

REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

D00014/04A

**Thèse**

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR D'ETAT

SPECIALITE : Energétique

THEME



**OPTIMISATION DES RESERVOIRS DE STOCKAGE  
DE FLUIDES CRYOGENIQUES :  
ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE**

Présentée et soutenue publiquement par

**KHEMIS OTMANE**

Devant, le jury ci-dessous.

1 – CHITOUR Chems Eddine	(Prof.)	Président	Ecole N. Polytechnique
2 – M.X. François	(Prof.)	Rapporteur	U. Paris VI
3 – AIT-ALI. Mohand	(Prof.)	Rapporteur	Ecole N. Polytechnique
4 – BOUMAZA Mourad	(Prof.)	Examineur	U. Mentouri de Constantine
5 – BOUABDALLAH	(Prof.)	Examineur	U.S.T.H.B.
6 – LARBI Salah	(M.C.)	Examineur	Ecole N. Polytechnique

ANNEE 2004

Le 13 Octobre 2004

**AVANT PROPOS**

Le travail de recherche présenté dans cette thèse a été effectué au Laboratoire des Fluides Complexes de l'Université Paris VI, actuellement le LIMSI, sous la direction de Monsieur le professeur M.X. FRANCOIS, Directeur de ce laboratoire, et de Monsieur le professeur AIT-ALI Mohand Améziane directeur de thèse à l'École Nationale Polytechnique, établissement de mon inscription en doctorat d'état.

Je désire tout d'abord exprimer ma gratitude au Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique et à l'École Nationale Polytechnique pour m'avoir fait bénéficier d'un détachement de longue durée et d'une bourse de formation doctorale.

Je désire aussi exprimer ici ma sincère gratitude à Monsieur le professeur M.X. FRANCOIS, pour m'avoir accueilli dans son laboratoire durant les trois années de mon détachement et guidé dans ma recherche.

Que Monsieur le professeur AIT-ALI trouve ici l'expression de ma reconnaissance et de mes remerciements pour son soutien constant et son aide efficace, en particulier pour m'avoir permis de mener cette étude à sa fin.

Je suis très sensible à l'honneur que me fait Monsieur le professeur CHITOUR Chems Eddine d'avoir accepté la présidence du jury de ma soutenance de thèse.

Messieurs BOUMAZA Mourad professeur au Département du Génie Climatique de l'Université MENTOURI de Constantine, BOUABDALLAH professeur à la Faculté de Physique de L'USTHB et LARBI maître de Conférence au Département de Génie Mécanique de L'ENP, m'ont fait l'honneur de s'intéresser à ce travail et de participer au Jury de soutenance, je les en remercie très sincèrement.

Je voudrais aussi ici remercier Monsieur ALEGRI technicien au LIMSI pour sa contribution à la réalisation du montage expérimental. J'adresse mes salutations amicales à tous les membres du laboratoire et, particulièrement, à mon ami Abdou.

J'adresse également mes salutations à mes anciens collègues du département de Génie Mécanique de l'École Nationale Polytechnique et, plus particulièrement, à messieurs, BENBRAÏKA, BENNOUR, GUERGUEB et YOUNSI

ملخص. هذا العمل النظري و التطبيقي يسمح لنا معرفة فعالية ميكانيزمات التغيرات الحرارية في مخزن الغاز و الأزوت السائل. طرق و ميكانيزمات التحول الأساسي هم الإشعاعات داخل التقاضي العزل ، الانتقال الحراري من العنق نحو الحمام السائل و حمل بين المحيط الداخلي للعنق و البخار البارد الناتج عن الحمام ، السائل دخول الحرارة عن طريق الشعاع مقلص بوضع حاجز حيث اختيار الأماكن كان بدقة وذلك حسب طول العنق و عدد الحواجز انتقال الحراري عن طريق العنق ينخفض مع انخفاض سمك و طول العنق يستنتج من هذا الانخفاض المساحة الطولية للعنق ، إذا انخفاض في الشعاع الذي يؤدي انخفاض في فعالية الحواجز ، بينما انخفاض طول العنق يؤدي إلى ارتفاع تدرج الطولي للحرارة المناسب لارتفاع الانتقال الحراري

زيادة على هذا فعالية تبريد المحيط الداخلي للعنق عن طريق حمل البخار البارد الناتج من الحمام السائل المقلصة بانخفاض طول العنق انخفاض طول العنق يؤدي إلى اتجاهين متناقضين اللذين يبطل مفعولهما في طول معين و ذلك في حالت استخدام أو عدم استخدام حاجز الإشعاع تقوية حمل أكبر دفع كتلي للبخار البارد الناتج من قوت التسخين المعروفة بتسمية إضاهرة و كسلار الذي يحدث إنتقال طول الأقصى للعنق و ذلك ابتداء من منسوب الجارح للبخار

هذا العمل بين لنا كذلك قوة فرضية التماس الحراري غير عامل في حساب الانتقال الحراري على المحيط الداخلي للعنق نسبة لفرضية التماس الحراري الكامل

الكلمات المفتاحية: هندسة الدرجات الدنيا، جهاز LN<sub>2</sub> تبادل ناقلي حلي، ظاهرة و بكسلر

**Résumé.** Ce travail théorique et expérimental a permis de mettre en évidence l'efficacité des procédés des de transferts thermiques dans un cryostat à Azote liquide. Les modes de transfert prépondérants sont le rayonnement dans la cavité d'isolation, la conduction dans le col vers le bain liquide et la convection entre la paroi interne du col et les vapeurs froides issues du bain liquide.

Les entrées de chaleur par rayonnement sont réduites par l'interposition d'écrans dont la position a été optimisée en fonction de la longueur du col et du nombre d'écrans. La conduction de chaleur par le col diminue avec la section et la longueur de celui-ci. Il en résulte une diminution de la surface latérale du col donc une réduction du rayonnement, entraîne une diminution de l'efficacité des écrans. Cependant la diminution de la longueur du col entraîne un accroissement du gradient longitudinal de température favorable à un accroissement de la conduction. De plus, l'efficacité du refroidissement de la paroi interne du col par la convection des vapeurs froides issues du bain liquide est réduite par la réduction de la longueur du col.

Celle-ci induit donc deux tendances contradictoires qui se neutralisent pour une longueur optimum, avec ou sans écrans de rayonnement. Le renforcement de la convection pour un plus grand débit massique de vapeurs froides produites par une puissance de chauffe, connu sous le vocable d'effet Wexler, introduit un déplacement de la longueur optimale du col à partir d'un certain débit critique de vapeur.

Ce travail a également mis en évidence la supériorité de l'hypothèse de contact thermique imparfait dans le calcul de la convection sur la paroi interne du col, relativement à l'hypothèse de contact thermique parfait.

**Mots clés :** Cryogénie ; cryostat à LN<sub>2</sub> ; transfert conducto-convectif ; effet Wexler.

**Abstract.** The present theoretical and experimental work has allowed to put into evidence the efficiency of heat transfer mechanisms in a liquid nitrogen cryostat. The dominant modes of heat transfers are radiation in the isolating cavity, conduction in the neck towards the liquid phase and convection between the inner wall of the neck and the cold vapors rising from the liquid bath.

The heat flux entering by radiation is reduced by the interposition of shields whose position is optimized as a function of the neck length for a given number of radiation shields. The heat conduction in the neck decreases with a decrease in the cross section and length of the latter. This follows from a decrease of the neck lateral surface area, thus a decrease of radiation and shield effectiveness. However, the decrease in the neck length leads to an increase of the longitudinal temperature gradient that induces to an increase in heat conduction. In addition to this, the cooling efficiency of the neck inner wall by cold vapor convection coming from the liquid bath is reduced by the decrease of the neck length.

A reduction of the neck length induces two contradictory effects which cancel out for an optimum length, with or without shields. The increase of convection by a higher mass flow of cold vapors produced by a heating power, known as the Wexler effect, introduces a displacement of the optimum neck length above a critical vapor mass flow.

The work has also shown the superiority of the hypothesis of imperfect thermal contact in the calculation of convection on the inner wall of the neck, relatively to the perfect thermal contact hypothesis.

**Key words:** Cryogenics ; LN<sub>2</sub> cryostats ; coupled conduction-convection ; Wexler effect.

## TABLE DES MATIERES

Pages

Introduction. ....	01
--------------------	----

## CHAPITRE 1



**ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT  
AVEC UN COL NON VENTILE.**

1-Conduction par le col. ....	06
2-Conduction par une colonne de gaz stratifiée. ....	06
3-Conduction par gaz résiduel.....	07
4-Rayonnement de l'enveloppe extérieure vers le vase de stockage. ....	08
5-Rayonnement par le couvercle.....	09
6-Superisolation. ....	09
7-Convection dans les cavités. ....	10
7.1- Convection naturelle dans les cavités verticales.....	10
7.2- Convection naturelle dans les cavités horizontales.....	11
8. Transferts de chaleur thermoacoustiques.....	13
8.1-Introduction.....	13
8.2-Equations de base.....	15
8.2.1-Oscillations de pression.....	15
8.2.2-Flux de chaleur thermoacoustique axial. ....	15
9-Conclusion.....	16

## CHAPITRE 2

**ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT  
AVEC UN COL VENTILE**

1- Introduction.....	17
2- Formulation du problème.....	17
3- Bilan thermique .....	18
3.1- Col isolé latéralement.....	18
3.1.1- Contact thermique parfait .....	18
3.1.1.1- Conductibilité thermique du col constante.....	21
3.1.1.2- Conductibilité thermique du col fonction de la température. ....	23

3.1.2- Contact thermique Imparfait.....	25
3.1.2.1- Couche limite (Azote).....	27
3.1.2.2- Paramètres physiques.....	29
3.2- Col non isolé latéralement.....	30
3.2.1- Bilan thermique .....	31
3.2.2- Procédure de calcul.....	35
3.2.3- Organigramme.....	35
4- Conclusion. ....	38

**CHAPITRE 3**  
**ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT AVEC**  
**DES COLS ISOLES PAR DES ECRANS.**

1- Définition d'un dispositif isolant.....	39
2- Optimisation de la température des écrans radiatifs.....	40
3- Col isolé par un seul écran.....	42
4- Col isolé par deux écrans.....	47
5- Généralisation.....	47
5.1- Introduction.....	47
5.2- Problématique.....	47
5.3- Equations.....	48
5.4- Procédure de calcul et organigramme.....	50
6- Conclusion. ....	54

**CHAPITRE IV**

**CONCEPTION DUN CRYOSTAT A AZOTE LIQUIDE AVEC UN ECRAN.**

1- Schéma de conception.....	55
2- Cryostat avec un seul col.....	55
3- Cryostat avec deux cols.....	60
4- Conclusion.....	62

**CHAPITRE V**

**PARTIE EXPERIMENTALE ET REALISATION D'UN CRYOSTAT.**

1- Exposé du problème.....	64
2- Description du cryostat.....	64

3- Matériels auxiliaires.....	65
4- Technique expérimentale.....	67
5- Configuration à simple col.....	67
5.1- Simple col sans super isolant.....	67
5.2- Simple col avec super isolant.....	72
6- Configuration à double col.....	72
6.1- Double col sans super isolant.....	72
6.2- Double col avec super isolant.....	75
7- Configuration à simple col avec écran à position variable.....	80
7.1- Introduction.....	80
7.2- Interprétation des résultats.....	80
8- Conclusion.....	90

## CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS GENERALES.

1-Conclusion générale.....	92
2-Recommandations.....	94

## ANNEXES

- 1- Calcul du facteur de forme.
- 2- Logiciel
- 3- Programme d'acquisition.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

## INTRODUCTION.

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.

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.

Pour diminuer de façon sensible les apports radiatifs, on utilise aussi bien des techniques d'écrans souples ou rigide refroidis par liaison thermique sur le col que des super isolations avec leurs avantages et leurs inconvénients. 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 souples constituant les super isolations, soit des écrans rigides refroidis par liaison thermique sur le col, techniques qui ont 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. Deux publications récentes, 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. On peut citer en dernier lieu l'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].

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 primordial. Aussi est-il essentiel dans la construction d'un cryostat de bien connaître d'abord les mécanismes de transferts thermiques mis en oeuvre, et d'évaluer ensuite leur contribution de façon précise.

Les objectifs de ce travail consistent à vérifier la théorie de Wexler avec contact thermique imparfait, la prépondérance du rayonnement sur les autres modes de transfert et l'optimisation des écrans thermalisés par une réalisation expérimentale. A cet effet, cette thèse se compose essentiellement de trois parties:

- Une partie théorique qui traite des échanges thermiques dans un cryostat avec plusieurs hypothèses simplificatrices afin d'en dégager des modèles simples.
- Une modélisation théorique et un logiciel destiné à faciliter la conception et la fabrication d'un prototype de cryostat avec plusieurs modules interchangeables.
- Une partie expérimentale relative à la vérification d'un calcul global des transferts thermiques couplés effectués, mettant en évidence l'importance de la prise en compte de l'échange de chaleur réel dans le col du réservoir entre l'écoulement gazeux et la paroi; une bonne connaissance des propriétés thermo physiques des matériaux utilisés est pour cela indispensable.

On aborde au chapitre I l'étude des flux thermiques dans un cryostat avec un col non ventilé. Nous étudierons deux autres mécanismes de transfert en plus des trois modes de transfert thermique habituels. Il s'agit de la convection naturelle dans les cavités horizontales et verticales et du phénomène thermo acoustique généré par des oscillations de pression. L'analyse des résultats obtenus sera donnée en fin de chapitre.

Le chapitre II est consacré, en particulier, aux échanges thermiques qui ont lieu dans un cryostat avec un col ventilé par les vapeurs froides provenant de l'ébullition du liquide cryogénique. Deux hypothèses d'étude sont considérées; dans la première, on suppose un col isolé latéralement vis à vis de l'extérieur, et dans la seconde hypothèse, on suppose un col non isolé latéralement. Dans la première hypothèse nous aurons à traiter un problème thermique conducto – convectif couplé; tandis que dans la seconde nous aurons un couplage conducto - convectif - radiatif.

Au chapitre III, on étudie les entrées thermiques dans un cryostat isolé latéralement par des écrans radiatifs ventilés avec une attention particulière portée à leur l'optimisation.

Le chapitre IV sera consacré à la description de la conception d'un cryostat avec deux configurations, à savoir :

- Un cryostat avec simple col, simple écran.
- Un cryostat avec double col, simple écran.

Dans ces deux cas, le col du cryostat peut être ventilé ou non. Pour cela, nous avons ajouté un by-pass qui permet de passer d'une option à une autre.

Le chapitre V traite de l'étude expérimentale; il est divisé en trois parties :

- Description du cryostat - Matériels auxiliaires,
- technique expérimentale,
- présentation et analyse des résultats expérimentaux pour les différentes configurations étudiées.

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

## CHAPITRE 1

### ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT AVEC UN COL NON VENTILE

Cette première étude théorique consiste à évaluer les échanges thermiques dans 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.

Soit le col d'un cryostat de diamètre  $D_c$  et de longueur  $L$ , représenté en figure 1 ci-dessous.

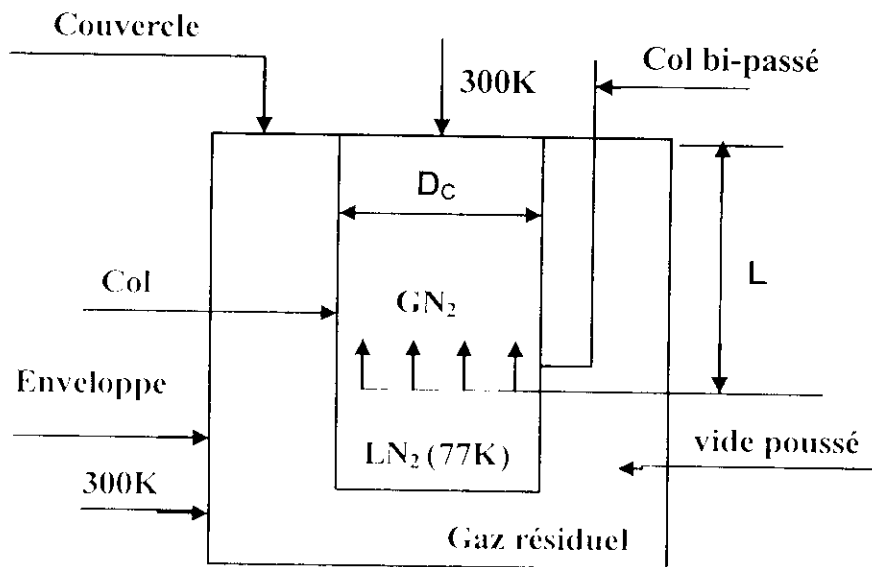


Figure 1.1: Schéma simplifié du cryostat

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 électromagnétique 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 où 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.

### 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 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  $\lambda_c$  du matériau.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_c}{A_c} = \lambda_c \text{ grad}T \quad (1)$$

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 :

$$\dot{Q}_c = \lambda_c(T) A_c \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Lorsque ce flux est constant, l'augmentation du gradient de température est compensée par la diminution de  $\lambda_c(T)$ . Par intégration membre à membre de la relation (2) 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 :

$$\dot{Q}_c = \frac{A_c}{L} \int_{T_1}^{T_2} \lambda_c(T) dT \quad (3)$$

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

### 2. 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.  $\dot{Q}_f$ , 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.

$$\dot{Q}_f = \frac{A_f}{L} \int_{T_1}^{T_2} \lambda_f(T) dT \quad (4)$$

Cette relation exprime le fait qu'il suffit de connaître la variation de  $\lambda_f(T)$  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  $\dot{Q}_f$  est très faible devant  $\dot{Q}_c$ .

### 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 ].

$$L_p = 8,5 \cdot 10^{-8} \frac{\mu}{p} \left( \frac{T}{M} \right)^{1/2} \quad (5)$$

avec :  $L_p$ : libre parcours moyen des molécules en cm.  
 $\mu$  : viscosité en poises, à la température T.  
 $p$  : pression en microns de mercure..  
 $T$  : température en K.  
 $M$  : masse molaire g/moles

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

$L_p < d$ : conduction classique  
 $L_p \approx d$ : région transitoire.  
 $L_p \geq d$ : conduction moléculaire

$L_p \leq d$ : 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.

