au transfert de chaleur dans les tuyauteries, en particulier ceux destinés au transport des fluides chauds et froids, dans les conditions normales rencontrées en service. Les principaux calculs concernent la vérification des pertes de chaleur dans la tuyauterie isolée, le calcul d'épaisseur d'isolation optimale, ainsi que la comparaison de la chute de température entre l'isolation existante et calculée et de donner enfin des recommandations pour réduire les pertes thermiques.

## II. CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES INSTALLATIONS

La mise en œuvre d'un système d'isolation thermique industriel dépend de plusieurs facteurs, qui peuvent être classés en trois familles. La première famille englobe les facteurs intrinsèques à la structure de la conduite (type de métal, diamètres, longueur, etc.). La seconde famille regroupe les données météorologiques ayant une influence sur l'environnement tel que la température extérieure. La troisième famille dont l'interaction avec la conduite ; elle regroupe les facteurs contrôlables, à savoir la température interne de fluide à l'entrée de la conduite, la température de sortie, etc.

### A. Caractéristiques Climatiques du Site

Les principaux facteurs sont : la température extérieure (ambiante), qui varie généralement entre 10 et 30°C ; ainsi que la vitesse du vent, qui a une valeur moyenne au cours d'année de 15 km/h.

### B. Description des Installations

Dans cette étude, nous avons choisi trois systèmes différents : Le premier système a pour objectif de transporter la vapeur d'eau surchauffée à une température 175°C de la chaudière à l'unité de sulfonation (Fig. 1), en traversant l'unité "Molfix" ; Le deuxième système assure le transport de Lauryl éther sulfate de sodium (Texapon N70) du réservoir de stockage (à 30°C) à la citerne de distribution (Fig. 2) ; Le troisième système est utilisé pour le transport de l'eau froide du refroidisseur au réservoir de stockage à 15°C (Fig. 3).

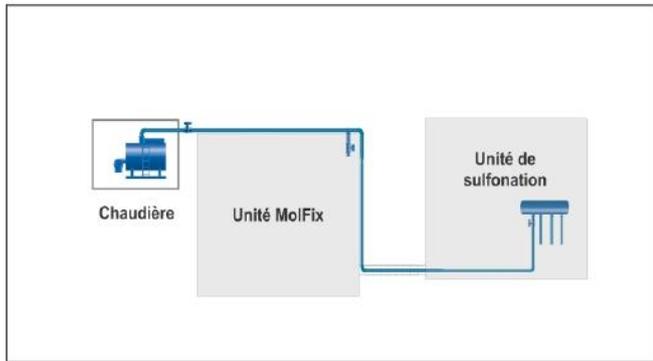


Fig. 1 Canalisation du transport de la vapeur d'eau

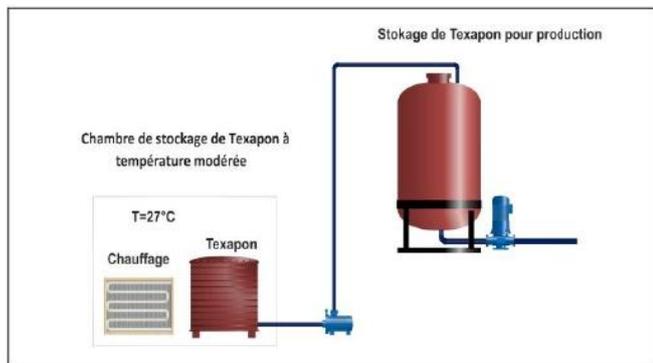


Fig. 2 Canalisation du transport de fluide (Texapon N70)

