



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE.
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE SAAD DAHLEB DE BLIDA

DEPARTEMENT DU MECANIQUE

Mémoire pour l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

Option : Systèmes Thermiques et Énergétiques Avancés

Thème : Etude de l'effet du col d'un cryostat sur les
pertes thermiques (dues aux vapeurs froides)

PRESENTE PAR :

Mr: GOUASMI Belkacem

ENCADRE PAR :

Pr: BENKEDDA YOUNES

ANNEE UNIVERSITAIRE 2012/2013



Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un projet de fin d'études, pour obtenir le diplôme *Master en mécanique option systèmes thermique et énergétique avancés* à l'université de Saad Dahleb Blida / département de mécanique Blida

Avant tout, nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné la volonté et le courage de mener à bien ce travail. Et d'une façon toute particulière, on remercie nos chers parents pour leur patience et le bonheur qui nous ont apporté.

On tient à remercier notre encadreur Mr.Benkedda Younes pour nous avoir fait travailler sur un projet aussi intéressant et riche. Nous leurs sommes reconnaissants tout particulièrement pour la confiance qu'ils nous ont témoignées et la liberté qui nous a laissé.

Nos remerciements s'adressent également à Messieurs les jurys pour avoir accepté d'évaluer ce travail, avec l'espoir d'être à la hauteur de leur attente.

Nous remercions aussi tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadrés, observé, aidé, conseillé et même supporté surtout les enseignants du département de mécanique.

Enfin, on souhaite exprimer toute notre gratitude à l'ensemble des personnes, qui bien en marge de ce travail, ont contribué largement à son aboutissement. Que ce soit depuis toujours, depuis plusieurs années ou quelques mois seulement, nombreux sont celles et ceux qui ont participé à notre épanouissement. On les remercie sincèrement.



Dédicaces

Je dédie ce travail

A mes chers parents

A mes frères et sœurs.

A toute ma famille et mes amis et surtout

Mr. KHALED Samir.



Résumé :

Le travail présenté ici consiste en une étude théorique détaillée des transferts thermiques couplés (convection, conduction et rayonnement) et d'un transfert de masse dans un cryostat ; l'intérêt sera porté sur l'étude de l'effet du col d'un cryostat sur les pertes thermiques (dues aux vapeurs froides) ; l'étude est faite avec un modèle d'équation qu'on doit convertir en un code de calcul MATLAB, qui va nous permettre d'interpréter les courbes obtenues (pertes thermiques). En premier lieu les résultats seront validés avec des résultats déjà obtenus par le [R-R CONTE], et en second lieu une extension de l'étude aux autres fluides cryogéniques (méthane, propane...etc.).

Mots clés : pertes thermiques dans les conteneurs, cryostat, isolation, cryogénique.

Abstract :

The work presented here consists of a detailed theoretical study of the coupled thermal transfers (convection, conduction and radiation) and the mass transfer in a cryostat; this will be based essentially on the interest of the neck cryostat on heat transfer losses (due to cold vapors); it will be achieved using an equation model that can be converted to a calculus code in MATLAB language, this model will allow us to read the obtained curves (heat losses). At first the results could be validated and compared with [R-R CONTE] results, and finally stating that any kind of cryogenic fluids could be used at first instance (méthane, propane...etc.).

Key words: containers thermic losses, cryostat, insulation, cryogenic

ملخص

العمل المقدم هنا يتمثل في دراسة نظرية مفصلة حول الانتقال الحراري بين (الانتقال الحراري المتحول , الانتقال الاشعاعي) و الانتقال المادي داخل الحاوية , تعتمد هذه الدراسة على نموذج معادلات التي حولها الى برنامج حسابي MATLAB

الذي يمكننا من دراسة منحنيات (ظياع الطاقة) في البداية سيتم التأكد من التطابق مع النتائج المتحصل عليها عن [R-R CONTE] و ثانيا توسيع البحث باستعمال موائع اخرى مختلفة

كلمات البحث: الحاوية , ضياع الطاقة , العوازل



Index des symboles

Nomenclatures

A	surface (cm^2)
B	coefficient de compressibilité thermique en K^{-1}
a	coefficient dépendant du matériau ($\text{W}/\text{cm}^2 \cdot \text{K}$)
b	coefficient dépendant du matériau ($\text{W}/\text{cm}^2 \cdot \text{K}$)
C_p	chaleur spécifique à pression constante ($\text{J}/\text{g} \cdot \text{K}$).
C_v	chaleur spécifique à volume constant ($\text{J}/\text{g} \cdot \text{K}$).
D	grand axe (cm)
e	épaisseur de l'isolant (cm)
F	facteur de forme
h	coefficient d'échange convectif ($\text{W}/\text{cm}^2 \cdot \text{K}$)
J	radiosités (W/m^2)
k	conductibilité ($\text{W}/\text{cm} \cdot \text{K}$)
L	chaleur latente de vaporisation (J/g)
L_p	libre parcours moyen (cm)
\dot{m}	débit massique (g/s)
\dot{n}	débit moléculaire (moles/s)
M_T^0	émittance du corps noir (W/cm^2)
p	pression (mm Hg)
P_r	nombre de Prandtl
R_{al}	nombre de Rayleigh
Gr_x	nombre de Grashoff
R	constantes des gaz parfaits
T	température (K)
\bar{V}	vitesse moyen des particules (cm/s)



- ρ masse volumique (kg/cm³)
- σ constante de Stephan Boltzmann (5,671 10⁻¹² W/cm². K⁴)
- ΔT différence de température (K)
- P périmètre de la surface d'échange (cm)
- M poids moléculaire (g/moles)
- \bar{k} le coefficient de conductibilité thermique moyen (W/cm. K)
- r rayon du cylindre ou sphère (cm)
- l longueur (cm)
- Z rapport de la surface sur la longueur (cm)

Lettres grecques

- α coefficient d'accommodation propre à chaque gaz
- α coefficient d'absorption du rayonnement
- ρ coefficient de réflexion du rayonnement
- τ coefficient de transmission du rayonnement
- β facteur de correction du débit moléculaire
- γ rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)
- ε émissivité
- X diffusivité thermique (cm²/s)
- η viscosité dynamique (poiseuille)
- ν viscosité cinématique (cm²/s)
- ϕ flux de chaleur (W)
- φ densité de flux (w /cm²)
- \emptyset rapport de flux



Indices

c relatif à la conduction

v relatif à la convection

r rayonnement

ct relatif à la conduction transition

cs relatif à la conduction dans les solides

vap vapeur

Liq liquide

f conduction simple à travers les gaz cryogéniques



SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE 1 : L'ETAT DE L'ART

1. Etat de l'art	01
------------------------	----

CHAPITRE 2 : TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN CRYOSTAT

2.1.Introduction	07
2.2.Convection	07
2.2.1. Convection naturelle dans les cavités verticales	08
2.2.2. Effet du col	10
2.2.2.1. Col non ventilé	10
2.2.2.2. Col ventilé	11
2.3.Conduction	13
2.3.1. Conduction par le col	13
2.3.2. Conduction par une colonne de gaz stratifiée	13
2.3.3. Conduction par le vide résiduel	13
2.3.3.1. Conduction moléculaire ($L_p \geq d$)	15
2.3.3.2. Conduction transitoire ($L_p \approx d$)	16
2.3.3.3. Conduction classique ($L_p \leq d$)	17
2.3.4. Conduction dans les solides	17
2.3.4.1. Cas d'une sphère	18
2.3.4.2. Cas des cylindres	19
2.3.4.3. Vase cylindrique à fonds elliptiques standards	19
2.4.Rayonnement	20
2.4.1. Introduction	20
2.5.Transferts de chaleur thermo-acoustiques	24
2.6.Conclusion	25

CHAPITRE 3 : DESCRIPTION DES CRYOSTATS ET ISOLATION

3.1. Cryostats	26
3.1.1. Enceintes	26
3.1.2. Joints à basse température	28
3.2.Différents types de cryostats	29
3.3.Construction pratique des cryostats	29



3.3.1. Aspects mécaniques	29
3.3.2. Aspects thermiques	31
3.4. Perspectives d'évolution des cryostats	31
3.5. Exemples de réalisation	33
3.5.1. Réservoir d'azote liquide à longue autonomie	33
3.5.2. Réservoirs de stockage d'hélium ou d'hydrogène liquide	34
3.6. Isolation	35
3.7. Différents types d'isolation	35
3.7.1. Les mousses	35
3.7.2. Poudres dégazées et fibres	36
3.7.3. Super-isolation	37
3.8. Choix du type d'isolation	39
3.9. Conclusion	39

CHAPITRE 4 : ETUDE THEORIQUE

4.1. Introduction	40
4.2. Géométrie du cryostat	40
4.3. Relation générales	40
4.4. Procédure de calcul	40
4.5. Organigramme de calcul	44

CHAPITRE 5 : RESULTATS ET VALIDATION

5.1. Introduction	45
5.2. Interprétation des courbes	45
5.2.1. Validation des résultats	45
5.2.2. Extension de l'étude précédente	48
5.3. Conclusion	61

CONCLUSION GENERALE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES



Liste des figures

<i>Figure 1.1</i> : Relation entre le taux d'évaporation en Hélium liquide (cm ³ /h).....	04
<i>Figure 1.2</i> : Cryostat avec écrans thermiques horizontaux en cuivres sous forme de disque	04
<i>Figure 2.1</i> : géométrie des cavités verticales de largeur L et de hauteur H	09
<i>Figure 2.2</i> : cavité ouverte du côté froid	10
<i>Figure 2.3</i> : schéma simplifié du cryostat col non ventilé	11
<i>Figure 2.4</i> : schéma simplifié du cryostat col ventilé	12
<i>Figure 2.5</i> : réservoir cylindrique à fonds elliptiques standards	20
<i>Figure 2.6</i> : réception du rayonnement thermique par un corps	22
<i>Figure 2.7</i> : Absorption, réflexion et émission propre d'une surface grise	23
<i>Figure 2.8</i> : Cryostat avec un tube coté froid ouvert	25
<i>Figure 3.1</i> : Schéma d'un cryostat métallique	28
<i>Figure 3.2</i> : Polycryostat pour mesures optiques	30
<i>Figure 3.3</i> : Cryostats pour applications particulières	32
<i>Figure 3.4</i> : réservoir d'azote liquide à longue autonomie (60L)	34
<i>Figure 3.5</i> : conteneur de transport d'hydrogène ou d'hélium liquide de grande capacité	34
<i>Figure 3.6</i> : Conductivité thermique moyenne de quelques isolants entre 300 et 77 K...	35
<i>Figure 3.7</i> : Conductivité thermique des poudres	37
<i>Figure 3.8</i> : Schéma d'un superisolant	38
<i>Figure 4.1</i> : schéma d'un conteneur à hélium à garde d'azote liquide	40
<i>Figure 5.1</i> : pertes dans les conteneurs azote sans garde	46
<i>Figure 5.2</i> : pertes dans les conteneurs hydrogène sans garde	47
<i>Figure 5.3(a)</i> : pertes dans les conteneurs hélium sans garde	48
<i>Figure 5.3(b)</i> : photo de R-R conte[5] conteneur hélium	48
<i>Figure 5.4</i> : pertes dans les conteneurs azote à garde argon	49
<i>Figure 5.5</i> : pertes dans les conteneurs azote à garde oxygène	50
<i>Figure 5.6</i> : pertes dans les conteneurs azote à garde méthane	51



<i>Figure 5.7</i> : pertes dans les conteneurs méthane sans garde	52
<i>Figure 5.8</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde krypton	53
<i>Figure 5.9</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde ozone	54
<i>Figure 5.10</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde fréon	55
<i>Figure 5.11</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde propane	56
<i>Figure 5.12</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde ammoniac	57
<i>Figure 5.13</i> : pertes dans les conteneurs méthane à garde butane	58
<i>Figure 5.14</i> : pertes dans les conteneurs propane à garde butane	59
<i>Figure 5.15</i> : comparaison des pertes dans les différents conteneurs azote à Z=0.1	60
<i>Figure 5.16</i> : comparaison des pertes dans les différents conteneurs méthane à Z=0.1	61



Liste des TABLEAUX

<i>Tableau 1.1</i> : Flux transmis au liquide à travers la couche de gaz	05
<i>Tableau 2.1</i> : Pouvoir émissif « ϵ » en fonction de la température	21
<i>Tableau 2.2</i> : Différentes surface caractérisant le rayonnement	22
<i>Tableau 3.1</i> : Conductibilité thermique moyenne de différentes mousses	36
<i>Tableau 3.2</i> : Conductibilité thermique moyenne en fonction du nombre de couches d'un super-isolant	38
<i>Tableau 4.1</i> : tableau des constantes utilisées pour résoudre la relation (4.11) pour ($N_2, H_2, He, CH_4, butane$)	43



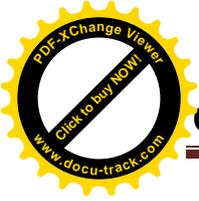
INTRODUCTION GENERALE

Les réservoirs cryogéniques sont naturellement l'objet d'apports thermiques du milieu ambiant d'autant plus importants 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, ils provoquent l'évaporation d'une partie du liquide dont la vapeur ascendante vient refroidir par convection à contre-courant le col du cryostat, réduisant ainsi le flux conductif.

A cet effet, notre travail se compose essentiellement de cinq chapitres :

- **Le chapitre 1 : l'état de l'art**
Est consacré à la recherche bibliographique (études faites, journal, livre ...)
- **Chapitre 2 : transfert de chaleur dans un cryostat**
Est consacré aux différents modes de transfert thermique et à la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur. Pour dimensionner un système travaillant à basse température, il faut évaluer avec précision les flux de chaleur entrant.
- **Chapitre 3 : description des cryostats et isolation**
Dans ce chapitre on présente en premier lieu une description des cryostats et on citera quel type de cryostat et leur utilisation.
En second lieu on s'intéressera à définir les trois types d'isolation : les mousses ; Poudres dégazées et fibres ; Super-isolation. Et à comment choisir le type d'isolant.
- **Chapitre 4 : étude théorique**
Dans ce chapitre nous avons présenté une étude théorique du transfert thermique couplée avec le transfert de masse dans le cryostat, pour déterminer les différents flux de chaleur qui entre dans un cryostat avec une présentation des différentes équations qui nous aident à calculer les pertes dans le col.
- **Chapitre 5 : résultats et validation**
On représente quelques résultats d'application du code de calcul, avec une validation pour les trois cas suivants : conteneur d'azote liquide, hydrogène liquide et hélium liquide avec les résultats obtenus par (R-R conte).
On pourra donc faire une extension de l'étude pour des différents fluides cryogéniques.

On termine par une conclusion générale et on donnera quelques recommandations sur la possibilité de l'utilisation de ce travail et sa continuation éventuelle.



Etat de l'art :

La recherche est liée directement à l'évolution de la technologie; et c'est ce qui pousse les chercheurs à avancer dans des cas très compliqués et d'actualité susceptibles d'être traités à l'aide d'un outil informatique très puissant et avec des moyens expérimentaux les plus sophistiqués et les plus performants. Afin d'élargir nos connaissances dans ce domaine, nous avons fait une lecture des autres auteurs qui se résument comme suit :

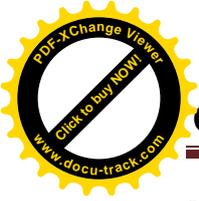
On sait depuis Pictet [1] que l'amélioration de l'isolation thermique permet de réduire le flux conductif. D'Arsonval [2] utilisa en 1888 le premier vase à doubles parois, dont l'espace intermédiaire est soumis à un vide, pour stocker du chlorure de méthyle. Ce type de réservoir a été amélioré par Dewar [3] en 1898 pour conserver de l'hydrogène liquide à 20,4 K. Wexler [4] a été le premier à modéliser l'échange thermique à contre-courant qui a lieu entre les vapeurs froides ascendantes et la paroi du col pour réduire ainsi le flux de conduction dans le cas où le flux radiatif n'est pas prépondérant. Cet échange conducto-convectif a été supposé global et parfait dans le sens où le flux de chaleur perdu par la paroi est égal à celui reçu par les vapeurs froides.

La complexité des transferts de chaleur couplés a conduit les ingénieurs chargés de la conception des réservoirs cryogéniques à utiliser bon sens et vérification expérimentale pour aboutir progressivement à des résultats plus performants.

D'après R.R.CONTE [5], il existe trois modes de transmission de chaleur dans un cryostat : la conduction dans un milieu matériel (solide, gaz, gaz résiduel, moléculaire), la convection (entre un fluide et une paroi solide, le rayonnement thermique entre surfaces en regard ; un phénomène dit thermo acoustique contribue au transfert thermique lorsque le fluide cryogénique est mis en communication avec une source chaude dans un rapport de températures dépassant dix.

On sait depuis longtemps limiter ces apports de conduction en utilisant les vapeurs froides ascendantes contre le col du réservoir. Pour réduire de façon sensible les apports radiatifs, on utilise soit des techniques d'écrans rigides refroidis par liaison thermique sur le col, soit des écrans souples constituant les super isolations avec leurs avantages et leurs inconvénients. Plusieurs auteurs ont proposés des modèles de calculs simplifiés, prenant en compte avec plus ou moins de finesse les apports de chaleurs couplés ; on peut citer Kaplin et al. [6], Casse et al. [7], Mende et al. [8] Anzelka [9] et Buhler [10],

Hilal [11] et R.W.Boom et al. [12] montrent qu'on peut remplacer efficacement des super isolations constituées d'une centaine d'écrans flottants par 2 à 3 écrans réfrigérés. Ces auteurs sont d'avis que la position de chaque écran n'a aucune influence sur la puissance totale de réfrigération alors qu'il est démontré que l'optimisation de la température des écrans rigide influence bien la puissance de réfrigération, donc sur l'évaporation du fluide de stockage.



Eyssa et al. [13] a utilisé en premier lieu les travaux de Hilal et al. [11] et R.W.Boom et al. [12] pour optimiser la température et la position de chaque écran et minimiser ainsi l'évaporation du fluide cryogénique du réservoir. Pour cela, il tient compte des apports radiatifs en utilisant une conductivité moyenne effective dans un simple échange conductif.

Béjan [14] a utilisé le concept de la minimisation de la création d'entropie pour optimiser la température et la position des écrans radiatifs ventilés ; mais cette méthode théorique ne tient pas compte de plusieurs facteurs tels que le rapport du flux conductif au flux radiatif correspondant au col, la longueur du col et la hauteur de l'écran, l'évaluation précise du flux radiatif arrivant directement dans le bain cryogénique.

Parmi les pertes thermiques assez complexes à déterminer exactement, on distingue les pertes par convection dans les cavités horizontales et verticales, et le cas échéant les pertes thermo acoustiques dans les conduites reliant le fluide cryogénique et la source chaude.

Les études faites sur les cavités horizontales et verticales [15-22] préconisent d'utiliser seulement des cavités verticales pour réduire l'évaporation du liquide cryogénique. Dans le cas où il ne serait pas possible d'utiliser des cavités verticales, il est conseillé, dans la mesure du possible, d'obturer les cavités horizontales dans le cryostat afin de réduire au maximum les entrées de chaleur dans le réservoir cryogénique.

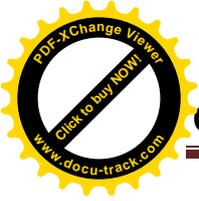
Les études faites par Helmholtz [23] en 1863 en premier lieu, puis celles faites par [24-32] ont montré que les entrées de chaleur thermo acoustiques dans les cryostats proviennent de l'apparition d'oscillations de pression spontanées dans les colonnes de gaz à l'intérieur des tubes des systèmes cryogéniques; le paramètre commun à ces oscillations est l'existence d'un gradient de température important le long de l'axe du tube. Ces oscillations sont accompagnées d'un important flux de chaleur qui se transmet de la partie chaude vers la partie froide du tube.

D'après Luck et al. [33], les oscillations de pression dans les systèmes cryogéniques ont lieu lorsque le rapport de température entre les deux extrémités de la conduite dépasse 10. Dans notre cas, ce rapport des températures dans la conduite est inférieur à 4 (cryostat à azote) ; on peut donc s'attendre à ce que le flux de chaleur thermo acoustique soit négligeable.

En Algérie, peu de travaux de recherche dans le domaine industriel se sont intéressés à l'optimisation des évaporations du gaz naturel. Jourda et Probert [43] ont présenté une étude générale des transferts de chaleur dans un réservoir de stockage des gaz naturels liquéfiés (GNL) de grande capacité.

L'autonomie d'un conteneur de 25 litres d'azote liquide, qui était de 1 jour en 1950, est d'environ une année de nos jours. M. A. Green [44] et S. D. Augustynowicz [45] ont étudié la réduction du rayonnement dans les cryostats par l'utilisation de super isolants. Il ressort de cette analyse bibliographique qu'en dépit de la grande application industrielle des cryostats, peu d'information est actuellement disponible sur le plan modélisation. Une étude numérique par la méthode des volumes finis faite par Boukeffa et al. [46-47] qui se base sur les études faites par [48-49].

Une étude expérimentale faite par Khemis et al. [50-51] dans le laboratoire d'Orsay en France sur un cryostat avec et sans écran a montré que :



- Les cryostats réalisés sans isolation latérale, donc sans écrans entre les parois, auront les pertes par rayonnements comme principales sources de pertes thermiques
- La position de la fixation de l'écran sur le col du cryostat influence la température de l'écran mais ne change pratiquement pas la valeur des pertes du cryostat.
- Le contact entre l'écran et le col du cryostat n'est efficace que dans le cas où les pertes par radiation sont inférieures par rapport aux pertes par conduction à travers le col du cryostat. Dans ce cas, le col du cryostat peut récupérer l'enthalpie des gaz évaporés.
- Un écran peut remplacer jusqu'à 30 couches de super-isolant. En pratique, utiliser un écran sera plus facile à mettre en œuvre que d'utiliser des couches de super-isolant.

En 2005, Adlane et al. [52], se basant sur les résultats expérimentaux obtenus par [51] ; ont présenté une modélisation thermique du cryostat à Azote liquide par trois ailettes concentriques et couplées thermiquement deux à deux fixées dans un couvercle thermalisé à 300 K, dont les bords sont joints par deux disques parallèles et isothermes. Mais ils ont considéré que les échanges entre les ailettes d'une part, et entre celles-ci et le milieu ambiant d'autre part, sont de nature conducto-convective, les échanges radiatifs étant remplacés par des échanges convectives équivalentes.

Les résolutions analytiques et numériques des équations différentielles régissant la distribution des températures dans les trois ailettes modélisant le cryostat à montré une concordance entre les températures obtenues analytiquement, numériquement et expérimentalement de l'ailette intérieure (vase). Mais la distribution des températures des ailettes extérieures obtenues analytiquement et numériquement ne satisfait pas l'hypothèse d'iso thermalité de c'est ailettes due à l'influence de la température du bain.

Ces distributions montrent aussi que la concordance est bonne sur l'ailette du haut, mais l'est un peu moins sur celle du bas ; la modélisation est sans doute moins fidèle. Pour une ailette qui est thermiquement influencée par rayonnement par une surface qui lui est perpendiculaire.

La solution analytique obtenue, permet de mieux comprendre l'interaction des phénomènes en présence dans les cryostats, en particulier l'importance relative des coefficients d'échanges. La transposition ultérieure par similitude des résultats obtenus au comportement des bacs de GNL sera grandement facilitée par la nature analytique des équations différentielles et de leur solution.

Pour la première expérience Lynam et al. [53] ont montré comment la vitesse d'évaporation de l'hélium liquide, dans des cryostats aux cols larges peut être réduite d'une façon substantielle. La radiation par la température ambiante le long du col peut être absorbée presque entièrement en y fixant des écrans (disque de cuivre figure 2) refroidis par la vapeur a une température d'environ 77°K l'observation de profils horizontaux de température constante dans la vapeur suggère qu'il y a un bon équilibre thermique quoique incomplet entre la paroi du col et la vapeur résultante des courants de convection naturels horizontaux. L'influence des pertes introduites par rayonnement direct dans le col est représentée sur la figure 1 ci-dessous :

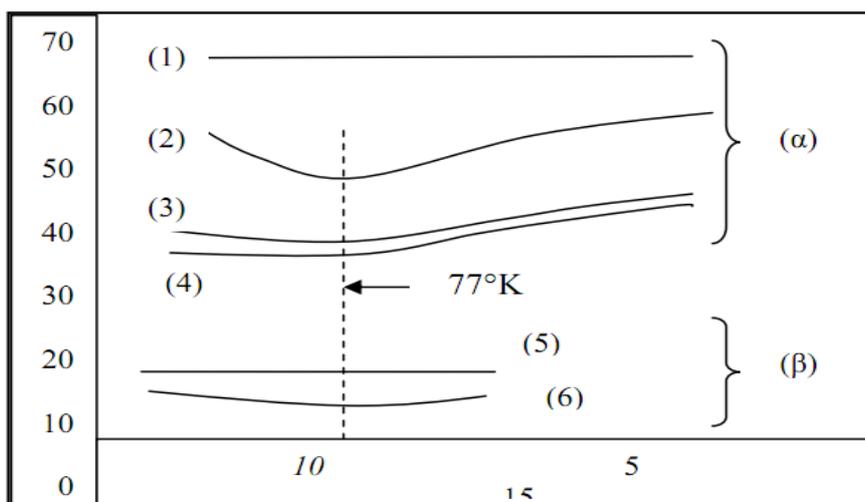


Figure 1.1 : Relation entre le taux d'évaporation en Hélium liquide (cm³/h), le nombre et la position d'écrans en cuivre (cm) placés dans le col d'un Dewar à garde d'Azote.

(1) : Pas d'écran ; (2) : 1 écran ; (3) : 2 écran ; (4) : 4 écran ; (5) : Pas d'écran ; (6) : 2 écran (a)
 diamètre du col=7,5 cm ; Z=A/L=1/27 cm ; (P) diamètre du col =3,8 cm ; Z=A/L=1/70 cm

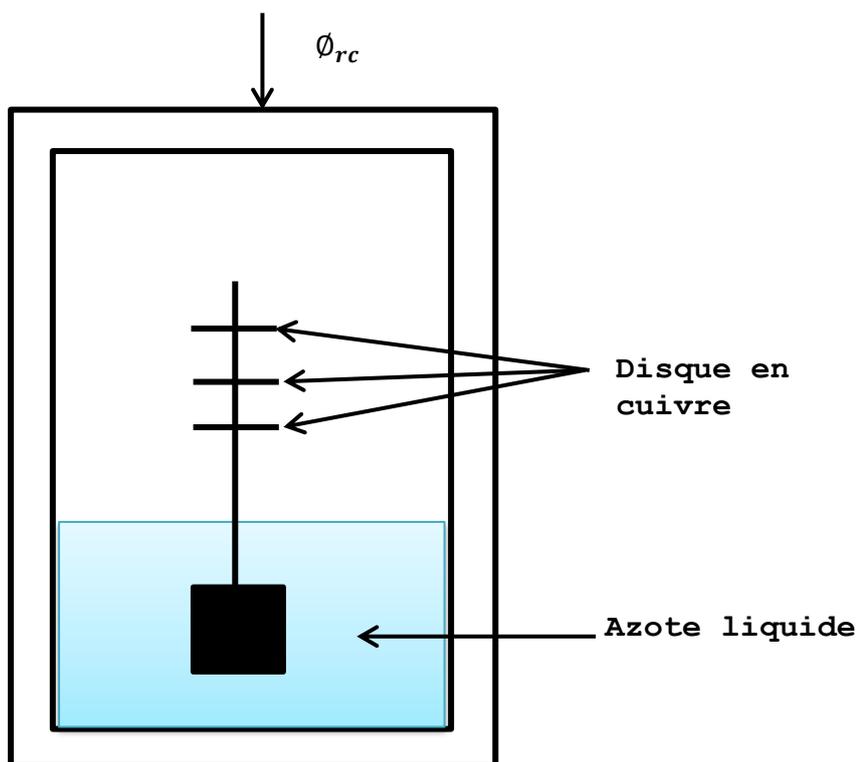
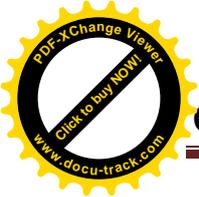


Figure 1.2 : Cryostat avec écrans thermiques horizontaux en cuivres
 Sous forme de disque

Pour un col de diamètre 3,8 cm, les pertes propres du conteneur sont évidemment plus faibles que pour un col de diamètre 7,5 cm. On remarque que l'addition de disques constituant



l'écran, espacés de 4 cm et placés dans le col à différentes hauteurs, entraîne des variations de débit légèrement plus grandes pour le vase ayant un col de diamètre 7,5 cm. De plus, on constate qu'il n'est pas nécessaire de placer plus de deux écrans, la réduction des pertes pour tout écran supplémentaire étant très faible et que pour les deux diamètres du col étudiés, le taux d'évaporation minimum est obtenu quand les écrans sont à la température de 77 °K environ.