$L_p \geq d$ : 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 où le vide résiduel est en général compris entre  $10^{-3}$  et  $10^{-6}$  mm de Hg. A titre d'exemple on a pour l'azote à 293 K:

$$L_p = 45 \text{ cm à } P = 10^{-3} \text{ mm Hg}$$

$$L_p = 4,5 \cdot 10^5 \text{ cm à } P = 10^{-8} \text{ mm Hg}$$

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

$$\dot{Q}_{res} = A_1 \alpha \Omega P (T_2 - T_1) \quad (6)$$

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

avec :

$\dot{Q}_{res}$  : Puissance en watts reçue par la surface  $A_1$  (  $\text{cm}^2$  ).

$\gamma$  : rapport des chaleurs spécifiques ( $C_p/C_v$ )

$\alpha$  : coefficient d'accommodation propre à chaque gaz, pour l'hélium il varie de 0,3 à 1

R : constante des gaz parfaits.

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

T : température en K.

$A_2$  : Surface à la température  $T_2$  en  $\text{cm}^2$ .

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

#### 4. Rayonnement à travers l'enceinte à vide de l'enveloppe extérieure vers le vase de stockage.

En utilisant l'analogie des circuits électriques résistifs, le flux de chaleur radiatif net échangé entre deux surfaces  $A_1$  et  $A_2$  en regard et rien d'autre, et respectivement aux températures  $T_1$  et  $T_2$  ( $T_1 > T_2$ ) s'écrit :

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} + \frac{1 - \epsilon_2}{A_2 \epsilon_2} + \frac{1}{A_1 F_{12}}} \quad (7)$$

Pour le cas de surfaces parallèles ou concentriques très proches, le facteur de forme  $F_{12}=1.0$  , et l'expression précédente se réduit à :

$$\dot{Q}_r = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \quad (8)$$

L'estimation d'une émissivité  $\epsilon$  représentative d'un état de surface pour un matériau donné constitue une difficulté majeure dans ce type de problème. Si les émissivités de surfaces métalliques homogènes sont relativement bien connues, l'expérience montre qu'en pratique l'émissivité d'une surface réelle du même matériau, comportant des recoins, trous et petits reliefs , dérive rapidement vers l'émissivité effective du corps noir ( $\epsilon = 1$  ).

### 5. Rayonnement par le couvercle.

En se référant à la figure 1.1, la différence de température entre le bain cryogénique ( $T_b=77,3$  K) et le couvercle du cryostat ( $T_c = 300$  K) crée un flux radiatif égal donné par:

$$\dot{Q}_{rc} = \sigma \cdot C_{12} \cdot A_b \cdot (T_c^4 - T_b^4) \quad (9)$$

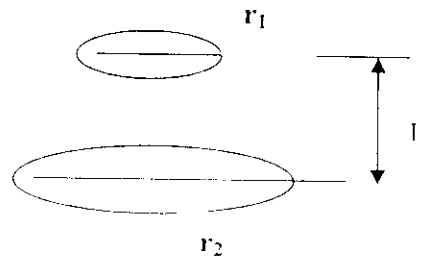
avec la conductance thermique par unité de surface donnée par:

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \cdot \frac{A_b}{A_c}} \quad (10)$$

Le facteur de forme  $F_{12}$  de deux surfaces circulaires  $A_1$  et  $A_2$  de rayons respectifs  $r_1$  et  $r_2$  situées dans deux plans parallèles séparés par une distance  $L$  est donné par:

$$F_{12} = \frac{1}{2} \left\{ A^2 - (A - 4 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^{1/2}) \right\} \quad (11)$$

Avec :  $A = 1 + \frac{1 + R_1}{R_2}$  et  $R_1 = \frac{r_1}{L}$



Le pouvoir émissif du couvercle pour plusieurs nuances d'acier utilisées dans la construction des cryostats est donné au tableau 1.1 ci-dessous:

Tableau 1.1: Emissivité  $\varepsilon$  de l'inox, d'après Verdier-Loatelli (1986)

Appellation commerciale	Température ( K )		
	300 K	77 K	4 K
Nature du couvercle	300 K	77 K	4 K
Inox 302	0.08	0.048	-
Inox 304	0.15	0.061	-
Inox 18-8	0.20	0.12	0.10

### 6. Superisolation.

L'évaluation du flux thermique radiatif à travers une super isolation constituée par plusieurs couches de milar entre  $T_1$  et  $T_2$  est généralement délicate à réaliser. Les valeurs de la densité de

flux  $\dot{q}$  que l'on trouve dans la littérature, montrent une variation importante que les effets de bords, entre autres, tendent encore à amplifier d'avantage. Pour notre cas nous utilisons les valeurs données par la littérature (voir tableau 1.2 ci-dessous)

Tableau : 1.2 : Densité de flux radiatif à travers des isolations multicouches en milars D'après R. Comte [5]

Densité de flux $\dot{q}$ (w/m <sup>2</sup> ) entre T1 et T2	300 à 80 K	80 à 4 K
Super isolation 30 couches de Milars	2	
Super isolation 10 couches de Milars		0.03

## 7-Convection

### 7-1 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; elle 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  $\chi$  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 :

$$Ra_{nl} = Gr_{nl} \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\chi \cdot \nu} \quad (12)$$

$$\text{Avec : } Gr_{nl} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_c) \cdot L^3}{\nu^2} ; \quad Pr = \frac{\nu}{\chi} ; \quad \Delta T = T_p - T_c$$

Ou :  $\beta$  : le coefficient de compressibilité thermique en K<sup>-1</sup>  
 $\nu$  : la viscosité cinématique m<sup>2</sup>/s.  
 $\chi$  : la diffusivité thermique en m<sup>2</sup>/s.

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

Si Ra est inférieur à une valeur critique, la poussé 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. 1.2)

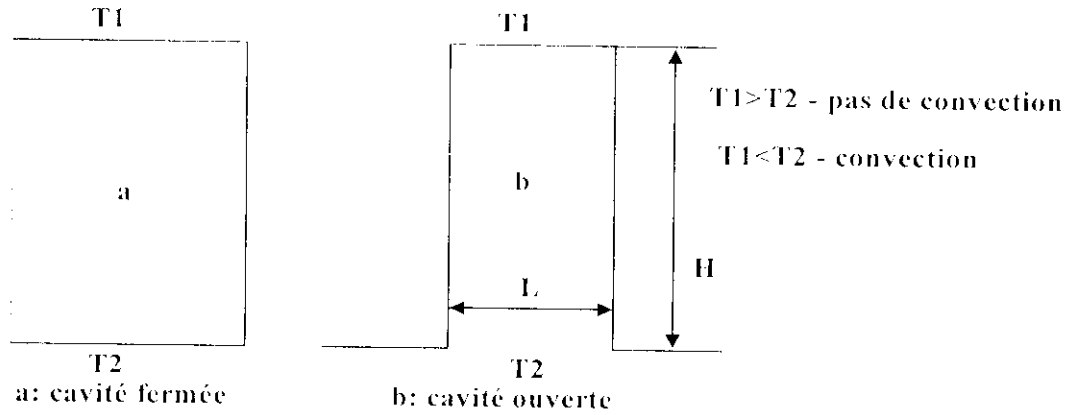


Figure:1.2. Géométrie des cavités verticales de largeur  $L$  et de hauteur  $H$ .

Dans le cryostat qu'on veut concevoir (figure.1.3) 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 ( $T_1 = 300K$ ) est supérieure à la température du dessous ( $T_2 = 77 K$ ), le fluide est stratifié. Il n'existe donc pas de flux convectif.

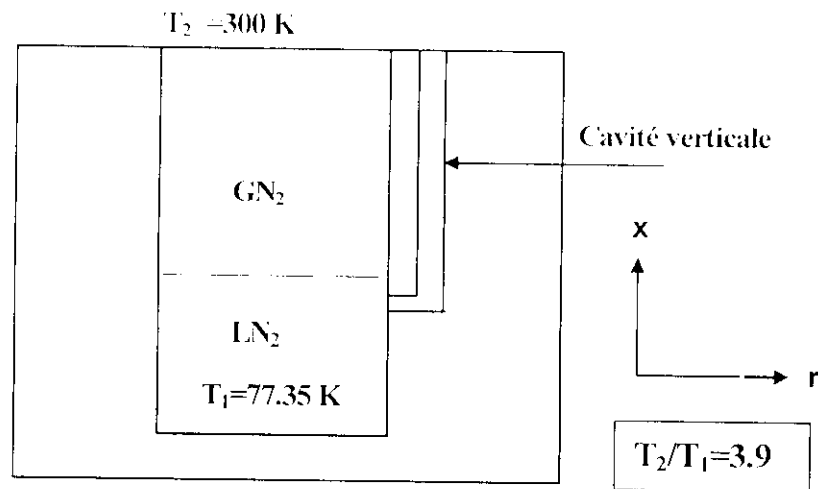


Figure 1.3: Cavité verticale ouverte du côté froid

## 7.2 Convection naturelle dans les cavités horizontales.

En général, les cavités sont placées verticalement dans les installations cryogéniques afin d'éliminer les entrées de chaleur par convection. Toutefois, il existe des situations où les contraintes techniques obligent à utiliser des cavités horizontales. Le problème de la convection libre dans les cavités horizontales a fait l'objet de plusieurs études, tant théoriques qu'expérimentales, dont les plus importantes sont énumérées ci-dessous.

Lee [15] et Bejan [16] étudièrent le développement d'un générateur supraconducteur. Comak et al [17,18] et Imberger [19] étudièrent la convection libre dans une conduite carrée horizontale. Bejan et Tien [20] étudièrent analytiquement la convection libre dans un tube avec ses extrémités fermées. Guglina et al [21] présentèrent un modèle simple pour l'étude de la convection libre dans les conduites annulaires, cylindriques et carrées.

Enfin H. Ogata [22] a étudié expérimentalement la convection libre dans les cavités cylindriques horizontales longues connectées à un réservoir d'Hélium ou d'Azote liquide avec un gradient de température longitudinal variable. L'étude expérimentale faite par Ogata pour une cavité cylindrique horizontale d'un diamètre intérieur de 3 cm, d'une épaisseur de 0,1 cm et d'une longueur de 99 cm (figure.1.4) connectée à un réservoir d'Hélium avec une thermalisation à 80 K, fait apparaître une entrée de chaleur très importante de l'ordre de 26 W (cavité ouverte du côté du réservoir d'Hélium liquide). Elle donne également l'évolution de la température du dessous de la cavité (voir figure.1.5). Lorsque la cavité est fermée, le flux de chaleur entrant dans le réservoir est considérablement réduit. (voir tableau.1.3)

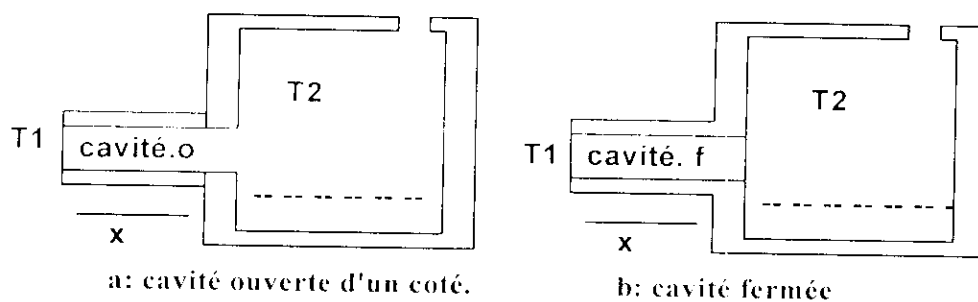


Figure.1.4 : Cavité cylindrique horizontale d'Ogata [22]

Tableau 1.3 : Flux de chaleur arrivant au réservoir LIHe d'après Ogata [22]

	Unités	Cas a.	Cas b.	Cas b.
T1	K	296	299	304
T2	K	4.2	5	19
Q	W	26	1.1	0.9
Ra	---	$6.2 \cdot 10^6$	$4.4 \cdot 10^6$	$0.9 \cdot 10^6$
Nu	---	55	55	25

On remarque sur le tableau 1.3 que le fait de fermer la cavité du côté du réservoir d'Hélium liquide, entraîne une réduction des pertes de frigories dans un rapport de 26. Pour cela il est donc 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.

La distribution de la température dans la cavité en fonction de la longueur de celle-ci est schématisée dans la figure 1.5 ci-dessous, où la position 0 correspond à l'interface avec l'extérieur.

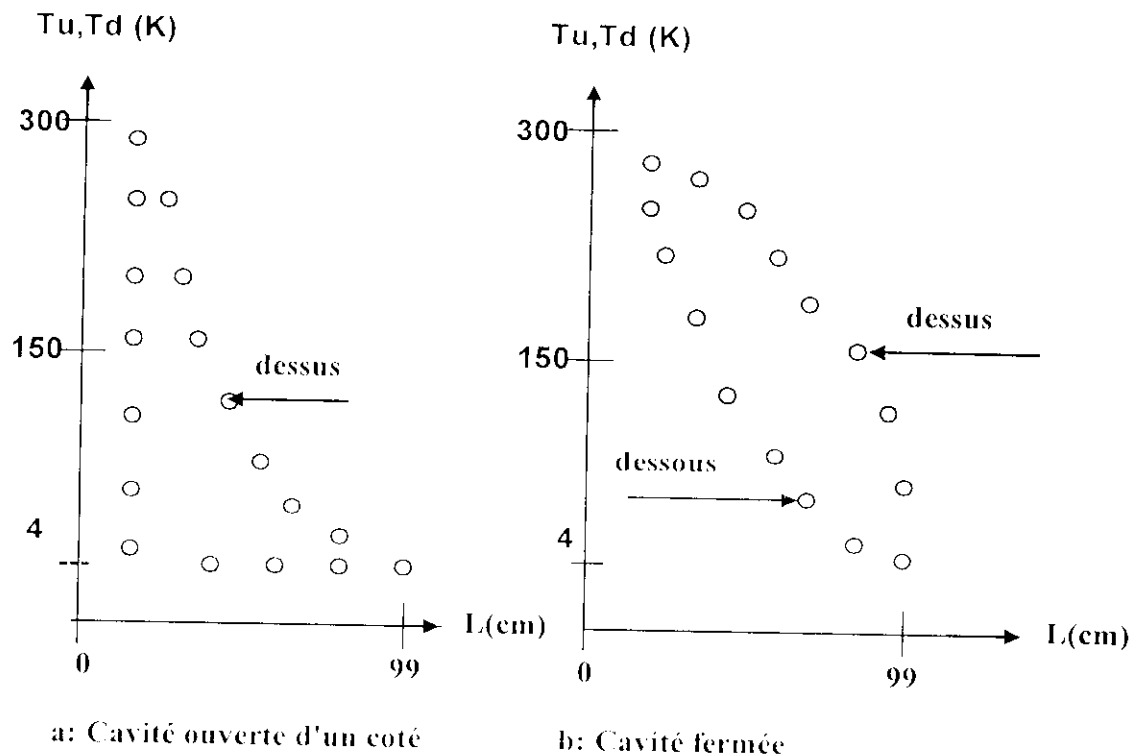


Figure :1.5: Profil de température de dessus et de dessous de la cavité horizontale de longueur L d'après Ogata [22]

## 8. Transferts de chaleur thermo acoustiques.

### 8.1 Introduction.

Dans cette partie de l'étude, on s'intéresse aux entrées de chaleur thermoacoustiques dans les cryostats. Ces entrées de chaleur 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 1.6 ci - dessous).

Plusieurs études, tant théoriques qu'expérimentales ont été faites dans ce domaine. Le premier calcul sur l'amortissement des ondes acoustiques dans les tubes longs dû aux frottements sur les parois latérales a été fait par Helmholtz [23] qui publia ses résultats en 1863, mais sans indiquer la méthode

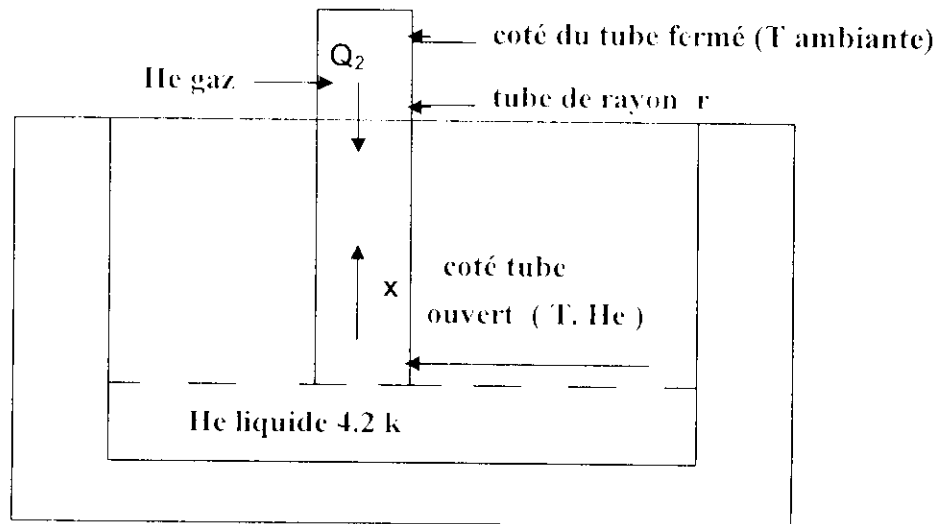


Figure 1.6 : Cryostat avec un tube coté froid ouvert.

employée. La première présentation de la théorie qui prend en compte l'effet du transfert conductif sur les parois du tube est donnée par Kirchhoff [24].

Kramer [25] utilisa la théorie proposée par Kirchhoff et étudia les limites de stabilité pour un faible nombre de Fourier. Il a généralisé ce qui a été fait précédemment avec une théorie qui prolonge la théorie de Kirchhoff dans le cas de gradients de température importants le long des tubes. C'est le premier calcul des oscillations acoustiques qui peut être confronté aux expériences.

La théorie de Kirchhoff et Kramer est basée sur ce qu'on appelle aujourd'hui, les approximations en couches limites. Autrement dit, l'effet de la couche limite sur les parois représentée par le rapport de la viscosité cinématique à la fréquence des oscillations  $(\nu/\omega)^{1/2}$ , est considéré comme petit devant le rayon  $R_0$  du tube. Malheureusement, la théorie de Kramer n'est pas confirmée par les résultats expérimentaux pour les grands rayons de tube.