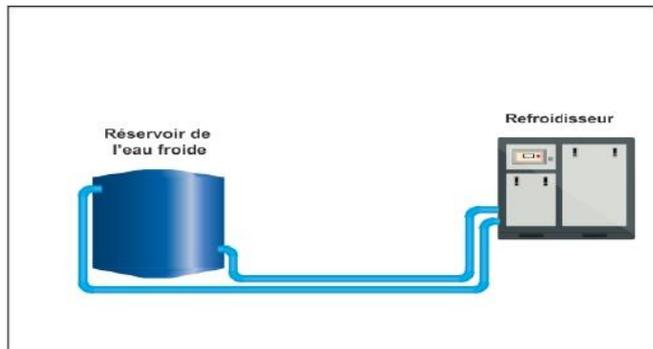


Fig. 3 Canalisation du transport de l'eau froide

### C. Isolants Utilisés

Pour le transport des fluides chauds, on utilise la Laine de verre, caractérisé par une température maximale de service égale à 540°C sous une pression de 500 Pa et une capacité thermique spécifique de 1 kJ/kg K.

Pour le transport des fluides froids, on utilise un matériau d'isolation à cellules fermées très flexible, à base de mousse élastomère extrudée (HT/Armaflex) avec résistance aux rayons UV et une température de service compris entre -50 et +150°C.

La protection de l'isolation nécessite la mise en œuvre d'un revêtement en tôle d'acier (galvanisée, aluminée ou inoxydable) ou de tôles d'aluminium.

## III. METHODES DE CALCUL

### A. Calcul de l'épaisseur de l'isolation

Nous allons étudier le cas d'une conduite métallique de longueur  $L$ , de diamètre intérieur  $D_1$  et de diamètre extérieur  $D_2$ . Soit  $\lambda_m$  la conductivité thermique du métal,  $D_3$  le diamètre de la conduite calorifugée (isolée thermiquement) et  $\lambda_i$  la conductivité thermique de l'isolant. Si  $e$  représente l'épaisseur de l'isolant (Fig. 4), on a alors :  $D_3 = D_2 + 2e$

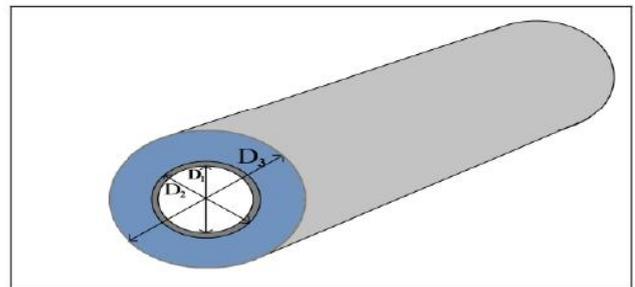


Fig. 4 Transport d'un fluide dans une canalisation calorifugée

1) *Épaisseur en l'absence d'exigence particulière*: En l'absence d'exigences particulières, il faut se souvenir que la loi limite à 55°C la température des surfaces accessibles [2]. En conséquence, il convient de vérifier que l'épaisseur retenue permet de limiter la température de surface à cette valeur. L'épaisseur est obtenue à l'aide de la formule suivante :

$$D_3 \ln \frac{D_3}{D_2} = \frac{2\lambda_i(T_i - T_{se})}{h_e(T_{se} - T_a)} \quad (1)$$

avec :  $T_i$  = la température interne du fluide,  $T_{se}$  = la température de la surface extérieure du tube,  $T_a$  = la température de l'air ambiant et  $h_e$  = le coefficient d'échange superficiel externe.

2) *Épaisseur conditionnée par une exigence technique*: Dans ce cas, il faut prendre en considération la limitation du flux thermique  $\Phi_{\max}$  (exprimé en  $W/m^2$ ) pour les surfaces cylindriques. La formule utilisée pour le calcul de l'épaisseur est de la forme :

$$D_3 \ln \frac{D_3}{D_2} = 2\lambda_i \left( \frac{T_i - T_a}{\Phi_{\max}} - \frac{1}{h_e} \right) \quad (2)$$

Le flux thermique peut être déterminé, en utilisant la formule :

$$\Phi_{\max} = \frac{mC_p}{atA} (T_i - T_{\min}) \quad (3)$$

avec :  $m$  = la masse du fluide exprimée en  $kg$ ,  $C_p$  = chaleur spécifique massique du fluide,  $t$  = la durée (exprimée en  $s$ ) d'arrêt de fluide dans le tube,  $a$  étant un coefficient (compris entre 1,1 et 3) qui tient compte des supports de la tuyauterie et des parties non isolées [2],  $A$  = la surface externe de la conduite non isolée,  $T_i$  = la température intérieure du fluide et  $T_{\min}$  = la température minimale du fluide quand ce dernier s'arrête dans la conduite.