Pour la deuxième expérience, ils ont réalisé avec un vase ayant un col de diamètres 7,5 cm, en employant des écrans espacés de 4 cm, mais constitués par des matériaux différents. Dans ce cas également, le taux d'évaporation minimum est obtenu quand les écrans, quelle que soit la nature du matériau, sont à une température de 77 °K environ.

En 2007, Rafika et al. [54] ont fait une étude comparative d'une modélisation numérique des transferts thermiques dans un bac de stockage GNL avec les données réelles enregistrées sur site. Deux modélisations des transferts thermiques sur une cylindre bidimensionnel ont été faite, la 1er a monté l'effet de la couche de gaz qui se situe en haut du réservoir au-dessus du bain sur le taux d'évaporation du liquide, cette couche a donné un faible flux conducto-convectif donc sans s'effet significatif sur l'évaporation. Les résultats obtenus sont comparé avec celles obtenus par FLUENT et montré sur le tableau 1 ci-dessous :

H (m)	vapeur Q cond (W)	Q Fluent (W)	%
30	122	151	19,2
15	146	171	14,2
10	195	222	12,0
5	534	568	6,1

Tableau 1.1 : Flux transmis au liquide à travers la couche de gaz.

Q cond : modèle essentiellement conductif

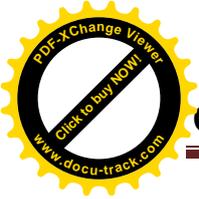
Q Fluent simulation complète des écoulements

Par contre la modélisation de l'ensemble des transferts thermiques en comparaison avec les données enregistrées sur site ont montré que :

Les champs de température dans l'ensemble du bac (parois, phase liquide, phase gazeuse). Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec les relevés expérimentaux et, plus généralement, les taux d'évaporation prédits sont représentatifs de ceux observés en conditions réelles d'exploitation.

Les résultats présentés dans ce travail montrent aussi la sensibilité du taux d'évaporation à différents paramètres comme le niveau de liquide dans le réservoir, le flux solaire incident et l'émissivité des parois internes.

On appelle cryostat un réservoir de stockage de fluide cryogénique. L'appellation de fluides cryogéniques concerne un domaine de température se situant entre 0 et 120 K. Les conteneurs et les cryostats n'auront pas les mêmes performances, selon leur utilisation prévue ou la nature



du fluide cryogénique utilisé. Les applications technologiques de la cryogénie sont nombreuses et peuvent être classées en deux grandes catégories.

La première concerne l'exploitation d'un changement de phase; on peut citer :

- La liquéfaction des gaz pour obtenir une forte densité sous faible pression facilitant transport, stockage et utilisation,
- la séparation de gaz liquéfiés par distillation fractionnée à basse température,
- le cryopompage par solidification du gaz sur une paroi très froide,
- la purification des gaz par cryodépôt et cryosorption.

La deuxième catégorie concerne l'exploitation des phénomènes spécifiques aux basses températures tels que la surgélation et cryoconservation, la fragilisation (cryobroyage), la réduction de l'agitation thermique des molécules d'un corps solide (technique des amplificateurs en mesures et communications), la supra conductivité (champs magnétiques intenses).

Dans la construction d'un cryostat, l'objectif majeur est de minimiser les introductions de chaleur du milieu extérieur vers le fluide cryogénique afin de le conserver dans sa phase liquide. Les entrées de chaleur sont d'autant plus importantes que le fluide cryogénique à stocker ou à manipuler est à des températures extrêmement basses par rapport au milieu ambiant qui constitue la source de chaleur; l'efficacité de l'isolation thermique du fluide cryogénique est par conséquent primordiale. Aussi est-il essentiel dans la construction d'un cryostat de bien connaître d'abord les mécanismes de transferts thermiques mis en œuvre, et d'évaluer ensuite leur contribution de façon précise.

L'objectif de ce travail consiste en premier lieu en une étude théorique de transfert de chaleur et de matière dans un réservoir cryogénique de laboratoire (cryostat).et en second lieu d'étudier les courbes des pertes dans le col avec différentes fluides cryogéniques.



2.1 Introduction

La principale difficulté de mise en œuvre des basses températures va résulter des apports de chaleur provenant de l'extérieur et qu'il faudra réduire dans toute la mesure du possible. On comprend toute l'importance de la connaissance des phénomènes de transfert de chaleur. Pour dimensionner un système travaillant à basse température, il faut évaluer avec précision les flux de chaleur entrant dans ce dernier. Les connaissances de bases en vue de l'estimation des pertes dans un réservoir sont alors indispensables.

Dans un cryostat il existe plusieurs modes de transmission de chaleur qu'on peut résumer comme suit, d'après R. R. CONTE [5] :

- Conduction dans un milieu matériel (solide, gaz, gaz résiduel) due à un gradient de température.
- Convection par contact gaz résiduel - paroi ou vapeur paroi. Ce mode de transfert de chaleur se produit quand une couche de gaz résiduel ou de vapeur en contact avec une surface chaude est chauffée par la conduction, devient flottable (un gaz chaud est moins dense qu'un gaz plus froid), et s'élève, prenant avec elle l'énergie qu'elle emmagasine.
- Rayonnement Electromagnétique et thermique entre surfaces en regard à des températures différentes sans le support de la matière, dont la propagation se fait théoriquement à une vitesse de 300 000 km/s dans le vide absolu. Ondes thermo acoustiques entre les milieux extrêmes d'un tube long ou le gradient de température est assez important (comme par exemple dans le cas de l'hélium). Ce mode de transfert provient de l'apparition instantanée d'oscillations de pression.

2.2 Convection :

La transmission de chaleur par convection met en jeu le mouvement des fluides (gaz ou liquides).

Ce mouvement permet l'échange de chaleur entre le fluide et une paroi et facilite la diffusion de la chaleur au sein de l'ensemble du fluide grâce à l'agitation produite. Dans la transmission de chaleur par convection, le fluide se comporte comme un véhicule de la chaleur.

La convection est dite naturelle ou libre lorsque le mouvement du fluide est créé par les différences de masse volumique existant au sein du fluide du fait des différences de températures. Lorsque le mouvement est communiqué par une machine - agitateur, pompe, compresseur ou ventilateur - la convection est dite forcée.



2.2.1. Convection naturelle dans les cavités verticales :

Les mouvements de convection naturelle les plus simples apparaissent lorsqu’ un fluide (gaz ou liquide) est chauffé par le bas. Les couches inférieures plus chaudes se dilatent et deviennent moins denses que les couches supérieures; elles ont ainsi tendance à s’élever tandis que les couches supérieures plus froides, donc plus lourdes, ont tendance à descendre.

On sait que la convection naturelle est initiée par la force d’Archimède qui s’établit dans une cavité en présence d’un gradient de température ; cette force est opposée par une force de traînée visqueuse ou force de frottement. En plus de cet équilibre de forces, il y a deux autres facteurs qui influencent par leur rapport l’efficacité de la convection. Il s’agit de la diffusivité thermique X et de la diffusivité de la quantité de mouvement représentée par la viscosité cinématique. Le produit de ces deux groupements sans dimension, (Grashoff et Prandtl) appelé nombre de Rayleigh, est défini par :

$$Ra_{al} = Gr_{rx} \cdot Pr = \frac{g \cdot B \cdot \Delta T \cdot L^3}{X \cdot \nu}$$

$$Gr_{rx} = \frac{g \cdot B \cdot (T_p - T_\infty) \cdot x^3}{\gamma^2} ; \quad Pr = \frac{\nu}{X} ; \quad \Delta T = T_p - T_\infty$$

Avec :

B : le coefficient de compressibilité thermique K^{-1} .

ν : la viscosité cinématique m^2/s .

X : la diffusivité thermique m^2/s .

Deux régimes différents apparaissent suivant les valeurs du nombre de Rayleigh:

Si Ra est inférieur à une valeur critique, la poussée d’Archimède est trop faible pour vaincre les effets de la viscosité et de la diffusion thermique, il n y a aucun mouvement appréciable au sein du fluide. Ce régime est celui de la conduction pure. Si Ra est supérieur à cette valeur critique, la poussée d’Archimède devient suffisamment active pour vaincre les effets dissipatifs de la viscosité et la convection naturelle prend naissance.

Dans les cavités verticales fermées ou ouvertes, et lorsque la température du dessus (T_1) est supérieure à la température du dessous (T_2), il n’existe pas de transfert de chaleur convectif. On dit communément que le fluide est stratifié (voir figure. 2.1)

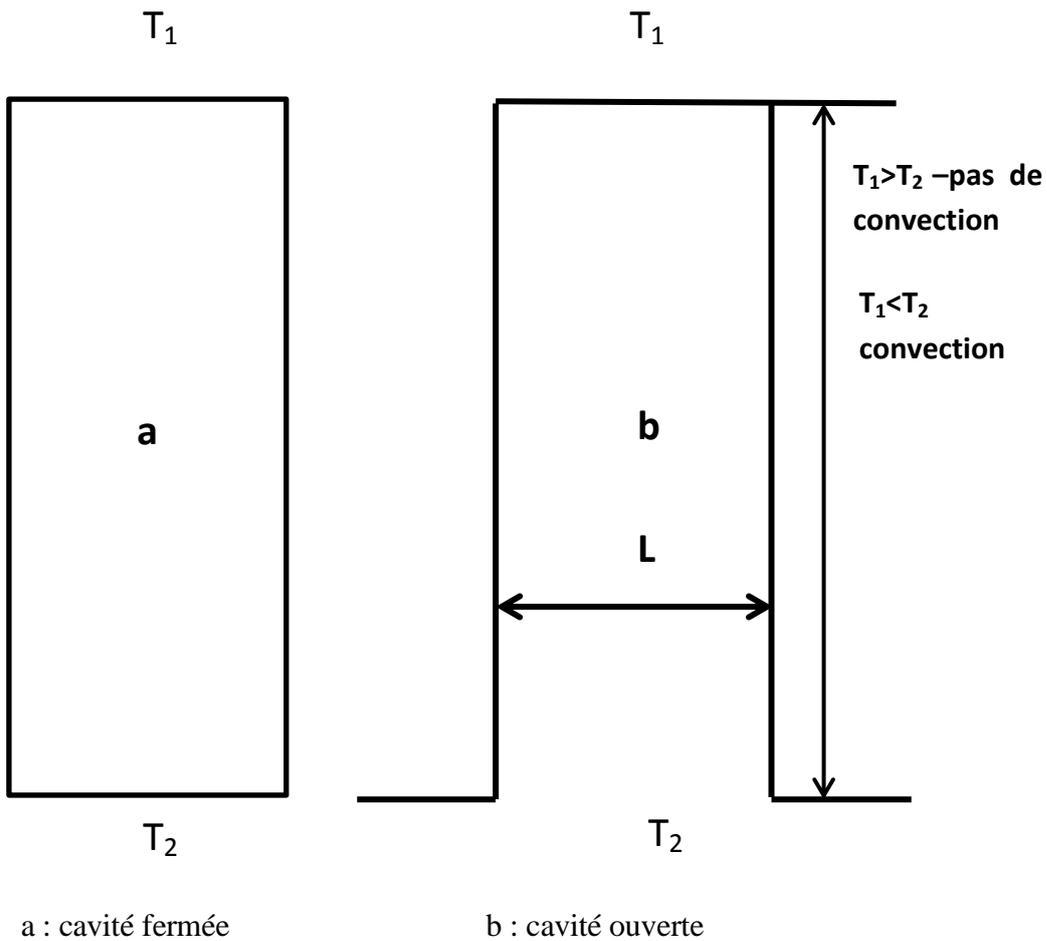


Figure 2.1 : géométrie des cavités verticales de largeur L et de hauteur H .

Dans le cryostat qu'on veut concevoir (figure 2.2) on a une cavité ouverte à sa partie inférieure coté bain et constituée par le by-pass lorsque le fluide est ventilé par le col. Dans cette cavité la température du dessus ($T_1=300\text{K}$) est supérieure à la température du dessous ($T_2=77\text{K}$), le fluide est stratifié. Il n'existe donc pas de flux convectif.

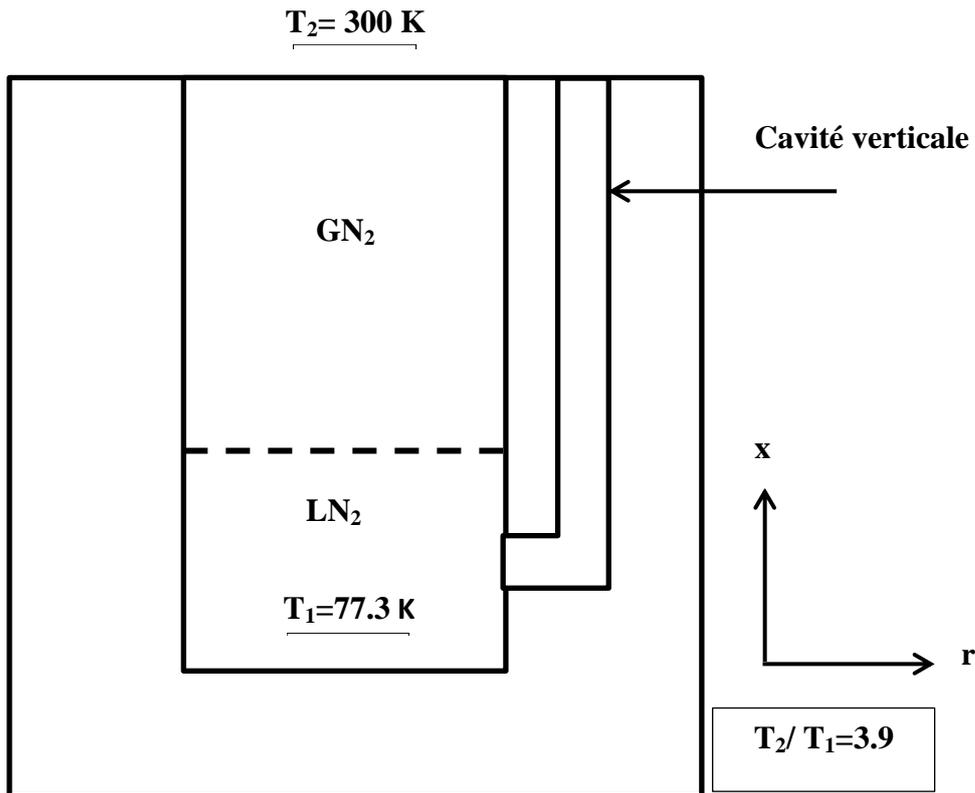


Figure 2.2 : cavité ouverte du côté froid.

2.2.2. Effet du col :

La récupération de l'enthalpie des vapeurs froides issu de l'ébullition de l'Azote liquide par le col joue un rôle important pour diminuer le flux conductif arrivant à travers la surface annulaire du col.

2.2.2.1. Col non ventilé :

La (figure 2.3) ci-dessous représente un cryostat avec un col non ventilé par les vapeurs froides issues par évaporation d'un liquide cryogénique provoquée par des entrées de chaleur provenant de l'extérieur. Les vapeurs froids issus de l'évaporation du fluide de stockage sont déviés par un bipasse.

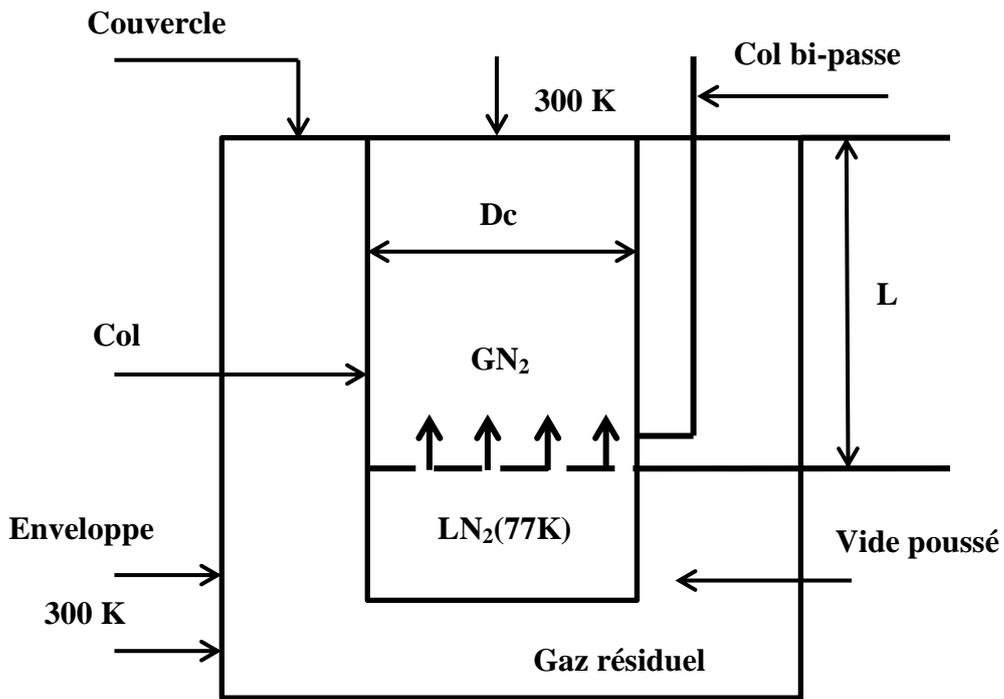


Figure 2.3 : schéma simplifié du cryostat col non ventilé.

2.2.2.2. Col ventilé :

Un col de cryostat est dit ventilé (figure 2.4) lorsqu'un support conducteur est balayé à contre-courant par un débit massique m de gaz froid, le flux résiduel ϕ_0 décroît en fonction du débit de balayage. C'est une méthode extrêmement efficace connue depuis très longtemps pour réduire le flux conductif à travers le col.

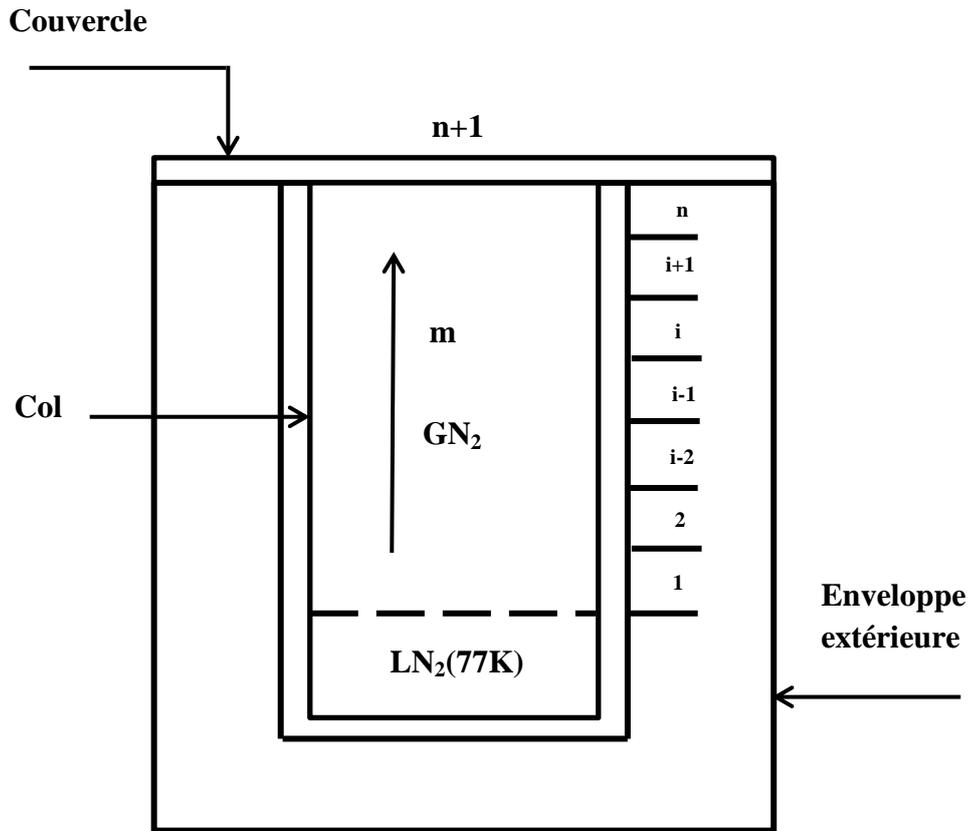


Figure 2.4 : schéma simplifié du cryostat col ventilé.

Parmi les premiers travaux sur la ventilation des cols, on peut y citer ceux de Sydoriak [34] qui a étudié l'influence de l'effet du refroidissement du col par les vapeurs froides provenant de l'ébullition du bain d'Hélium liquide. Il a montré en particulier que si les échanges entre le gaz et les parois étaient parfaits, la température dans le col varierait suivant une loi linéaire en fonction de la longueur du col, et suivant une loi $L^{1/2}$ dans le cas où les échanges sont nuls.

Wexler [4] a établi les relations qui permettent une généralisation du modèle aux conteneurs d'Azote, d'Hydrogène et d'hélium pour un échange parfait entre le gaz et les parois du col.

a) Col ventilé avec contact thermique parfait.

L'échange thermique entre parois du col et les vapeurs froides est dite parfait lorsqu'il y a un équilibre de température, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de résistance thermique de contact. Wexler [4] fut le premier à étudier ce phénomène. Dans ce cas on peut écrire l'égalité



suivante :

$$\phi_v = h.p.(T - t).dx = \dot{m}.C_p.dt \quad (2.1)$$

Avec :

ϕ_v (W) : flux convectif entre paroi et vapeurs froides.

h (W/cm². K) : Coefficient de convection entre le gaz et le périmètre mouillé par le gaz.

p (cm) : Périmètre de la surface d'échange.

\dot{m} (g/s) : Débit massique des vapeurs froides.

C_p (J/g.K) : Chaleur spécifique du gaz d'azote.

dt (K) : Différence de température entre deux couches de vapeurs d'azote.

$(T - t)$ (K) : différence de température entre paroi et gaz.

Avec l'hypothèse de l'échange thermique parfait, le gradient de la température moyenne du fluide selon x est égal au gradient de la température axiale du col.

b) Col ventilé avec contact thermique imparfait.

Dans un contact thermique imparfait entre les parois du col et les vapeurs froides ventilées, la température des vapeurs froides étant différente de celle du col, ce qui équivaut à l'existence d'une résistance thermique de contact, les gradients de température par rapport à x , dans les vapeurs froides et le col, sont différents.

La connaissance de la nature du régime hydrodynamique des vapeurs ascendantes, laminaire ou turbulent, est indispensable pour pouvoir estimer le coefficient de convection pariétal le long du col.

2.3. Conduction :

Ce mode de transmission de chaleur s'applique plus particulièrement aux solides, mais concerne aussi les fluides au repos.

Il correspond à une propagation de la chaleur de proche en proche au sein de la matière, le passage de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines. La matière se comporte véritablement comme un conducteur de la chaleur.

2.3.1. Conduction par le col :

Lorsque le col du cryostat n'est pas ventilé par les vapeurs froides ascendantes issues du bain cryogénique en ébullition sous l'influence des entrées de chaleurs provenant de l'extérieur, le transfert thermique par conduction simple se produit dans tous les supports ou liaisons qui conduisent d'un sous-ensemble à un autre. Dans ce cas, nous avons une



CHAPITRE 2 : Transfert de chaleur dans un cryostat

conduction longitudinale de la chaleur à travers la section du col du cryostat depuis le couvercle maintenu à 300 K vers le bain cryogénique à 77,3 K, mais aussi une conduction transversale de la paroi du col vers le gaz stratifié lorsque ce dernier n'est pas à la même température que le col.

L'énoncé de la loi de Fourier stipule que le flux thermique par unité de surface et de temps, ou densité de flux à travers la section A_c , est proportionnel au gradient de température et au coefficient de conductivité thermique k_c du matériau.

$$\varphi = \frac{\phi_c}{A_c} = -k_c \cdot \text{grad } T \quad (2.2)$$

Si l'on considère que ce flux est unidimensionnel, c'est-à-dire que ses composantes selon les axes y et z sont négligeables, il est donné en tout point x par la relation :

$$\phi_c = -k_c(T) \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

Lorsque ce flux est constant, l'augmentation du gradient de température est compensée par la diminution de $k_c(T)$. Par intégration membre à membre de la relation (2.3) entre 0 et L pour dx et T_1 et T_2 pour dT , en notant que x et T varient en sens contraire, on obtient le flux de chaleur arrivant dans le bain cryogénique :

$$\phi_c = \frac{A_c}{L} \int_{T_1}^{T_2} k_c(T) dT \quad (2.4)$$

Cette relation exprime le fait qu'il suffit de connaître la variation de $k_c(T)$ pour calculer le flux arrivant dans le bain sans avoir à évaluer la distribution de la température sur le col du cryostat.

2.3.2. Conduction par une colonne de gaz stratifiée :

La valeur du flux thermique par conduction simple à travers les gaz cryogéniques est habituellement plus faible car le coefficient de conductivité thermique des gaz est nettement plus faible comparativement à celui des solides et des liquides. Dans le cas où l'on connaît la température aux extrémités de la colonne de gaz, le flux de chaleur par conduction simple à travers ce gaz ϕ_f , arrivant au liquide cryogénique, se calcule selon la relation suivante, sans avoir à évaluer la distribution de la température dans cette colonne, ni le gradient de température.



$$\phi_f = \frac{A_f}{L} \int_{T_1}^{T_2} k_f(T) dT \tag{2.5}$$

Cette relation exprime le fait qu'il suffit de connaître la variation de $k_f(T)$ pour calculer le flux arrivant dans le bain sans avoir à évaluer la distribution de la température sur le col du cryostat. On remarquera que dans ces conditions ϕ_f est très faible devant ϕ_c .

2.3.3. Conduction par le vide résiduel :

La conduction thermique dans les gaz résiduels est divisée en zone de conduction classique et zone de conduction moléculaire. Ces deux zones de conduction sont séparées par une zone de transition ; le paramètre utilisé pour les caractériser est le libre parcours moyen (L_p) des molécules [5].

$$L_p = 8.6 \cdot 10^3 \frac{\eta}{p} \sqrt{\frac{T}{M}} \tag{2.6}$$

Avec :

L_p (cm) : libre parcours moyen.

η : viscosité du gaz en poises , à la température T.

$p(\mu Hg)$: pression en micron de mercure.

$T(K)$: température.

M (g/moles) : poids moléculaire.

Soit d la distance séparant deux parois à des températures respectives T_1 et T_2 ; on a :

$L_p \leq d$ conduction classique

$L_p \approx d$ région transitoire.