Ter Haar [26] étudia théoriquement les limites de stabilité pour un grand nombre de Fourier. Rott [27] abandonna les approximations basées sur la couche limite pour inclure dans son analyse le cas des grands tubes afin d'éviter le désaccord entre la théorie de Kramer et l'expérience quand il s'agit de tubes de grand rayon.

Rott [28] calcula les limites de stabilité (c'est à dire les conditions qui conduisent à l'occurrence des oscillations de pression) dans le cas de l'Hélium gaz pour une distribution de température en gradins. Pour le flux de chaleur introduit dans le bain cryogénique, Rott [29,30,31] a développé une théorie « de flux enthalpique de deuxième ordre » introduit par Merkli et Thoman [32] pour caractériser le flux thermique d'origine thermo acoustique.

## 8.2 Equations de base

### 8.2.1 Oscillations de pression.

L'équation régissant les oscillations de pression est une équation différentielle ordinaire du second ordre complexe en amplitude de pression ; elle est donnée par Rott [28] :

$$g_1 \cdot p + \frac{dp}{dx} \cdot (g_2 \cdot \frac{dp}{dx}) - g_3 \cdot \frac{dp}{dx} = 0 \quad (13)$$

avec :

$$g_1 = 1 + (\gamma - 1) f_1^* \quad g_2 = \frac{a^2}{\omega^2} \cdot (1 - f_1) \quad g_3 = \frac{a^2}{\omega^2} \cdot \frac{f_1^* - f_1}{1 - p_r} \quad \theta$$

$$\theta = \frac{1}{T_m} \cdot \frac{dT_m}{dx} \quad f_1 = \frac{2}{i\eta_0} \cdot \frac{j_1(i\eta_0)}{j_0(i\eta_0)} \quad f_1^* = \frac{2}{i\eta_0 \sqrt{p_r}} \cdot \frac{j_1(i\eta_0 \sqrt{p_r})}{j_0(i\eta_0 \sqrt{p_r})}$$

$$\eta = \left(\frac{i\omega}{v}\right)^{1/2} \cdot r \quad \eta_0 = \left(\frac{i\omega}{v}\right)^{1/2} \cdot r_0$$

ou :

$g_1, g_2$  et  $g_3$  sont des fonctions complexes ;  $\theta$  : gradient de température ;  $\eta$  : variable complexe ;  
 $a$  : vitesse du son dans le fluide ;  $\omega$  : vitesse angulaire relatif.

### 8.2.2 Flux de chaleur thermo acoustique axial.

Le calcul du flux de chaleur axial est basé sur l'équation non linéaire de l'énergie combinée avec l'équation de continuité et l'équation de quantité de mouvement axiale.

Sur cette base Rott [31] évalue le flux de chaleur axial par :

$$\vec{Q}_z = -\pi \cdot r_0^2 \cdot K_{eff} \cdot \frac{dT_m}{dx} \quad (14)$$

$$\text{avec : } \frac{K_{eff}}{K} = \frac{U_{1r} \cdot \tilde{U}_{1r}}{2 \cdot \omega \cdot v^2} \cdot I_m \left( \frac{p_r^2 \cdot f_1^*}{1 + p_r} \cdot \frac{p_r \cdot f_1}{1 + p_r} \right) \quad U_{1r} = \frac{i}{\omega \cdot \rho_m} \cdot \frac{dp_1}{dx}$$

$$f_1(i\eta_0) = \frac{2}{i\eta_0} \cdot \frac{j_1(i\eta_0)}{j_0(i\eta_0)} \quad f_1^*(i\eta_0) = \frac{2}{i\eta_0 \sqrt{p_r}} \cdot \frac{j_1(i\eta_0 \sqrt{p_r})}{j_0(i\eta_0 \sqrt{p_r})}$$

où :

$I_m$  : partie imaginaire

$k_{eff}$  : coefficient de conduction de chaleur effectif ( $W.m^{-1}K^{-1}$ )

$U_{1c}$  : vitesse axiale acoustique fluctuante associée aux oscillations du fluide (m/s)

$p_1$  : pression axiale acoustique fluctuante associées aux oscillations du fluide.

$\rho_m$  et  $T_m$  : sont respectivement la densité et la température : elles désignent son état d'équilibre statique et sont propres à chaque fluide.

D'après Luck [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, le rapport des températures dans la conduite est inférieur à 4 ( $T_2/T_1 = 3.9$ ); on peut donc considérer que le flux de chaleur thermo acoustique dans la cavité est ici négligeable devant les autres modes de transferts ( conduction , convection et rayonnement ).

## 9. Conclusion.

Nous venons d'énumérer brièvement les différents modes de transfert de chaleur dans un cryostat à col non ventilé. Un choix approprié des matériaux permet de réduire notablement les influences de chaleur par rayonnement, matériaux opaques de faible émissivité. Il est aussi utile de prévoir des cavités verticales pour éliminer les déperditions de frigories par convection naturelle. Dans le cas où cela n'est pas possible, il faut prévoir des cavités horizontales avec les deux cotés fermés pour réduire les fuites à des minima acceptables.

En pratique, on réduit aussi les entrées de chaleur au cryostat en utilisant les frigories disponibles dans les vapeurs froides issues de l'évaporation du bain cryogénique, le col du réservoir ainsi ventilé constituant l'échangeur de chaleur. Les réservoirs cryogéniques à col ventilé font l'objet du chapitre suivant.

---

## CHAPITRE 2

### ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT AVEC UN COL VENTILE

#### 1- Introduction.

Le problème majeur abordé dans ce chapitre porte essentiellement sur les échanges thermiques couplés qui ont lieu dans le col d'un cryostat ventilé. Lorsqu'un support conducteur est balayé à contre courant par un débit massique  $\dot{m}$  de gaz froid, le flux résiduel  $\dot{Q}_0$  décroît en fonction du débit de balayage. C'est une méthode extrêmement efficace connue depuis très longtemps pour réduire le flux conducteur à travers le col.

Parmi les premiers travaux sur la ventilation des cols, on peut y citer ceux de Sydorjak [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.

Une attention particulière sera apportée ici à la qualité de l'échange entre la paroi du col et le fluide cryogénique ventilé.

#### 2-Formulation du problème.

Soit à déterminer les apports thermiques dans un cryostat avec un col ventilé par les vapeurs froides provenant de l'ébullition du liquide cryogénique du bain de stockage. Ces apports thermiques sont de trois natures différentes : conduction, convection et rayonnement.

Soit le cryostat schématisé sur la figure 2.1 ci-dessous. Deux cas sont considérés ici ; en premier lieu, on suppose que le col est isolé latéralement vis à vis du rayonnement; on aura alors un couplage conducteur convectif. En second lieu, lorsque le col est non isolé latéralement, on aura à étudier un transfert thermique couplé conducteur convectif radiatif.

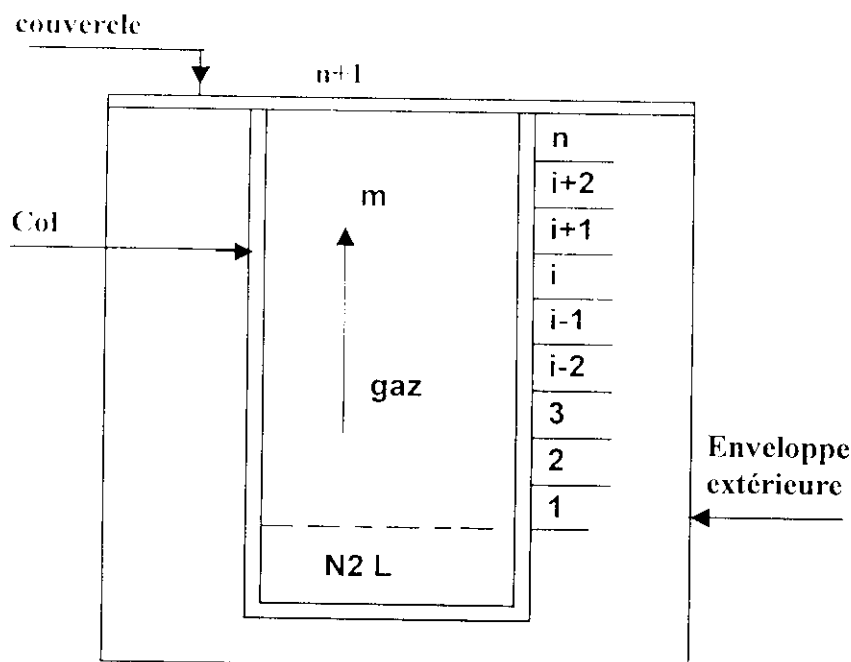


Figure 2.1 :Schéma simplifié du cryostat.

Les bilans thermiques seront réalisés pour les cas de figures suivants : col isolé latéralement avec contacts thermiques parfait et imparfait, puis col non isolé latéralement. La conductivité thermique du col sera considérée constante, puis variant avec la température du col.

### 3- Bilan thermique.

#### 3.1 Col isolé latéralement.

##### 3.1.1 Contact thermique parfait.

Dans une première approche on suppose les hypothèses suivantes:

- Une isolation latérale du col de l'extérieur.
- Le col est fait d'un corps gris opaque.
- Une distribution radiale de température dans le gaz.
- Le gaz est non absorbant donc transparent.
- Régime permanent

En faisant un bilan thermique sur un élément de volume du col représenté en figure 2.2, on a:



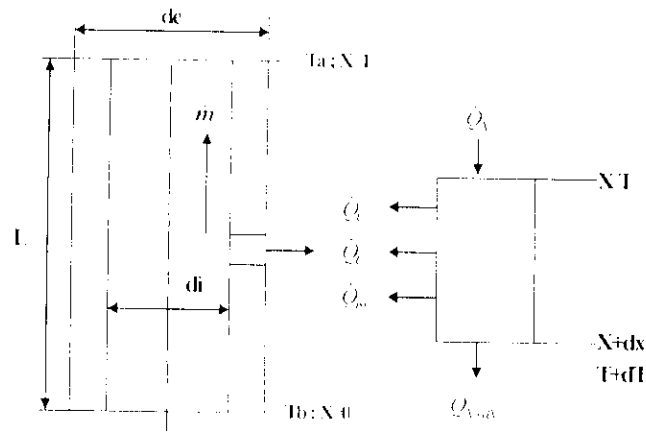


Figure 2.2: Col d'un cryostat ventilé

Dans la tranche élémentaire  $[ x , x+dx ]$  le bilan du flux de chaleur est le suivant :

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cg} + \dot{Q}_{rg} \tag{1}$$

Avec:

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = d(\dot{Q}_x)$$

$$\dot{Q}_x = -\lambda_c \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx} \tag{2}$$

$$d(\dot{Q}_x) = -d(\lambda_c \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx}) \tag{3}$$

$$\dot{Q}_{cg} = -\lambda_r \cdot A_r \cdot \frac{dt}{dr} \tag{4}$$

$$\dot{Q}_{rg} = F \cdot \epsilon_r \cdot A_r \cdot (T_r^4 - t_r^4) \tag{5}$$

$$\dot{Q}_c = h \cdot p \cdot (T_r - t_r) dx \tag{6}$$

où  $\dot{Q}_x$  est le flux conductif arrivant à l'élément de volume,  $\dot{Q}_{x+dx}$  le flux conductif sortant de l'élément de volume,  $\dot{Q}_c$  le flux convectif entre la paroi du col et le gaz ventilé,  $\dot{Q}_{cg}$  le flux conductif dans le gaz ventilé et  $\dot{Q}_{rg}$  le flux radiatif entre la paroi du col et le gaz ventilé.

On remarque en premier lieu que dans le sens axial, la différence de température entre la paroi et le gaz ventilé est assez faible. En second lieu, la conductivité thermique du fluide cryogénique est très faible comparativement à celle de la paroi métallique. Dans ce cas, le flux par conduction et le flux radiatif radial dans le gaz sont très faibles en comparaison avec le flux convectif.

Si on prend un facteur de forme égal à l'unité et une émissivité moyenne de 1 (valeur exagérée) et pour une différence de température de 20 K entre le gaz et la paroi du col (valeur prise très grande comparativement à la réalité), on obtient la valeur suivante de la densité du flux radiatif moyen dans le gaz :

$$\dot{q}_{rx} = 5.67 \cdot 10^{-12} (200^4 - 180^4) = 0.003 \text{ W/cm}^2$$

Cette valeur est assez faible comparativement au flux convectif; par conséquent, le flux radiatif  $\dot{Q}_{ir}$  et le flux conductif  $\dot{Q}_{cv}$  dans le gaz sont négligés dans le bilan thermique de l'équation (1). Dans ce cas, la relation (1) devient

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = \dot{Q}_v$$

et on obtient le bilan suivant :

$$d(\lambda_p \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx}) = h \cdot p \cdot (T - t) dx \tag{7}$$

Avec x et T variant en sens inverse.

Si le gaz est transparent, la différence de température entre le bain cryogénique à  $t_b = 77,3K$  et le couvercle du cryostat à  $T_c = 300K$  crée un flux radiatif égal à:

$$\sigma \cdot C_{12} \cdot A_b \cdot (T_c^4 - T_b^4) \tag{8}$$

où  $C_{12}$  est la conductance thermique entre le bain et le couvercle telle que définie par l'équation (10) de la page 11.

Wexler a supposé que si le contact thermique était parfait dans l'échange convectif entre le gaz ventilé et les parois du tube constituant le col, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de résistance thermique de contact et au quel cas la température de la paroi du col serait égale à la température du gaz en contact, on pourrait écrire le bilan thermique de l'élément de vapeur de hauteur dx :

$$\dot{Q}_v = h \cdot p \cdot (T - t) dx = \dot{m} \cdot C_{pf} \cdot dt \tag{9}$$

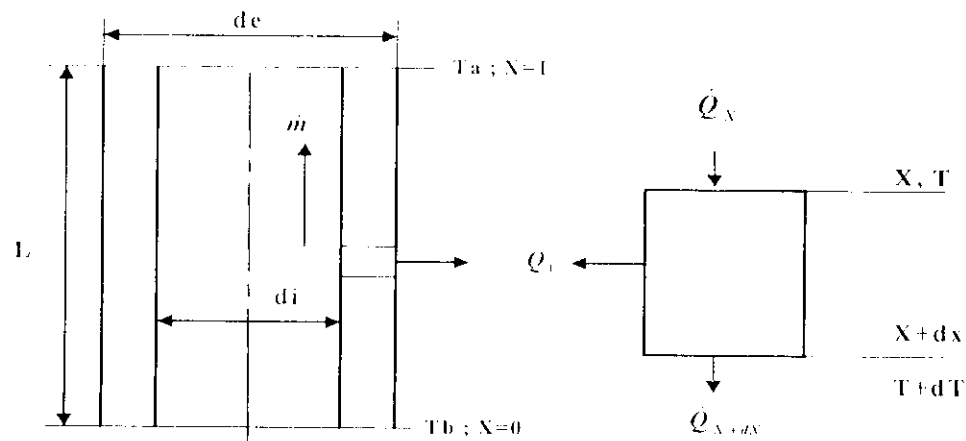


Figure 2.3 : Col d'un cryostat ventilé

ou  $h$  ( $Wm^{-2} K^{-1}$ ) est le coefficient de convection entre le gaz et le périmètre mouillé par le gaz,  $T$  la température locale de la paroi qui est fonction de  $x$ ,  $t$  la température moyenne du gaz et  $C_p$  la chaleur spécifique du gaz

Pour un élément de col de hauteur  $dx$ , on a à la paroi, le bilan suivant:

$$h.p(T - T_b) dx = d(\lambda_c A_c \frac{dT}{dx}) \quad (10)$$

En égalant les équations (9) et (10) on obtient:

$$d(\lambda_c A_c \frac{dT}{dx}) = \dot{m} C_{p_f} dT \quad (11)$$

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, ce qui permet d'écrire finalement l'équation différentielle suivante:

$$d(\lambda_c(T) A_c \frac{dT}{dx}) = \dot{m} C_{p_f} dT \quad (12)$$

avec comme conditions limites :  $T=T_b$  pour  $x=x_0$  et  $T=T_a$  pour  $x=L$ .

### 3.1.1.1 Conductibilité thermique du col constante.

Si on considère que la conductivité thermique moyenne du col est donnée par la valeur moyenne intégrée.

$$\lambda_{cm} = \frac{1}{T_a - T_b} \int_{T_b}^{T_a} \lambda_c(T) dT \quad (13)$$

et en l'absence de données précises relatives à la chaleur spécifique de l'Azote gazeux, de simple considérations de physique statistique pour les gaz diatomiques permettent d'écrire avec l'hypothèse des énergies de vibration et électronique négligeables,  $C_p = \frac{7}{2} R$ .

Les valeurs moyennes de  $C_p$  sont estimées à 1039,3 J/kg.K à 100 K et 1040,8 J/(kg.K) à 300 K. Dans ce domaine de températures, la chaleur spécifique à pression constante de l'Azote est donc essentiellement déterminée par l'énergie de translation et de rotation des molécules, donc indépendante de la température. En remplaçant pour les valeurs moyenne de  $C_p$  et  $\lambda_{cm}$ , l'équation (12) devient :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{\dot{m} C_p}{\lambda_{cm} A_c} \frac{dT}{dx} \quad (14)$$

En faisant le changement de variable,  $y = \frac{dT}{dx}$  et en intégrant l'équation (14) obtenue membre à membre une première fois, on obtient :

$$y = C_1 \exp\left(\frac{\dot{m} C_p x}{\lambda_{cm} A_c}\right) \quad (15)$$

Et par une deuxième intégration, on obtient :

$$T = C_1 \frac{\lambda_{cm} \cdot A_c}{\dot{m} \cdot C_p} \exp\left(\frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot x}{\lambda_{cm} \cdot A_c}\right) + C_2 \quad (16)$$

et avec les conditions limites :  $x=0$  pour  $T=T_b$  et  $x=L$  pour  $T=T_a$ . L'évolution de la température du col pour un débit massique des vapeurs ventilées est donc donnée par :

$$T = \frac{T_a \cdot T_b}{\frac{\lambda_{cm} \cdot A_c}{\dot{m} \cdot C_p \cdot L} + T_b} \left( e^{\frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot x}{\lambda_{cm} \cdot A_c}} - 1 \right) + T_b \quad (17)$$

Le flux conductif qui arrive au fluide cryogénique à  $x=0$  avec  $T=T_b$  est par définition égal à :

$$\dot{Q}_0 = \lambda_{cm} \cdot A_c \left[ \frac{dT}{dx} \right]_{x=0} \quad (18)$$

Qu'on obtient par dérivation de l'équation (17), soit :

$$\dot{Q}_0 = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_a - T_b)}{\exp\left(\frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot L}{\lambda_{cm} \cdot A_c}\right) - 1} \quad (19)$$

L'évolution du flux de chaleur arrivant au bain cryogénique à  $x=0$  en fonction du débit massique ventilé ainsi que la variation de la température en fonction du débit sont donnés respectivement par les figures 2.4 et 2.5.