3) *Épaisseur dite économique*: L'épaisseur économique résulte d'un compromis entre le coût d'une installation, compte tenu de l'amortissement et de l'intérêt du capital non amorti, et celui de son fonctionnement pendant une durée déterminée. Il conduit à l'adoption d'une épaisseur telle que le prix global des facteurs énumérés ci-dessus soit minimal. Le prix de tout calorifuge comprend deux éléments de base : un premier terme constant dépendant de sa conception, de sa nature et de sa protection, et un terme dépendant de son épaisseur. Ces deux termes sont proportionnels à la surface extérieure du calorifuge. Le prix au mètre carré de surface isolée est donc la base de tout prix de calorifuge, et il peut s'écrire sous la forme :  $P_0 = \rho + \psi e$  où  $e$  représente l'épaisseur de l'isolant, tandis que  $\rho$  et  $\psi$  sont des constantes dépendant de la nature propre des matériaux isolants, de la protection et de la main d'œuvre.

Le prix au mètre du calorifuge d'une conduite de diamètre extérieur  $D_2$  sera donc de la forme :  $\pi(\rho + \psi e)(D_2 + 2e)$

Le coût de l'exploitation dépend du prix unitaire de la quantité de chaleur perdue  $K$  exprimé en  $kWh$ , de la durée annuelle de fonctionnement  $N$  et de la déperdition unitaire, donnée par la formule :  $2\pi\lambda_i(T_i - T_{se})/\ln \frac{D_2 + 2e}{D_2}$ . Soit  $\eta$  un

coefficient tenant compte de la durée de l'amortissement annuel et de l'intérêt du capital non encore amorti, nous devons rendre minimum l'expression suivante pour obtenir l'épaisseur économique :

$$\pi\eta(\rho + \psi e)(D_2 + 2e) + 2\pi KN\lambda_i(T_i - T_{se})/\ln \frac{D_2 + 2e}{D_2}$$

Pour résoudre le problème, nous disposons de deux méthodes : la méthode classique (par tâtonnement), et la méthode analytique.

Dans le premier cas (méthode classique), pour chaque appareil ou pour chaque tuyauterie, et pour chaque température de service, on calcule le coût annuel total de l'isolation, et cela pour diverses épaisseurs. Pour faciliter le travail, l'ensemble des données et des résultats est porté sur un tableau [3]. On retient l'épaisseur qui donne le coût minimal. Cette méthode longue et fastidieuse est néanmoins celle qui convient le mieux pour l'établissement d'un programme pour ordinateur.

Dans le second cas, il existe plusieurs méthodes analytiques, toutes fondées sur le principe de l'annulation de la dérivée première des expressions du coût total unitaire annuel de l'installation. Les deux principales méthodes utilisées sont : la méthode allemande (VDI 2055) [4] et la méthode de Wadin [5]. Ces deux méthodes font appel à des variables auxiliaires et à des abaques. La méthode de Wadin demande peu de calculs mais nécessite un jeu d'abaques, tandis que la méthode allemande n'exige qu'un seul abaque mais demande plus de calculs.

### B. Calcul du coefficient d'échange superficiel externe

Lorsque l'air est rigoureusement calme, le coefficient d'échange superficiel a pour valeur :  $h_e = \alpha + \xi$  (4)

$\alpha$  et  $\xi$  traduisant respectivement l'influence de la convection et du rayonnement avec :  $\alpha = \beta(T_{se} - T_a)^{0,25}$  (5)

où  $\beta = 2,49$  pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le haut,  $\beta = 1,31$  pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le bas,  $\beta = 1,84$  pour les surfaces verticales.