$L_p \geq d$ conduction moléculaire

2.3.3.1. Conduction moléculaire ($L_p \geq d$) :

Le transfert de chaleur se fait essentiellement par le choc des molécules d'une paroi à l'autre. Cette conduction est la plus utilisée en basse pression dans les Cryostats ou le vide résiduel est en général compris entre 10^{-3} et 10^{-6} mm de Hg. A titre d'exemple on a pour



CHAPITRE 2 : Transfert de chaleur dans un cryostat

l'azote à 293 K:

$$L_p = 45 \text{ cm à } P = 10^{-4} \text{ mm Hg}$$

$$L_p = 4,5 \cdot 10^3 \text{ cm à } P = 10^{-6} \text{ mm Hg}$$

La formule qui permet d'évaluer le transfert de chaleur dans un gaz à basse pression est donnée par la relation suivante [5] :

$$\phi_{cm} = A_1 \cdot \alpha \cdot \Omega \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

$$\Omega = \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\right) \left(\frac{R}{8\pi}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{P}{(MT)^{\frac{1}{2}}} \quad \text{et} \quad \alpha = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_2 + \alpha_1 (1 - \alpha_2) \frac{A_1}{A_2}}$$

Avec :

ϕ_{cm} (W) : puissance reçue par la surface A_1 (cm^2).

γ : rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v).

R : constante des gaz parfaits.

α : coefficient d'accommodation propre à chaque gaz, pour l'hélium il varie de 0,3 à 1.

P (mm Hg) : pression en mm de mercure.

T (°K) : température.

A_1 (cm^2) : aire de la surface recevant le flux de chaleur à la température T_1 .

Cette relation montre qu'on diminue le flux de la conduction moléculaire en diminuant la pression du vide intermédiaire.

2.3.3.2. Conduction transitoire ($L_p \approx d$):

Les limites de la pression correspondant à ce domaine dépendent évidemment de la distance d .

Pour des plaques parallèles :

$$\phi_{ct} = A_1 \frac{\bar{k}(T_2 - T_1)}{\alpha + g_1 + g_2} \quad (2.8)$$

Pour les cylindres coaxiaux ou les sphères :

$$\phi_{ct} = A_1 \frac{\bar{k}(T_2 - T_1)}{r_1 \ln \frac{r_2 + g_2}{r_1 + g_1}} \quad (2.9)$$



CHAPITRE 2 : Transfert de chaleur dans un cryostat

Avec :

$$g_i = \frac{k_i}{P} \left[\left(\frac{2 - \alpha_i}{\alpha_i} \right) \left(\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i + 1} \right) \left(\frac{2\pi M T_i}{R} \right)^{1/2} \right]$$

L'indice i est remplacé par 1 ou 2 pour les parois a température T_1 et T_2 .

Pour T_1 , $g_i = g_1$ et pour T_2 , $g_i = g_2$.

k_i : la valeur du coefficient de conductibilité thermique du gaz pris à $i=1$ pour T_1 et $i=2$ pour T_2 .

\bar{k} : est le coefficient de conductibilité thermique moyen du gaz, entre les températures T_1 et T_2 .

r (cm): le rayon de cylindre ou sphère.

2.3.3.3. Conduction classique ($L_p \leq d$) :

Le transfert de chaleur d'une paroi à une autre met en jeu la conduction Thermique du gaz. Celle-ci est indépendante de la pression P du gaz résiduel. Les échanges de chaleur se font par les collisions entre les molécules.

On peut déduire, la théorie de la cinétique des gaz, le coefficient de conductibilité thermique soit :

$$k = \frac{1}{3} \rho \bar{V} L_p C_v \tag{2.10}$$

k ($\text{W.cm}^{-1}.\text{K}^{-1}$) : coefficient de conductibilité.

ρ (g.cm^{-3}) : densité du gaz.

\bar{V} (cm.s^{-1}) : vitesse moyenne des particules

$$\bar{V} = \left(\frac{8 R T}{\pi M} \right)^{1/2}$$

M (g/moles) : poids moléculaire.

L_p (cm) : libre parcours moyen.

C_v ($\text{J.g}^{-1}.\text{K}^{-1}$) : chaleur spécifique du gaz.

2.3.4. Conduction dans les solides :

La puissance thermique transportée le long d'un conducteur de section A , de longueur L , soumis à une différence de température $(T_2 - T_1)$ est donnée par la relation de Fourier :



$$\phi_{cs} = \frac{A}{l} \int_{T_1}^{T_2} k(T) dT \tag{2.11}$$

ϕ_{cs} (W) : puissance transmis.

A (cm²) : section droite.

l (cm) : longueur.

$k_{(T)}$ désigne le coefficient de conductibilité thermique du matériau considéré. En générale, les variations de k ne sont pas linéaire avec la température et il faudra calculer l'intégrale de conductibilité thermique $\int k_{(T)} dT$. Pour l'inconel on peut écrire :

$$k_{(T)} = 1.21 T - 2.28$$

k (mW.cm⁻¹.K⁻¹).

2.3.4. 1. Cas d'une sphère :

La relation de Fourier peut s'écrire :

$$\phi_{cs} = \bar{k} A \frac{dT}{dr} \tag{2.12}$$

\bar{k} (W.cm⁻¹.K⁻¹) : est le coefficient de conductibilité thermique moyen du gaz.

A (cm²) : aire de la surface considérée $A = 4\pi r^2$.

$\frac{dT}{dr}$: gradient de température sur le rayon r .

Si r_1 et r_2 sont les rayons des sphères intérieure et extérieure d'un conteneur, cette relation devient, après intégration,

$$\phi_{cs} = \frac{4\pi \bar{k} r_1 r_2}{r_2 - r_1} (T_2 - T_1) \tag{2.13}$$

Si $e = r_2 - r_1$, l'épaisseur de l'isolant.

$$\phi_{cs} = 4\pi \bar{k} r_1 \left(1 + \frac{r_1}{e}\right) (T_2 - T_1)$$

r_1 (cm): étant le rayon de la sphère intérieure, à la température T_1 , qui reçoit la chaleur transmise.

ϕ_{cs} (W) : puissance transmis.

e (cm) : l'épaisseur de l'isolant.



2.3.4. 2. Cas des cylindres :

Pour les cylindres de longueur infinie, la puissance transmise à travers l'isolant s'écrit :

$$\phi_{cs} = \frac{\bar{k} A_m}{e} (T_2 - T_1) \tag{2.14}$$

Dans laquelle $A_m = \frac{A_2 - A_1}{\ln \frac{A_2}{A_1}}$ et $e = r_2 - r_1$, l'épaisseur de l'isolant.

$$A_1 = 2\pi r_1 L \text{ et } A_2 = 2\pi r_2 L .$$

Soit encore :

$$\phi_{cs} = \frac{2\pi \bar{k} L}{2,3 \log \frac{r_2}{r_1}} (T_2 - T_1) \tag{2.15}$$

ϕ_{cs} (W) : puissance transmis.

e (cm) : l'épaisseur de l'isolant.

L (cm) : longueur du cylindre.

r_1 (cm): étant le rayon du cylindre intérieure, à la température T_1 , qui reçoit la chaleur transmise.

2.3.4.3. Vase cylindrique à fonds elliptiques standards :

Ces vases constituent la plupart des conteneurs ou cryostats, la puissance transmise est donnée par une relation de forme générale identique à (2.14), soit :

$$\phi_{cs} = \frac{\bar{k}}{e} (T_2 - T_1) [A_m(\text{cylindre}) + A'_m(\text{fonds})] \tag{2.16}$$

Avec $A_m = \sqrt{A_1 A_2}$ valable pour les sphères et les cylindres.

La surface d'un fonds elliptique standards (grand axe, demi petit axe $D/4$) est donnée par la relation.

$$A_1 = 0,345 \pi D^2 \tag{2.17}$$

Tous calculs faits, l'équation (2.14) s'écrit alors :

$$\phi_{cs} = \bar{k} \left[\frac{2\pi L}{2,3 \log \left(1 + \frac{2e}{D}\right)} + 0,620 \frac{\pi D^2}{e} + 1,24\pi D \right] (T_2 - T_1) \tag{2.18}$$

ϕ_{cs} (W) : puissance transmis.

e (cm) : l'épaisseur de l'isolant.



$L(\text{cm})$: longueur du cylindre.

$D(\text{cm})$: grand axe.

$\bar{k} (\text{W} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$: est le coefficient de conductibilité thermique moyen du gaz.

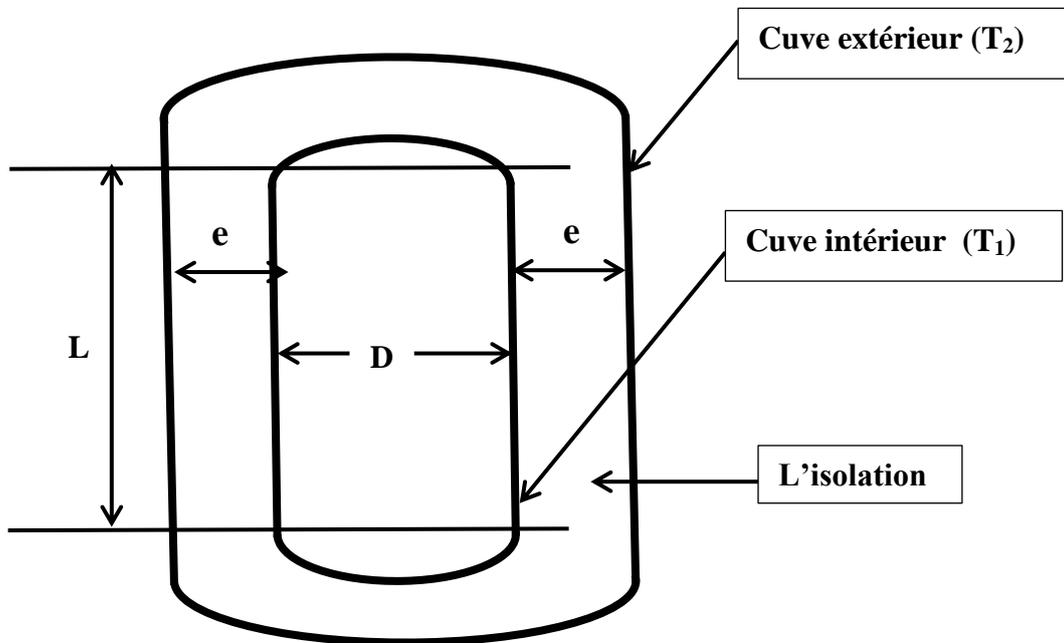


Figure 2.5 : réservoir cylindrique à fonds elliptiques standards.

2.4. Rayonnement:

2.4.1. Introduction :

Le rayonnement thermique est un transfert d'énergie par voie d'ondes électromagnétiques dont le domaine pratique est compris entre 0,4 et 500 μm . Il débord donc largement le domaine du visible (0,4-0,76 μm) du côté de l'infrarouge.

Les lois physiques du rayonnement sont complexes et il est indispensable de simplifier pour résoudre les problèmes pratiques.

L'émission du corps noir est traduite par une loi physique qui montre que le flux Thermique émis est proportionnel à la puissance 4 de sa température absolue (loi de Stefan-Boltzmann). Cette loi s'écrit :

Flux émis par le corps noir :

$$\phi_{\text{corps noir}} = M_T^0 = \sigma T^4 \tag{2.19}$$

Avec :

$T(\text{K})$: Température superficielle du matériau.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann (en pratique $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-12} \text{ W/cm}^2 \cdot \text{K}^4$).

$M_T^0 (\text{W/cm}^2)$: émittance du corps noir.



CHAPITRE 2 : Transfert de chaleur dans un cryostat

Dans la pratique, on constate que l'émission des matériaux est toujours inférieure à celle du corps noir à la même température. Pour caractériser leur aptitude à l'émission on définit le facteur d'émission ou émissivité ε (epsilon) par le rapport :

$$\varepsilon = \frac{\text{flux émis par matériau à } T}{\text{flux émis par le corp noir à } T}$$

Des valeurs d'émissivité pour quelques matériaux solides utilisés en cryogénie en fonction de la température sont présentées dans le tableau 2.1 ci-dessous.

Température de la surface (K)	300	77	4.2
Matériaux			
Aluminium commercial	0.08	0.03	
Cuivre commercial	0.030	0.019	0.015
Argent	0.020	0.008	
Acier inox 304	0.15	0.061	

Tableau 2.1 : Pouvoir émissif « ε » en fonction de la température

En appliquant la définition de l'émissivité et la loi de Stefan-Boltzmann, le flux thermique émis par un matériau quelconque s'écrit :

$$\phi_{\text{corps quelconque}} = \varepsilon M_T^0 = \varepsilon \sigma T^4 \quad (2.20)$$

D'une manière générale, lorsqu'un corps est exposé au rayonnement, l'énergie qu'il reçoit (énergie incidente) peut être :

- absorbée : cela se traduit par l'acquisition de chaleur par le corps exposé
- réfléchie : c'est-à-dire renvoyée par le récepteur : il en est ainsi de la lumière parvenant à un miroir.
- transmise au travers du corps si celui-ci est transparent Ces différentes possibilités sont représentées ci-dessous (figure 2.6).

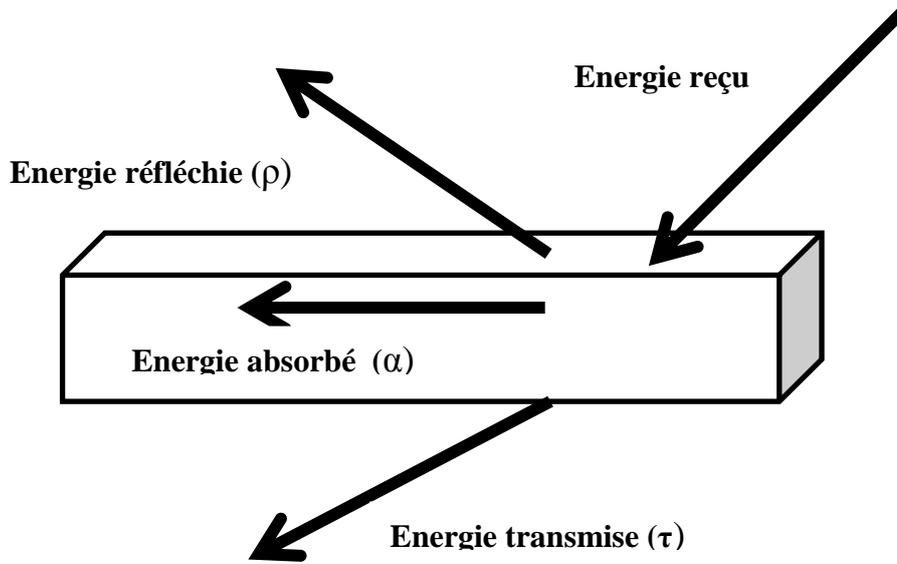


Figure 2.6 : réception du rayonnement thermique par un corps.

Le bilan d'énergie permet de donc d'écrire : $\alpha + \rho + \tau = 1$

Le tableau 2.2 représente les différentes réactions des surface en vers le rayonnement.

Surface	Facteurs	Bilan d'énergie	OBS
Opaque	$\tau = 0$	$\alpha + \rho = 1$	L'énergie transmise est nulle
Réfléchissante	$\rho = 1$	$\alpha = \tau = 0$	L'énergie incidente est totalement refléter
Noir	$\alpha = \varepsilon = 1$	–	L'énergie incidente est totalement absorbée
Diffuse	$\alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda$	–	Emissivité indépendante de la direction
Grise	$\alpha = \varepsilon$	–	Emissivité indépendante de la longueur d'onde
Grise et Diffuse	ε	–	Emissivité indépendante de la longueur d'onde et la direction

Tableau 2.2 : Différentes surface caractérisant le rayonnement.



Les matériaux se comportent, au point de vue du rayonnement thermique, comme des corps opaques. C'est-à-dire que le flux reçu par une surface est totalement absorbé dans une couche très mince de matériau, à l'exception de ce qui est réfléchi vers l'entourage (figure 2.6).

Dans ces conditions, le facteur de réflexion du matériau ρ s'écrit : $\rho = 1 - \alpha = 1 - \epsilon$

Donc le flux total issu de telle surface égale à la somme de son émission propre et de la réflexion d'une partie du rayonnement incident sur cette surface. On appelle radiosité, que l'on note J_i , l'émissance apparente de la surface.

Considérons une surface A_i (figure 2.7). La densité de flux incident sur A_i en provenance de l'environnement est désignée par E_i .

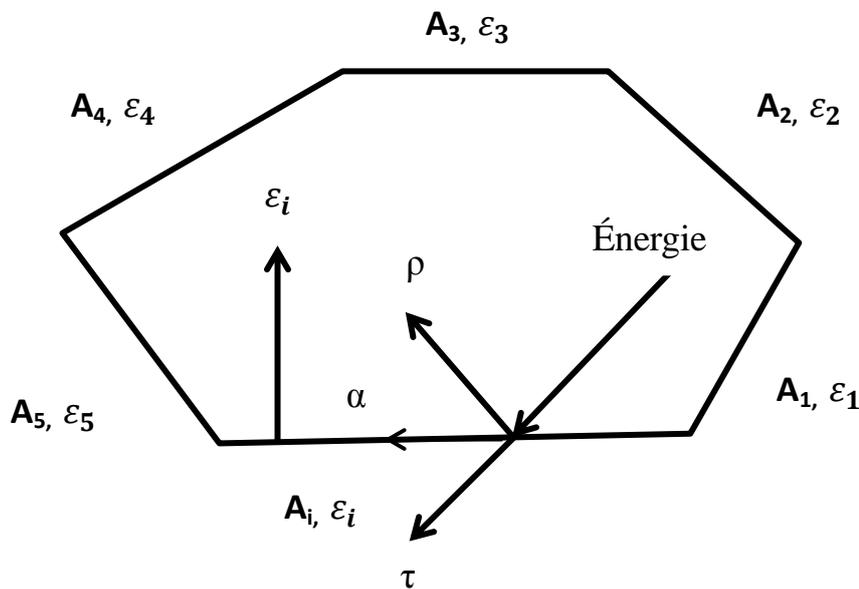


Figure 2.7 : Absorption, réflexion et émission propre d'une surface grise.

Le rayonnement apparent J_i (en W/m^2) qui quitte A_i , désigné par le terme radiosité, s'écrit:

$$J_i = \epsilon_i \cdot M_i^0 + \rho_i \cdot E_i = \epsilon_i \cdot M_i^0 + (1 - \epsilon_i) \cdot E_i \tag{2.21}$$

Avec : $E_i (W/m^2)$ somme des rayonnements quittant les n surfaces entourant A_i et arrivant sur cette dernière (Eclairement de la surface A_i):

$$E_i = \sum_{j=1}^n J_j F_{ij} \tag{2.22}$$

Avec : F_{ij} facteur de forme, encore appelé facteur d'angle.

Finalement, en remplaçant E_i dans (2.21) par son expression (2.22), la radiosité $J_i (W/m^2)$ s'exprime par la relation :



$$J_i = \sigma \varepsilon_i \cdot T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^n J_j F_{ij} \quad (2.23)$$

Parallèlement, le flux net perdu par rayonnement et la différence entre l'émission propre et l'énergie incidente absorbée par la surface A_i :

$$\phi_{inet} = (\sigma \varepsilon_i \cdot T_i^4 - \alpha_i E_i) A_i \quad (2.24)$$

En tenant compte de (2.21), la relation (2.24) s'écrit :

$$\phi_{inet} = \frac{\varepsilon_i A_i}{1 - \varepsilon_i} (\varepsilon_i \cdot T_i^4 - J_i) \quad (2.25)$$

Cette relation intervient dans le bilan d'équilibre thermique de chacune des surfaces composant une enceinte.

Ou la radiosité est donnée par :

$$J_i = \frac{1}{[1 - (1 - \varepsilon_i) F_{ij}]} \left[\sigma \varepsilon_i \cdot T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j \neq i}^n J_j F_{ij} \right] \quad (2.26)$$

2.5. Transferts de chaleur thermo-acoustiques.

Les entres de chaleur thermo-acoustiques dans le cryostat proviennent de l'apparition d'oscillations spontanées de pression dans les colonnes de gaz à l'intérieur des tubes des systèmes cryogéniques. Le paramètre commun à ces oscillations est l'existence d'un large gradient de température le long de l'axe du tube. Ces oscillations sont accompagnées d'un important flux de chaleur qui se transmet de la partie chaude à la partie froide du tube (voir figure 2.8 ci - dessous).

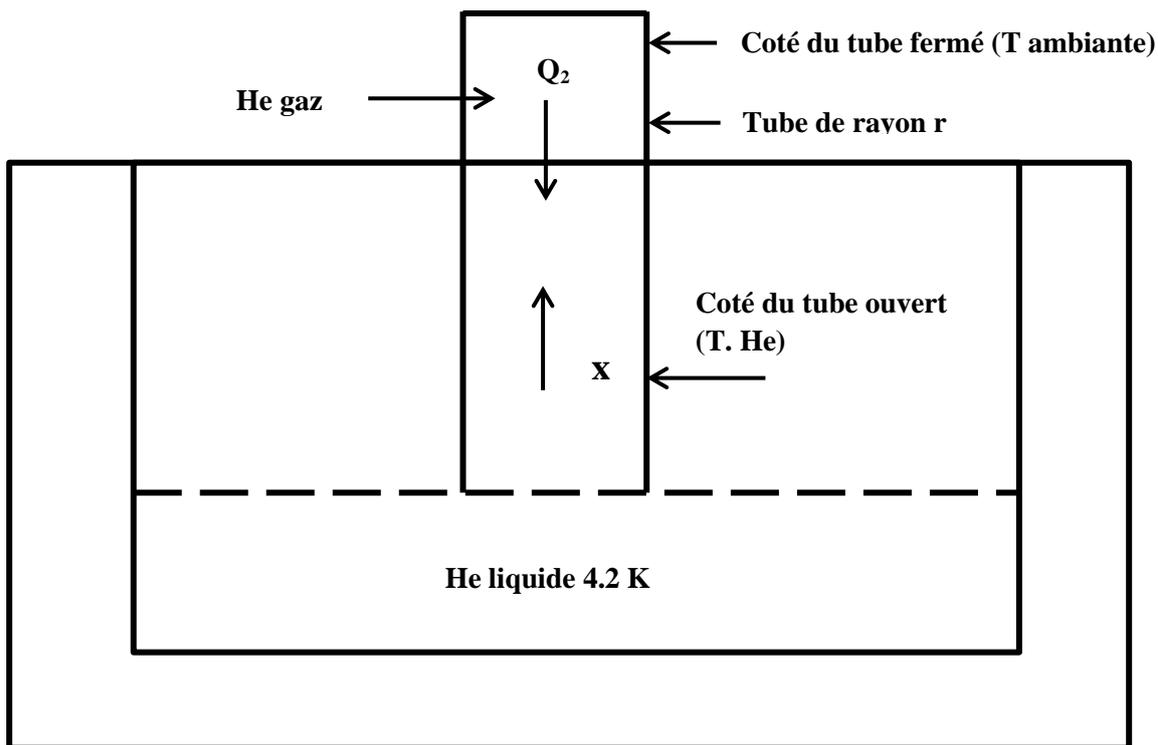
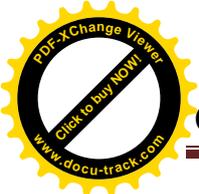


Figure 2.8 : Cryostat avec un tube coté froid ouvert

2.6. Conclusion:

Les différents modes de transfert de chaleur qui peuvent influencer sur l'évaporation du fluide cryogénique de stockage ont été étudiés dans ce chapitre afin de bien comprendre le mécanisme de transfert de chaleur dans les réservoirs cryogéniques.



3.1 Cryostats :

Un cryostat abrite un ensemble opérationnel autonome devant être maintenu à basse température : expérience de laboratoire, cryoalternateur, imageur à résonance magnétique, etc. Il se distingue donc des réservoirs destinés à conserver les fluides cryogéniques.

Un cryostat rassemble en général un réservoir de stockage de fluides cryogéniques et un dispositif expérimental. Il peut aussi comprendre un ou plusieurs systèmes de réfrigération-liquéfaction.

3.1.1 Enceintes :

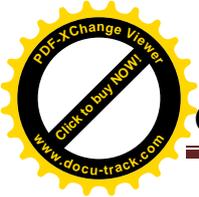
Les cryostats réalisés actuellement sont en général métalliques (acier inoxydable le plus souvent). Dans quelques cas particuliers, on utilise toujours des cryostats en verre : ce matériau fragile est poreux à l'hélium au-dessus de 77 K. Un cryostat comporte toujours une enceinte à paroi double ; entre ces parois, on réalise un vide d'isolation thermique poussé (10⁻⁴ Pa). Un schéma typique de cryostat de laboratoire pour des mesures au-dessous de 4 K est présenté sur la figure 3.1. Il comporte deux parties avec un vide d'isolation commun : à l'extérieur, un réservoir de garde d'azote contribue au pré-refroidissement et limite les pertes par rayonnement ; le cryostat intérieur abrite l'hélium liquide et l'ensemble expérimental. On remarquera que la partie supérieure du cryostat hélium est en contact avec le réservoir d'azote liquide afin de définir la température d'un point de la paroi intérieure de ce cryostat au voisinage de 77 K : on limite ainsi les apports de chaleur sur le bain d'hélium.

Le cryostat présenté sur la figure 3.1 est destiné à des démontages fréquents. Il est séparable en plusieurs parties. On notera qu'il faut prévoir les hauteurs de dégagement suffisantes pour sortir le réservoir intérieur.

Les gros cryostats destinés aux accélérateurs sont rarement démontables simplement et leur construction s'apparente plus à celle des systèmes de stockage.

Comme dans la construction des vases de stockage, la préoccupation principale est de limiter l'évaporation des fluides cryogéniques en réduisant le plus possible le transfert thermique : on assure alors une autonomie de fonctionnement suffisante. À cette fin, les tubes de liaison à température variable sont en métal mauvais conducteur de la chaleur (acier inoxydable en général), d'épaisseur suffisamment faible pour limiter la conduction thermique et suffisamment grande pour tenir les efforts mécaniques. Des écrans thermiques (plaques de cuivre) sont placés dans le col du cryostat afin de limiter les apports de chaleur par rayonnement : ils sont refroidis par le gaz d'hélium 4 qui s'évapore. Une section de gros diamètre, au-dessus de l'objet à refroidir (ce dernier étant souvent placé dans une queue de dimensions plus faibles afin de limiter les quantités inutiles de fluide cryogénique), assure une réserve de liquide et permet de définir le délai entre deux remplissages.

Entre les deux parois du cryostat azote (plus rarement sur le cryostat hélium), on place souvent, au contact de la paroi intérieure, des produits adsorbants, permettant ainsi de travailler en vide scellé malgré le dégazage, faible, des matériaux de construction.



Certains cryostats sont séparables en deux parties : le réservoir azote et le réservoir hélium ; chacun a une double paroi. La double enceinte hélium est en général reliée à un groupe de pompage. On introduit une pression d'azote gazeux de quelques dizaines de pascals pour accélérer le prérefroidissement de l'expérience à 77 K ; ce gaz est ensuite pompé avant de transférer l'hélium liquide. Le vide, ainsi réalisé, n'a pas besoin d'être très poussé (10^{-2} à 10^{-3} Pa) : le gaz résiduel se condense quand on introduit l'hélium liquide dans le cryostat.

Si les parois et le fond du cryostat sont des éléments simples, la bride supérieure (la platine) est une pièce complexe : elle assure, entre la température ambiante et la partie froide, le passage des tubes, de pompage et de transfert, des amenées de courant, des fils de mesure. Elle doit répondre à plusieurs spécifications :

- les tubes de pompage à température ambiante doivent avoir des diamètres importants pour limiter les pertes de charge ;
- elle doit être facilement montable et démontable ;
- elle doit supporter la masse des objets à refroidir et, éventuellement, tenir le vide si l'expérience est conduite à basse pression ;
- la condensation doit y être modérée pour éviter la formation de glace ;
- elle doit assurer une bonne étanchéité ;
- certaines commandes mécaniques ou appareillages électriques doivent y être aisément accessibles.

Ces contraintes sont souvent contradictoires et vont nécessiter des compromis délicats.