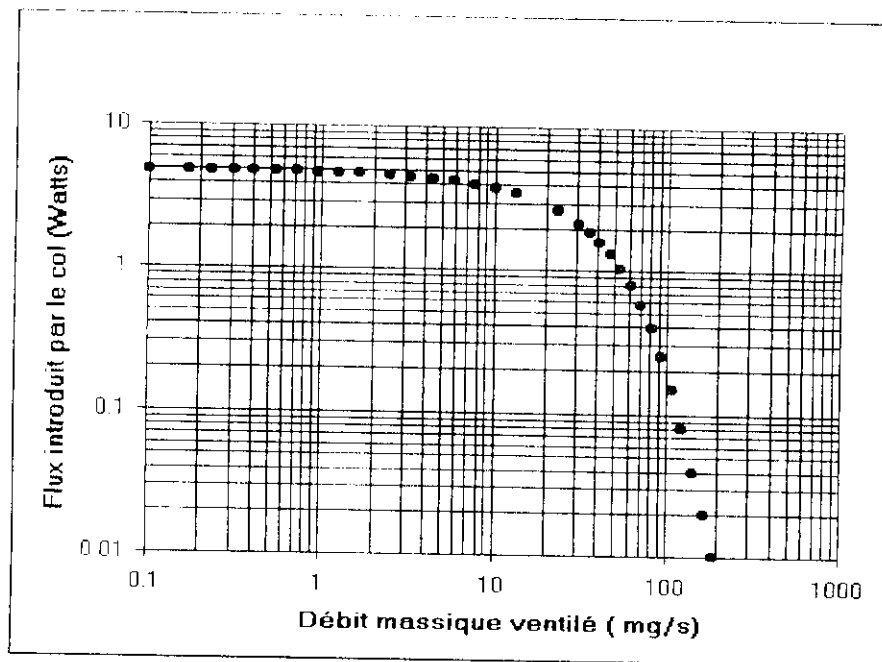


Figure 2.4 : Evolution théorique du flux de chaleur arrivant au bain cryogénique par le col en fonction du débit massique ventilé. Dimensions  $L_c=26,68$  cm;  $D_c=15$  cm;  $e=0,1$  cm. Echange thermique parfait; conductivité thermique  $\lambda_{max}=Cte$

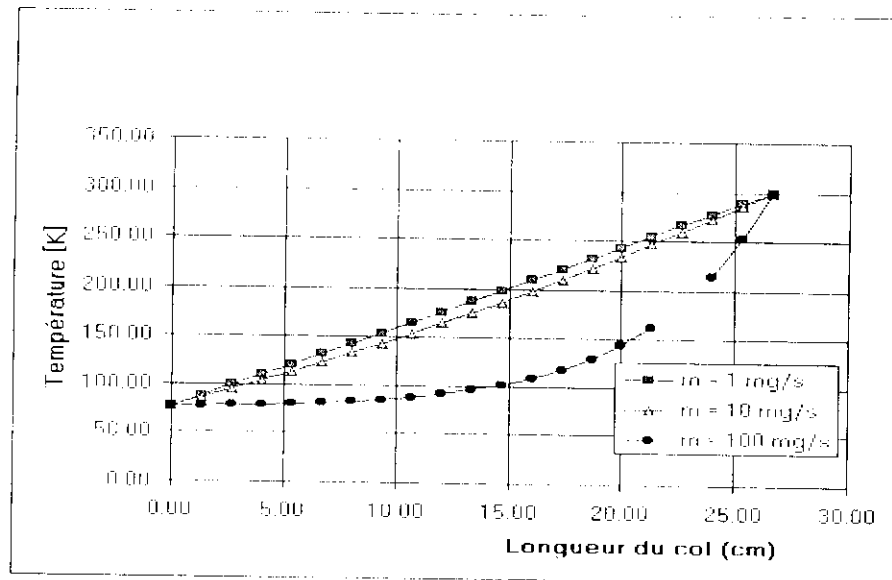


Figure 2.5 : Evolution théorique de la température sur le col d'un cryostat.  
Dimensions  $L_c=26,68$  cm;  $D_c=15$  cm;  $e=0,1$  cm. Echange thermique parfait; conductivité thermique  $\lambda_{\max}=Cte$

### 3.1.1.2 Conductivité thermique du col en fonction de la température.

La conductivité thermique du col en acier inoxydable est une fonction de la température d'après les données de R.R.Conte [5]. Pour cela nous avons modélisé cette conductivité par une régression selon un polynôme du second degré en  $T^2$  par la méthode des moindres carrés avec un lissage de données expérimentales.

$$\lambda_c = \lambda_0 + bT + cT^2 \quad (20)$$

Avec l'équation (12) nous avons:

$$d(\dot{Q}_x) = d(\lambda_c \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx}) = \dot{m} \cdot C_p \cdot dT \quad (21)$$

et par intégration entre  $x=0$ ,  $Q=Q_0$  et  $T=T_b$ , et à  $x$ ,  $Q=Q_x$ , on a :

$$\dot{Q}_x = \dot{Q}_0 + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T - T_b) \quad (22)$$

Des équations (21) et (22), on tire:

$$\lambda_c \cdot A_c \cdot \frac{dT}{dx} = \dot{Q}_0 + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T - T_b) \quad (23)$$

Par intégration de l'équation (23) avec la conductivité thermique donnée par l'équation (20) entre  $(T_b$  et  $T_a)$  pour la température et entre  $(0 ; L)$  pour  $X$ , on obtient l'évolution théorique du flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  arrivant au bain cryogénique par la section du col.

$$\frac{\dot{Q}_0}{A_c} = (\lambda_0 - \frac{b+2.c.T_a}{\beta^2} + \frac{c}{\beta^3}) \ln(1 + \beta(T_a - T_b)) + \frac{1}{\beta^2} (T_a - T_b) (b + \frac{2.c.T_b}{\beta^2} - \frac{1}{\beta}) + \frac{c}{2\beta} (T_a - T_b)^2 \quad (24)$$

De la même manière, en intégrant l'équation (23) entre  $(T_b$  et  $T$ ) et  $(0$  et  $X)$ , on obtient l'évolution de la position  $x(T)$  :

$$\frac{X(T)}{L} = \frac{\lambda_c}{\dot{Q}_0} \left( \lambda_0 - \frac{b+2.c.T}{\beta} + \frac{c}{\beta^2} \right) \ln(1+\beta(T-T_b)) + \frac{(T-T_b)}{\beta^2} \left( b + \frac{2.c.T_b - 2}{\beta} \right) + \frac{c}{2} (T-T_b)^2 \quad (25)$$

En remplaçant dans l'équation (25)  $\dot{Q}_0$  par sa valeur donnée en (24) on obtient  $x(T)$ .

$$\frac{X(T)}{L} = \frac{\left( \lambda_0 - \frac{b+2.c.T}{\beta} + \frac{c}{\beta^2} \right) \ln(1+\beta(T-T_b)) + \frac{(T-T_b)}{\beta^2} \left( b + \frac{2.c.T_b - 2}{\beta} \right) + \frac{c}{2} (T-T_b)^2}{\left( \lambda_0 - \frac{b+2.c.T}{\beta} + \frac{c}{\beta^2} \right) \ln(1+\beta(T-T_b)) + \frac{(T-T_b)}{\beta^2} \left( b + \frac{2.c.T_b - 2}{\beta} \right) + \frac{c}{2} (T-T_b)^2} \quad (26)$$

avec la définition de  $\beta$  donnée par :  $\beta = \frac{\dot{m}.C_p}{\dot{Q}_0}$

Pour  $\beta$  donné, on calcule  $\dot{Q}_0$  de l'équation (24); puis pour  $\dot{Q}_0$  et  $\beta$  donnés on calcule le débit massique de vapeur qui lui correspond : ce qui revient à tracer la courbe  $\dot{Q}_0 = f(\dot{m})$ .

L'évolution de  $\dot{Q}_0$ , flux de chaleur introduit dans le bain en fonction de  $\dot{m}$ , débit massique ventilé, est donnée en figure 2.6.

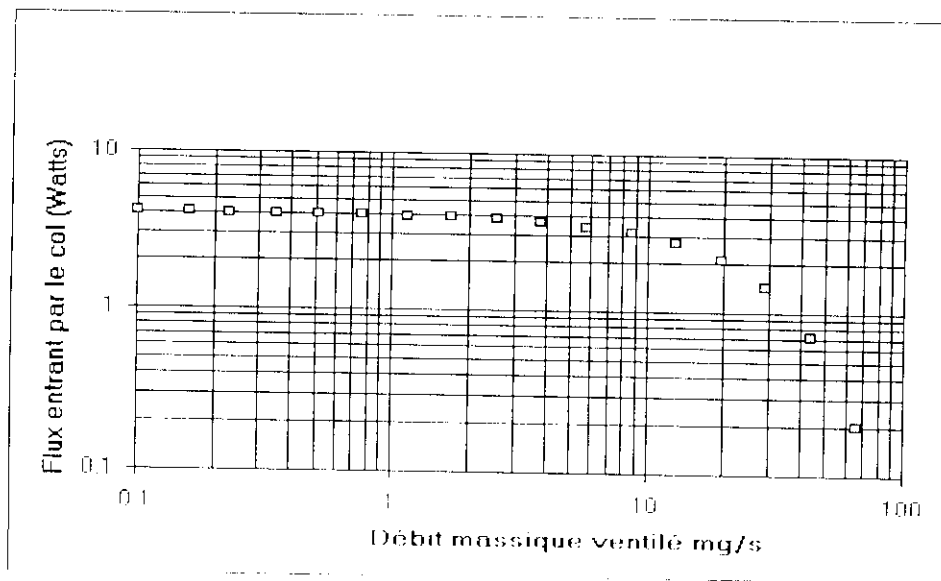


Figure 2.6 : Evolution théorique du flux de chaleur arrivant au bain cryogénique par le col en fonction du débit massique ventilé ; dimensions  $L_c=26,68$  cm ;  $D_c=15$  cm ;  $e=0,1$  cm ; échange thermique parfait; conductivité thermique  $\lambda_{\text{max}}=f(T)$

### 3.1.2- Contact thermique imparfait.

Hypothèses: on suppose cette fois :

- 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.

- Une conductivité thermique du col en Acier inox et une viscosité du fluide fonctions de la température.

- Une isolation latérale du col avec l'extérieur.

Avec ces conditions, les équations régissant le système deviennent:

$$h.p.(T - t) dx = d(\lambda_c . A_c . \frac{dT}{dX}) \quad (27)$$

$$h.p.(T - t)dx = \dot{m} C_{pf} dt \quad (28)$$

$$\dot{Q}_x = -\lambda_c . A_c . \frac{dT}{dx} \quad (29)$$

Avec les conditions aux limites :

$$x = 0 : T = t = T_h \text{ et } \dot{Q}_0 = -\lambda_{cm} . A_c \left[ \frac{dT}{dx} \right]_{x=0} \text{ et } x = L : T = T_a$$

Les équations (27) et (28) sont des équations différentielles non linéaires couplées entre elles. Dans cette situation, les gradients de température par rapport à x, dans les vapeurs froides et le col, sont différents. La méthode de solution numérique préconisée est donnée par le schéma de discrétisation représenté ci-dessous en figure 2.7:

$T_{n+1}$		
	$L_n$	$\dot{Q}_n$
$T_n$		
$T_{i+1}$		
	$L_i$	$\dot{Q}_i$
$T_3$		
	$L_2$	$\dot{Q}_2$
$T_2$		
	$L_1$	$\dot{Q}_1$
$T_1$		

Figure 2.7 : Eléments d'un col

$$\dot{Q}_n = \dot{m} . C_p . (T_n - T_{n-1})$$

$$\dot{Q}_{i+1} = \dot{Q}_i + \dot{m} . C_p . (T_i - T_{i-1})$$

$$\dot{Q}_{i+1} = \dot{Q}_i + \dot{m}.C_p.(T_{i+1} - T_i) \quad (30)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_2 + \dot{m}.C_p.(T_3 - T_2)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 + \dot{m}.C_p.(T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_0$$

Pour résoudre ce système d'équations, on peut soit discrétiser le col en  $n$  éléments de longueur égale et calculer le profil de température, soit discrétiser le col en températures et calculer les longueurs des éléments du col.

La deuxième méthode est plus adaptée à notre situation, car la connaissance du profil de température sur chaque élément du col nous permet également de calculer les conductivités thermiques, ses dernières ne sont fonctions que de la température.

En considérant  $T_{i+1}-T_i = (T_a-T_b)/n$  constant sur tout le col, les équations du système (30) deviennent:

$$\begin{aligned} \frac{\lambda_n \Lambda_S}{L_n} (T_{n+1} - T_n) &= \frac{\lambda_{n-1} \Lambda_S}{L_{n-1}} (T_n - T_{n-1}) + \dot{m}.C_p.(t_n - t_{n-1}) \\ \frac{\lambda_{n-1} \Lambda_S}{L_{n-1}} (T_n - T_{n-1}) &= \frac{\lambda_{n-2} \Lambda_S}{L_{n-2}} (T_{n-1} - T_{n-2}) + \dot{m}.C_p.(t_{n-1} - t_{n-2}) \\ \frac{\lambda_{n-2} \Lambda_C}{L_{n-2}} (T_{n-1} - T_{n-2}) &= \frac{\lambda_{n-3} \Lambda_C}{L_{n-3}} (T_{n-1} - T_{n-3}) + \dot{m}.C_p.(t_{n-1} - t_{n-3}) \\ \frac{\lambda_3 \Lambda_C}{L_3} (T_3 - T_2) &= \frac{\lambda_2 \Lambda_C}{L_2} (T_3 - T_2) + \dot{m}.C_p.(t_3 - t_2) \\ \frac{\lambda_2 \Lambda_C}{L_2} (T_3 - T_2) &= \frac{\lambda_1 \Lambda_C}{L_1} (T_2 - T_1) + \dot{m}.C_p.(t_2 - t_1) \\ \frac{\lambda_1 \Lambda_C}{L_1} (T_2 - T_1) &= \dot{Q}_0 \\ t_{i+1} &= t_i + \frac{h_i.p.(T_i - t_i).L_i}{\dot{m}.C_p} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\lambda_i = \frac{1}{T_{i+1} - T_i} \int_{T_i}^{T_{i+1}} \lambda(T) dT \quad ; \quad h_i = \frac{1}{T_{i+1} - T_i} \int_{t_i}^{t_{i+1}} h(x) dx$$

Par substitution de chaque équation dans celle qui précède, en commençant par la dernière et en terminant par la première, on obtient pour un col isolé latéralement de l'extérieur, les relations suivantes :

$$L_1 = \frac{\lambda_1 \Lambda_C (T_1 - T_{i+1})}{\dot{Q}_0 + \dot{m}.C_p.(t_1 - t_b)} \quad (32)$$



$$t_{i+1} = t_i + \frac{h_{i+1} \cdot p_i \cdot (T_{i+1} - t_i) \cdot L_{i+1}}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (33)$$

$$\sum_{i=1}^n L_i = L_c \quad i = (1: n) \quad (34)$$

Le premier problème majeur ici est l'estimation du coefficient de convection moyen intégré de l'élément. Ce problème peut être résolu par les corrélations semi-empiriques qui dérivent de l'étude de la couche limite thermique et hydrodynamique disponibles dans la littérature spécialisée; le second problème est celui de la convergence de cette procédure numérique qu'il y aura lieu d'examiner éventuellement pour assurer la convergence et l'accélérer.

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. L'étude de la couche limite sera donc abordée dans le paragraphe suivant.

### 3.1.2.1 Couches limites

Le calcul du coefficient de convection (convection forcée ou convection naturelle) repose sur la nature de l'écoulement; pour déterminer celle-ci, on étudie la couche limite hydrodynamique. Bejan [35] préconise la comparaison de la vitesse maximale de la couche limite hydrodynamique ( $U_{em}$ ) à la vitesse d'entrée de la conduite ( $U_e$ ) (voir figure 2.8).

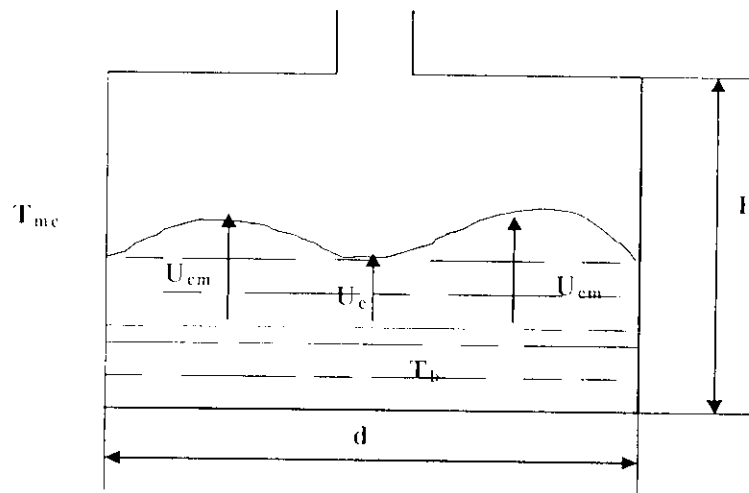


Figure.2.8: Ecoulement dans une conduite verticale

- si  $U_e < U_{em}$  convection naturelle.
- si  $U_{em} \approx U_e$  convection mixte.
- si  $U_e > U_{em}$  convection forcée.