La valeur du paramètre  $\xi$  est donnée par la formule :

$$\xi = \beta_r \left[ \left( \frac{T_{se}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{100} \right)^4 \right] / (T_{se} - T_a) \quad (6)$$

avec  $\beta_r = 5,6783$  lorsque l'émissivité égale à 1 [6].

Lorsque l'air est en mouvement, et dans le cas des surfaces cylindriques [11], on garde la même expression pour  $\xi$  et l'on applique la formule empirique suivante pour  $\alpha$  :

$$\alpha = 4,15 v_a^{0,8} / D_2^{0,2} \quad (7)$$

où  $v_a$  représente la vitesse de l'air exprimée en  $m s^{-1}$ .

### C. Calcul de la température de surface extérieure du tube

La connaissance de la température de surface, est très importante non seulement pour la détermination du coefficient de la conductivité moyen, mais également pour l'étude de la protection du personnel contre les brûlures. De constance du flux thermique en régime permanent [3], la formule générale pour les parois cylindriques est :

$$T_{se} = T_a + (T_i - T_a) / \left[ 1 + h_e \sum \left( \frac{D_{n+1}}{2\lambda_n} \ln \frac{D_{n+1}}{D_n} \right) \right] \quad (8)$$

### D. Déperdition de chaleur à travers une conduite isolée

Pour les parois cylindriques, on exprime généralement la déperdition de chaleur par unité de longueur. Les résistances thermiques rencontrées ont respectivement pour valeur :

- $R_1 = 1/D_1 h_i$  pour la résistance superficielle au contact du fluide,
- $R_2 = \frac{1}{2\lambda_m} \ln \frac{D_2}{D_1}$  pour la résistance de la paroi métallique de la conduite,
- $R_3 = \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{D_3}{D_2}$  pour la résistance de la couche isolante,
- $R_4 = 1/D_3 h_e$  pour la résistance superficielle au contact de l'air.

La déperdition de chaleur par unité de longueur exprimée en  $W/m$ , pour les parois cylindriques est donnée donc par la formule :  $q = \pi(T_i - T_a)/(R_1 + R_2 + R_3 + R_4)$  (9)

avec :  $h_i$  = le coefficient d'échange superficiel interne.

### E. Chute de température dans une conduite isolée

La formule ci-après ne s'applique qu'aux fluides dont la température est éloignée du point de transformation, elle ne peut donc s'appliquer à la vapeur saturante. Dans le cas de faible chute de température (inférieure à 6 %), on emploie la

$$\text{formule simplifiée : } \Delta T = \frac{a \cdot q \cdot L}{\rho \cdot v_f \cdot S \cdot C_p} \quad (10)$$

avec :  $\rho$  = la masse volumique du fluide,  $v_f$  = vitesse de fluide circulant dans le tube et  $S$  = section droite de la conduite.

## IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour les trois cas étudiés, on suppose que la résistance thermique de la surface interne de la tuyauterie étant négligeable par rapport à celle de l'isolant.

### A. Canalisation de transport de la vapeur d'eau

Les données suivantes sont nécessaires pour les différents calculs :

- les longueurs des tuyauteries ( $L$ ) : 60 m, 60 m et 112m,
- les diamètres intérieurs des tuyauteries ( $D_1$ ) : 108mm, 134mm et 161mm,
- diamètres extérieurs des tuyauteries ( $D_2$ ) : 114mm, 141mm et 168mm,
- la température intérieure (vapeur surchauffée) :  $T_i = 175^\circ\text{C}$ ,
- la température ambiante ( $T_a$ ) : nous avons choisi quatre températures 15, 21, 27 et  $32^\circ\text{C}$ ,
- la température de surface extérieure  $T_{se}$  de tuyauteries à sa valeur maximale admissible, en employant la relation suivante [14] :  $T_{se} = T_a + \frac{1}{20}(T_i - T_a)$  (11)
- la vitesse de l'air :  $v_a = 15 \text{ km h}^{-1}$ ,
- la masse volumique du fluide :  $\rho = 4,655 \text{ kg/m}^3$ ,
- le débit masse du fluide :  $\dot{m}_f = 920 \text{ kg/h}$ ,
- la chaleur spécifique du fluide :  $C_p = 2495 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$ ,
- la conductivité thermique de l'isolant ( $\lambda_i$ ) est donnée (tableau I) en fonction de la température moyenne ( $T_{moy}$ ) avec :  $T_{moy} = (T_i + T_{se})/2$