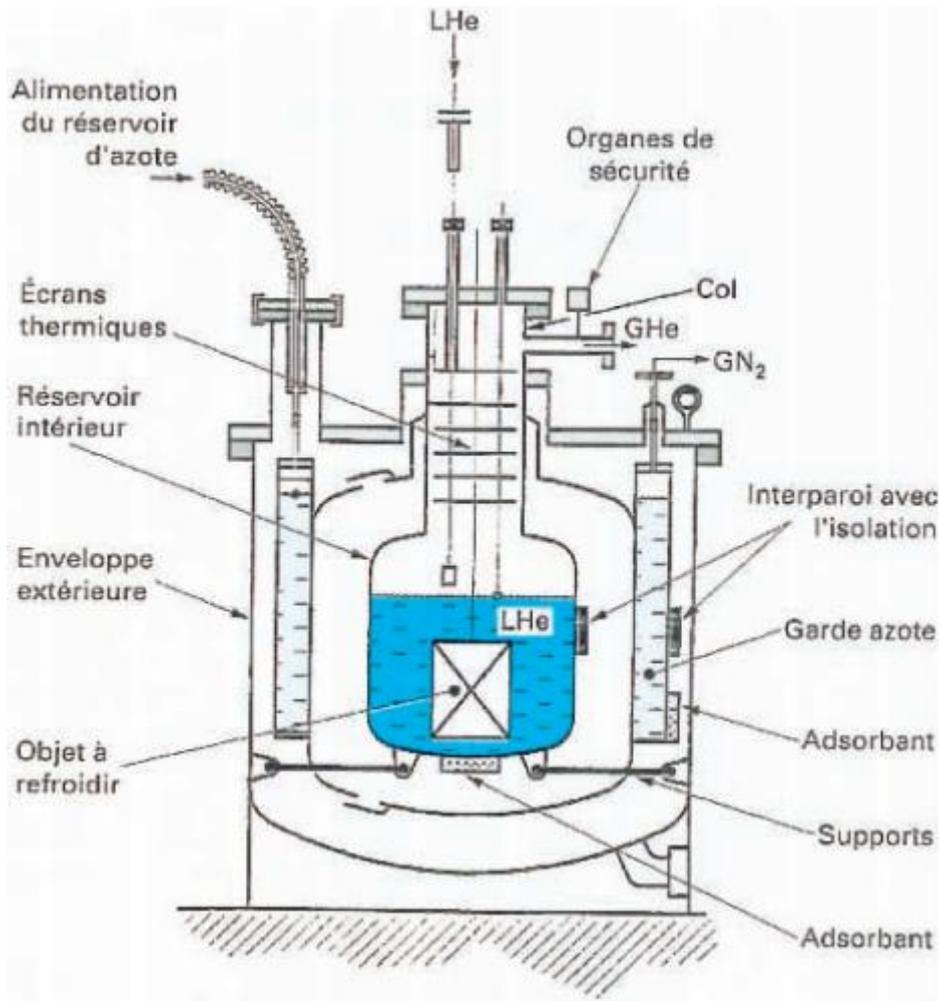


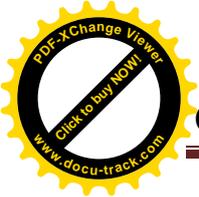
Figure 3.1 : Schéma d'un cryostat métallique.

3.1.2 Joints à basse température

La plupart des dispositifs expérimentaux à basse température comportent une partie démontable. Le principe général est de n'assembler que des pièces ayant le même coefficient de contraction.

De nombreux joints démontables ont été proposés, le plus commun est celui à fil d'indium serré entre deux brides en acier inoxydable. Il n'est pas nécessaire d'employer un tore complet d'indium, il suffit de faire se croiser les deux extrémités du fil d'indium pour qu'après serrage l'ensemble soit étanche.

Un assemblage de même type peut être réalisé au moyen d'une corde de Téflon expansé (Gore Limited) de diamètre 1 mm, soit avec des extrémités croisées, soit avec des extrémités se recouvrant dans une gorge, sur 1 cm environ. Cet assemblage étanche au superfluide ne présente pas les inconvénients des alliages ou métaux supraconducteurs, se détache très facilement au démontage et s'écrase sans déformation des brides.



Une jonction de très faible dimension peut être réalisée avec un produit vulcanisé à température ordinaire en présence de l'humidité atmosphérique. Chaque partie est recouverte d'une mince couche de Silastène (Rhône-Poulenc) qu'on laisse sécher quelques minutes avant serrage.

Les jonctions entre un élément métallique et du verre, utilisées très fréquemment pour des passages de conducteurs électriques isolés, peuvent être rendues étanches au moyen de Stycast (Emerson Cuming).

3.2 Différents types de cryostats

Un cryostat polyusage est schématisé sur la figure 3.2. La partie inférieure (queue du cryostat) peut être adaptée aux mesures envisagées : ici, les fenêtres en époxy permettent d'admettre un rayonnement sur l'échantillon.

Les cryostats abritant des aimants supraconducteurs nécessitent des traversées de courant isolantes sur la platine à l'ambiante. Les tuyaux de récupération d'hélium gazeux doivent être de diamètre suffisant pour éviter de grosses surpressions lors d'une transition inopinée de l'aimant vers l'état normal.

De nombreuses applications particulières nécessitent des cryostats spécialement adaptés : cryostat pour microscope électronique avec lentille supraconductrice, cryostat pour mesures mécaniques, cryostat léger pour applications spatiales (figure 3.3 a), cryostat pour imageur à résonance magnétique (figure 3.3 b), cryostat pour machines tournantes (figure 3.3 c), etc. L'axe du cryostat peut être vertical ou horizontal.

3.3 Construction pratique des cryostats :

3.3.1 Aspects mécaniques :

Plusieurs codes de calcul ont été développés dans divers pays. D'un point de vue réglementaire, en 1992, les enceintes pour lesquelles les enveloppes réunissent les conditions suivantes :

$P \geq 4$ Bar et $PV \geq 80$ Bar. L doivent subir des tests spécifiques.

Comme on l'a vu dans le chapitre sur les propriétés physiques aux basses températures, les matériaux utilisés sont en général des aciers inoxydables austénitiques (304 L, 316 L, 304 LN, 316 LN), plus rarement de l'aluminium ou des matériaux composites, ces derniers pouvant conduire à des problèmes de perméation.

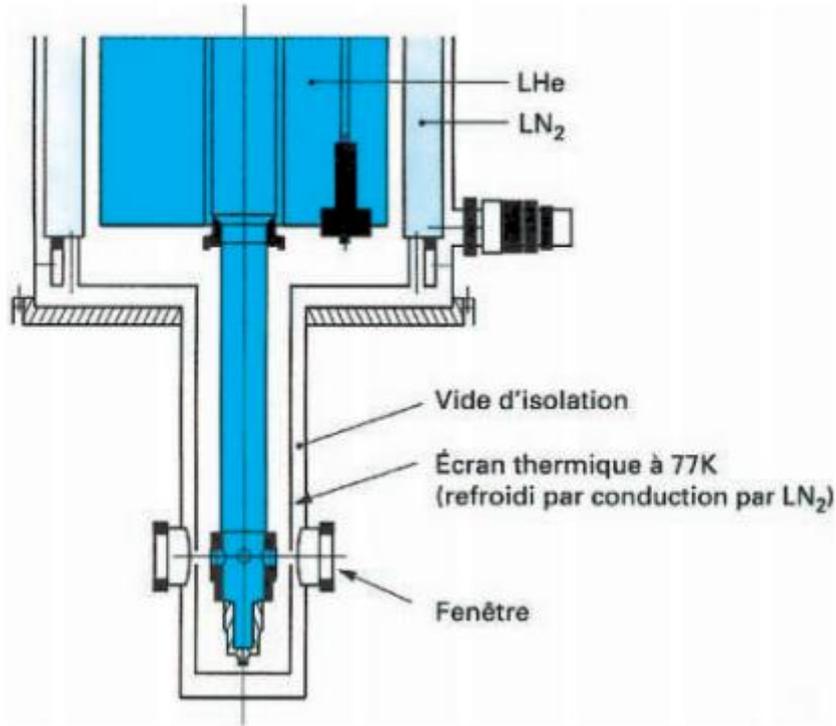


Figure 3.2 : Polycryostat pour mesures optiques.

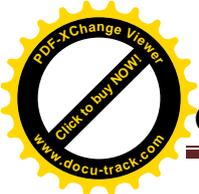
L'enceinte intérieure est calculée en supposant la pression de service au centre et le vide à l'extérieur. Rappelons que la pression de service doit tenir compte des conditions de sécurité (vaporisation brutale du bain d'hélium à la suite d'une transition à l'état normal d'un aimant supraconducteur, rupture du vide d'isolement ou d'une tuyauterie sous pression, etc.). Il est souhaitable que le dimensionnement de cette enceinte permette aussi un test au détecteur de fuite hélium en cours de montage avec pression externe de 1 bar et vide au centre : l'oubli de cette précaution est à l'origine de la destruction de nombreux cryostats dans lesquels une rupture du vide d'isolement apparaît alors que l'on pompe sur le bain d'hélium pour travailler au-dessous de 4,2 K. Le dimensionnement d'un réservoir de garde d'azote se détermine de façon analogue à celui de l'enceinte intérieure d'un cryostat.

L'enveloppe extérieure est déterminée par sa tenue au vide intérieur avec une pression externe de 1 bar.

Il est important de souligner qu'une façon simple de limiter les apports de température (enceinte intérieure) ou la masse totale du cryostat consiste à utiliser des tubes peu épais avec des anneaux de renfort.

Les supports des cryostats sont calculés en fonction de la masse propre de l'appareillage et des diverses sollicitations éventuelles (transport, efforts électrodynamiques, etc.).

L'ouvrage de Conte fournit les éléments indispensables au dimensionnement global d'un cryostat.



3.3.2 Aspects thermiques :

L'autonomie d'un cryostat est un paramètre essentiel dans sa construction. Elle est gouvernée par les apports de chaleur sur la partie froide, les fluides cryogéniques et les matériaux réfrigérants.

Pour accroître cette autonomie, on utilise des matériaux à forte capacité thermique massique en cherchant à récupérer au mieux l'enthalpie sensible des gaz froids et l'on minimise le transfert thermique (vide d'isolement, matériaux mauvais conducteurs de la chaleur, superisolants). Citons les principaux apports de chaleur à prendre en compte dans les calculs :

- les apports par le col du cryostat (conduction dans le tube, conduction/convection dans le gaz, rayonnement depuis la température ambiante à travers la bride de fermeture du col) ;
- le rayonnement de l'enceinte extérieure et /ou la conduction du superisolant ;
- la conduction thermique par les supports ;
- les apports par l'instrumentation ou la tuyauterie ;
- la dissipation propre de l'expérience.

3.4 Perspectives d'évolution des cryostats

Les besoins actuels en cryogénie font appel à deux principales familles d'appareils :

- les grands cryostats : de quelques mètres (imageurs) à plusieurs kilomètres (accélérateurs), ils doivent répondre à des critères essentiels de fiabilité, d'autonomie et de sécurité, leur permettant de fonctionner dans des environnements pour lesquels la cryogénie doit rester un accessoire. L'industrie sait maintenant bien répondre à cette attente et la construction de ces gros ensembles mécano-soudés est au point ;
- les petits cryostats : leurs dimensions ne dépassent guère deux mètres. Dans cette famille coexistent le cryostat à tout faire, largement répandu et produit industriellement, et les cryostats nouveaux qui relèvent des études de laboratoires. Ces derniers doivent répondre à d'autres critères (masse dans le domaine spatial, utilisation spécifique de nouveaux matériaux, etc.) nécessitant des études particulières.

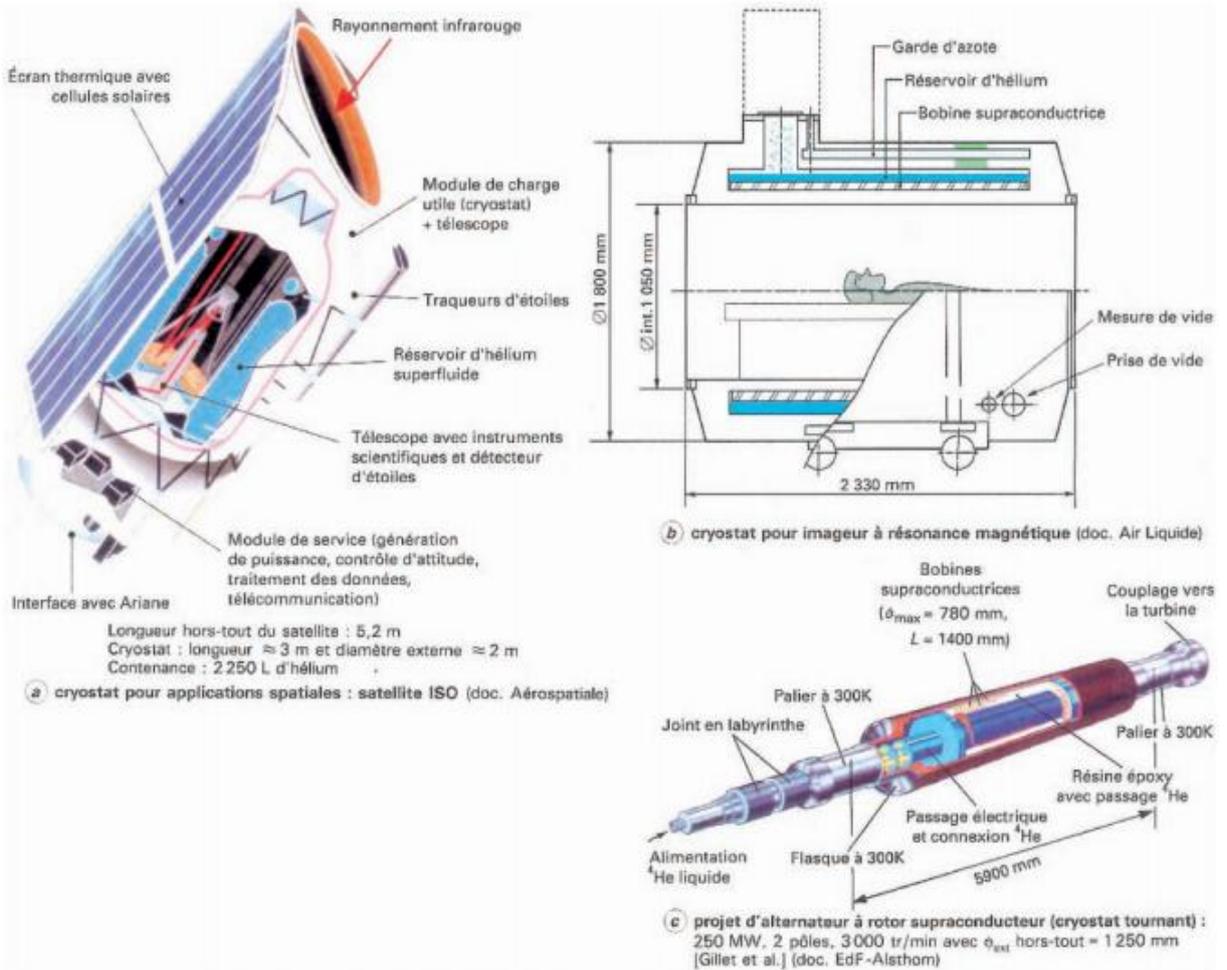


Figure 3.3 : Cryostats pour applications particulières.

On remarquera que les cryostats tournants restent rares. Ce sera certainement un domaine de développement important lorsque les applications électrotechniques des machines tournantes supraconductrices dépasseront le stade des prototypes.

L'évolution de la construction des cryostats a aussi entraîné une évolution des professions associées. Aux premiers cryostats en verre était associée la qualification des maîtres verriers. Leur remplacement par des cryostats mécaniques à partir de 1960 a nécessité le développement d'une chaudronnerie fine utilisant principalement les techniques de brasure avec de l'argent, de l'étain, etc., comme métal d'apport. Actuellement, les précisions de montage requises associées à la fiabilité des appareils sont obtenues grâce aux techniques de construction mécanique et de soudure sous argon en atmosphère neutre largement répandues depuis une quinzaine d'années. Le développement des nouveaux matériaux laisse à penser que la connaissance de leurs propriétés spécifiques et des techniques correspondantes d'assemblage (collage par exemple).

Vont devenir indispensables pour la prochaine génération de cryogénistes. On voit même apparaître de petits cryostats pour lesquels les nouvelles technologies de lithographie à



l'échelle largement submillimétrique devraient offrir des perspectives d'utilisation encore insoupçonnées.

3.5 Exemples de réalisation :

Tous les problèmes abordés jusqu'ici sont liés à l'isolation thermique des réservoirs. Néanmoins, pour confectionner un réservoir ou une ligne de transfert, il est nécessaire de ne pas omettre les problèmes suivants :

- mécaniques (résistance à la rupture, fragilité des matériaux à basse température) ;
- soudage ;
- contractions thermiques différentielles des matériaux à basse température ;
- diffusion des gaz à travers les matériaux, en particulier les matériaux plastiques ;
- assemblage des matériaux plastiques avec les matériaux métalliques ;
- tenue en fatigue des réservoirs.

Toutes ces questions, qui semblent avoir une importance secondaire, doivent cependant être traitées avec beaucoup d'attention car la vie des matériels en dépend, sans oublier les problèmes de sécurité qui découlent d'une mauvaise conception.

C'est la raison pour laquelle la réalisation d'un nouveau matériel cryogénique fait l'objet de nombreux essais en laboratoire et en atelier avant commercialisation.

Nous indiquons ici quelques réalisations qui mettent bien en valeur l'ensemble des problèmes traités jusqu'à présent pour terminer par le cas particulier des lignes de transfert.

3.5.1 Réservoir d'azote liquide à longue autonomie :

Cet exemple (figure 3.4) se rapporte plus particulièrement aux petits réservoirs pour lesquels la notion d'autonomie est importante.

Dans ce type de cryostat, il faut noter que :

- l'adsorbant est placé en partie froide pour avoir l'efficacité maximale ;
- le bobinage du superisolant de la partie col-support est réalisé pour que chaque couche de superisolant se trouve au mieux face à une partie du col ayant la même température que la couche correspondante ;
- le bouchon en Klégécell, d'une part, permet d'assurer une meilleure récupération de l'enthalpie du gaz froid qui s'échappe par le col et, d'autre part, évite le rayonnement direct entre la température ambiante (300 K) et les parties froides du réservoir (77 K)
- le queusot de pompage sert à mettre sous vide l'isolation ; il permet également de sceller le vide après pompage.

Les pertes mesurées (environ 0,5 %/ jour), sont très proches des pertes calculées en supposant une récupération totale par rayonnement et par contact entre col et isolation.

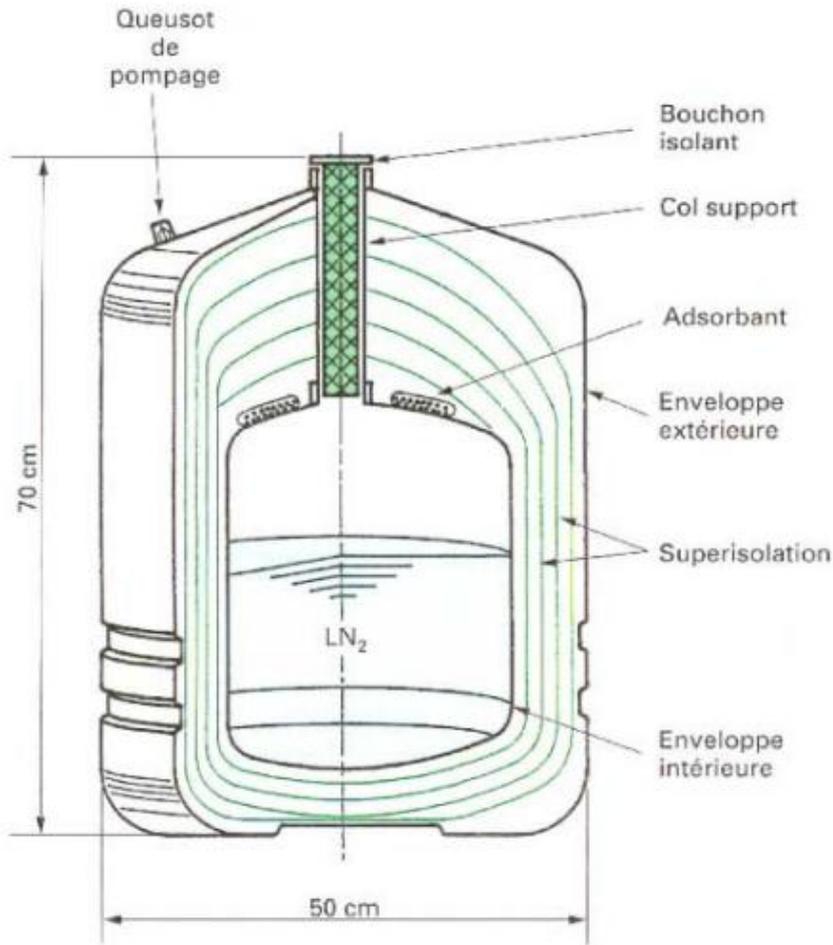


Figure 3.4 : réservoir d'azote liquide à longue autonomie (60L)

3.5.2 Réservoirs de stockage d'hélium ou d'hydrogène liquide :

Conteneurs ouverts : l'enthalpie de vaporisation de l'hélium est tellement faible que, même avec un superisolant, les pertes de gaz seraient considérables. En revanche, si l'on arrive à récupérer l'enthalpie du gaz, les pertes chutent immédiatement à un taux convenable.

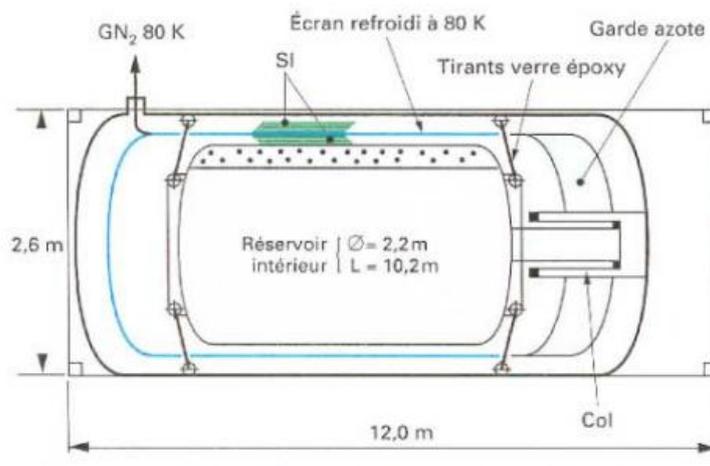
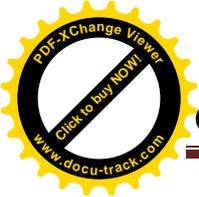


Figure 3.5 : conteneur de transport d'hydrogène ou d'hélium liquide de grande capacité.



3.6 Isolation :

Il est certain que la technologie de l'isolation vise à la réduction simultanée de l'énergie transférée par les trois modes de transmission de la chaleur : rayonnement, conduction dans les gaz (très souvent mode moléculaire), conduction dans les solides (dans les supports, à travers l'isolant...), convection (très négligeable).

Le désir d'avoir des isolation toujours meilleures conduit a l'utilisation de matériaux plus complexes. Dans ce chapitre, quelque type d'isolants, parmi les plus utilisés, seront étudiés. la figure 3.6 donne une idée des valeurs du coefficient de conductibilité \bar{K} , pour les isolants classiques.

Trois paramètres peuvent caractériser le matériau d'isolation. Il s'agit de son coefficient de conductibilité moyenne, de son poids et de son prix de revient. Le choix d'un type particulier d'isolation devra se faire en considérant tous ces facteurs.

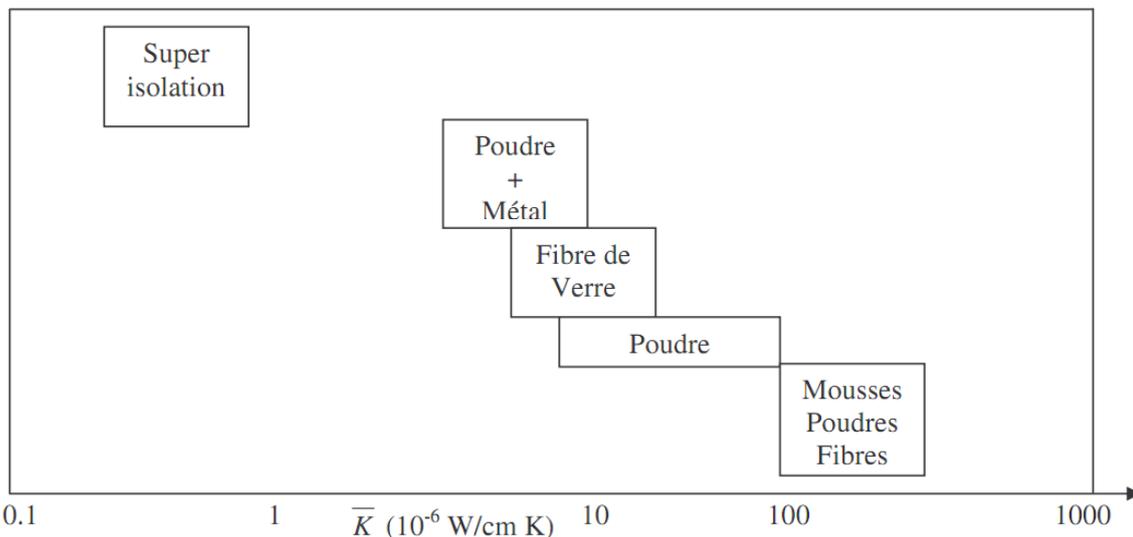


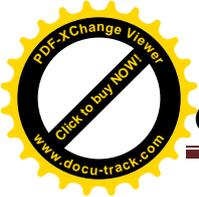
Figure 3.6 : Conductibilité thermique moyenne de quelques isolants entre 300 et 77 K.

3.7 Différents types d'isolation :

3.7.1 Les mousses :

Les mousses ont été utilisées de façon intensive pour l'isolation des réservoirs de stockage pour un bon nombre de missiles [55][56] ou des véhicules spatiaux.

Elles ont, de ce fait, fait l'objet de nombreuses recherches [57][58] qui ont porté plus particulièrement sur l'étude de la conductibilité thermique entre 300 et 20 °k. Les méthodes utilisées pour la détermination de facteur \bar{K} sont décrites dans la brochure [59]



On distingue essentiellement deux types de mousses :

- Les thermoplastiques.
- Les thermodurcissables.

Nature de l'isolant	Densité (g.cm ³)	Pression (Torr)	Températures (T ₁ et T ₂ en °K)	K(μW.cm ⁻¹ .°K ⁻¹)
Polystyrène	0,039	760	300-77	330
	0,046	760	300-77	260
	0,046	10 ⁻⁵	77-20	81
Résine, époxy	0,080	760	300-77	330
	0,080	4.10 ⁻³	300-77	130
Polyuréthane	0,08-0,014	760	300-77	330
		10 ⁻³	300-77	120

Tableau 3.1: Conductibilité thermique moyenne de différentes mousses.

Les valeurs du coefficient de conductibilité thermique diminuent en abaissant la pression où se trouve la mousse. Toutefois l'utilisation de mousse sous vide est assez peu courante. Elles sont en général utilisées sous la pression atmosphérique.

3.7.2 Poudres dégazées et fibres :

Ce type d'isolation consiste à placer des fines particules de matériaux entre les parois aux températures T1 et T2. Les composés les plus utilisés sont la perlite et le silica - aérogel. La taille des particules varie de 100 à 200 microns.

La conduction à travers ce type d'isolation est en général plus faible qu'à travers les mousses, les contacts entre les particules étant très petits. Un autre facteur peut rendre ce type d'isolation encore plus performant, ajouté de la poudre d'aluminium. Cela diminue les échanges par rayonnements. Dans un mélange de poudre qui contient 40% de poudre d'aluminium la conductibilité moyenne passe de 30 μW.cm⁻¹.°K⁻¹ à 2 μW.cm⁻¹.°K⁻¹.