En considérant les parois du col à la température moyenne  $T_{mp}$  et le gaz ventilé à la température moyenne  $t_m$ , on obtient les valeurs suivantes:

$$T_{mp} = \frac{T_b(x=0) + T_b(x=H)}{2} = \frac{77,35 + 300}{2} = 189 \text{ K}$$

$$t_{mf} = \frac{t_b(x=0) + t_b(x=H)}{2} = \frac{77,35 + 260}{2} = 169 \text{ K}$$

$$\Delta T_m = T_{mp} - t_{mf} = 20 \text{ K} ; T_m = \frac{T_{mp} + t_{mf}}{2} = 179 \text{ K}$$

Les valeurs de la masse volumique ( $\rho_f$ ), de la viscosité dynamique ( $\mu_f$ ), de la viscosité cinématique ( $\nu_f$ ), de la conductibilité thermique ( $\lambda_f$ ), de la chaleur spécifique ( $C_{pf}$ ), du coefficient de compressibilité ( $\beta_f$ ), de la diffusivité thermique ( $\chi_f$ ) sont données à la température moyenne du film, soit:

$\rho_f$	$\lambda_f$	$\mu_f$	$C_{pf}$	H	$\beta_f$	$\chi_f$	$\nu_f$
kg/m <sup>3</sup>	W/(m.k)	kg/(m.s)	J/(kg.K)	m	K <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s
1.8	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$12,3 \cdot 10^{-6}$	1040	0,267	1/179	$9,6 \cdot 10^{-6}$	$6,9 \cdot 10^{-6}$

Les nombres de Grashof, Rayleigh et Prandtl basés sur les propriétés du film et la hauteur H du col sont égaux à :

$$Pr = \frac{\nu}{\chi} = \frac{\mu C_p}{\lambda} = 0,7 ; Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3}{\nu^2} = 4,382 \cdot 10^8 ; Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3}{\alpha \cdot \nu} = 3,06 \cdot 10^8$$

$$U_{cm} = \frac{\chi_f}{H} (Ra \cdot Pr)^{1/2} = 0,53 \text{ m/s}$$

Pour un débit massique maximal des vapeurs froides ventilées par le col de 200 mg/s, nous obtenons une vitesse ( $U_c = \frac{\dot{m}}{\rho_f S_c}$ ) à l'entrée de la conduite de 0,04 m/s. La vitesse à l'entrée de la conduite du col ventilé est donc très petite comparativement à la vitesse dans la couche limite hydrodynamique de 0,53 m/s; nous avons donc une convection naturelle.

En réalité, la paroi du col n'est ni à flux constant ni à température constante et de plus, nous avons un fluide stratifié. Pour remédier à cette situation qui entraîne un profil tout à fait particulier de la couche limite des gaz stratifiés, nous avons discrétisé le col du cryostat. On suppose pour cela que la température est constante dans chaque élément du col. On peut ainsi ramener le problème de la couche limite hydrodynamique et thermique de chaque élément aux cas classiques de température constante ou flux constant; par continuité, les conditions d'entrée dans chaque couche limite sont les conditions d'entrée de la couche limite qui la précède.

Ostrach [36] donne le coefficient de convection local  $h(x)$  en fonction du nombre de Grashof local pour une convection naturelle dans les plaques verticales, applicable aussi aux cylindres dans le cas où l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique est inférieure au diamètre  $\left(\frac{D}{H}\right) > \frac{35}{Gr^{1/4}}$ . Cette condition est ici largement vérifiée.

### 3.1.2.2. Paramètres physiques.

Le coefficient de convection local d'après Ostrach [36] est donné par :

$$h(x) = \frac{\lambda_c}{x} g(\text{Pr}) \left(\frac{Gr}{4}\right)^{1/4} ; \quad g(\text{Pr}) = \frac{0,75 \cdot \text{Pr}^{1/2}}{0,609 + 1,123 \cdot \text{Pr}^{1/2} + 1,233 \cdot \text{Pr}^{1/4}}$$

La conductivité thermique de l'Acier inox 304 d'après Casse [7] est :

$$\lambda_c(T) = \exp \left[ -9,116 + 9,4936(1 - e^{-\frac{\ln(T)}{3,7993}}) \right]$$

La conductivité thermique et la viscosité dynamique de l'Azote sont données par Ziebland [37] respectivement:

$$\lambda_f \left( \frac{\text{W}}{\text{cm.K}} \right) = \frac{25,72 \cdot T^{0,5} \cdot 10^{-6}}{1 + \left( \frac{235,5}{T} \right) \cdot 10^{-1,7}}$$

$$\mu_f \left( \frac{\text{g}}{\text{cm.s}} \right) = 1,202761 + 0,760462 \cdot T - 5,43 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \rightarrow T(\text{K})$$

La résolution des équations différentielles discrétisées (32) à (34) qui régissent l'échange thermique imparfait entre les parois du col et les vapeurs froides ventilées s'effectuent par des méthodes numériques.

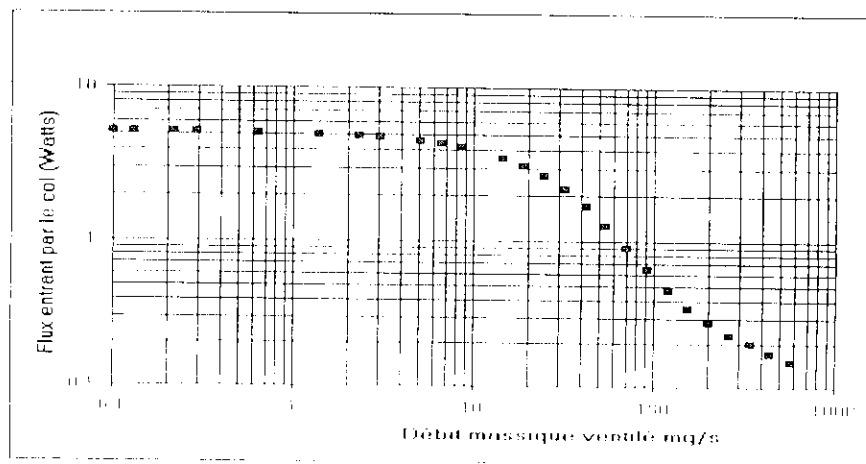


Figure 2.9: L'évolution du flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  en fonction du débit Massique des vapeurs froides; échange thermique imparfait; dimensions du cryostat: L=26,68 cm de=15cm, e=0,1 cm

L'évolution du flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  en fonction du débit massique des vapeurs froides ainsi que l'évolution de la température du col sont données respectivement en figures 2.9 et 2.10 pour plusieurs débits imposés.

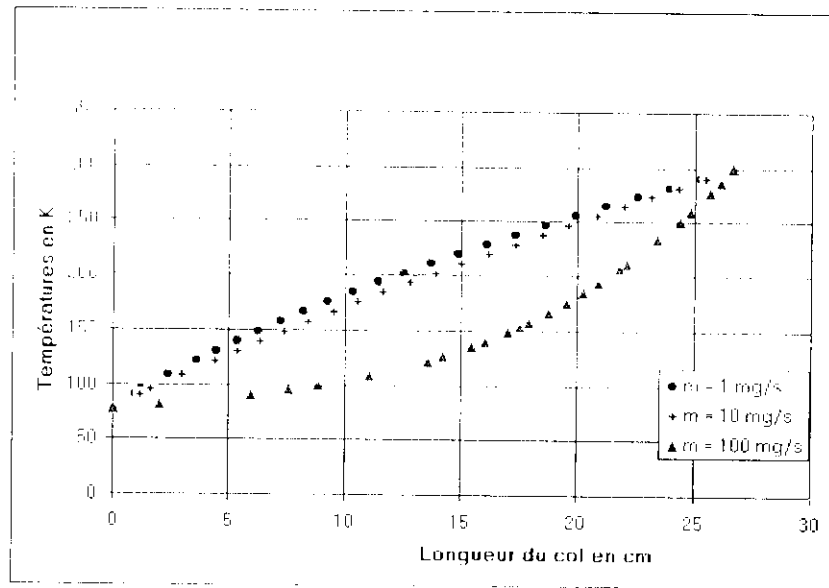


Figure 2.10 : Profil de température sur le col du cryostat ; échange thermique imparfait ; dimensions du cryostat:  $L_c = 26,68$  cm;  $d_c = 15$  cm;  $e = 0,1$  cm

### 3.2 Col non isolé latéralement.

L'hypothèse du col isolé admise précédemment n'est qu'une approximation, plus ou moins acceptable selon les situations telles qu'avec une super isolation (par exemple en intercalant entre le col et l'enveloppe extérieure plusieurs couches isolantes en Mylar qui rende le col presque isolé latéralement).

En réalité, nous avons toujours l'existence d'un flux radiatif latéral, malgré un vide très poussé de  $10^{-6}$  mbar entre le col et l'enveloppe extérieure qui élimine la convection naturelle. L'estimation de ce flux radiatif échangé entre l'enveloppe extérieure et le vase d'Azote liquide donné au chapitre 1 est assez imprécise. Les surfaces en regard sont ici, d'une part éloignées l'une de l'autre et d'autre part leurs longueurs sont réduites comparativement à leur deuxième dimension. De plus, nous avons un gradient de température assez important le long du col dans le sens axial; par conséquent, l'émissivité dépend aussi de la température.

Aussi, pour calculer ce rayonnement échangé dans la direction radiale entre l'extérieur et le vase d'Azote liquide, on procède par discrétisation du col du cryostat et on évalue en premier lieu les radiosités de chaque élément. On pose cette fois les hypothèses suivantes:

- Le col et l'enveloppe du cryostat sont faits d'un corps gris opaque
- Une distribution radiale de température dans le gaz.

- Le gaz est non absorbant, donc transparent
- Le vide existant entre la paroi du col et l'enveloppe extérieure est transparent.

### 3.2.1 Bilan thermique.

Soit à calculer le flux de chaleur rayonné par l'enveloppe extérieure vers les parois du col selon les surfaces 3 à n+2 et vers le bain Azote selon les surfaces 1 à 2 (voir figure 2.11). La température des surfaces n+3, n+4 et n+5 est de 300 K, tandis que la température des surfaces 1 et 2 est de 77,35 K.

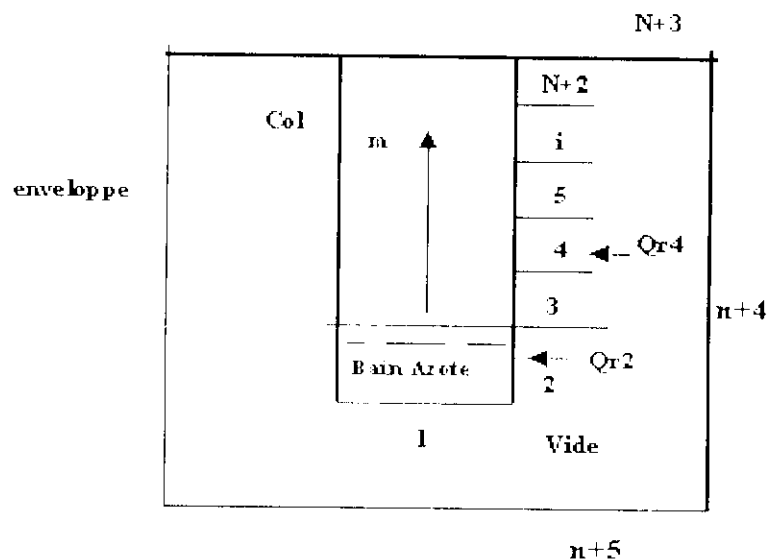


Figure 2.11 : Cryostat avec un col non isolé latéralement

Le facteur de forme entre le col et l'enveloppe extérieure dépend uniquement de la géométrie du cryostat (voir annexe I et chapitre 1) : tandis que la radiosité ( $J_i$ ), donc le flux net radiatif  $\dot{Q}_{ri}$  reçu par chaque élément de surface ( $A_1, A_2, A_3, A_{n+5}$ ), dépend du profil de température sur le col du cryostat.

Le flux total émis par rayonnement par un corps noir porté à une température absolue  $T$  est donné par la loi de Stefan-Boltzmann:  $M'' = \sigma T^4 = \Phi/A$  ou  $M''$  est l'émittance thermique ( $\text{W.m}^{-2}$ ),  $T$  la température,  $\Phi$  le flux,  $A$  la surface du corps et  $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann qui vaut  $5,67.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ .

Lorsqu'une surface est soumise à un rayonnement incident, son bilan d'énergie permet d'écrire:

$\alpha + \rho + \tau = 1$ , où  $\alpha$  est la fraction du rayonnement absorbée,  $\rho$  est la fraction réfléchi et  $\tau$  la fraction transmise à travers la surface. Ainsi à l'équilibre, pour des surfaces opaques  $\tau = 0$  et on peut écrire:  $\rho = 1 - \alpha = 1 - \varepsilon$ . Le flux total issu de telles surfaces est égal au flux incident ; il comprend un flux émis et un flux réfléchi. Ce flux total issu d'une telle surface est appelé radiosité  $J$ .

Cette nouvelle grandeur  $J$ , est égale à :  $J = \varepsilon M^0 + \rho E = \varepsilon M^0 + (1 - \varepsilon)E$ , où  $E$  est l'éclairement incident sur la surface. L'émissivité  $\varepsilon$  est relative au rayonnement émis par la surface alors que le rayonnement réfléchi ne fait que rebondir de celle-ci.

Le flux radiatif échangé par la surface  $S_i$  de l'élément  $i$  est égal à  $\Phi_i = (\varepsilon_i M_i^0 - \alpha_i E_i) A_i$ ; c'est la différence entre le flux émis et le flux absorbé par la surface  $A_i$  :  $\Phi_i = A_i (J_i - E_i)$ .

Le flux net issu de la surface  $A_i$  est aussi donné en termes de la conductance de cette surface :

$$\Phi_i = \varepsilon_i A_i (M_i^0 - E_i) = \frac{\varepsilon_i A_i}{1 - \varepsilon_i} (M_i^0 - J_i) \quad (35)$$

Dans le cas décrit par la figure 2-11, l'enceinte constituée par l'enveloppe intérieure et le vase de stockage comprend  $n+5$  surfaces  $A_i$ . La radiosité  $J_i$  de chaque surface  $A_i$  est égale à l'émittance propre de cette surface augmentée de la partie réfléchie du flux provenant de toutes les surfaces, y compris  $A_i$  si celle-ci est concave.

Le flux incident sur  $A_i$  est égal à  $A_i E_i = \sum_{j=1}^{n+5} A_j F_{ji} J_j = \sum_{j=1}^{n+5} A_i F_{ij} J_j$

D'où, par unité de surface :

$$E_i = \sum_{j=1}^{n+5} F_{ij} J_j \quad \text{et} \quad J_i = \varepsilon_i M_i^0 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^{n+5} F_{ij} J_j \quad (36)$$

On obtient l'équation  $J_i - (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^{n+5} F_{ij} J_j = \varepsilon_i M_i^0 = \varepsilon_i \sigma T_i^4$ , exploitable lorsqu'on connaît  $T_i$ .

On obtient ainsi un système de  $n+5$  équations linéaires qui permettent de calculer les  $n+5$  radiosités  $J_i$  et, par conséquent, les températures ou les flux échangés à partir de la relation :

$$\Phi_i = \frac{\varepsilon_i A_i}{1 - \varepsilon_i} (M_i^0 - J_i) = \frac{\varepsilon_i A_i}{1 - \varepsilon_i} (\sigma T_i^4 - J_i) \quad (37)$$

Pour notre cas, le flux net reçu par chaque élément de surface du col est positif car la température du col est inférieure à la température de l'enveloppe extérieure, donc  $\dot{Q}_n$  est de sens opposé à  $\Phi_i$ , d'où :

$$\dot{Q}_n = \frac{A_i \cdot \varepsilon_i}{(1 - \varepsilon_i)} (J_i - \sigma T_i^4) \quad (38)$$

où la radiosité est donnée par la relation suivante :

$$J_i = \frac{1}{1 - F_{i,i}(1 - \varepsilon_i)} \left[ (1 - \varepsilon_i) \sum_{j \neq i}^{n+5} F_{i,j} J_j + \varepsilon_i \sigma T_i^4 \right] \quad (39)$$

Avec la condition de conservation sur le facteur de forme de chaque élément  $i$  considéré.

$$\sum_{j=1}^{n+5} F_{i,j} = 1 \quad (40)$$

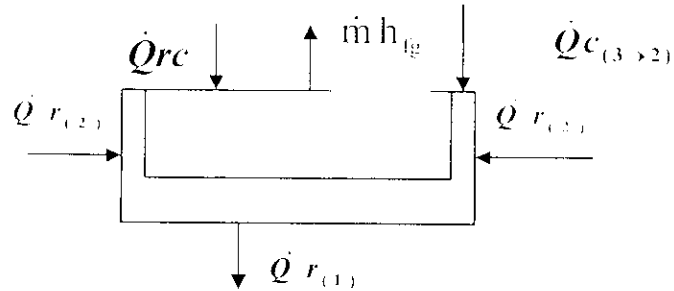
Les relations de réciprocité s'écrivent :

$$\Lambda_i \cdot F_{i,j} = \Lambda_j \cdot F_{j,i} \quad (41)$$

$$F_{i,j,k} = F_{i,j} + F_{i,k} \quad (42)$$

Les bilans thermiques sont de trois sortes.

1. Sur le bain d'Azote liquide, on a le bilan suivant :



$$\dot{Q}_{c(3 \rightarrow 2)} + \dot{Q}_{r(2)} + \dot{Q}_{r(1)} + \dot{Q}_{rc} = \dot{m} \cdot h_{fg} \quad (43)$$

Avec :

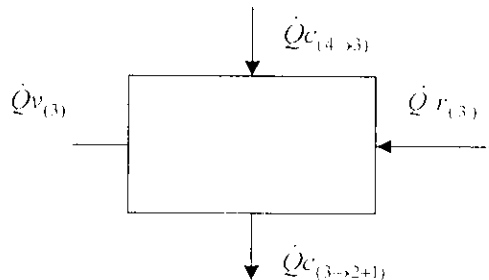
$\dot{Q}_{r(i)}$  : Flux de rayonnement reçu par la surface  $i$

$\dot{Q}_{rc}$  : Flux de rayonnement reçu à travers les vapeurs du couvercle

$\dot{Q}_{c(3 \rightarrow 2)}$  : Flux de conduction reçu de l'élément 3

$\dot{m} \cdot h_{fg}$  : Flux de chaleur latente d'évaporation du bain cryogénique.