TABLEAU I  
CONDUCTIVITE THERMIQUE DE L'ISOLANT EN FONCTION DE LA TEMPERATURE MOYENNE

$T_{moy}$ (°C)	99	101,85	104,7	107,08
$\lambda_i$ (W/m K)	0,043	0,043	0,044	0,044

1) *Épaisseur de l'isolant*: En absence d'exigence particulière, en utilisant l'équation (1), les résultats obtenus montrent que la température ambiante n'influe pratiquement pas sur l'épaisseur calculée ; donc quel que soit la température ambiante choisie l'épaisseur de l'isolant reste

constante, et pour les trois types de conduite, l'épaisseur peut prendre la valeur  $e = 30\text{mm}$ .

Dans le cas de l'épaisseur économique, nous utiliserons la méthode allemande (VDI 2055). Nous constatons que la température ambiante n'influe pratiquement pas sur la valeur de l'épaisseur calculée, donc quel que soit la température l'épaisseur de l'isolant varie légèrement, et pour les trois types de conduite l'épaisseur peut prendre la valeur  $e = 50\text{mm}$ . Nous remarquons que l'épaisseur de l'isolant obtenu par la première méthode est inférieure à celle calculée par la deuxième méthode, car la méthode VDI ne tient pas compte du coefficient de transport externe.

2) *Déperdition thermique unitaire* : En négligeant la résistance de la convection interne et celle de la paroi interne, les valeurs de la déperdition thermique unitaire pour les différents cas sont représentées dans les tableaux II et III. Nous remarquons que la déperdition de chaleur dans la conduite dont l'épaisseur de l'isolant  $e = 30\text{mm}$  est supérieure à celle dont l'épaisseur de l'isolant  $e = 50\text{mm}$ . Elle augmente aussi avec l'abaissement de la température ambiante et avec l'augmentation de diamètre de conduite.

TABLEAU III  
DEPERDITION UNITAIRE ( $W/m$ ) POUR  $e = 30\text{mm}$

$T_a$ (°C)	$D_2 = 114\text{mm}$	$D_2 = 141\text{mm}$	$D_2 = 168\text{mm}$
15	87,90	104,63	72,52
21	85,31	101,54	70,41
27	82,67	98,40	68,26
32	80,43	95,73	66,43

TABLEAU IIIII  
DEPERDITION UNITAIRE ( $W/m$ ) POUR  $e = 50\text{mm}$

$T_a$ (°C)	$D_2 = 114\text{mm}$	$D_2 = 141\text{mm}$	$D_2 = 168\text{mm}$
15	61,83	72,52	86,47
21	60,03	70,41	83,85
27	58,19	68,26	81,28
32	56,64	66,43	79,10

3) *Chute de température* : Pour l'épaisseur  $e = 30\text{mm}$ , la valeur de la chute de température totale est  $\Delta T = 16,17^\circ\text{C}$ .

Pour l'épaisseur  $e = 50\text{mm}$ , la différence entre la valeur de la chute de température totale calculée ( $\Delta T = 10,68^\circ\text{C}$ ) et la valeur mesurée ( $\Delta T = 16^\circ\text{C}$ ) est  $5,32^\circ\text{C}$ . Cette différence est due à l'inefficacité du calorifuge existant. Cela peut être expliqué par les facteurs suivants :

- non isolement de certaines brides et vannes (Fig. 5),
- influence de pont thermique par les supports et les appuis (Fig. 6),
- imperfection d'étanchéité de la protection de l'isolation dans certain tranche, ce qui permet à l'humidité et des gouttelettes d'eau pénétrer à l'intérieur de l'isolant en diminuant de leur résistance thermique (Fig. 7).