L'inconvénient de ces matériaux est leur grande facilité à absorber de l'eau. La présence d'une quantité d'eau dans la poudre peut multiplier sa conductibilité thermique jusqu'à 3,72. Il sera donc nécessaire de stocker ces matériaux à l'abri de l'humidité et de les dégazer à chaud avant leur emploi.

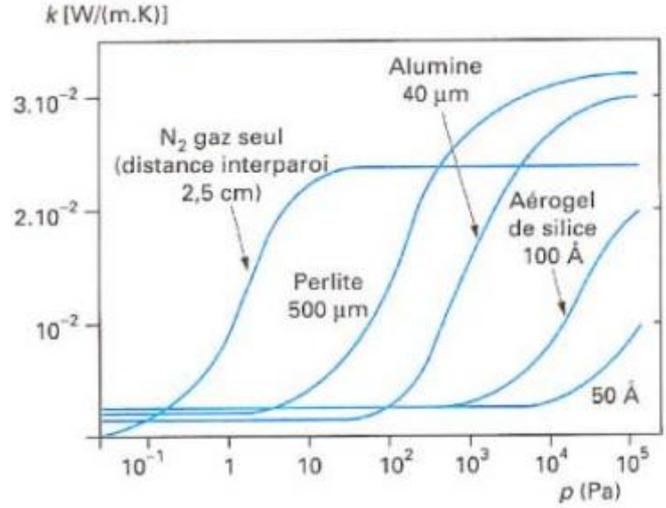
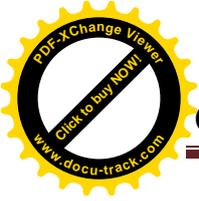


Figure 3.7 : Conductivité thermique des poudres.

3.7.3 Super-isolation :

Le nom de ce type d'isolation provient sans doute du fait qu'il permet d'obtenir de très faible valeur de flux thermique échangé entre deux enceintes, entre lesquelles règne un fort gradient thermique (par ex 300 et 20k).

L'idée de base de ce type d'isolation, comme dans le cas des poudres, consiste à la réduction des échanges thermiques par rayonnement. Ces isolations peuvent être constituées de feuilles réfléchissantes (aluminium), séparées par feuilles isolantes (type Linde) ou bien par une seule feuille, isolante d'un côté et réfléchissante par l'autre (Mylar aluminisé type NRC 2 par exemple). Cette disposition réduit les échanges par conduction moléculaire dans le vide résiduel, du fait du très faible espace séparant chaque couche ($L_p > d$).

En 1961, Peterson [60][61] fut le premier à développer ce type d'isolation. Depuis de nombreuses études ont apporté un grand nombre d'informations [62] [63] qui ont permis d'améliorer cette technique.

Pour caractériser l'efficacité d'une super-isolation, on peut considérer soit le coefficient moyen \bar{K} , soit donner les valeurs du flux thermique ϕ/A (W/cm^2), ces grandeurs étant reliées par la relation de Fourier, valable dans un solide homogène en régime permanent pour une seule direction d'écoulement :

$$\phi_c = \frac{\bar{K}A}{e} (T_2 - T_1)$$

e : épaisseur d'isolant placé entre les parois aux températures T_1 et T_2 . La puissance transférée entre les parois, ϕ_c est la somme des puissances provenant des trois modes de transmission de chaleur.

$$\phi_c = \phi_r + \phi_{cs} + \phi_{cg}$$

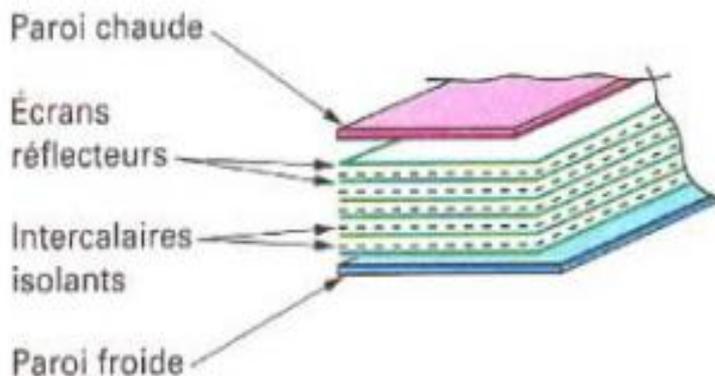


Figure 3.8: Schéma d'un superisolant.

Nombre de couches par cm	16	24	32	40	48	56
Conductibilité thermique moyenne $\mu\text{W}\cdot\text{cm}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	4,5	4,05	3,7	3,5	3,35	3,45

Tableau 3.2 : Conductibilité thermique moyenne en fonction de nombre de couches d'un superisolant.

Des recherches faites sur le développement de ce types d'isolation ont abouti à en améliorer encore plus les performances en réduisant la conductibilité thermique jusqu'à $0,4 \mu\text{W}\cdot\text{cm}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Cela peut diviser les pertes par 8 par rapport aux super-isolants courant [64]

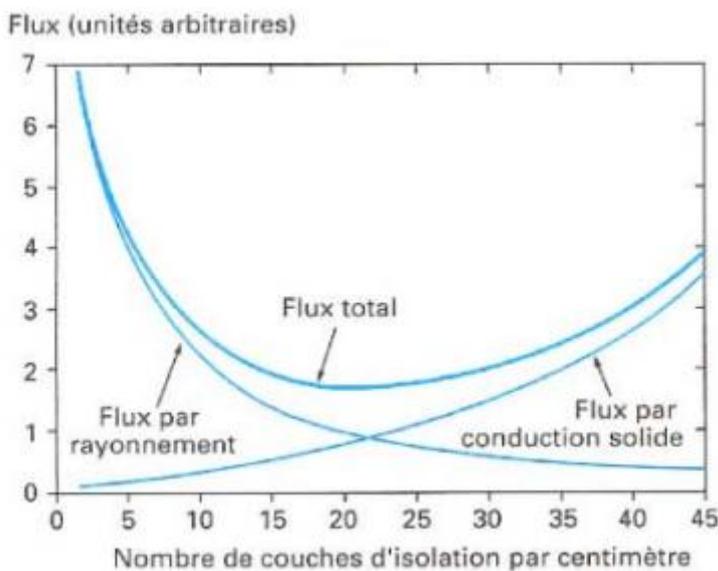
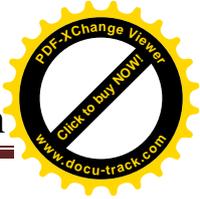
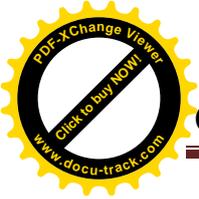


Figure 3.9 : Flux thermique transmis dans un superisolant en fonction du nombre de couches par unité d'épaisseur.



3.8 Choix du type d'isolation :

Le choix d'un type d'isolation convenable doit prendre en considération l'efficacité recherchée et le prix de revient. En général, les réservoirs de grandes dimensions seront plus facilement isolés avec des poudres, la perlite, et les petits cryostats ainsi que les conteneurs de transport de faible capacité seront soit super-isolés, soit avec une garde d'azote. Une autre solution peut être ajoutée aux types d'isolation cités, c'est l'écran thermique. Il s'agit d'interposer entre les deux parois, chaude et froide, une surface métallique d'une émissivité faible. Plusieurs études se sont intéressées à l'étude du matériau pour réaliser l'écran thermique ainsi qu'à la meilleure façon de fixer cet écran au col du cryostat.

Dans un cryostat sans isolation latérale les pertes par rayonnement seront le mode principal du transfert de la chaleur [50]. Pour réduire ces pertes, plusieurs configurations de cryostats ont été étudiées, et plusieurs conclusions peuvent être tirées [50] :

- La position de la fixation de l'écran sur le col du cryostat influence la température de l'écran mais ne change pratiquement pas la valeur des pertes du cryostat.
- Le contact entre l'écran et le col du cryostat n'est efficace que dans le cas où les pertes par radiation sont inférieures par rapport aux pertes par conduction à travers le col du cryostat. Dans ce cas, le col du cryostat peut récupérer l'enthalpie des gaz évaporés.
- Un écran peut remplacer jusqu'à 30 couches de super-isolant. En pratique, utiliser un écran sera plus facile à mettre en œuvre que d'utiliser des couches de super-isolant.

Une autre étude portant sur l'influence du matériau utilisé pour l'écran thermique a été effectuée [65]. En effet, la conductibilité thermique est 7 fois meilleure dans le cas d'un contact aluminium-Acier que dans le cas d'un contact Acier-Acier ou Cuivre-Acier.

Cette étude a montré aussi que d'ajouter 20 couches de super-isolant à un cryostat de 80 litres d'hélium avec un écran thermique a réduit les pertes de moitié.

3.9 Conclusion :

Les super-isolants sont les plus appropriés pour les températures extrêmes, en particulier le stockage de gaz cryogénique dont la température de liquéfaction tourne autour de 73 °k, tels que l'oxygène, l'argon et l'azote. Pour les très basses températures avoisinant le zéro absolu comme pour l'hydrogène ou l'hélium liquide, au lieu d'accroître l'épaisseur d'isolation, ce qui serait trop encombrant, les performances des réservoirs de stockage cryogénique sont nettement améliorées par isolation multicouches sous vide utilisant les super-isolants. Cette technique est très efficace mais aussi très onéreuse.

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude théorique du transfert thermique couplée avec le transfert de masse dans le cryostat, pour déterminer les différents flux de chaleur qui entrent dans un cryostat avec une présentation des différentes équations qui nous aident à calculer les pertes dans le col.

4.2. Géométrie du cryostat :

La figure (4.1) schématise un conteneur pour l'hydrogène ou l'hélium liquide .dans ce cas, le réservoir intérieur est constitué par une sphère à double paroi A et B séparées par le vide, et baignant dans de l'azote liquide .la liaison avec l'extérieure se fait par le col (tubes C et D).

L'azote liquide est contenu dans un vase similaire .il s'agit tout simplement de vases du type (Dewar).

Actuellement, certains conteneurs pour l'hydrogène ou l'hélium liquide ne possèdent pas cette garde d'azote ; mais sont équipés d'un écran refroidi par les vapeurs issues du fluide lui-même.

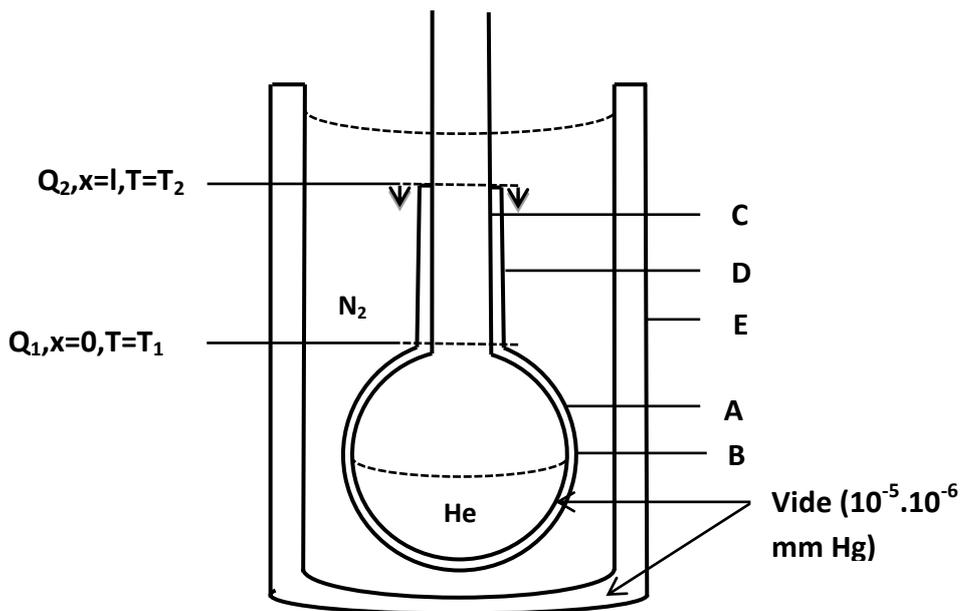


Figure 4.1 : schéma d'un conteneur à hélium à garde d'azote liquide.

4.3 Relations générales :

Wexler [66] a établi les relations qui permettent une généralisation du phénomène aux conteneurs azote, hydrogène et hélium.

Il suppose que la chaleur est introduite par conduction dans le col (tube D). A la température T_2 , pour $x = l = \text{longueur du col}$, le flux de chaleur est appelé Q_2 . Pour la température T_1 , $x = 0$ (bas du col) le flux de chaleur est appelé Q_1 .



L'évaporation du fluide est due à la somme $(Q_1 + Q_R)$, si Q_R représente l'énergie provenant des autres sources de rentrées de chaleur (rayonnement, conduction à travers l'isolant, les supports ...).

Si l'on suppose des échanges thermiques parfaits entre le gaz et les parois du tube constituant le col, on peut écrire :

$$dQ = \dot{n} C_p dT \tag{4.1}$$

\dot{n} : Débit en moles/sec.

Soit entre les températures T_1 et T_2 :

$$Q - Q_1 = \dot{n} C_p (T - T_1) \tag{4.2}$$

Cependant, comme nous l'avons vu, l'énergie $(Q_1 + Q_R)$ ne correspond pas exactement au débit \dot{n} car une partie des vapeurs produite reste dans le conteneur à la place du liquide évaporé.

On peut éliminer T et Q en utilisant la relation : (4.3)

$$Q = K A \frac{dT}{dx} \tag{4.3}$$

La conductibilité thermique K , du matériau peut se mettre sous la forme :

$$K = a + bT \tag{4.4}$$

a et b : coefficients dépendant du matériau.

Après l'intégration de la relation (4.3) on a (en utilisant les relations (4.2) et (4.4)) :

$$l = \frac{A}{\dot{n} C_p} \left[[a + b(T_1 - g)] \ln \left[1 + \frac{(T_2 - T_1)}{g} \right] + b(T_2 - T_1) \right] \tag{4.5}$$

dans laquelle l représente la longueur du col (entre les température T_1 et T_2)

$$\text{et } g = \frac{Q_1}{\dot{n} C_1} \tag{4.6}$$

si le débit du gaz est proportionnel à $(Q_1 + Q_R)$ on a :

$$\dot{n} = \beta(Q_1 + Q_R) \tag{4.7}$$



Dans ce cas le débit \dot{n} est corrigé par le facteur β tel que :

$$\beta = \left(1 - \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}\right) / L \tag{4.8}$$

L : la chaleur de vaporisation.

En utilisant les relations (4.9) (4.10)

$$g = \frac{Q_1}{\beta c_p(Q_1 + Q_R)} \tag{4.9}$$

$$\emptyset = \frac{Q_1}{(Q_1 + Q_R)} \tag{4.10}$$

La relation (4.5) s'écrit :

$$Q_1 = \frac{A\emptyset}{l c_p \beta} \left[\left[a + b \left(\frac{T_1 - \emptyset}{\beta c_p} \right) \right] \ln \left[1 + (T_2 - T_1) \frac{\beta c_p}{\emptyset} \right] + b(T_2 - T_1) \right] \tag{4.11}$$

En l'absence d'échange thermique entre le gaz et les parois du col, les pertes thermique du vase sont exprimées par la relation (4.12) :

$$(Q_1 + Q_R) = \frac{A}{l} \left[a(T_2 - T_1) + \frac{1}{2} b(T_2^2 - T_1^2) \right] + Q_R \tag{4.12}$$

A partir de la relation (4.11) on peut, en donnant à \emptyset des valeurs variant de 0 à 1, calculer Q_1 et Q_R , et tracer les courbes $(Q_1 + Q_R) = f(Q_R)$ avec :

$$(Q_1 + Q_R) = \frac{Q_1}{\emptyset}$$

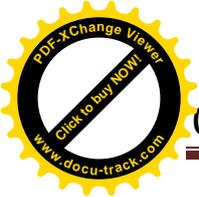
Et

$$Q_R = \frac{Q_1}{\emptyset} - Q_1$$

$$Z = \frac{A}{l} \tag{4.13}$$

Z : rapport de la section sur la longueur du col.

NB : Les courbes ont été déterminées à partir de la relation (4.11) programmée en MATLAB.



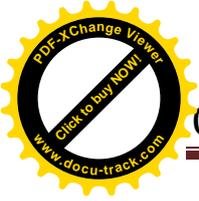
4.4 Procédures de calcul :

- Entrer les valeurs constantes du fluide cryogénique à conserver ($C_p, \beta, a, b, T_2, T_1, Q_3$)
- Choisir la température T_2 (avec garde ou sans garde ($T_2 = T_{amb} = 300k$))
- Donner les différentes valeurs aux variables Z, \emptyset
- Décomposition de l'équation (4.11) en trois équations pour faciliter la programmation.
- Résoudre l'équation (4.11).
- Tracer les courbes $(Q_1 + Q_R) = f(Q_R)$ à l'aide du code de calcul MATLAB.
- Refaire toutes ces étapes avec d'autres fluides ($N_2, H_2, He, CH_4 \dots$).

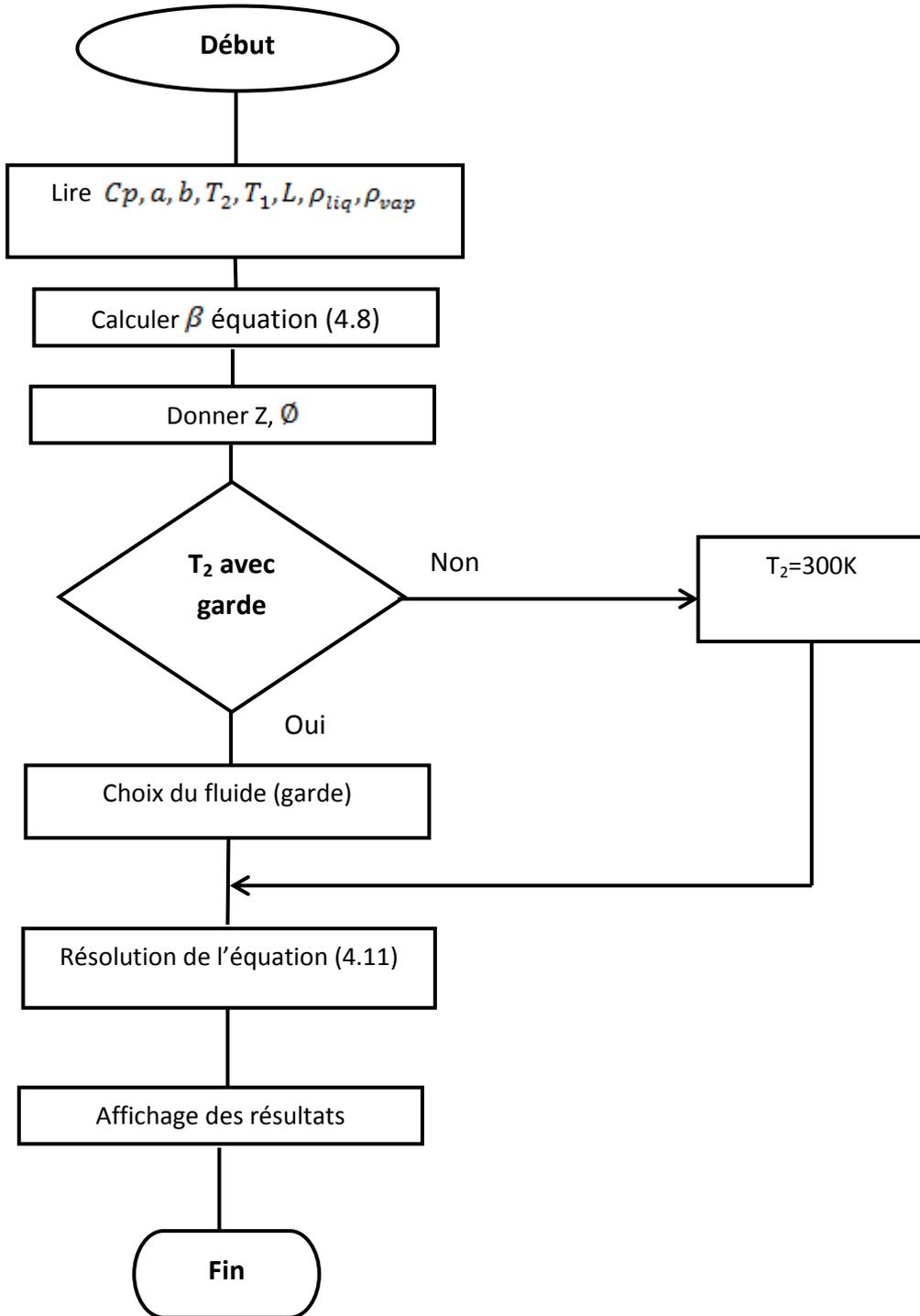
Le tableau 4.1 donne les valeurs de (C_p, β, a, b) à utiliser pour l'azote, l'hydrogène et l'hélium ...etc. ,ainsi que les valeurs a, b relatives à un col constitué par un tube en inconel et dont les valeurs de conductibilité thermique sont données par la relation (4.4)

Nature du gaz	a (W/cm ² . K)	b (W/cm ² . K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	$Z = \frac{A}{i}$ (cm)	C_p (J/g.K)	β (g/J)
N ₂	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	78	300	A choisir	1,02	5 .10 ⁻³
H ₂	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	20	78	A choisir	10,7	2,01.10 ⁻³
He	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	4,2	78	A choisir	5,2	4,24.10 ⁻²
H ₂	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	20	300	A choisir	12,73	2.10 ⁻³
He	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	4,2	300	A choisir	5,2	4,24.10 ⁻²
CH ₄	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	111,7	300	A choisir	2,19	1,95.10 ⁻³
C ₃ H ₈	-2,28 10 ⁻³	1,21 10 ⁻³	231.1	300	A choisir	1,703	2,3.10 ⁻³

Tableau 4.1 : tableau des constantes utilisées pour résoudre la relation (4.11) pour ($N_2, H_2, He, CH_4, C_3H_8$)



4.5 Organigramme de calcul :



5.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter quelques résultats d'applications du code de calcul MATLAB élaboré dans le chapitre précédent :

On interprète les différents résultats, et on fait une comparaison entre les différents liquides utilisés comme fluide à stocker avec gardes suivant le col Z

Validation des résultats avec les résultats obtenus par [5].

5.2 Interprétation des courbes :

5.2.1 Validation des résultats :

- Conteneurs azote sans garde :

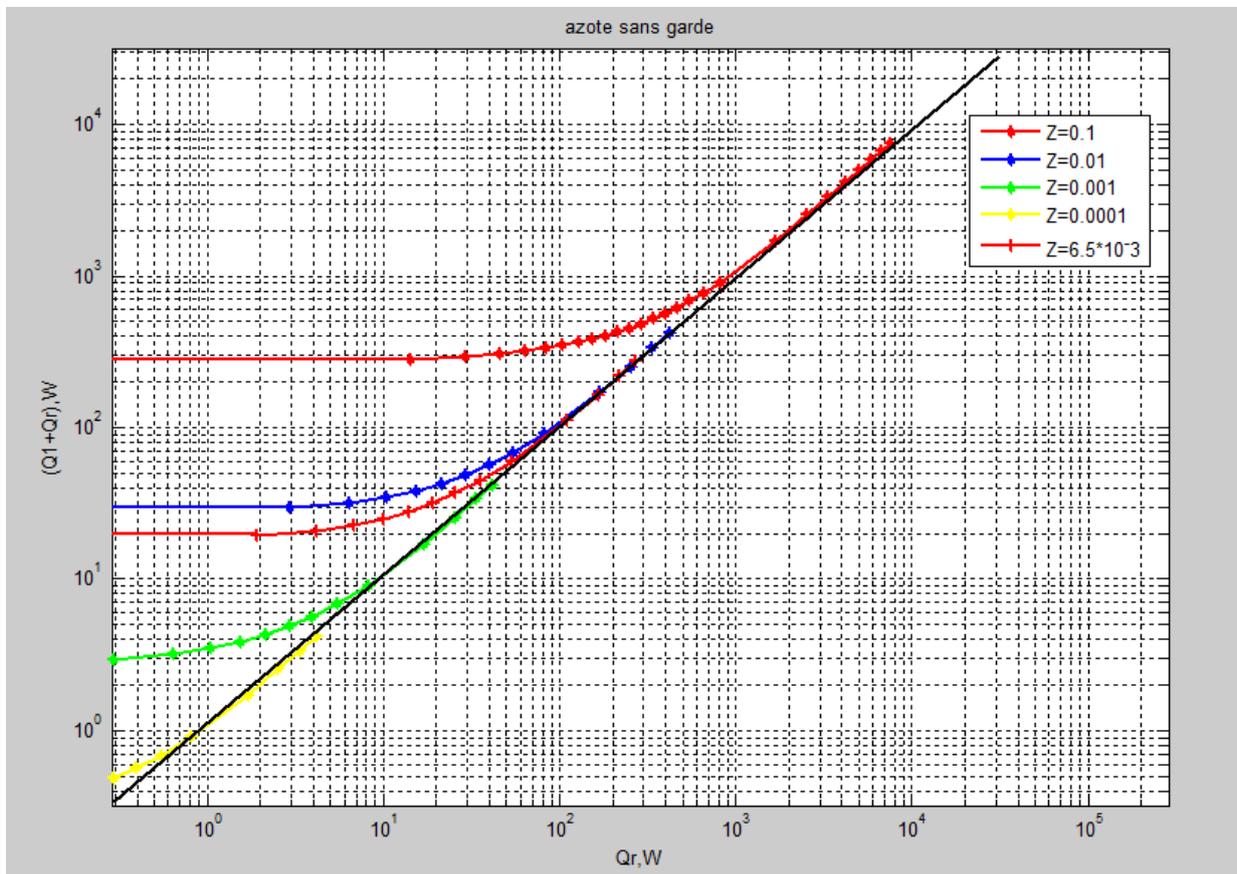


Figure 5.1 : pertes dans les conteneurs azote sans garde.

La figure (5.1) illustre le comportement d'un conteneur pour azote liquide (sans garde entre 78 et 300K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totales $(Q_1 + Q_R)$ mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant

prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .On remarque aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermiques sont maximale par rapport aux autres Z ,cela veut dire que ,tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur hydrogène sans et avec garde d'azote :

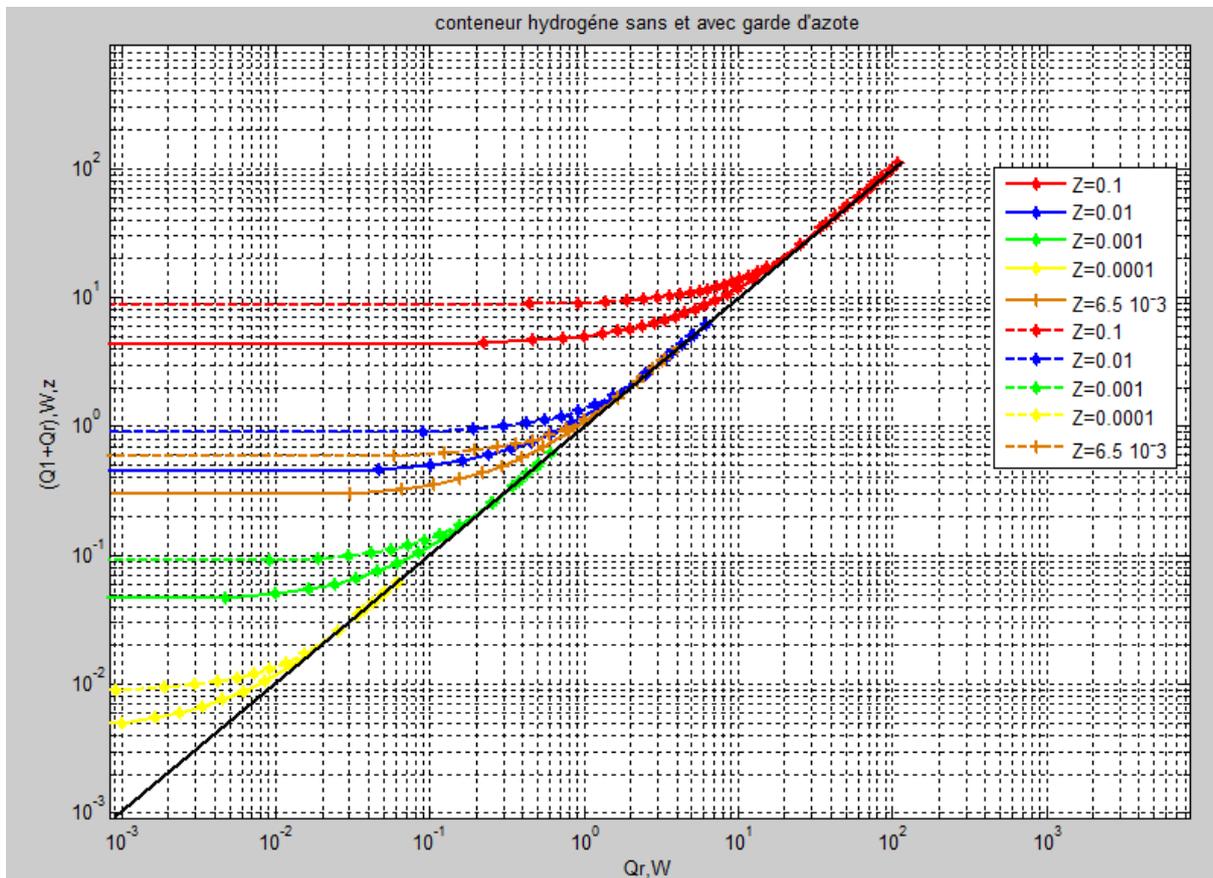


Figure 5.2 : pertes dans les conteneurs hydrogène sans garde.