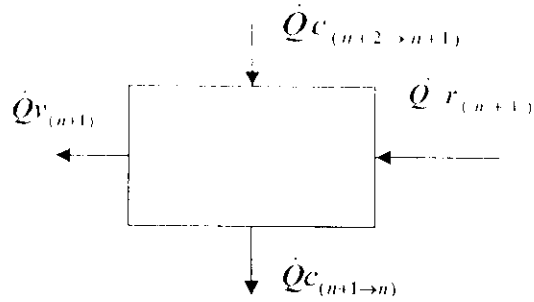
2. Sur le premier élément du col entre  $n-2$  et  $n-4$ , on a le bilan suivant :



$$\dot{Q}_{c(4 \rightarrow 3)} + \dot{Q}_{r(3)} = \dot{Q}_{c(3 \rightarrow 2+1)} + \dot{Q}_{v(3)} \quad (44)$$

Avec  $\dot{Q}_{v(3)}$  flux de convection cédé à la vapeur

3 – sur l'élément du col entre  $n$  et  $n+2$ , on a le bilan suivant :



$$\dot{Q}_{c(n+2 \rightarrow n+1)} + \dot{Q}_{r(n+1)} = \dot{Q}_{c(n+1 \rightarrow n)} + \dot{Q}_{v(n)} \quad (45)$$

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

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L_{ev} - \dot{Q}_{r_1} - \dot{Q}_{r_2} - \dot{Q}_{r_c}) * L_c / n}{2 \cdot \lambda_2 \cdot A_c} \quad (46)$$

$$i = 3, n$$

$$t_{i+1} = t_i + \frac{h_i \cdot p \cdot (T_i - t_i) \cdot L_{c_i}}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (47)$$

$$T_{i+1} = T_i + \frac{(\dot{m} \cdot h_{fe} - \dot{m} \cdot C_p (T_i - T_2) - \sum_1^i \dot{Q}_{r_i} - \dot{Q}_{r_c}) * L_c / n}{\lambda_i \cdot A_c} \quad (48)$$

$$T_{n+2} = T_{n+1} + \frac{(\dot{m} \cdot h_{fe} - \dot{m} \cdot C_p (T_{n+1} - T_2) - \sum_1^{n+1} \dot{Q}_{r_i} - \dot{Q}_{r_c}) * L_c / n}{2 \cdot \lambda_{n+1} \cdot A_c} \quad (49)$$

$$T_{n+2} = 300K \quad (50)$$

Où la conductivité thermique  $\lambda_i$  est calculée selon la moyenne intégrée :

$$\lambda_i = \frac{1}{T_{i+1} - T_i} \int_{T_i}^{T_{i+1}} \lambda(T) dT$$

et les coefficients de convections  $h_i$  sont définies par les valeurs moyennées :

$$h_i(x) = \frac{1}{\Delta L} \int_{L_i}^{L_{i+1}} h(x) dx$$

Où  $h_i(x)$  désigne le coefficient de convection local moyenné sur un élément du col de longueur  $\Delta L = L_{c_i}$ .



---

Les relations (46) à (50) formulant le problème considéré sont des équations différentielles non linéaires (le débit massique  $\dot{m}$  est l'inconnue) que l'on se propose de résoudre numériquement ci-après.

### 3.2.2 Procédure de calcul.

Après discrétisation du col du cryostat donnée en fig. 2-11, on procède comme suit:

- 1- On calcule en premier lieu le facteur de forme pour tous les éléments du cryostat.
- 2- On impose un profil linéaire de température sur le col en première approximation pour le démarrage du calcul de la radiosité.
- 3- On calcule ensuite les flux nets radiatifs reçus par chaque élément du cryostat.
- 4- On cherche itérativement le débit massique ventilé qui vérifie la condition de température

$$T_{m,2} = 300 \text{ K.}$$

La solution converge rapidement après quelques itérations.

### 3.2.3- Organigramme.

L'organigramme du calcul des échanges thermiques dans ce cryostat non isolé latéralement est donné en figure 2.12.

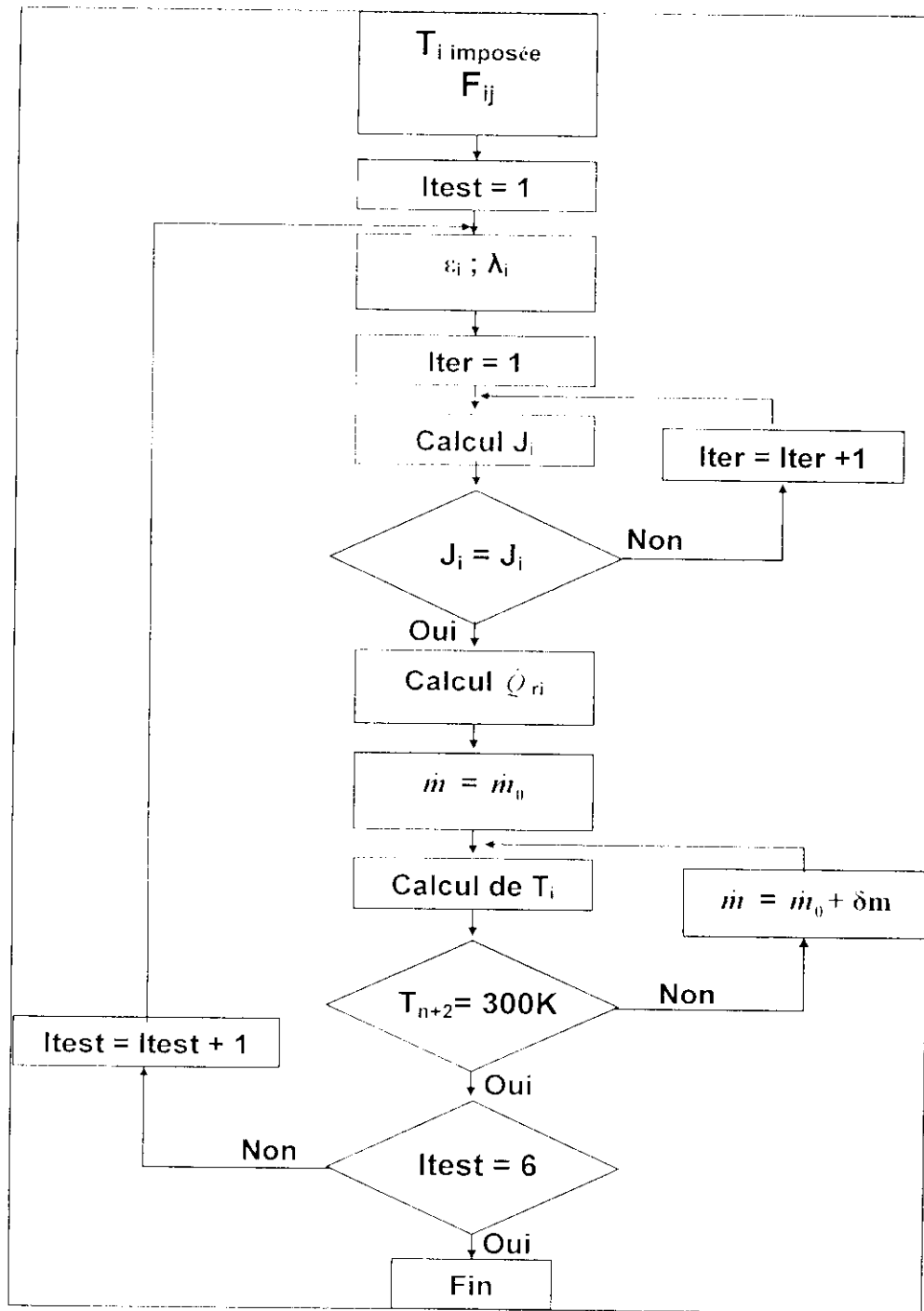


Figure 2.12 : Organigramme.

Nous avons dans le tableau 2.1 et la figure 2.13 respectivement, les flux radiatifs nets reçus par chaque élément de surface ( $\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_3, \Lambda_{m15}$ ) ainsi que l'évolution du profil de température sur le col pour un cryostat de dimensions données sans écran.

Tableau 2.1 Flux net radiatif  $\dot{Q}_{r,i}$  reçu par chaque élément de surface et température  $T_i$ 

$\Delta$	$\dot{Q}_{r,i}$ (W)	$X_i$ (cm)	$T_{pi}$ (K)
1	0,85	0	77,35
2	3,35	0	77,35
3	0,3	1,33	84,58
4	0,31	2,67	98,04
5	0,32	4	110,87
6	0,33	5,34	123,24
7	0,34	6,67	135,22
8	0,34	8	146,89
9	0,34	9,34	158,27
10	0,34	10,67	169,43
11	0,33	12,01	180,38
12	0,33	13,34	191,16
13	0,31	14,67	201,81
14	0,3	16,01	212,37
15	0,28	17,34	222,87
16	0,25	18,68	233,37
17	0,22	20,01	243,92
18	0,19	21,34	254,59
19	0,14	22,68	265,45
20	0,08	24,01	276,59
21	0,01	25,35	288,11
22	-0,07	26,68	300
23	-0,64	0	300
24	-7,57	0	300
25	-0,91	0	300

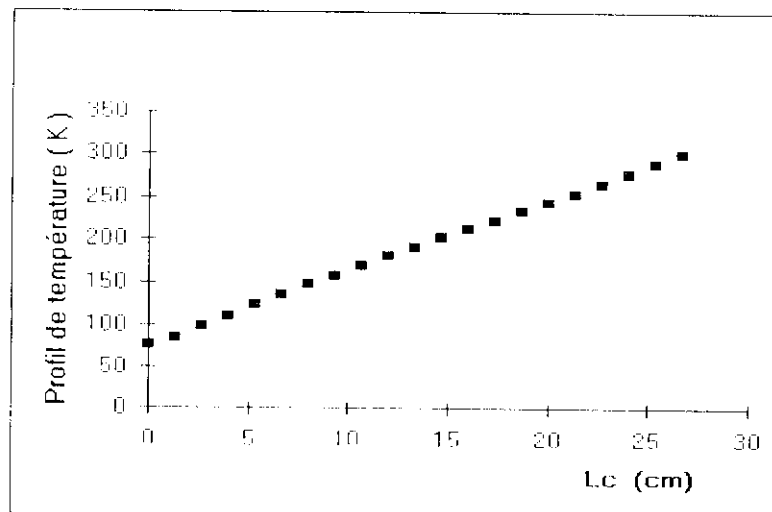


Figure 2.13 : Profil de température sur le col pour un cryostat simple col ventilé; débit à vide = 41,41 mg/s; flux introduit par le couvercle :  $\dot{Q}_{re} = 0,43$  W; émissivité :  $\epsilon_m = 0,12$   
dimensions du cryostat: ( $D_c, D_v, L_c, L_b, E.L.F$ )= (15 ; 30 ; 27 ; 15 ; 10 ) cm

---

On notera que les surfaces de l'enveloppe extérieure  $n=3$ ,  $n=4$  et  $n=5$  sont à flux net radiatif négatif comme on peut le constater sur le tableau 2.1. Cela s'explique par le fait que ces surfaces émettent plus d'énergie qu'elles n'en reçoivent. Le profil de température sur le col (voir figure 2.13) est quasi linéaire sauf au voisinage du bain liquide d'Azote. Ainsi, plus le débit massique est important plus l'évolution de la température sur les parois du col au voisinage du bain liquide est presque constante.

#### 4 Conclusion.

Pour réduire effectivement les entrées de chaleur dans le cryostat, on réalise le refroidissement du col par les vapeurs froides issues du bain d'Azote liquide, le col du réservoir constituant ainsi l'échangeur de chaleur. Ce procédé est le plus couramment utilisé de nos jours. Cependant, ce refroidissement n'a aucun effet sur le rayonnement. Aussi, pour réduire de façon sensible les apports radiatifs, on utilise soit des techniques d'écrans souples ou rigides refroidis par liaison thermique sur le col soit des super isolations avec leurs avantages et leurs inconvénients.

On a présenté ici un calcul global de ces transferts thermiques couplés en mettant en évidence l'importance de la prise en compte de l'échange de chaleur réel dans le col du réservoir entre l'écoulement des vapeurs et la paroi, en utilisant des valeurs moyennes des propriétés thermo physiques fonctions de la température.

L'estimation du flux radiatif échangé entre l'extérieur et le vase d'Azote liquide donné habituellement est assez imprécise à cause d'hypothèses simples relatives aux surfaces en regard et à leurs distances de séparation. De plus, nous sommes en présence d'un gradient de température assez important le long du col dans le sens axial.

Nous avons aussi élaboré un logiciel permettant le calcul des facteurs de forme pour évaluer l'effet du rayonnement échangé entre l'extérieur et le vase d'Azote liquide.

L'étude du cryostat muni d'écrans refroidis par liaison thermique sur le col fera l'objet du chapitre suivant.

## CHAPITRE III

## ETUDE DES FLUX THERMIQUES DANS UN CRYOSTAT AVEC DES COLS ISOLES PAR DES ECRANS.

## 1. Définition d'un dispositif isolant.

Un dispositif isolant est destiné à augmenter la résistance thermique entre deux milieux à des températures différentes. Dans notre cas, les deux milieux sont le col du vase et son enveloppe extérieure, le dispositif isolant étant constitué par des écrans séparés par un vide (voir figure 3.1).

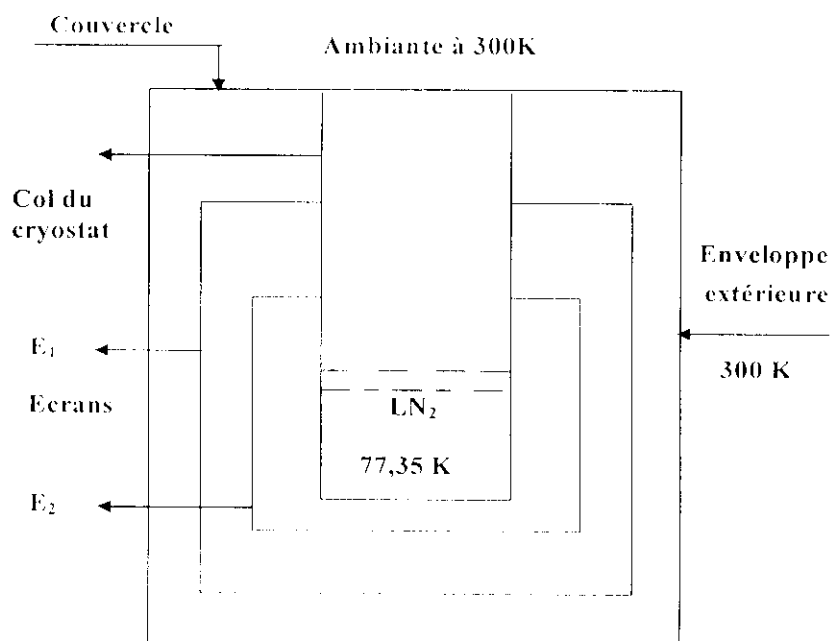


Figure 3.1 : Cryostat à deux écrans  $E_1$  et  $E_2$

Notre but consiste à optimiser la position des écrans radiatifs pour minimiser les entrées thermiques du cryostat, d'une part, et de déterminer l'évolution du flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  arrivant au bain cryogénique en fonction du débit des vapeurs froides ventilées et de le comparer avec les cas étudiés précédemment, d'autre part.

Plusieurs études, tant théoriques qu'expérimentales, ont porté sur l'optimisation des écrans radiatifs. Les deux publications de Hilal et Al [11] et R.W. Boom et al [12] ont montré qu'on peut remplacer efficacement une centaine d'écrans flottants par 2 à 3 écrans réfrigérés. De plus, elles concluent que la position de chaque écran n'a aucune influence sur la puissance totale de réfrigération alors que l'optimisation de la température des écrans influe sur la puissance de réfrigération, donc sur l'évaporation du bain cryogénique.

Dans cet esprit Eyssa [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 afin de minimiser l'évaporation du fluide cryogénique de stockage. Pour cela il tient compte des apports radiatifs en utilisant une conductivité moyenne effective dans un simple échange conductif.

## 2-Optimisation de la température des écrans radiatifs.

La minimisation des déperditions de frigories d'un réservoir de stockage de fluide cryogénique nécessite l'utilisation d'un ou de plusieurs écrans radiatifs. L'utilisation du vide poussé entre les différents écrans rend négligeable les pertes conducto-convectives vu l'absence de support matériel au transfert par convection. Néanmoins, pour le stockage de fluides cryogéniques tels que l'Azote et l'Hélium où les écarts de température entre les différents écrans sont assez importants, il y a des entrées de chaleur par le contact matériel à l'endroit où les écrans sont soudés sur le col.

Dans cette partie, le problème revient à choisir les positions optimales des écrans ainsi que leurs températures sur le col afin de minimiser l'évaporation du fluide de stockage. Dans le cas où le nombre d'écrans est fini, l'isolation radiative fait intervenir des sauts de température.

Soit le col d'un cryostat représenté en figure:3.2 avec plusieurs écrans réfrigérés. Le concept de création d'entropie utilisé par **Béjan** [14] porte sur la somme des créations par écrans individuellement.