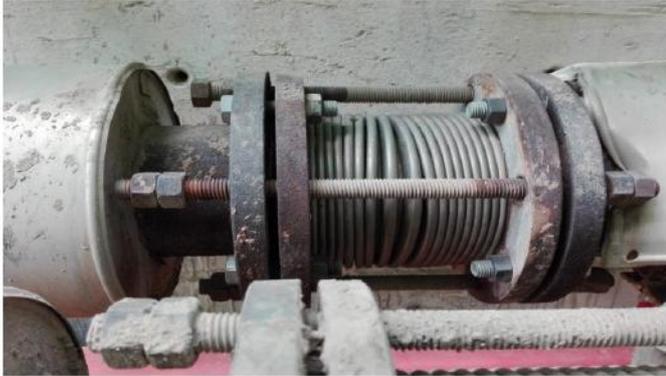


Fig. 5 Bride non calorifugée



Fig. 6 Pont thermique par les supports et les appuis



Fig. 7 Imperfection de la protection de l'isolation

### B. Canalisation de transport du Texapon N70

Les données suivantes sont nécessaires pour les différents calculs :

- les longueurs des tuyauteries ( $L$ ) : 25 m et 5m,
- les diamètres intérieurs des tuyauteries ( $D_1$ ) : 58mm et 87mm,
- les diamètres extérieurs des tuyauteries ( $D_2$ ) : 60mm et 89mm,
- la masse volumique du fluide :  $\rho = 1110 \text{ kg/m}^3$ ,
- le débit masse du fluide :  $\dot{m}_f = 3800 \text{ kg/h}$ ,
- la chaleur spécifique du fluide :  $C_p = 2600 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$ ,
- température intérieure de fluide :  $T_i = 27^\circ\text{C}$ ,

- température ambiante  $T_a = 10^\circ\text{C}$  (valeur minimale possible),
- température de surface de tuyauteries  $T_{s,e} = 15^\circ\text{C}$  (valeur maximal possible),
- la conductivité thermique est déterminée par extrapolation, en utilisant les données du tableau I ( $\lambda_f = 0,0338 \text{ W/m K}$ ).
- le coefficient d'échange externe est déterminé en utilisant les équations 4, 5 et 6 (l'air est calme, car l'installation est placée dans un local fermé) avec  $\beta = 1,84$  (surfaces verticales) et  $\beta_r = 4,5$  [7] pour une émissivité inférieure à 1. On trouve :  $h_e = 5,91 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

1) *Épaisseur de l'isolant*: Dans ce cas il est nécessaire que la température de fluide doive être supérieure à  $18^\circ\text{C}$  quand le liquide s'arrête dans la conduite pendant 6 heures, car au-dessous de cette température le pompage de fluide devient difficile, et lorsque la température devient inférieure à  $10^\circ\text{C}$  le fluide devient impompable (Selon la fiche de données et de sécurité de fluide). Dans ce cas, le calcul de l'épaisseur est conditionné par une exigence technique. Pour calculer le flux thermique  $\Phi_{\text{max}}$ , nous utilisons l'équation (3) avec :  $T_{\text{min}} = 18^\circ\text{C}$ ,  $t = 6\text{h}$ ,  $a = 1,1$ . Nous calculons la masse  $m$  et la surface  $A$ , en utilisant les formules :  $m = \rho \pi D_1^2 L / 4$  et  $A = \pi D_1 L$ . Les valeurs calculées du flux thermiques sont :  $\Phi_{\text{max}} = 11,62 \text{ W/m}$  pour  $D_2 = 60\text{mm}$  et  $\Phi_{\text{max}} = 17,44 \text{ W/m}$  pour  $D_2 = 89\text{mm}$ . La résolution graphique de l'équation (2), permet de trouver la valeur moyenne de l'épaisseur  $e = 30\text{mm}$ .