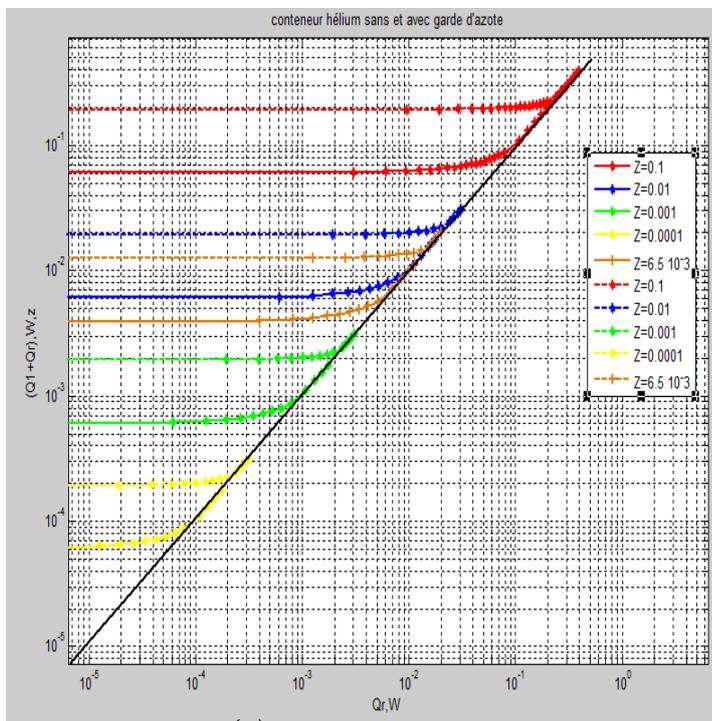
- Traits pleins : différence température entre 20 et 78K.
- Traits tirés : différence température entre 20 et 300K.

La figure (5.2) illustre le comportement d'un conteneur pour hydrogène liquide (sans garde, entre 20 et 300K) et (avec garde d'azote entre 20 et 78K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totales $(Q_1 + Q_R)$ mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .On remarque que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire que :tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

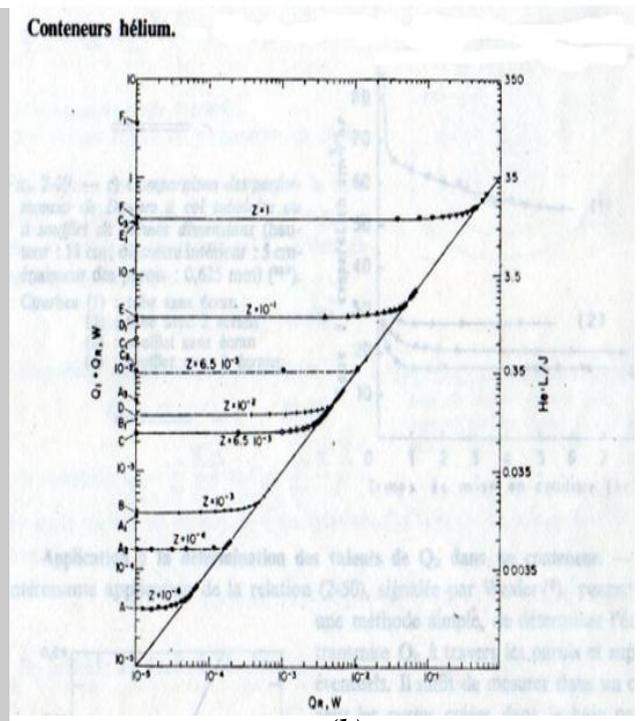
Remarquons toutefois que, pour Z donné, soit $6.5 \cdot 10^{-3}$ par exemple, est pour des échanges parfait avec $Q_R = 10^{-3}$ (courbe en traits pleins) $(Q_1 + Q_R)$ est de l'ordre $5 \cdot 10^{-1}$ et de $7.2 \cdot 10^{-1}$ pour (courbe en traits tirés), ce qui est le cas de la super isolation, les pertes thermique seront gouvernées par la puissance introduite à travers l'isolation. Les pertes dues aux entrées de chaleur à travers le col représentent dans ce cas peu de choses.

On conclue par dire que les pertes dans un conteneur à hydrogène sans garde sont plus grandes que pour un conteneur avec une garde d'azote.

- Conteneur hélium sans et avec garde d'azote :



(a)



(b)

Figure 5. 3

(a) : pertes dans les conteneurs hélium sans garde. (b) : photo de R-R conte[5] conteneur hélium ;

- Traits pleins : différence température entre 4.2 et 78K.
- Traits tirés : différence température entre 4.2 et 300K.

La figure (5.3) illustre le comportement d'un conteneur pour hélium liquide (sans garde entre 4.2 et 300K) et (avec garde entre 4.2 et 78K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale $(Q_1 + Q_R)$ mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col

sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquait aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire ,tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

Très important les courbes $(Q_1 + Q_R) = f(Q_R)$ de la figure (5.3) sont extrêmement plates.

Ces courbes montrent quelle peut être l'isolation optimale d'un conteneur donnée, pour différentes valeurs de Z . Il est bien certain que si l'on transmet une puissance $Q_R = 4 * 10^{-2} W$, il est inutile d'avoir un col ayant une faible valeur de Z .

On conclue par dire que les pertes dans un conteneur à hélium sans garde sont plus grandes que pour un conteneur avec une garde d'azote.

5.2.2 Extension de l'étude précédente

- Conteneur azote à garde argon :

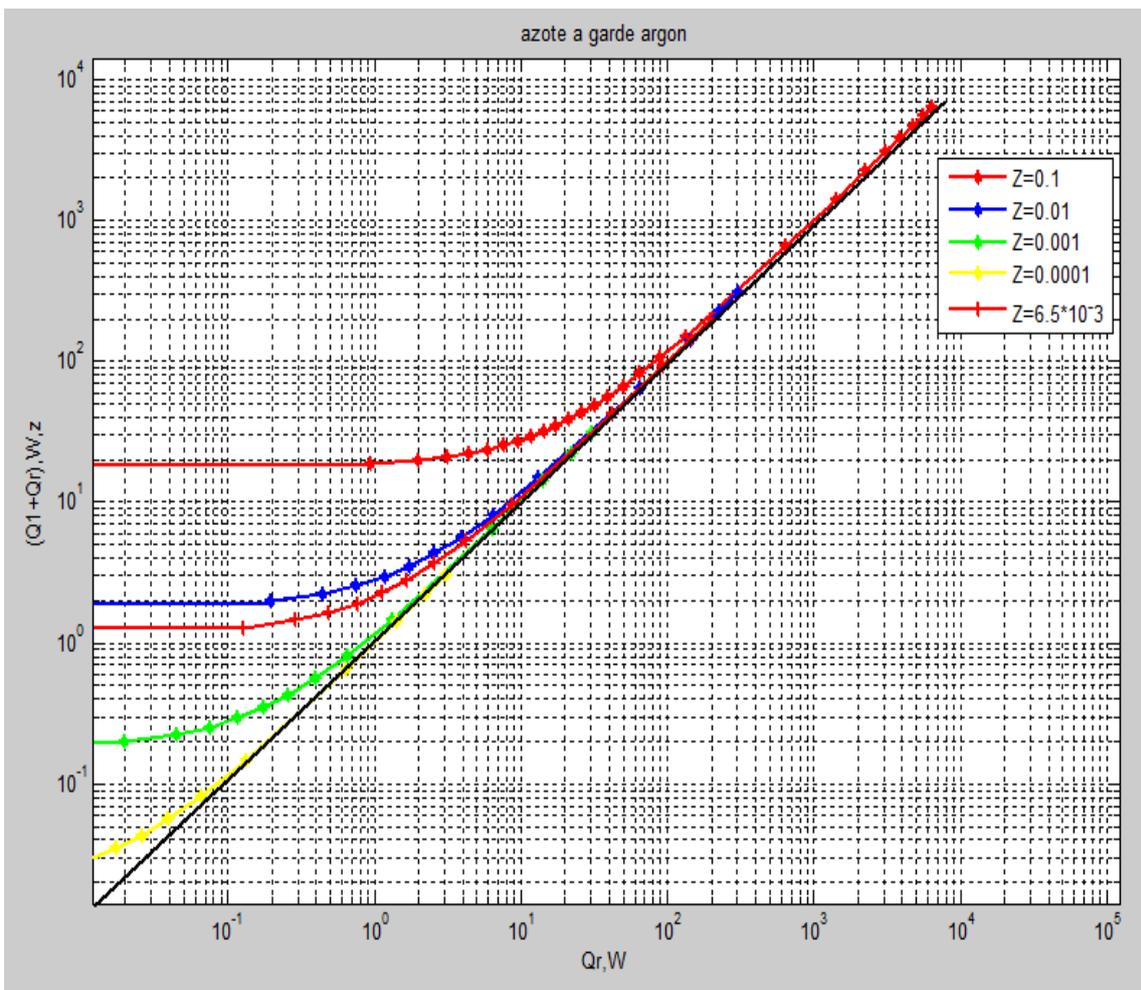


Figure 5.4 : pertes dans les conteneurs azote à garde argon.

La figure (5.4) illustre le comportement d'un conteneur pour azote liquide à garde argon (entre 78 et 87.3K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquant aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur azote à garde oxygène :

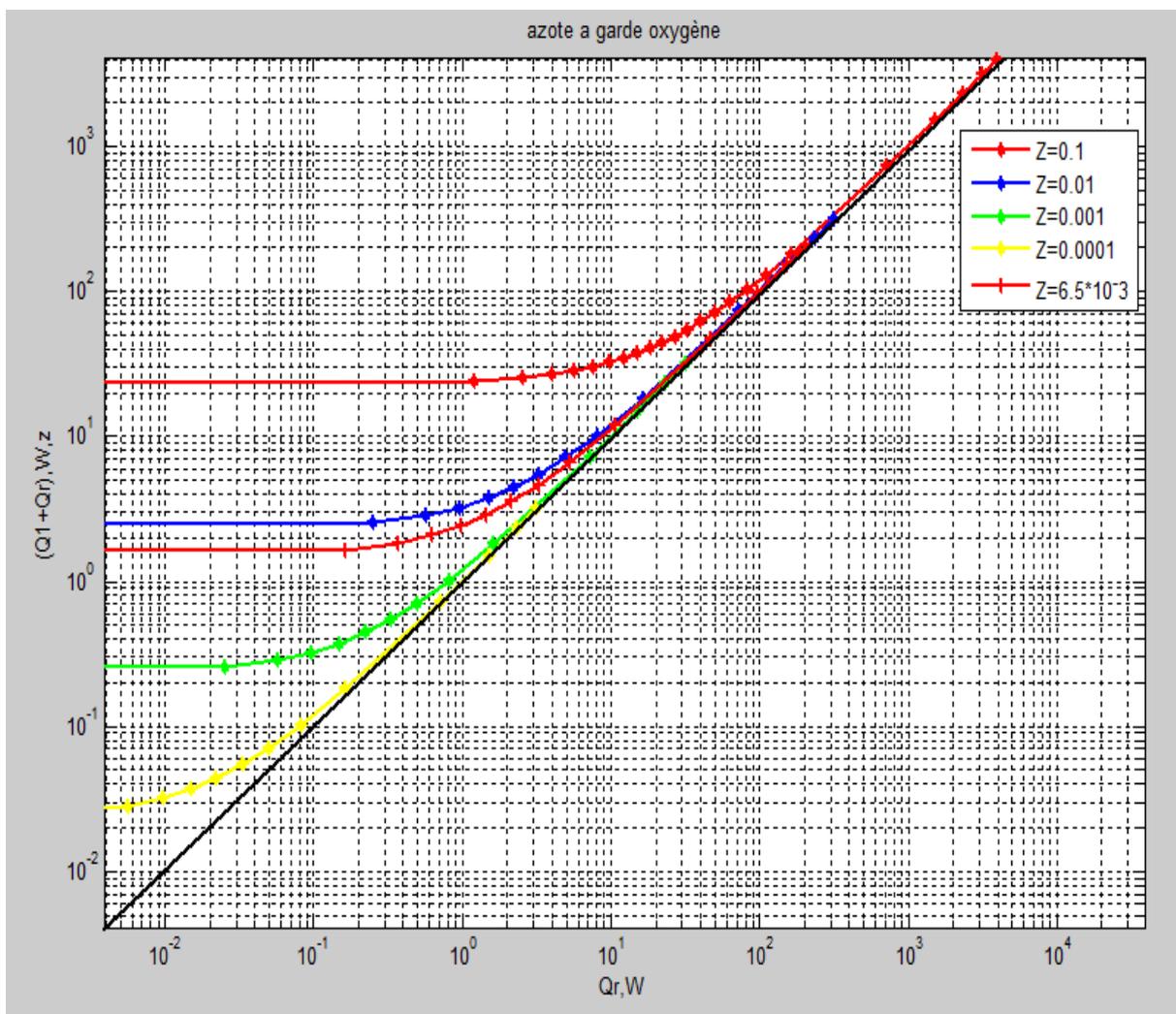


Figure 5.5 : pertes dans les conteneurs azote à garde oxygène.

La figure (5.5) illustre le comportement d'un conteneur pour azote liquide à garde oxygène (entre 78 et 90.2K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées,

augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur azote à garde méthane :

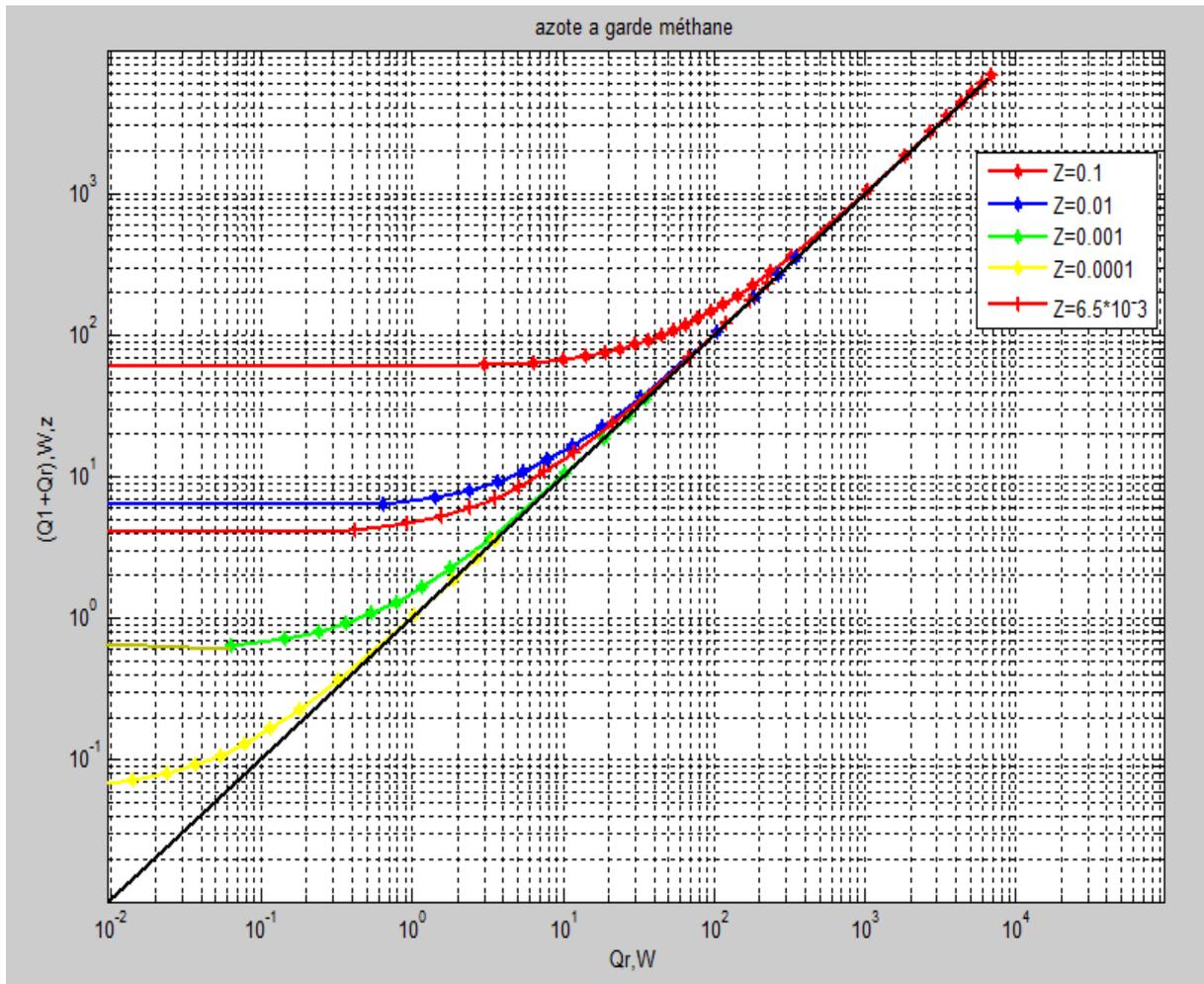


Figure 5.6 : pertes dans les conteneurs azote à garde méthane.

La figure (5.6) illustre le comportement d'un conteneur pour azote liquide à garde méthane (entre 78 et 111.7K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale $(Q_1 + Q_R)$ mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$

les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane sans garde :

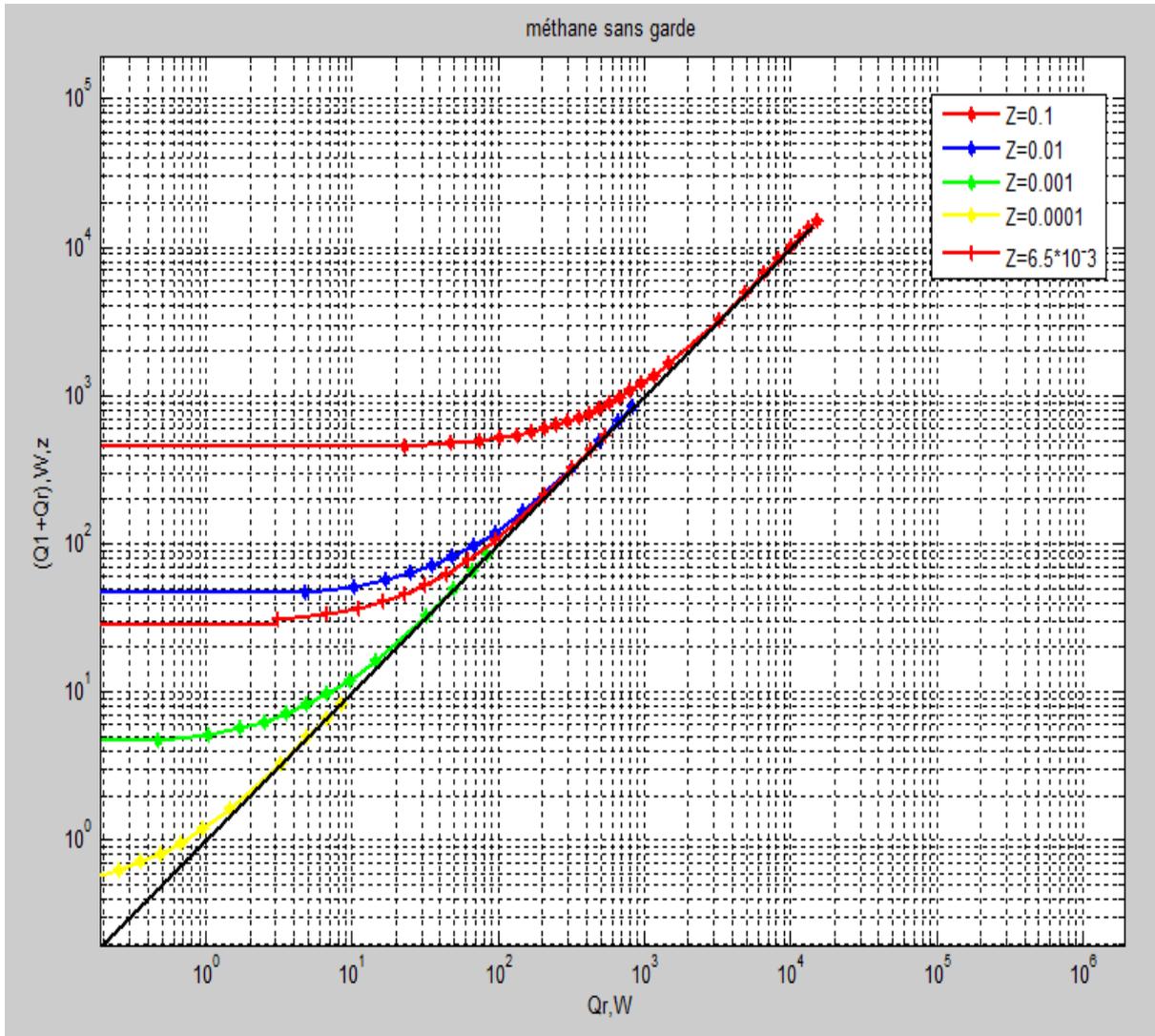


Figure 5.7 : pertes dans les conteneurs méthane sans garde.

La figure (5.7) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide (sans garde) (entre 111.7 et 300K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquante aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane à garde krypton :

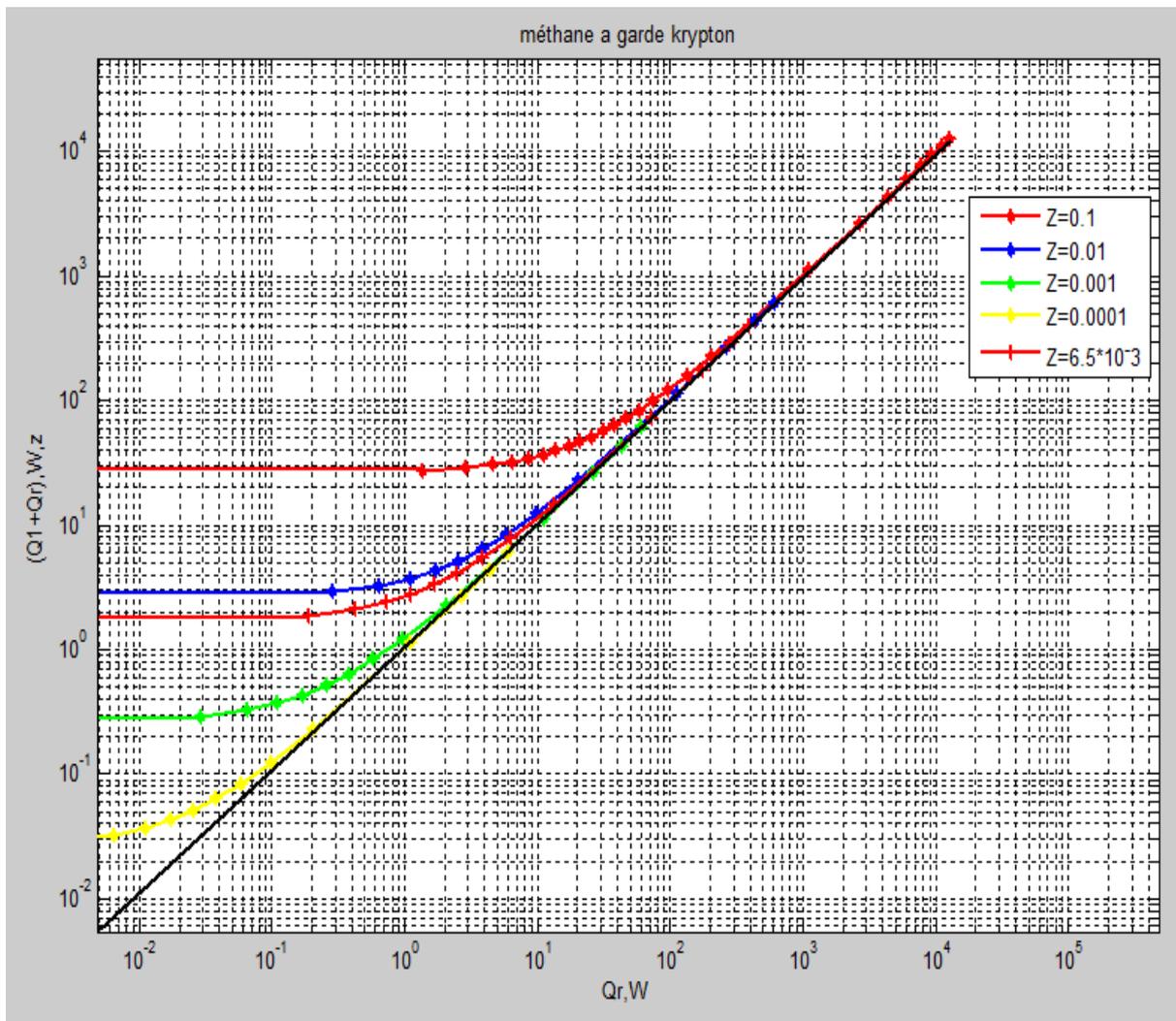


Figure 5.8 : pertes dans les conteneurs méthane à garde krypton.