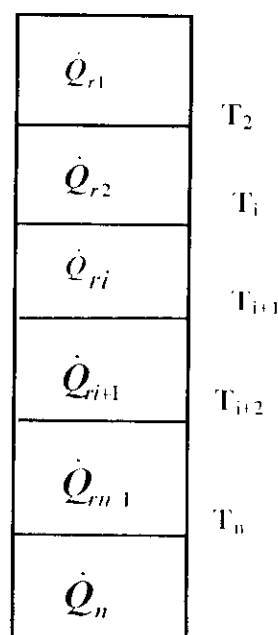


Figure 3.2 : Eléments du col

$$\Delta S_{\text{crec}} = \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (1)$$

$$\Delta S_i = -\frac{\dot{Q}_{n-1}}{T_{i+1}} - \frac{\dot{Q}_{n+1}}{T_{i-1}} + \frac{\dot{Q}_{n+1}}{T_{i+1}} + \frac{\dot{Q}_{n-1}}{T_i} \quad (2)$$

$$\Delta S_{\text{crec}} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_n \left( \frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right) + \dot{Q}_{n+1} \left( \frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_{i+2}} \right) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_n = \alpha_i (T_i^4 - T_{i+1}^4) \quad (4)$$

$$\alpha_i = \Lambda_{i+1} F_{i,i+1} \quad (5)$$

$$F_{i,i+1} = \frac{1}{\varepsilon_i + \frac{\Lambda_{i+1}}{\Lambda_{i+1}} + \left( \frac{1}{\varepsilon_{i+1}} - 1 \right)} \quad (6)$$

On obtient pour n écrans, la génération d'entropie suivante:

$$\Delta S_{\text{crec}} = \sum_{i=1}^n \alpha_i (T_i^4 - T_{i+1}^4) \left( \frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right) + \alpha_{n+1} (T_{n+1}^4 - T_{n+2}^4) \left( \frac{1}{T_{n+2}} - \frac{1}{T_{n+1}} \right) \quad (7)$$

Les températures flottantes  $T_i$  des écrans qui minimisent la création l'entropie sont obtenues par la solution d'un système d'équations constituées par les dérivée partielles premières de celle-ci par rapport aux  $T_i$ , ces équations ne constituant que les conditions nécessaires. Les conditions suffisantes sont ici de nature physique et sont démontrées par l'obtention d'un minimum de l'évaporation du bain cryogénique.

$$\frac{\partial \Delta S_{\text{crec}}}{\partial T_i} = 0 \quad (8)$$

Pour un seul écran, la minimisation de la création d'entropie nous donne la condition nécessaire suivante :

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \left\{ 4T_2^3 \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{T_2^4 - T_1^4}{T_2^4} \right\} + \left\{ 4T_2^3 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{T_2^4 - T_3^4}{T_2^4} \right\} = 0 \quad (9)$$

où  $T_2$  est la variable, et  $T_1$  et  $T_3$  des températures connues des milieux extrêmes.

Cette équation est de la forme  $F(T_2) = 0$ . Il suffit donc de la résoudre par une méthode itérative et nous optons pour la méthode de Newton - Raphson qui s'adapte bien ici.

Pour deux écrans, la minimisation de la création d'entropie impose  $\frac{\partial \Delta S_{\text{crec}}}{\partial T_1} = 0$  et  $\frac{\partial \Delta S_{\text{crec}}}{\partial T_2} = 0$  ; d'où les deux conditions nécessaires suivantes:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \left\{ 4T_2^3 \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{T_2^4 - T_1^4}{T_2^2} \right\} + \left\{ 4T_3^3 \left( \frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{T_3^4 - T_2^4}{T_2^2} \right\} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{2\alpha_1}{\alpha_3} \left\{ 4T_3^3 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{T_3^4 - T_2^4}{T_3^2} \right\} + \left\{ 4T_4^3 \left( \frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_4} \right) + \frac{T_4^4 - T_3^4}{T_3^2} \right\} = 0 \quad (11)$$

qui sont de la forme:

$$F(T_2, T_3) = 0 \quad ; \quad G(T_3, T_4) = 0$$

que l'on peut résoudre par la méthode de Newton généralisée. De la même manière, pour trois écrans la minimisation de l'entropie de création impose les trois conditions nécessaires suivantes :

$$\frac{\alpha_1}{2\alpha_2} \left\{ 4T_2^3 \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{T_2^4 - T_1^4}{T_2^2} \right\} + \left\{ 4T_3^3 \left( \frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{T_3^4 - T_2^4}{T_2^2} \right\} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{2\alpha_2}{2\alpha_3} \left\{ 4T_3^3 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{T_3^4 - T_2^4}{T_3^2} \right\} + \left\{ 4T_4^3 \left( \frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_4} \right) + \frac{T_4^4 - T_3^4}{T_3^2} \right\} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{2\alpha_3}{\alpha_4} \left\{ 4T_4^3 \left( \frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_4} \right) + \frac{T_4^4 - T_3^4}{T_4^2} \right\} + \left\{ 4T_5^3 \left( \frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_5} \right) + \frac{T_5^4 - T_4^4}{T_4^2} \right\} = 0 \quad (14)$$

qui sont de la forme:  $F(T_2, T_3, T_4) = 0$   
 $G(T_3, T_4, T_5) = 0$   
 $H(T_4, T_5, T_6) = 0$

L'optimisation des écrans nous donne les valeurs des températures (tableau 3.1. ci-dessous) obtenu par calcul.

Tableau 3.1. Température optimum des écrans pour l'Hélium (4.2 – 300 K)

Nombre d'écran	$T_2$	$T_3$	$T_4$
1	103.3	-	-
2	177.46	77.23	-
3	196	128.11	57.54

### 3-Col isolé par un seul écran.

Soit un cryostat isolé par un seul écran donné en figure 3.3. Sa température étant déterminée par la minimisation de la création d'entropie, il reste à trouver sa position optimale qui minimise le flux thermique arrivant au bain cryogénique.



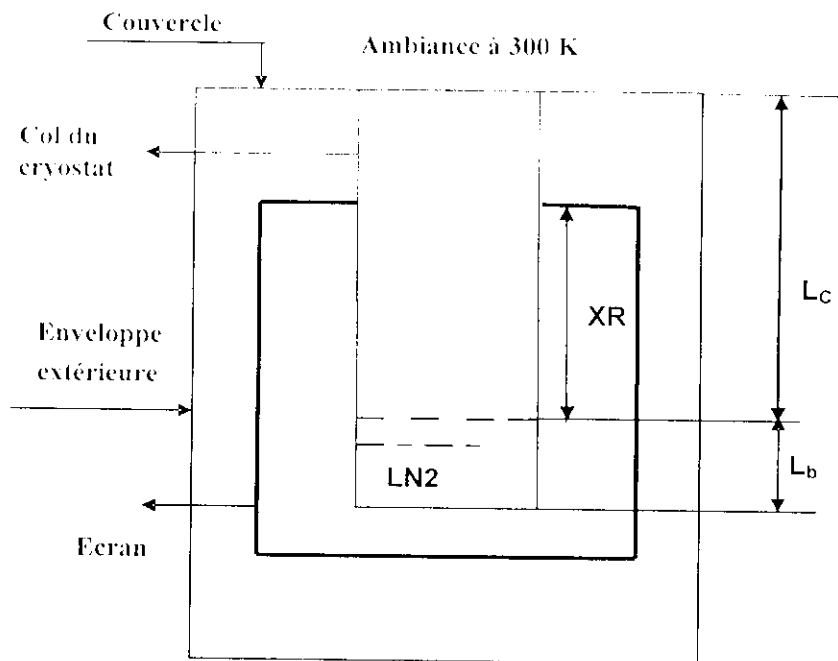


Figure 3.3 : Cryostat azote avec un écran, avec  $L_c$  hauteur du col,  $XR$  position de l'écran et  $L_b$  hauteur du bain

Supposons, un élément du col avec une position donnée de l'écran repérée par la flèche  $q_{rl} : T_{n+1}$  sur la figure 3.4. Les bilans des éléments  $n, n+1$  à  $2n$  sont donnés par les équations (15) à (19).

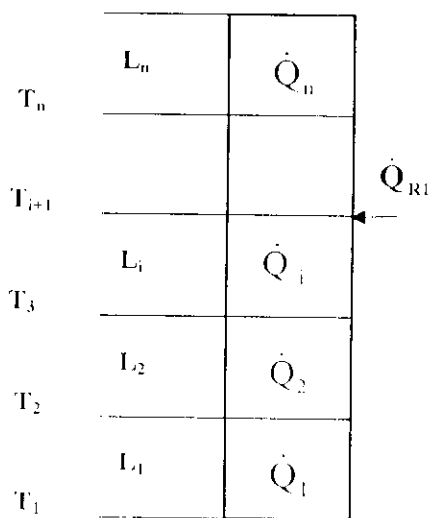


Figure 3.4 : Eléments d'un col

$$\dot{Q}_{2n} = \dot{Q}_{2n+1} + \dot{m} \cdot C_p (T_{2n+1} - T_{2n+1}) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{n+1} = \dot{Q}_n + \dot{m} \cdot C_p (T_{n+2} - T_{n+1}) - \dot{Q}_{rl} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_{n+1} + \dot{m} \cdot C_p (T_n - T_{n+1}) \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{i+1} = \dot{Q}_i + \dot{m} \cdot C_p (T_{i+1} - T_i) \tag{18}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_0 \tag{19}$$

$$\text{Avec : } \dot{Q}_1 = \frac{\lambda_c (T_1; T_{i+1}) \Delta T_i}{L_i}$$

Par substitution de chaque équation dans l'équation qui la précède en commençant par la dernière et en terminant par la première, on obtient pour un col isolé par un écran deux équations différentielles discrétisées,

$$i = (1;n) \rightarrow L_i = \frac{\lambda_c A_c \Delta T_i}{\dot{Q}_0 + C_p (T_{i+1} - T_0) - \dot{Q}_r} \tag{20}$$

$$i = (n;2n) \rightarrow L_i = \frac{\lambda_c A_c \Delta T_i}{\dot{Q}_0 + \dot{m} \cdot C_p (T_{i+1} - T_0)} \tag{21}$$

$$\text{Avec la contrainte: } L_c = \sum_{i=1}^{2n} L_i$$

Mais dans ces deux relations, le flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  est fonction du débit massique  $\dot{m}$  des vapeurs froides, de  $\dot{Q}_{rl}$  et de  $\dot{Q}_{rc}$ ,

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot h_{fg} - \dot{Q}_{rl} - \dot{Q}_{rc} \tag{22}$$

où  $\dot{Q}_{rl}$  est le flux de chaleur qui arrive dans le bain cryogénique par rayonnement et qui est fonction uniquement de la température de l'écran,  $\dot{Q}_{rc}$  est le flux de chaleur constant provenant du couvercle. Comme la température de l'écran est déjà optimisée, le flux de chaleur qui arrive directement dans le bain cryogénique est donc optimisé par rapport à l'apport radiatif. Le problème revient à minimiser le flux de chaleur  $\dot{Q}_0$  qui arrive au bain par conduction à travers le col, donc le débit  $\dot{m}$  des vapeurs froides est minimum. Mais pour cela, il faut trouver la position optimale  $X_{R1}$  de l'écran sur le col qui sera fonction de la section et de la longueur du col.

En remplaçant  $\dot{Q}_0$  par sa valeur donnée en (22) dans les équations (20) et (21), on obtient les deux équations suivantes:

$$i = (1; n) \rightarrow L_i = \frac{\lambda_c A_c \Delta T_1}{\dot{m} (h_{fg} + C_p (T_{i+1} - T_0)) - (\dot{Q}_{rc} + \dot{Q}_{rl})} \tag{23}$$

$$i = (n;2n) \rightarrow L_i = \frac{\lambda_c A_c \Delta T_2}{\dot{m} (h_{fg} + C_p (T_{i+1} - T_0)) - (\dot{Q}_{rc} + \dot{Q}_{rl})} \tag{24}$$

$$\text{Avec la contrainte : } L_c = \sum_{i=1}^{2n} L_i$$

Le flux de chaleur arrivant dans le bain cryogénique par conduction dépend de trois variables, à savoir:

- la section transversale et la longueur du col.
- la position de l'écran sur le col donc la température correspondante.

Ainsi, il n'y a pas de rayonnement direct avec le bain mais seulement après conduction à travers col. Donc le flux de chaleur arrivant au bain cryogénique par rayonnement dépend uniquement de la température des écrans.

La figure 3.5 donne l'évolution du débit massique minimum des vapeurs froides en fonction de la section du col pour plusieurs longueurs de ce dernier. On remarque sur cette figure que le débit massique minimum des vapeurs froides augmente avec la section du col et diminue avec la longueur de ce dernier.

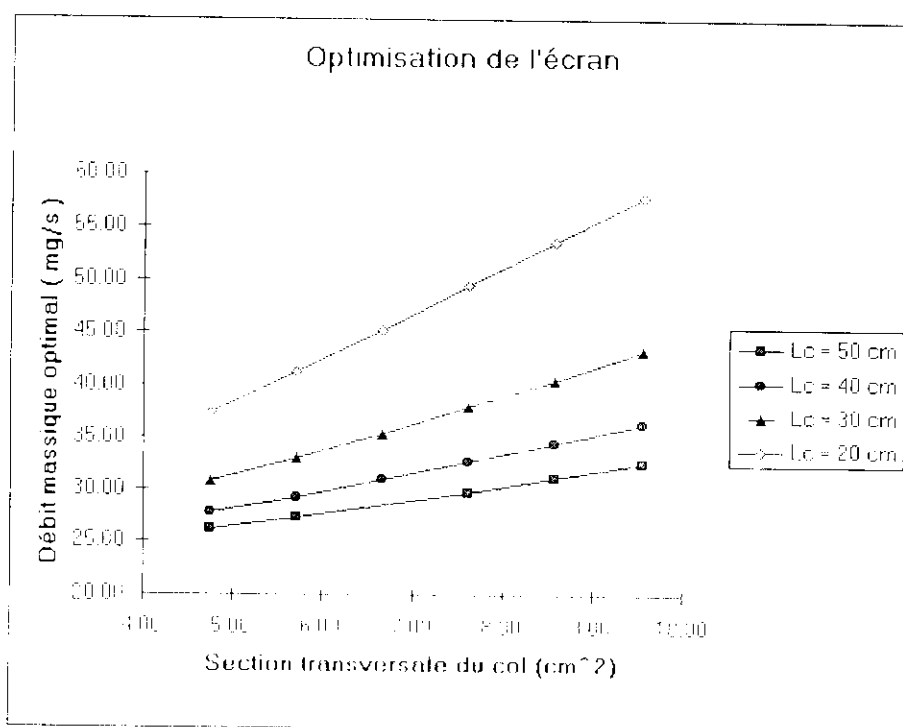


Figure 3.5 : Optimisation de la position de l'écran sur le col d'un cryostat de dimensions :  $(D_e, D_s, D_v, L_b) = (15, 20, 30, 12)$  cm.

La figure 3.6 donne l'évolution de la position de l'écran en fonction de la section du col pour différentes longueurs de ce dernier. On remarque sur cette figure que pour les faibles sections du col, la longueur de ce dernier n'influe pratiquement pas sur la position de l'écran. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur par rayonnement est prépondérant sur le transfert de chaleur par conduction.

La position optimale de l'écran XR par rapport au niveau du bain cryogénique augmente avec la section et la longueur du col. Pour de faibles longueurs de col un nombre réduit d'écrans suffirait à réduire le flux de rayonnement.

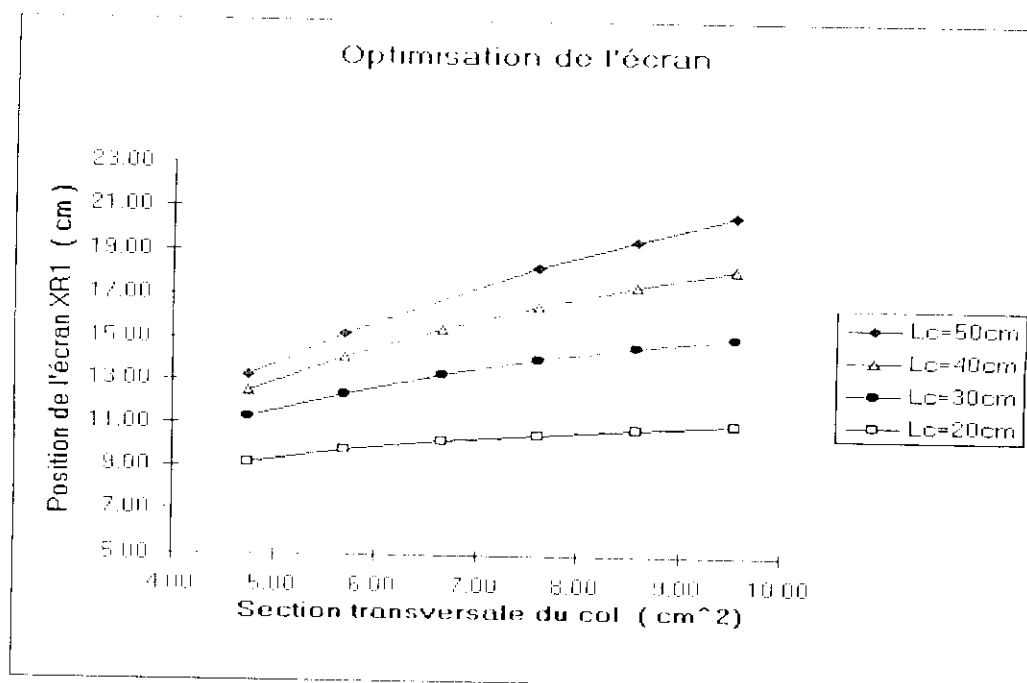


Figure 3.6 : Optimisation de la position de l'écran sur le col d'un cryostat de dimension :  $(D_e, D_s, D_v, L_b) = (15, 20, 30, 12)$  cm.

La figure 3.7 donne l'évolution du débit massique en fonction de la position de l'écran pour deux sections différentes du col. Le débit massique évaporé passe bien par un minimum, ce qui constitue à posteriori la preuve de condition suffisante. Sur cette figure on remarque que la position optimale de l'écran, basée sur la théorie de Bejan, se situe au 2/3 de la longueur du col.