Dans le cas de l'épaisseur économique, nous utiliserons la méthode de Wadin, en donnant la valeur  $T_{s,e} = 15^\circ\text{C}$  à la température de surface extérieure de tuyauteries. Nous constatons que l'épaisseur calculée par cette méthode a une valeur très proche à celle trouvée par la première méthode, c'est-à-dire  $e = 30\text{mm}$ .

2) *Déperdition thermique unitaire* : En négligeant toujours la résistance de la convection interne et celle de la paroi interne, les résultats obtenus montrent que la valeur de la déperdition thermique unitaire pour le diamètre  $D_2 = 89\text{mm}$  ( $q = 5,19 \text{ W/m}$ ) est supérieure à celle relative au diamètre  $D_2 = 60\text{mm}$  ( $q = 3,91 \text{ W/m}$ ).

3) *Chute de température* : Pour la conduite dont le diamètre  $D_2 = 89\text{mm}$ , la valeur de la chute de température totale est  $\Delta T = 0,00073^\circ\text{C}$ , et pour  $D_2 = 60\text{mm}$ , on trouve  $\Delta T = 0,9954^\circ\text{C}$ . Dans ce cas, nous remarquons que la chute de température est trop faible.

### C. Canalisation de transport de l'eau froide

Les données suivantes sont nécessaires pour les différents calculs :

- les longueurs des tuyauteries ( $L$ ) : 10 m et 9m,
- le diamètre intérieur de la tuyauterie ( $D_1$ ) : 87mm,

- le diamètre extérieur de la tuyauterie ( $D_2$ ) : 89mm,
- la masse volumique du fluide :  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,
- le débit masse du fluide :  $\dot{m}_f = 2000 \text{ kg/h}$ ,
- la chaleur spécifique du fluide :  $C_p = 4185 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$ ,
- température intérieure de fluide :  $T_i = 15^\circ\text{C}$ ,
- température ambiante  $T_a = 30^\circ\text{C}$  (valeur maximale possible),
- température de surface minimale pour éviter la condensation, correspondant à la température de rosée, soit pour :  $T_a = 30^\circ\text{C}$  et une humidité relative HR = 80% (Diagramme de Mollier), soit :  $T_{se} = 27^\circ\text{C}$ .
- la température moyenne :  $T_{moy} = (T_i + T_{se}) / 2 = 21^\circ\text{C}$
- la conductivité thermique est déterminée par extrapolation, en utilisant les données du tableau I ( $\lambda_i = 0,0396 \text{ W/m K}$ ).
- le coefficient d'échange externe est déterminé en utilisant les équations 4, 5 et 6 (l'air est calme, car l'installation est placée dans un local fermé) avec  $\beta = 1,84$  (surfaces verticales) et  $\beta_r = 4,5$  [7] pour une émissivité inférieure à 1. On trouve :  $h_e = 7,36 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

1) *Épaisseur de l'isolant*: En absence d'exigence particulière, la résolution graphique de l'équation (1), permet de trouver la valeur de l'épaisseur  $e = 19\text{mm}$ .

Dans le cas de l'épaisseur économique, nous utiliserons la méthode classique (méthode par itération). L'épaisseur qui donne le coût minimal a pour valeur  $e = 6\text{mm}$ ; or les calculs montrent que pour cette valeur, l'eau se condensera sur la paroi extérieure du tube, ce qui nous oblige de maintenir la valeur de l'épaisseur trouvée précédemment, c'est-à-dire  $e = 19\text{mm}$ .

2) *Déperdition thermique unitaire*: En négligeant toujours la résistance de la convection interne et celle de la paroi interne, la valeur de la déperdition thermique unitaire est :  $q = 6,47 \text{ W/m}$ .