La figure (5.8) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde krypton (entre 111.7 et 120.1K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane à garde ozone :

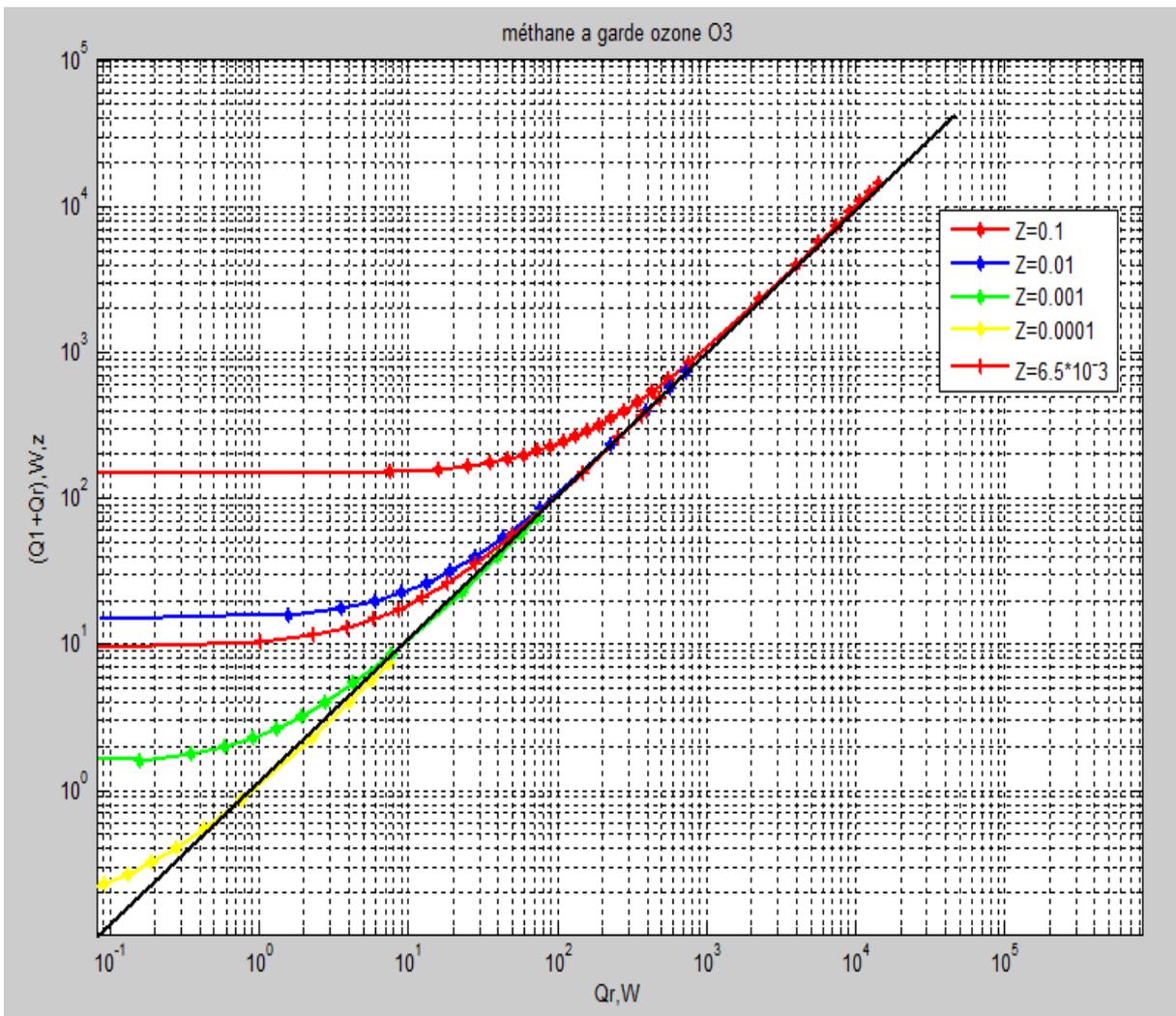


Figure 5.9 : pertes dans les conteneurs méthane à garde ozone.

La figure (5.9) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde ozone (entre 111.7 et 162.2K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentant d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquant aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire ,cela veut dire ,tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane à garde fréon:

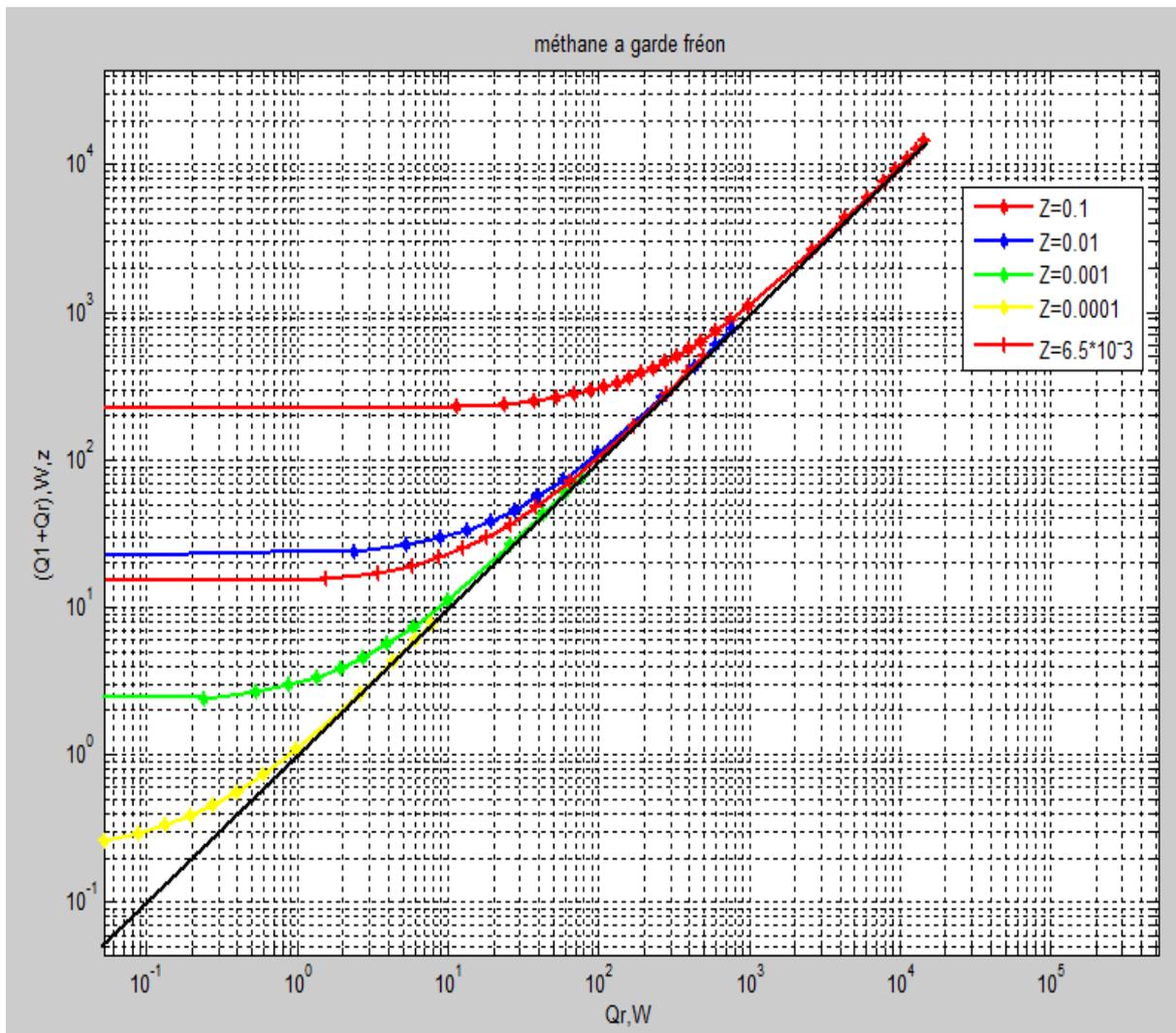


Figure 5.10 : pertes dans les conteneurs méthane à garde fréon.

La figure (5.10) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde fréon (entre 111.7 et 192K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane à garde propane :

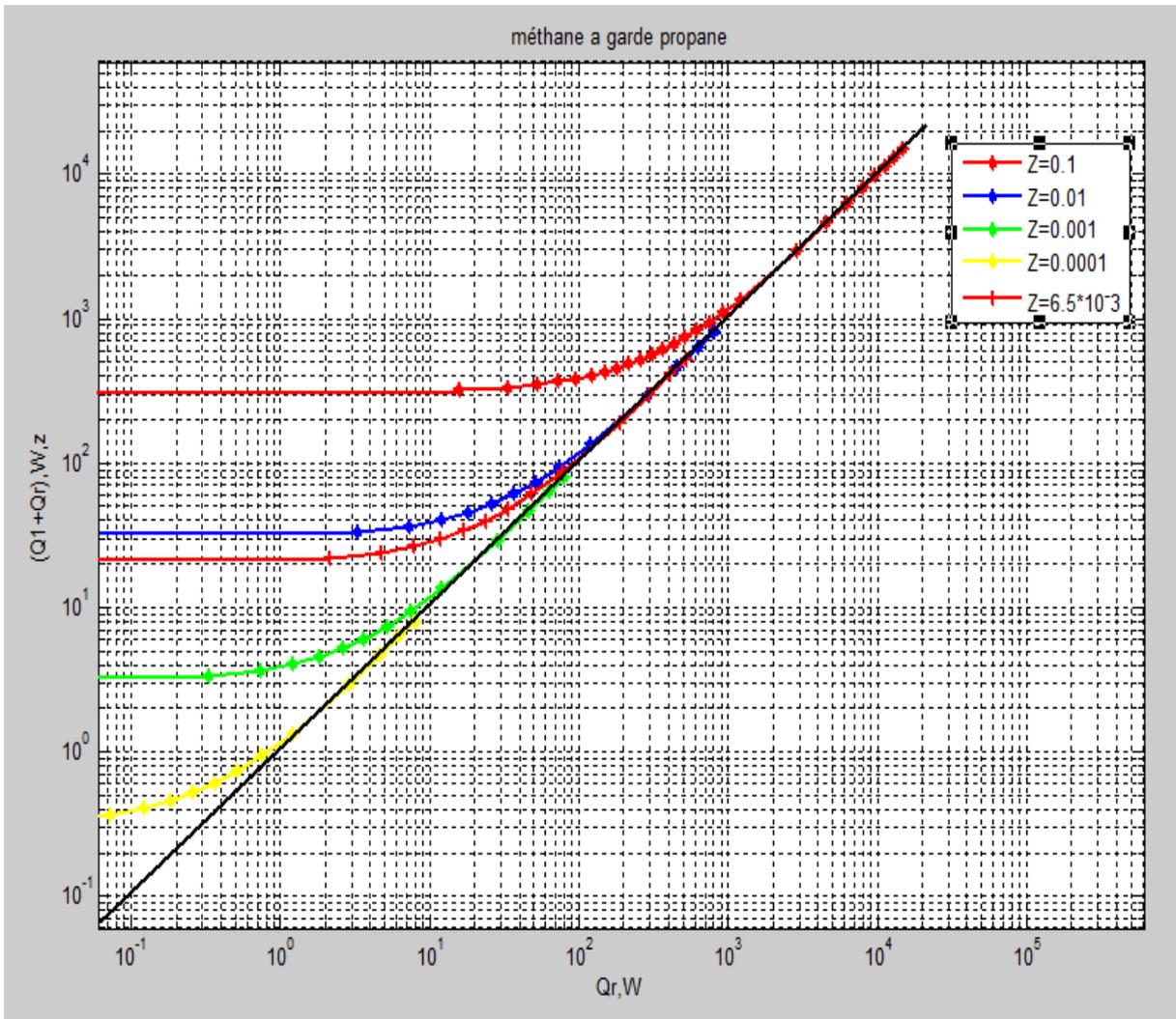
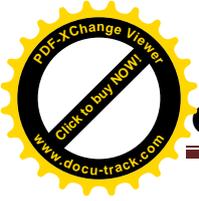


Figure 5.11 : pertes dans les conteneurs méthane à garde propane.

La figure (5.11) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde propane (entre 111.7 et 231.4K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.



- Conteneur méthane à garde ammoniac :

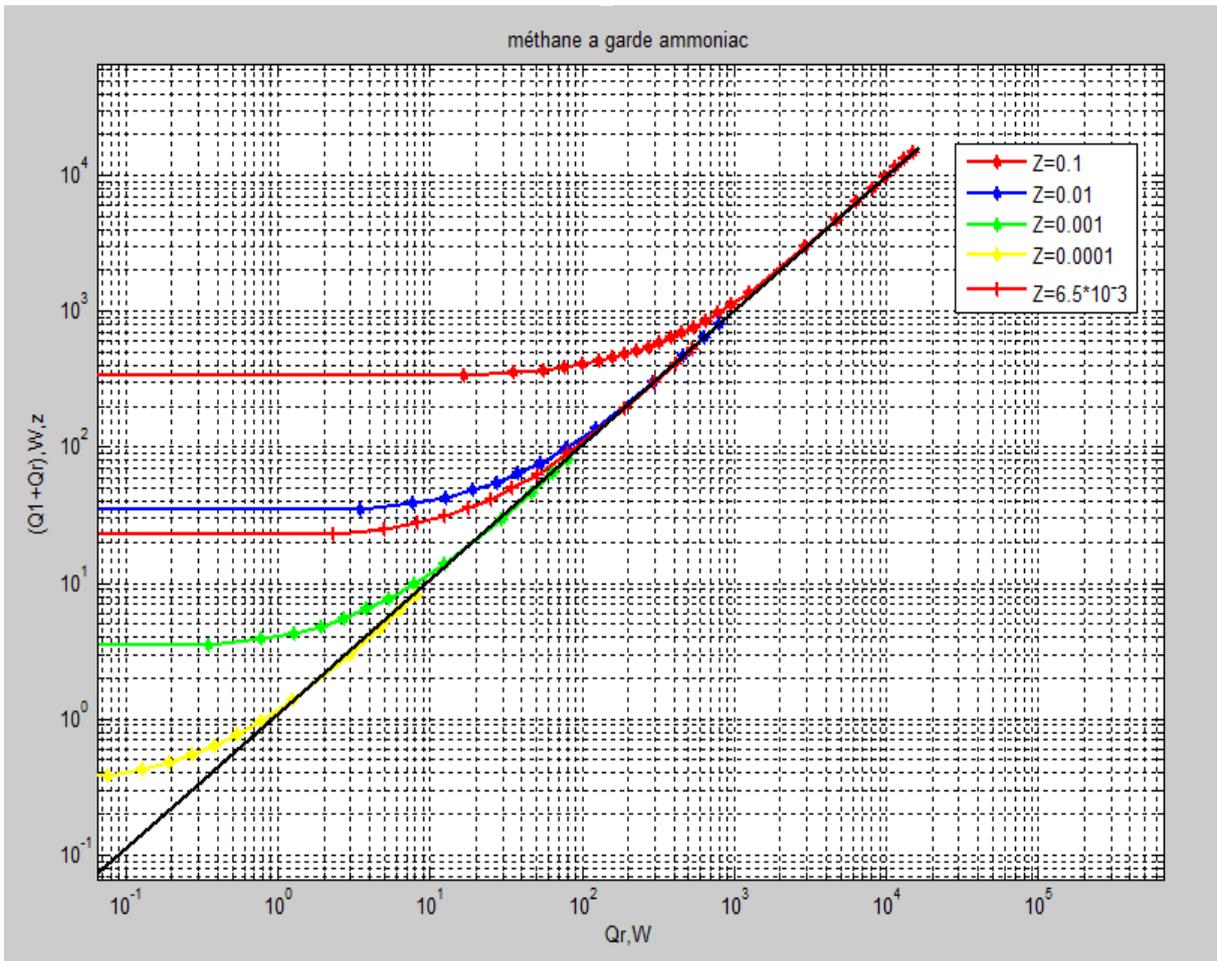


Figure 5.12 : pertes dans les conteneurs méthane à garde ammoniac.

La figure (5.12) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde ammoniac (entre 111.7 et 240K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale $(Q_1 + Q_R)$ mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquant aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur méthane à garde butane:

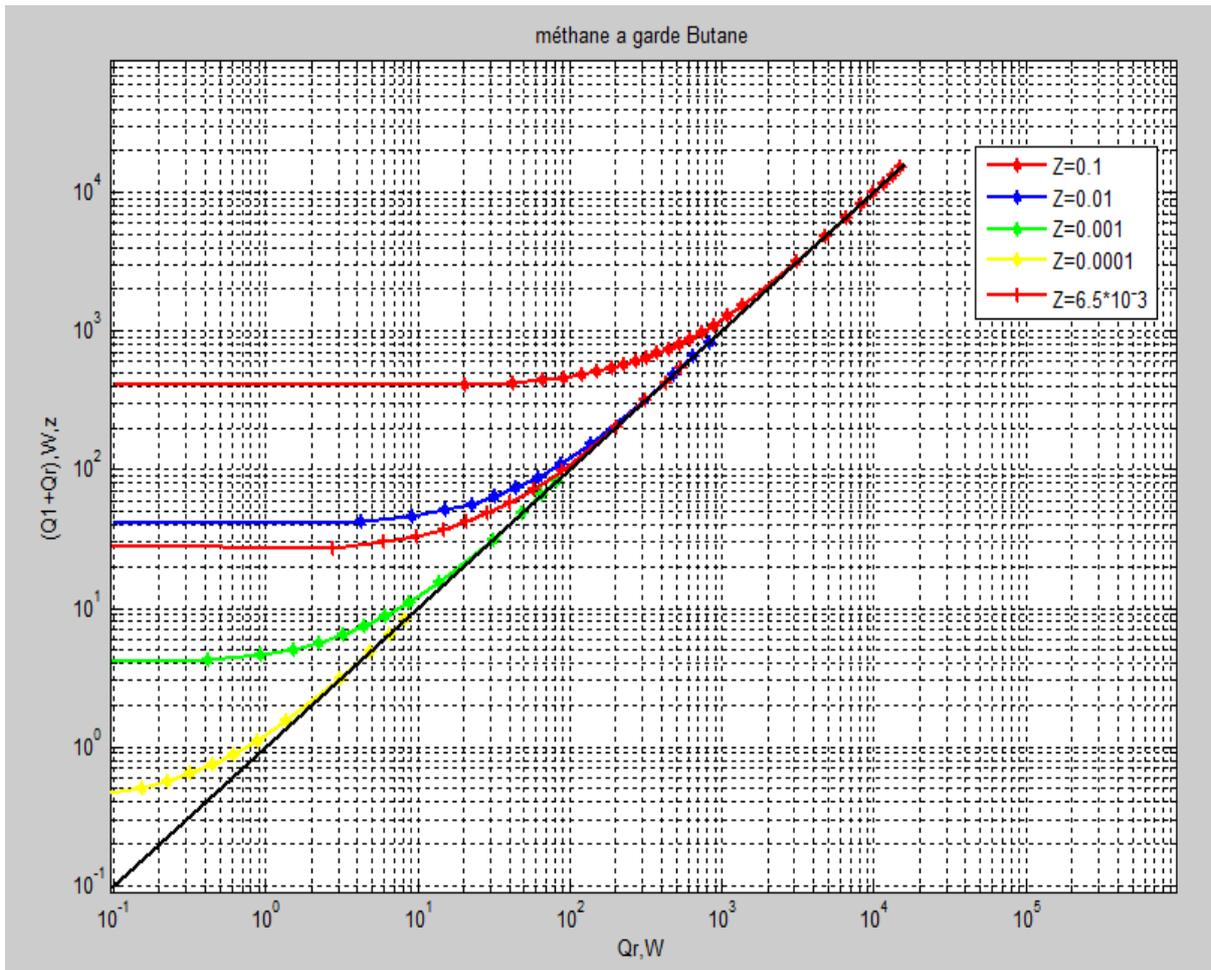


Figure 5.13 : pertes dans les conteneurs méthane à garde butane.

La figure (5.13) illustre le comportement d'un conteneur pour méthane liquide à garde butane (entre 111.7 et 273K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z , cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.

- Conteneur propane à garde butane:

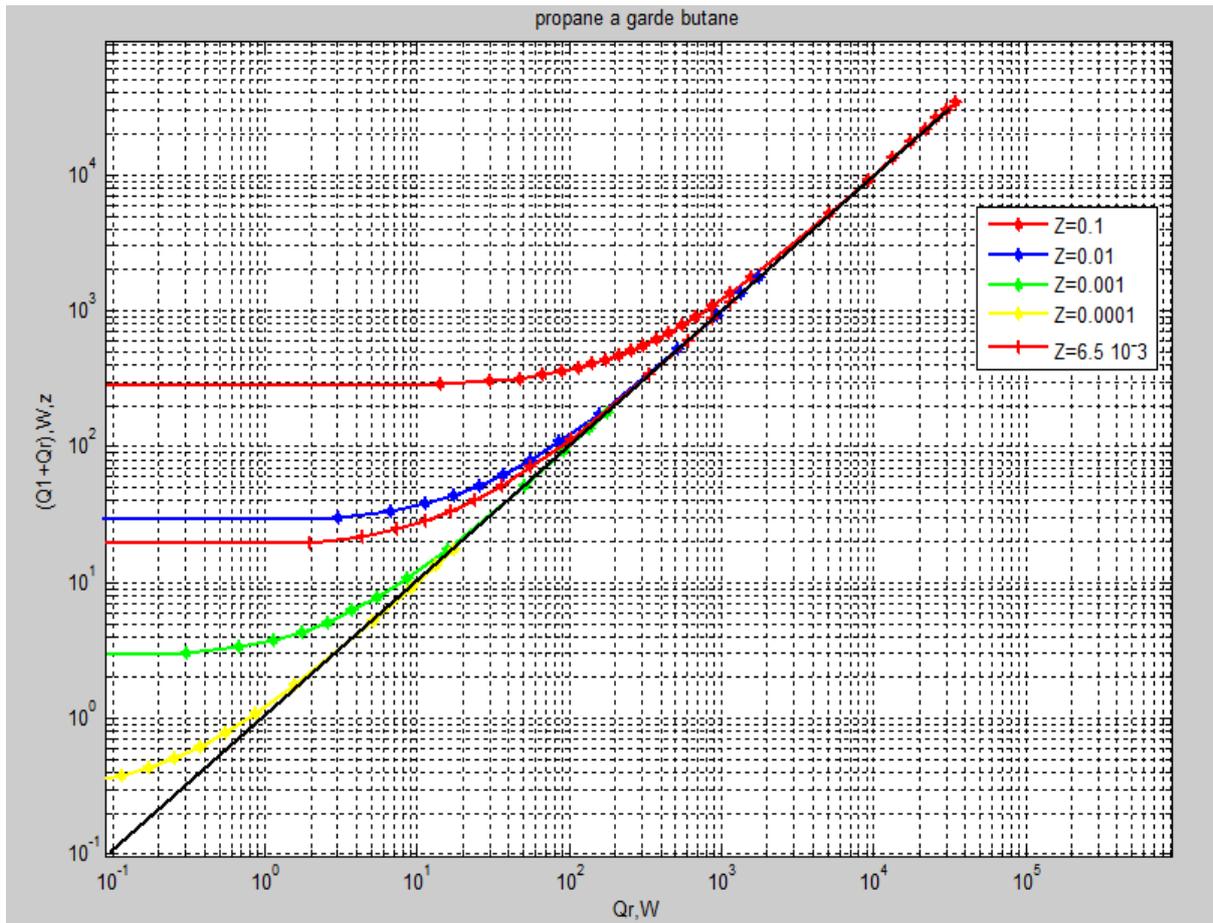
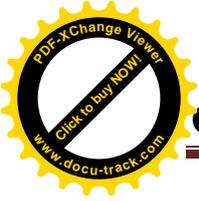


Figure 5.14 : pertes dans les conteneurs propane à garde butane.

La figure (5.14) illustre le comportement d'un conteneur pour propane liquide à garde butane (entre 231.4 et 273K). Pour une valeur de $Z = \frac{A}{l}$ (cm), et pour la nature de col donné (inconel), la solution de l'équation (4.11) montre que les pertes totale ($Q_1 + Q_R$) mesurées, augmentent d'abord faiblement avec l'augmentation de Q_R , puis à partir d'une valeur critique Q_{RC} , deviennent égales à Q_R . pour la valeur de Q_{RC} les pertes dues au col sont annulées par les vapeurs froides issues des pertes introduites par le rayonnement des parois, ces dernières étant prépondérantes dans la partie rectiligne de la courbe .remarquand aussi que pour $Z = 0.1$ les pertes thermique sont maximum par rapport aux autres Z ,cela veut dire que : tant que Z augmente l'échange par conduction augmente impliquant des augmentations des pertes dues au col.



- Comparaison entre les différents conteneurs Azote par apport à $Z=0.1$:

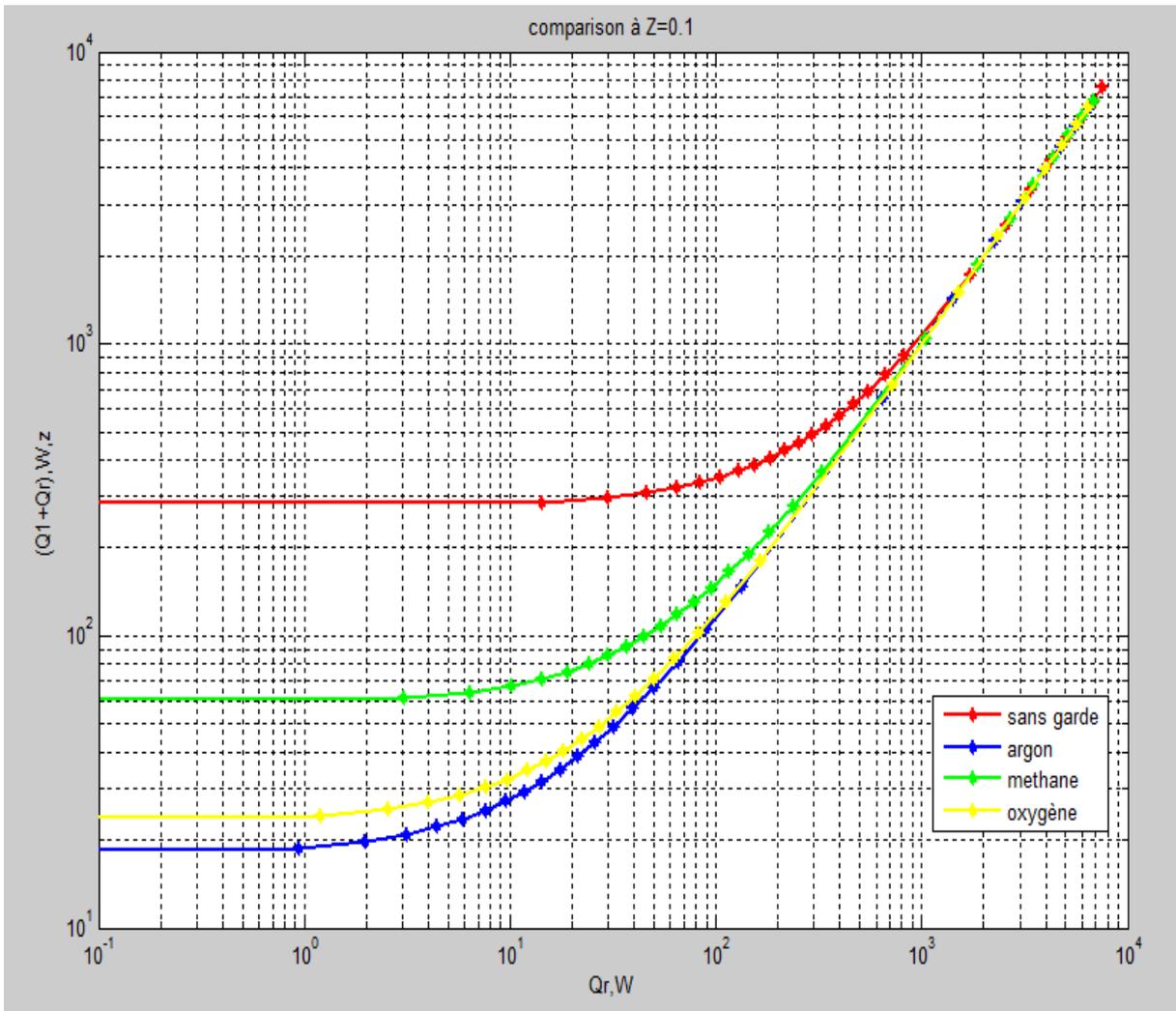


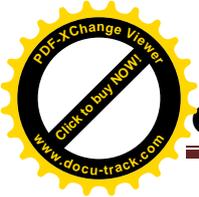
Figure 5.15 : comparaison des pertes dans les différents conteneurs azote à $Z=0.1$.

La figure (5.15) illustre une étude comparative dans les quatre conteneurs à azote vue précédemment (sans garde, à garde méthane, à garde argon et oxygène), pour un $Z = \frac{A}{l} = 0.1$.

Remarquant d'après la figures (5.15) que le conteneur azote à garde argon pour une valeur de $Q_R = 10^{-1}W$ le conteneur perd une quantité de chaleurs $(Q_1 + Q_R) = 18.2 W$ et de $(Q_1 + Q_R) = 293 W$ pour un conteneur sans garde ce qui indique la grande différence entre les deux, avec un rapport de 15, cela marque la nécessité d'utiliser la garde dans les conteneurs.

Pour une valeur de $Q_R = 10^1W$ le conteneur de l'azote perd une quantité de chaleur $(Q_1 + Q_R) = 28.2 W$ et de $(Q_1 + Q_R) = 293 W$ la différence diminue avec un rapport de 10.

Et pour une valeur de $Q_R = 10^3W$ les pertes sont les mêmes quelle que soit la garde choisie (utilisée) avec une valeur de $(Q_1 + Q_R) = 10^3 W$.



Le conteneur de l'azote à garde argon eu moins des pertes par rapport aux autres fluides utilisés comme garde (méthane, oxygène) cela revient que sa température est inférieure par rapport aux autres $87.3 < 90.2 < 111.7$; on déduit que pour une différence de température ΔT inférieure entre le fluide à stocker et la garde, on a des pertes minimales.

- Comparaison entre les différents conteneurs méthane par apport à $Z=0.1$:

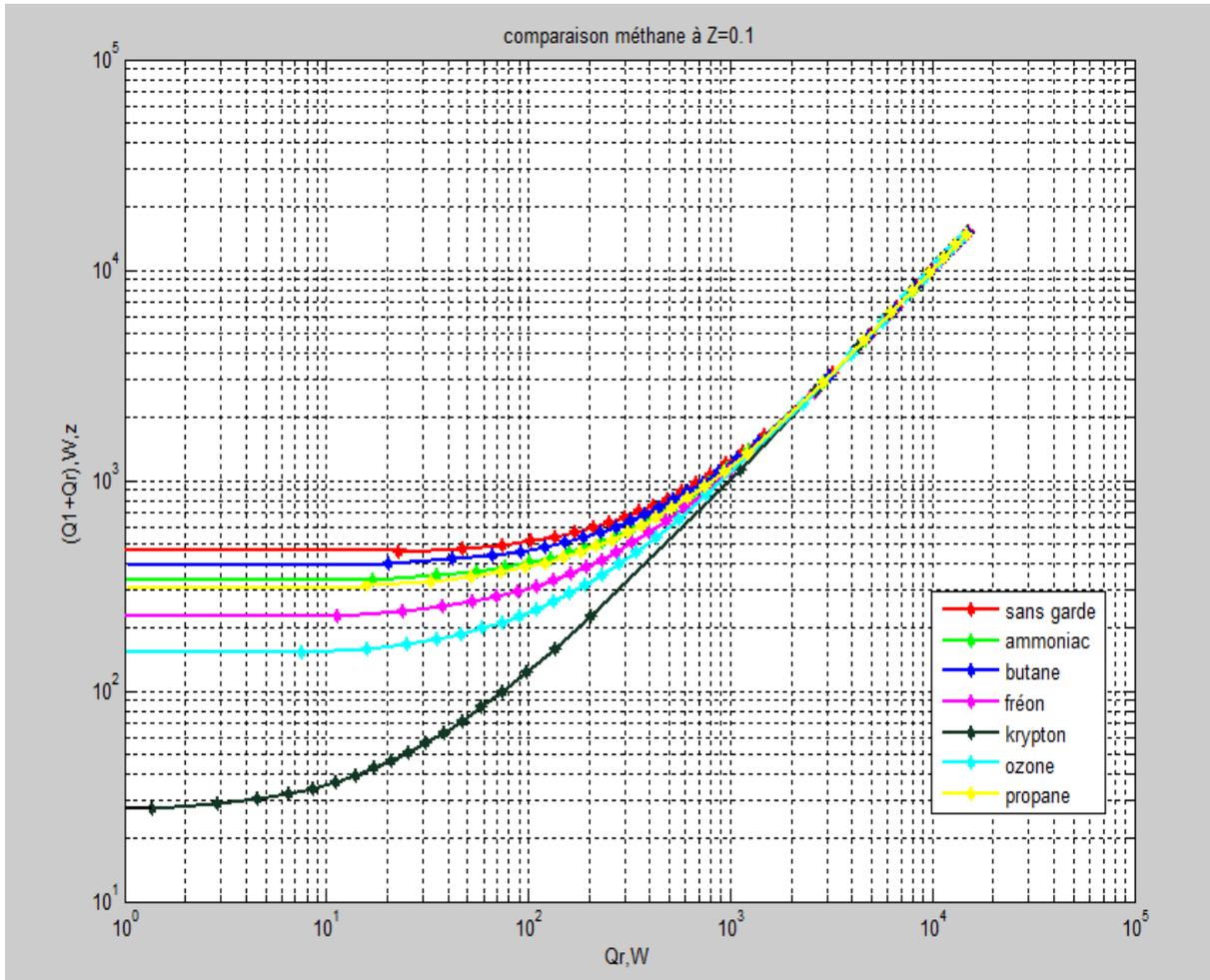
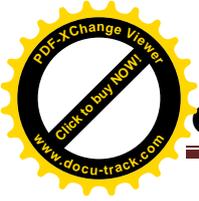


Figure 5.16 : comparaison des pertes dans les différents conteneurs méthane à $Z=0.1$.

La figure (5.16) illustre une étude comparative dans les quatre conteneurs à méthane vue précédemment (sans garde, à garde méthane, à garde argon et oxygène), pour un $Z = \frac{A}{l} = 0.1$.

On remarque d'après la figures (5.16) que le conteneur méthane à garde krypton, pour une valeur de $Q_R = 1 W$ perd une quantité de chaleur $(Q_1 + Q_R) = 28.9 W$ et de $(Q_1 + Q_R) = 392.6 W$ pour un conteneur sans garde ce qui indique la grande différence entre les deux, avec un rapport de 13 cela marque la nécessité d'utiliser la garde dans les conteneurs.

Pour une valeur de $Q_R = 10^2 W$ le conteneur de méthane perd une quantité de chaleurs $(Q_1 + Q_R) = 120.5 W$ et de $(Q_1 + Q_R) = 392.6 W$ la différence entre les deux diminue quatre fois plus que pour une valeur de $Q_R = 1 W$.



Et pour une valeur de $Q_R = 10^4 W$ les pertes sont les mêmes quelle que soit la garde choisie (utilisée) avec une valeur de $(Q_1 + Q_R) = 10^4 W$.

Le conteneur de méthane à garde krypton avait moins de pertes par rapport aux autres fluides utilisés comme garde (butane, ammoniac, propane... etc.) parce que sa température est inférieure aux température des autres fluides $120.1 < 162 < \dots < 300 K$, on déduit que pour une petite différence de température ΔT entre le fluide à stocker et le fluide à garde, on a des pertes minimales.

5.3 Conclusion :

Dans ce chapitre on a réussi à présenter une multitude de courbes, et des comparaisons entre les différents fluides à stocker par rapport aux différentes valeurs de $Z = \frac{A}{l}$ et aux différents fluides utilisés comme garde.

On peut dire que les pertes thermiques dans les conteneurs sont liées directement à la nature des fluides à stocker et la géométrie du cryostat.

Les pertes thermiques dans un col sont minimales lorsque :

- Le fluide à stocké est maintenu avec une garde
- la différence de température entre le fluide à conserver et le fluide utilisé comme garde est minimale.
- la valeur du rapport $Z = \frac{A}{l}$ est minimale.
- la quantité de chaleur issue des vapeurs froide est supérieure au flux conductif dans le col.
- Une bonne isolation.



CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail consistait en premier lieu en une étude théorique approfondie de transfert de chaleur et de matière dans un réservoir cryogénique de laboratoire (cryostat), une attention particulière a été portée sur l'étude de l'effet du col d'un cryostat sur les pertes thermiques, le rayonnement qui est dans notre cas le paramètre prépondérant sur les autres modes de transfert qui sont la conduction et la convection, en second lieu nous avons développé un code de calcul en MATLAB qui permet d'estimer la quantité des pertes thermiques, enfin le troisième objectif consiste à valider notre code de calcul pour un réservoir de stockage avec le [R-R CONTE] .

Les principaux modes d'isolations ont été énumérés avec leurs méthodes et la technique d'utilisation pour un réservoir de stockage cryogénique.

Les infiltrations thermiques jouent un rôle important dans l'évaporation de ces fluides cryogéniques en particulier lorsque on a une grande différence de température entre l'ambient et le fluide cryogénique à stocker.

Les différents modes de chaleur qui peuvent influencer l'évaporation du fluide cryogénique ont été étudiés afin de bien comprendre le mécanisme de transfert de chaleur dans les réservoirs cryogéniques. On remarque que des trois modes de transferts thermiques qui existent dans un cryostat ou réservoir qui sont la conduction par le col, la convection entre les vapeurs froides provenant de l'évaporation du fluide cryogénique et le col, le rayonnement entre l'enveloppe extérieure et le bain cryogénique, le mode de transfert qui prédomine est le mode de transferts thermique par rayonnement.

En deuxième lieu nous avons élaboré un code de calcul en MATLAB qui peut être très facilement modifié pour d'autres réservoirs cryogéniques (avec d'autres fluides cryogéniques), qui permet de calculer les pertes de chaleur couplées dans les cryostats. Ce code sera d'un grand apport pour la compréhension des phénomènes de transfert dans les réservoirs cryogéniques de grande dimension utilisé dans l'industrie algérienne.

Les résultats obtenus par l'application du code de calcul pour un cryostat sans isolation latéral du col ont montré qu'on peut éliminer le flux conductif par la récupération de l'enthalpie des vapeurs froides issues du bain. Le flux radiatif dans le cas d'un cryostat sans isolation latéral peut être diminué par un écran thermique interposé entre le col et l'enveloppe extérieure.

Nous pensons avoir atteint notre objectif et nous recommandons la poursuite de nouveaux projets de conception de réservoirs cryogéniques en coopération avec l'industrie Algérienne.



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] R. Pictet, C.R.de l'Académie des sciences 85 ,1221 (1877) d'après R.R.Conte.
- [2] A. D'Arsonval, C. R. Roy. Soc. Biol., 40, 136 (1888) d'après R.R.Conte.
- [3] J. Dewar, Proc. Roy. Soc., 63, 256 (1898) d'après R.R.Conte .
- [4] J. Wexler, J. Appl. Phsics 22, 12 (1951) d'après R.R.Conte .
- [5] R. R. Conte, éléments de cryogénie, Masson et Cie, Editeurs (1970).
- [6] A.D. Caplin, A.T. Cayless. Simple numerical modelling technique for cryostat design Cryogenics Volume: 26, Issue: 3 March, 1986, 678-681 (1986).
- [7] J.L. Casse and E.E.M Woestenburg, Thermal model for a hybrid cryostat, cryogenics Volume: 26, Issue: 3. pp. 165-170 March, 1986.
- [8] F.F. Mende et Al. Broad-neck liquid helium cryostat, cryogenics 29, 998 (1989).
- [9] F.F. Mende et Al. Broad-neck liquid helium cryostat, cryogenics 29, 998 (1989).
- [10] S. Buhler, J. Phys. III France 4, 663-669 (1994).
- [11] M.A. Hilal, M.A. McIntosh, G.E. Adv. in Cryogenics. Eng. 21 (1975).
- [12] R.W. Boom et al, Wisconsin super-conductive Energy storage report Vol.1 University of Wisconsin publication May, (1973).
- [13] Y.M.Eyssa and O. Okasha, Cryogenics, Thermodynamic optimization of thermal radiation shields for a cryogenic apparatus Vol.: 18, Issue: 5 May, 1978.
- [14] A. Bejan, Discrete cooling of low heat leak supports to 4.2K, Cryogenics (May 1975).
- [15] W.D. Lee, Continuous transfer of liquid Helium to a rotating, Dewar B.S. and S.M. Thesis Massachusetts institute of technology (1970).
- [16] A. Bejan, improved thermal designed of the cryogenic cooling system for a super conducting synchronous generator, PhD thesis Massachusetts institute of technology (1974).
- [17] D. E. Cormack, L.G.Leal and J. Imberger, Natural convection in a shallow cavity with differentially heated end walls, part 1. Asymptotic theory. J. fluid. Mech. 65: 209 (1974).
- [18] D. E. Cormack, L.G.Leal and J. Imberger, Natural convection in a shallow cavity with differentially heated end walls, part 2 .J. fluid. Mech. 65:231(1974).
- [19] J. Imberger, Natural convection in a shallow cavity with differentially heated end walls, part 3. J. fluid. Mech. 65/247 (1974).
- [20] A. Bejan and C.L.Tien , Fully developed natural counter flow in a long horizontal pipe with different end temperatures , Int. J.of Heat and M.Transfer; Vol. 21, Issue:6. pp. 701-708 June, (1978).
- [21] L.L. Guglina, N.T. Bendik and S.K. Smirnov (cryogenics 23:127 (1983).
- [22] H. Ogata Mechanical engineering research laboratory Hitachi, LTD Tsuchiura, Japan A.C.E. 35 (1990).
- [23] H.V.Helmholtz (1863) Bd 111 S 16. d'après R.R.Conte.
- [24] Kirchhoff Pogg. Ann. Theory of Sound, 134, 177 (1868). d'après R.R.Conte.
- [25] H. A. Kramer Vibration of a gas column Physica 15 PP. 971-984 (1949).
- [26] D.Ter Haar, compte rendus de la conférence de physique des basses températures paris PP. 347-349 (1955).



- [27] N. Rott, Z. Angew. Math. Phys. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes vol: 20, pp:230-245 (1969).
- [28] N. Rott, Thermally driven acoustic oscillations, part II: stability limit for helium; Z. Angew. Math. Phys. Vol: 24, pp: 54-72 (1973).
- [29] N. Rott, Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second order heat flux; Z. Angew. Math. Phys. vol: 26, 43-49 (1975).
- [30] N. Rott, and G. Zouzoulas, Thermally driven acoustic oscillations, part IV: Tubes with variable cross-section; Z. Angew. Math. Phys. Vol: 27, PP.197-224 (1976).
- [31] G. Zouzoulas and N. Rott, Thermally driven acoustic oscillations, part V: Gas-liquid oscillations; Z. Angew. Math. Phys. vol: 27, 325-334 (1976).
- [32] P. Merkli and H. Thomann, thermo- acoustic effects in a resonance tube, J. fluid Mech. Vol: 70, pp: 161-177. (1975).
- [33] H. Luck and Ch. Trepp, cryogenics, thermo-acoustic oscillations in cryogenics, Vol. 32 N° 8 (1992).
- [34] S.G. Sydorak., H.S. Sommers. Rev.Sci.instr. Vol: 22, N°:12, pp: 915 (1951).
- [35] A. Bejan, Entropy generation through heat and fluid flow John Wiley sons 1982.
- [36] Ostrach, NACA Report. 1111, (1953).
- [37] Ziebland (H.) and Burton (J. T) A. Brit. J. Appl. Phys. Vol: 9 52-9 (1958).
- [38] Siegel (R.) and Howel (J.R.) thermal radiation hemisphere. Washington, DC, 1981.
- [39] Leuenberger (H.) and Person (R. A.), "Compilation of radiation shape factors for cylindrical assemblies», ASME Paper 56-A-144 (1956)
- [40] Samuel (N.) Rea Texas instrument incorporated, Dallas, Texas AIAA j.13 N°3 (1975).
- [41] O. Khemis, 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.
- [42] O. Khemis, M. Boumaza, M. Ait Ali, M.X. Francois, Experimental analysis of heat transfers in a cryogenic tank without a lateral insulation, Applied Thermal Engineering journal, Vol:23, Issue 16, pp: 2107-2117 (November 2003).
- [43] P. Jourda, S. D. Probert: Heat transfer considérations for large liquefied natural gas storage tanks. Applied energy 38 (1991) 263 – 282.
- [44] M. A. Green. Heat transfer through a multilayer insulation System as a function of pressure in the cryostat vacuum space. Advances in cryogénie engineering, vol 43, 1998, 1313- 1318.
- [45] S. D. Augustynowicz, J. E. Fesmire, J.P Wikstrom. Cryogénie insulation System. 20 The international congress of réfrigération, IIR Sydney, September, 1999.
- [46] D. Boukeffa, M. Boumaza, M.X.François, S. Pellerin. Expérimental and Numerical Analysis of heat losses in a liquid nitrogen cryostat. Applied Thermal Engineering. Vol 21, N°9 (2001), 967-975.
- [47] D. Boukeffa, M. Boumaza, M.X.François, S. Pellerin. Analyses expérimentale et numérique des pertes cryogéniques dans un cryostat à azote liquide. Revue de l'Université de Constantine. Décembre 2001, vol 16.
- [48] S. V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow. Me Gravv - Ilill, New York, 1980.



- [49] Fluent Incorporated, User's and tutorial guide, (1997).
- [50] O. Khemis, R. Bessaïh, M. Ait Ali et M.X. François, Mesure des Transferts Thermiques Couplés dans un Réservoir Cryogénique avec deux configurations EJMEE, vol 48, N°: 4, pp: 231-234 (2003).
- [51] O. Khemis, R. Bessaïh, M. Ait Ali et M.X. François Measurement of heat transfers in a cryogenic tank with several configurations, Applied Thermal Engineering journal, (in press 2004).
- [52] Adlane L. BENDAOU*, Mohand A. AIT-ALI. « Détermination analytique et numérique des températures du col de l'enveloppe extérieur d'un cryostat a azote liquide » 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc (du 15 au 17 Novembre 2005).
- [53] Lynam, P., Proctor, W., Scurlock, R.G., I.I. F., com. 1, Grenoble (1965). D'après R.R. Conte.
- [54] Rafika HARITI, Abderrahmane BENBRIK, Denis LEMONNIER, Khaled KHALDI « Etude du phénomène d'évaporation de GNL dans les bacs de stockage aérien » Albi, France (du 28 au 30 Août 2007).
- [55] HEIDELBERG, L., NASA .T.N.D 3068 (1965) .
- [56] NASA. C.R., 66110 (1964).
- [57] STOECKER, L.,R. Advance in cryogenics engineering ,5, 273 (1960).
- [58] WAITE, H,J, ibid., 1, 230 (1959).
- [59] ASTM, C, 177,N°411 (1966).
- [60] PETERSON, P., The heat-tight Vessel. Univ. of lund Sweden (1951).
- [61] PETERSON, P., Sar Tryck ur T V E, 29,N°4,151 (1958).
- [62] KROPSCHOT, R.H., cryogenics, 1, 171, March 1961 .
- [63] Rapport NASA, C.R.54191 (1965).
- [64] V.F. Getmanets « The single component superinsulation », Cryogenics 39 (1999) 1037–1038.
- [65] G. Peon « Experimental analysis of thermalisation and emissivity of radiation screens for cryostat design », Cryogenics 38 (1998) 953–958.
- [66] WEXLER, A., J.Appl. physics, 22,12 (1951).



1. Propriétés des fluides cryogéniques :

L'utilisation des liquides cryogéniques, généralement produits suivant des procédés industriels, constitue le moyen actuellement le plus répandu pour obtenir et maintenir les basses températures. En effet, un bain cryogénique fournit une source de frigorifiques à température constante, le liquide étant en équilibre avec sa vapeur. L'enthalpie de formation (chaleur latente) fournit généralement la réserve de frigorifiques contenue dans le cryogène enfermé dans un cryostat. La vapeur peut aussi constituer une réserve de frigorifiques utilisable dans des gammes de températures comprises entre celle du bain et la température ambiante. On utilise très souvent la notion d'enthalpie sensible (chaleur sensible) entre la température d'ébullition sous pression atmosphérique et la température ambiante. Elle représente, par exemple, la quantité de chaleur nécessaire pour réchauffer jusqu'à l'ambiante les vapeurs émises par le bain en ébullition, c'est-à-dire la variation d'enthalpie du fluide (à l'état gazeux) entre ces deux niveaux de température.

Les principaux fluides utilisés dans les laboratoires sont :

- l'azote liquide, de 65 à 100 K ;
- l'hydrogène liquide, de 15 à 30 K ;
- l'hélium 4 liquide, de 1 à 5 K.

2. Domaine d'application :

Les technologies de pointe préparant le XXI^e siècle utilisent aussi très largement la cryogénie (figure3)

L'ensemble Cryogénie est composé de deux grandes parties :

- les propriétés physiques aux basses températures, donnant les notions fondamentales à travers une présentation des différents fluides cryogéniques, des matériaux solides et des transferts thermiques.

Les développements théoriques trop approfondis ont été évités pour favoriser figures et tableaux permettant de répondre à une question pratique précise.

Certains ont été regroupés dans un formulaire, donnant des informations allant au-delà des connaissances indispensables à la lecture de cet article ;

- la mise en œuvre des basses températures, présentant aussi bien les moyens d'obtention des basses températures que des exemples d'applications.

Mais la cryogénie a aussi largement diffusé vers les applications. On peut citer le domaine du stockage des gaz liquéfiés : la fondation de L'Air Liquide par Georges Claude dans les toutes premières années du siècle et son développement montrent bien que la cryogénie n'a pas pour unique objet le Savoir ! Le ralentissement des réactions chimiques associé à l'abaissement de la température est aussi un exemple connu Depuis longtemps pour la conservation des aliments ; la cryogénie a ouvert de Nouvelles perspectives dans le domaine médical en permettant la conservation Longue de nombreux systèmes biologiques.

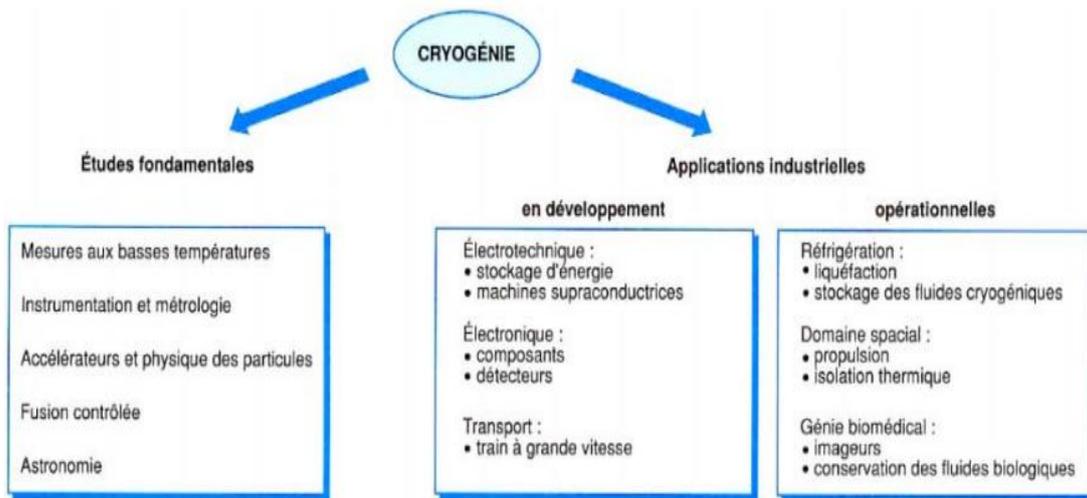


Figure 1 : Principaux domaines d'applications de la cryogénie.[technique]

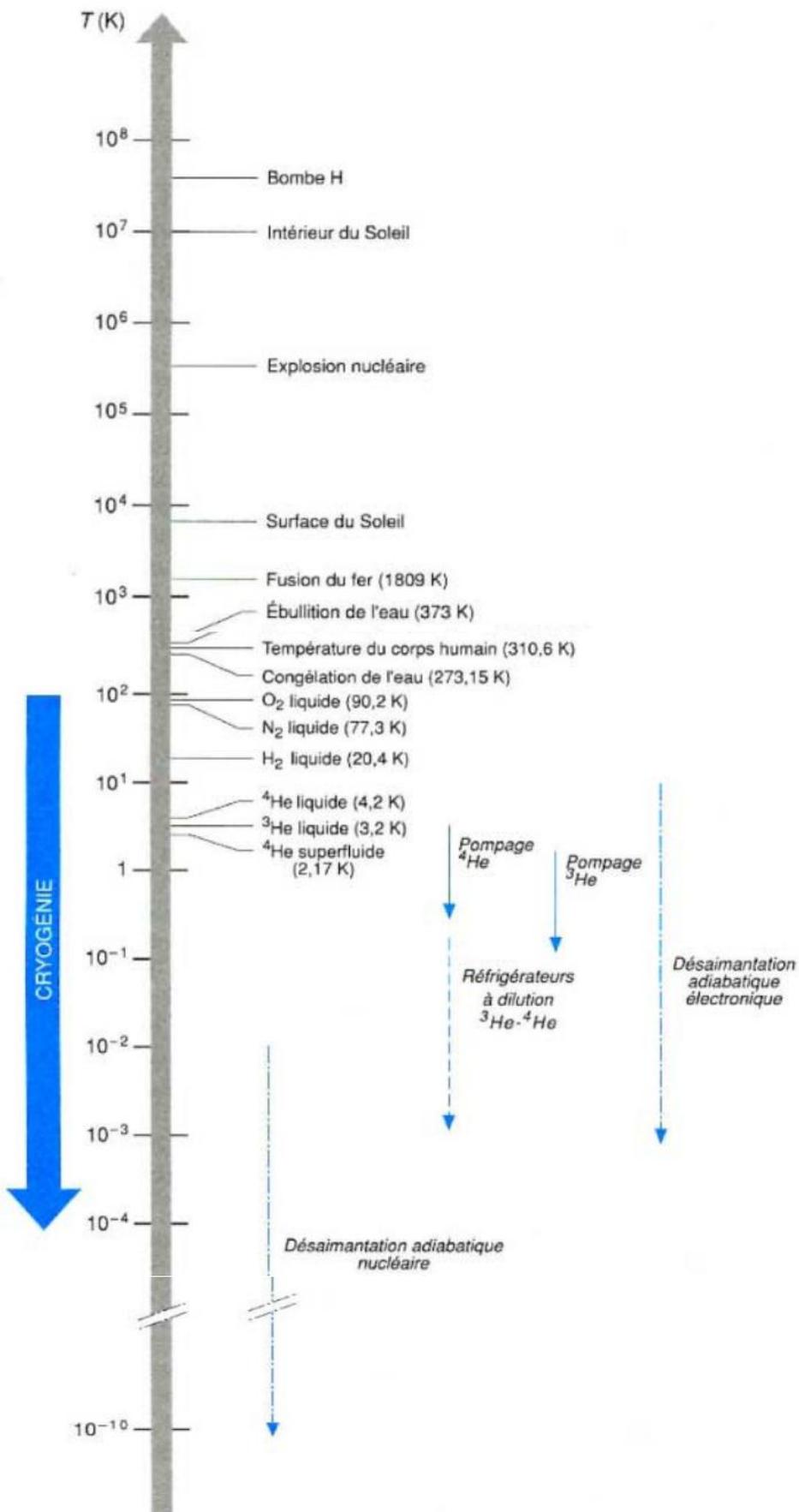


Figure 2 : Échelle de température thermodynamique.[technique]



Propriétés Fluides	Température d'ébullition à p normale (1.013 10⁵.Pa) (K) - T_{eb}-	Chaleur latente de vaporisation T_{eb} et P normale (J/g)	Capacité calorifique à pression constante (J/g.K) à 0°C et 1 bar	Masse volumique du liquide à p normale (kg/m³)	Masse volumique de la vapeur saturante à p normale (kg/m³)
He4	4,2	21	5,2	125	17
H₂	20,4	452	14,05	71	1,3
N₂	78	199,6	1,038	810	4,5
O₂	90,2	213	0,909	1140	4,4
Ar	87,3	157	0,52	1400	5,8
CH₄	111,7	510	2,19	425	1,7
O₃	162,2	316,3	0,81	1352	2,141
NH₃	239,65	1371,2	2,17	682	0,86
Kr	119,75	107,81	0,23	2413	8,52
C₃H₈	231,05	425,31	1,703	582	2,423
C₄H₁₀	272,65	385,6	1,65	601,4	2,7
R₁₃	191,65	149,85	0,57	1526	6,94

Tableau 1 : propriétés thermophysiques des fluides