3) *Chute de température*: Pour la conduite étudiée, la valeur de la chute de température totale est  $\Delta T = 0,006^\circ\text{C}$ , avec :  $a = 1,5$ ,  $v_f = 0,109\text{m/s}$ . Le résultat obtenu montre que l'isolation thermique est parfaite.

#### CONCLUSION

L'étude a été menée sur trois systèmes: transport de la vapeur d'eau chaude, transport d'un liquide épais devient difficile à pomper lorsque sa température est baissée et transport de l'eau froide.

Dans chaque cas, nous avons calculé l'épaisseur de l'isolant par deux méthodes différentes; ensuite, nous avons comparé

les deux méthodes (technique et économique), pour obtenir la meilleure épaisseur de l'isolant.

Dans le cas du transport de la vapeur d'eau, les résultats obtenus montrent que l'épaisseur calculée par la méthode technique est de 30mm, et par la méthode économique 50 mm, donc la valeur d'épaisseur conseillée égale à 50 mm, parce qu'elle est plus économique. Cette valeur est en concordance avec celle de l'isolant déjà placé sur le site. Dans ce cas, la chute de température calculée dans la conduite est inférieure à celle mesurée; cela peut être expliqué par l'imperfection d'étanchéité de la protection de l'isolation ainsi que certaines brides et vannes non isolées, ou par l'influence du pont thermique par les supports et des appuis. Pour accroître l'efficacité de l'isolation thermique existante on propose: la rénovation des sections affectées de l'isolation, l'isolation des brides et des vannes et la limitation de l'influence du pont thermique par l'utilisation des supports moins conducteurs.

Dans le cas du transport du Lauryl éther sulfate de sodium on trouve que l'épaisseur par les deux méthodes est de 30 mm. Cette épaisseur assure le maintien de la fluidité du liquide, quand il s'arrête dans la conduite pendant une durée de six heures et à une température ambiante de  $10^\circ\text{C}$ .

Dans le cas du transport de l'eau froide, on trouve que l'épaisseur par la méthode technique est de 19mm, et par la méthode économique 6 mm. Dans ce cas, la valeur d'épaisseur conseillée égale à 19 mm, pour éviter la condensation le long de la paroi extérieure de la protection de l'isolant.

Enfin, nous ne pouvons terminer cette étude sans espérer une continuité dans cet axe de recherche, dans le but de traiter ce phénomène sous tous ses aspects, et trouver des solutions innovantes, pour la protection de l'environnement et l'économie de l'énergie.

#### REFERENCES

- [1] D. Petit, *Calorifugeage. Isolation thermique des équipements*, Ed. Technique de l'ingénieur, BE9850, 2010.
- [2] J. Danckaert, *Isolation thermique industrielle*, Ed. Technique de l'ingénieur, B2347, 1994.
- [3] J. Danckaert, *L'isolation thermique industrielle*, 2<sup>ème</sup> Ed. Technique et documentation, Paris, 1981.
- [4] Eberle, *Versuche über den Wärme und Spannungsverlust bei Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes*. 78 VDI (D), 1908.
- [5] A. Wadin, *Le choix rationnel du calorifuge le plus économique*, Ed. Dunod, Paris, 1947.
- [6] R. H. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, Seventh Edition, McGraw-Hill, 1997.
- [7] W. Cereser, *Tuyauteries Transmission de la chaleur*, Ed. Technique de l'ingénieur, A820, 1979.
- [8] C. Langlais, S. Klarsfeld, *Isolation thermique à température ambiante. Bases physiques*, Ed. Technique de l'ingénieur, BE9860, 2004.
- [9] C. Langlais, S. Klarsfeld, *Isolation thermique à température ambiante. Propriétés*, Ed. Technique de l'ingénieur, BE9861, 2004.
- [10] L. Hollaert, *Analyse de la rentabilité financière et des avantages liés à l'isolation thermique. étude de cas adaptés au modèle belge*, Mémoire de Master, Université libre de Bruxelles : S. N., 2014.