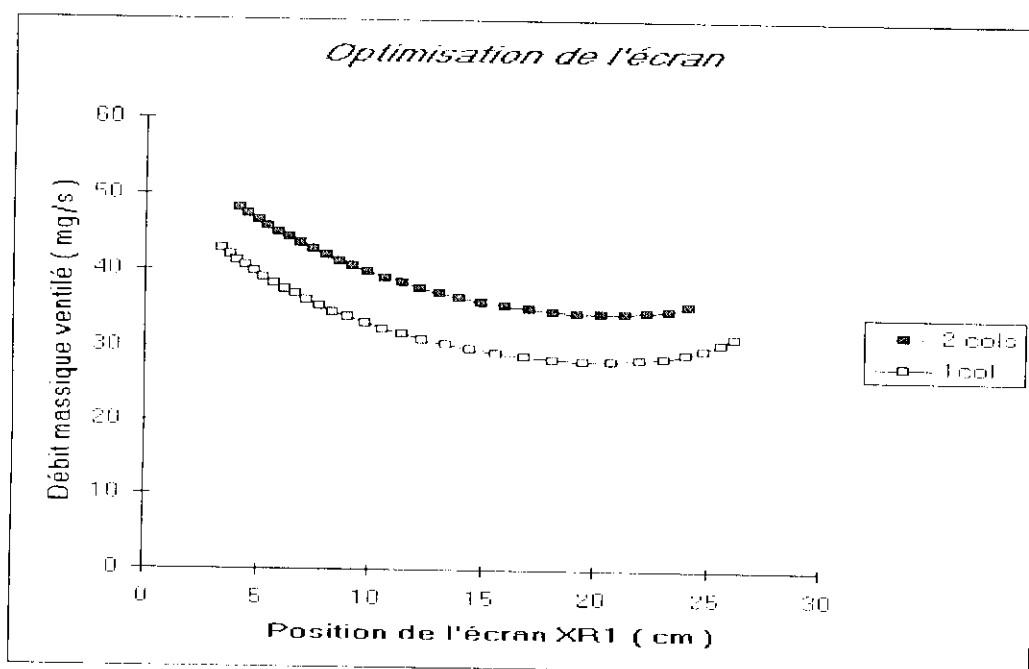


Figure 3.7 : Optimisation de la position de l'écran sur le col d'un cryostat de dimension :  
 1 col :  $(D_e, D_s, D_v, L_c) = (15, 20, 30, 30)$  cm.  
 2 col :  $(D_e, D_e, D_s, D_v, L_e, L_b) = (12, 15, 20, 30, 27, 15)$  cm.

#### 4 Col isolé par deux écrans.

Nous avons les mêmes équations qui gouvernent le transfert de chaleur sur le col du cryostat sauf que le flux de chaleur qui arrive directement au bain cryogénique devient de plus en plus négligeable car le flux radiatif devient plus faible comparativement à celui du col à simple écran. Avec un développement similaire au col à simple écran, nous obtenons les équations suivantes.

$$i = (1;n) \rightarrow L_{r1} = \frac{\lambda_1 A_c \Delta T_1}{\dot{m}(h_{fg} + C_p(T_{1,i} - T_0)) - (\dot{Q}_{r0})} \quad (25)$$

$$i = (n+1;2n) \rightarrow L_{r1} = \frac{\lambda_1 A_c \Delta T_2}{\dot{m}(h_{fg} + C_p(T_{1,i} - T_0)) - (\dot{Q}_{r0} + \dot{Q}_{r1})} \quad (26)$$

$$i = (2n+1;3n) \rightarrow L_{r1} = \frac{\lambda_1 A_c \Delta T_3}{\dot{m}(h_{fg} + C_p(T_{1,i} - T_0)) - (\dot{Q}_{r0} + \dot{Q}_{r1} + \dot{Q}_{r2})} \quad (27)$$

Avec la contrainte :  $L_c = \sum_{i=1}^{3n} L_{r1}$

#### 5. Généralisation du problème.

##### 5.1 Introduction.

La méthode précédente utilisée pour l'optimisation de la température et de la position des écrans radiatifs ventilés dérive du concept de la minimisation de la création de l'entropie. La difficulté majeure dans cette méthode réside dans l'estimation du rayonnement reçu par chaque écran. En réalité, l'optimisation de la position de l'écran dépend de plusieurs facteurs tels que :

- le rapport du flux conductif sur le flux radiatif sur le col,
- la longueur du col et la hauteur de l'écran,
- l'estimation précise du flux radiatif arrivant directement dans le bain cryogénique par l'écran.

Cela nous mène en dernier lieu à une généralisation du problème en tenant compte des paramètres cités plus haut.

##### 5.2 Problématique.

Soit à calculer le flux de chaleur rayonné par l'extérieur et par l'écran vers les parois du col (surfaces 3 à n+2) pour la partie I, (surfaces 4 à n+3) pour la partie II et vers le bain Azote (surfaces 1 à 2) voir figure 3.8. La température des surfaces extérieures (n+4, n+5, n+6) est de 300 K. Les surfaces constituant l'écran n+3, n+4 et n+5 sont à des températures différentes. Tandis que la température des surfaces 1 et 2 de la partie I est de 77.35 K (température de l'azote liquide).

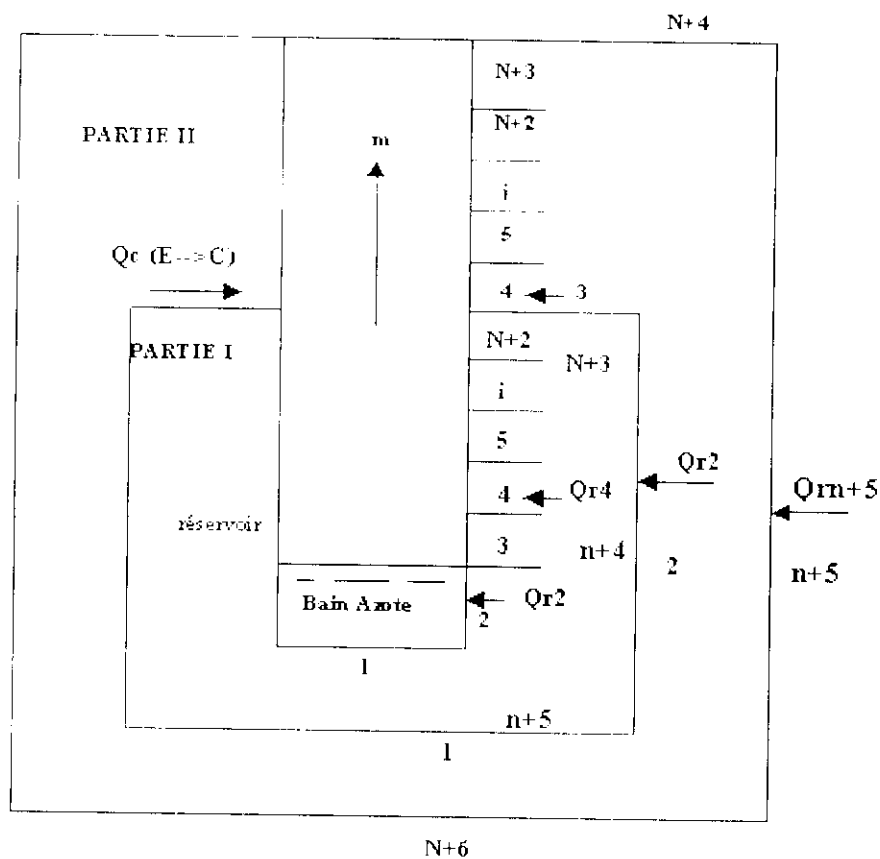


Figure 3.8 : Cryostat avec un écran.

### 5.3 Equations de bilans thermiques.

On divise le problème en deux parties, I et II, selon la figure:3.9.

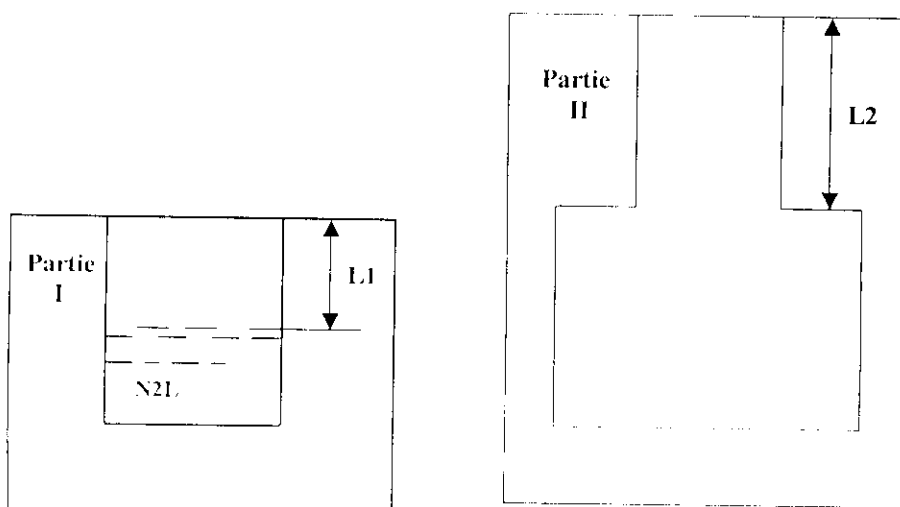


Figure 3.9 : Eléments du cryostat

Le flux net reçu par chaque élément de surface ( $\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_{n+5}$ ) pour la partie I et ( $A_1, A_2, A_3, A_{n+6}$ ) pour la partie II, par rayonnement est donné par les relations suivantes d'après Siegel [38].

Partie I:

Le flux net radiatif reçu par chaque élément de surface  $\Lambda_i$  est :

$$\dot{Q}_n = \frac{A_i \cdot \varepsilon_i}{(1 - \varepsilon_i)} (j_i - \sigma \cdot T_i^4) \quad (28)$$

La radiosité pour chaque élément de surface est:

$$J_i = \frac{1}{1 - F_{i,j}} (1 - \varepsilon_i) \left[ (1 - \varepsilon_i) \sum_{j \neq i}^{n+5} F_{i,j} J_j - \varepsilon_i \sigma \cdot T_i^4 \right] \quad (29)$$

Les conditions de normalisation du facteur de forme sont:

$$\sum_{j=1}^{n+5} F_{i,j} = 1 \quad (30)$$

Partie II:

Le flux net radiatif reçu par chaque élément de surface est:

$$\dot{Q}_n = \frac{A_i \cdot \varepsilon_i}{(1 - \varepsilon_i)} (j_i - \sigma \cdot T_i^4) \quad (31)$$

La radiosité pour chaque élément de surface :

$$J_i = \frac{1}{1 - F_{i,j}} (1 - \varepsilon_i) \left[ (1 - \varepsilon_i) \sum_{j \neq i}^{n+6} F_{i,j} J_j - \varepsilon_i \sigma \cdot T_i^4 \right] \quad (32)$$

Les conditions de normalisation du facteur de forme :

$$\sum_{j=1}^{n+6} F_{i,j} = 1 \quad (33)$$

Relations de réciprocité :

$$A_i \cdot F_{i,j} = A_j \cdot F_{j,i} \quad (34)$$

$$F_{i,j,k} = F_{i,j} + F_{i,k} \quad (35)$$

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

$$\dot{Q}_{e.c} = \sum_{j=1}^{n+6} \dot{Q}_n (II) - \sum_{j=1}^{n+5} \dot{Q}_n (I) \quad (36)$$

Le facteur de forme dépend uniquement de la géométrie du cryostat, alors que la radiosité, donc le flux net radiatif  $\dot{Q}_n$  reçu par chaque élément de surface, dépend du profil de température sur le col

du cryostat et sur l'écran. Les relations utilisées pour le calcul du facteur de forme sont données à l'annexe 1 et au chapitre 1.

Le bilan thermique sur les éléments du col pour les surfaces (2+1; 3; 4 →n+1) pour la partie I (Col - écran) et pour les surfaces (1, 2,3 →N+2) pour la partie II (écran + col + extérieur) est similaire au cas étudié dans le chapitre 2 pour un cryostat sans écrans. On obtient les relations suivantes :

Partie I:  $i = (3, n+1)$ :

$$T_{i+1} = T_i + \frac{(\dot{m}.h_{fg} + \dot{m}.C_p(T_1 - T_2) - \sum_1^i \dot{Q}_{r_i} - \dot{Q}_{re}) * L_{c1}/n}{\lambda_1.A_c} \quad (37)$$

Partie II:  $i = (n+2, 2n+1)$ :

$$T_{i+1} = T_i + \frac{(\dot{m}.h_{fg} + \dot{m}.C_p(T_1 - T_2) - \sum_1^i \dot{Q}_{r_i} - \dot{Q}_{re} - \dot{Q}_{ce}) * L_{c2}/n}{\lambda_1.A_c} \quad (38)$$

$$T_{2n+2} = 300 \text{ K} \quad (39)$$

Les équations (28) à (39) décrivant le problème sont des équations différentielles non linéaires. Nous avons développé un logiciel séparé, qui permet l'étude du transfert thermique dans un cryostat avec un écran réfrigéré par les vapeurs froides provenant de l'évaporation du fluide de stockage. Il permet l'étude des différents paramètres tels que les émissivités, les positions de l'écran et la conduction par l'écran qui influent sur les déperditions du cryostat. Ce logiciel peut éventuellement être étendu à plusieurs écrans.

#### 5.4-Procédure de Calcul et organigramme (voir figure 3.10)

- 1-Pour une position donnée de l'écran radiatif on calcule en premier lieu le facteur de forme pour tous les éléments du cryostat, partie I (col-écran) et partie II (écran-col-extérieur).
- 2- On impose un profil linéaire de température sur le col en première approximation pour le démarrage du calcul.
- 3-On calcule les flux nets radiatifs reçus par chaque élément du cryostat (I et II).
- 4- On cherche itérativement le débit massique ventilé qui vérifie la condition de température  $T_{2n+2} = 300 \text{ K}$ .

Le problème converge rapidement après 6 itérations. L'organigramme est donné en figure 3.10.



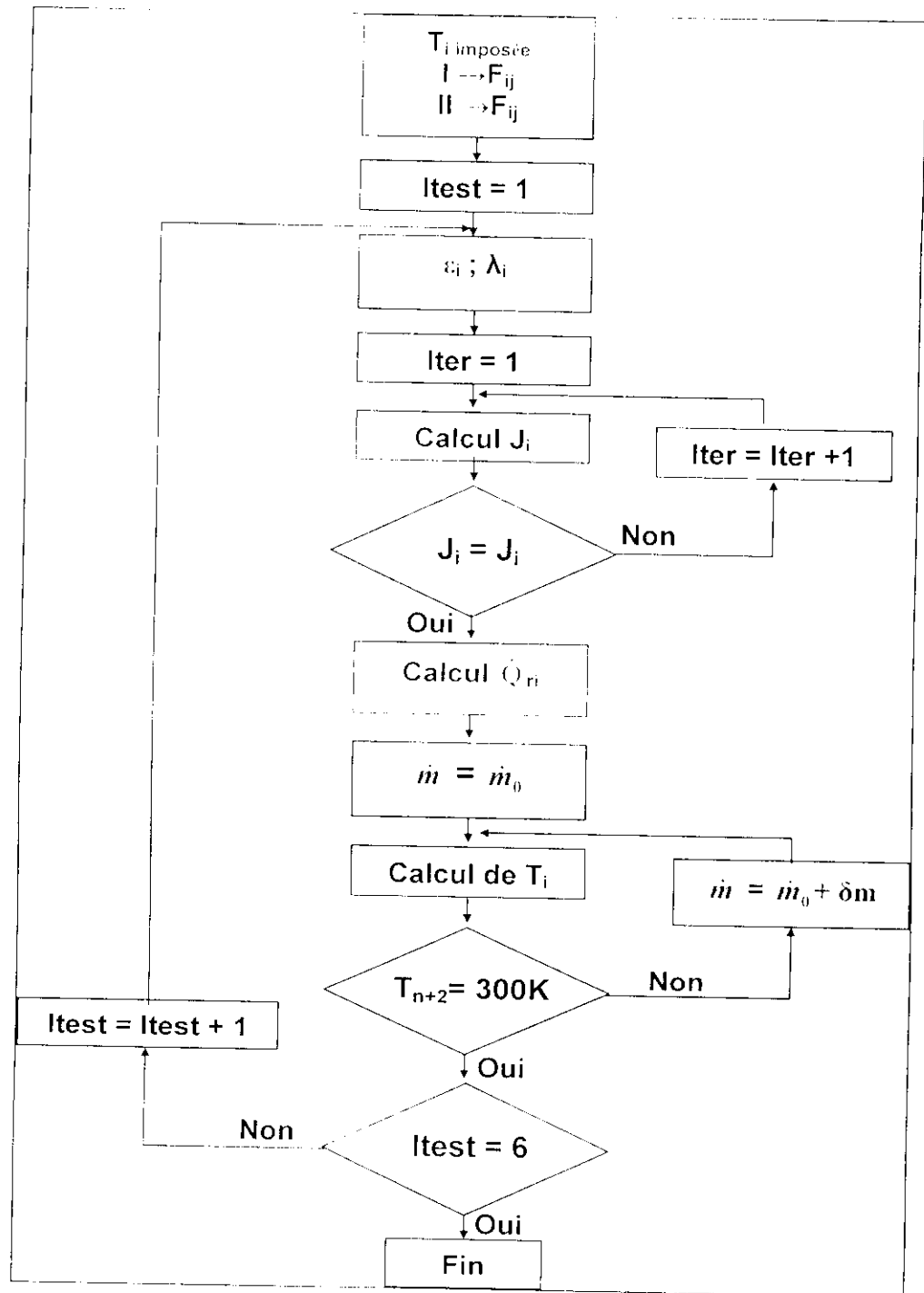


Figure 3.10 : Organigramme

Le tableau 3.2 et la figure 3.11 donnent respectivement, l'évolution du flux radiatif net reçu par chaque élément de surface ( $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_{2n(2)}$ ) de configuration donnée ainsi que l'évolution du profil de température sur le col pour trois positions différentes de l'écran ; voir également la figure 3.12.

Tableau 3.2 : Flux net radiatif reçu par chaque élément de surface du col

Série 1 : XR1 = 14,42 cm			Série 2 : XR1 = 16,82 cm			Série 3 : XR1 = 20,55 cm		
Débit ventilé : 29,8 mg/s			Débit ventilé: 28,8 mg/s			Débit ventilé:28,36 mg/s		
$\dot{Q}_{r1}$	X	$T_p$	$\dot{Q}_{r1}$	X	$T_p$	$\dot{Q}_{r1}$	X	$T_p$
0,04	0	77,35	0,05	0	77,35	0,06	0	77,35
0,17	0	77,35	0,19	0	77,35	0,25	0	77,35
0,04	0,74	84,73	0,05	0,84	85,15	0,08	1,03	86,27
0,04	1,48	91,98	0,05	1,68	92,79	0,08	2,06	94,95
0,04	2,22	99,12	0,05	2,52	100,32	0,08	3,08	103,44
0,04	2,96	106,19	0,05	3,36	107,76	0,09	4,11	111,8
0,04	3,71	113,21	0,05	4,21	115,14	0,09	5,14	120,04
0,04	4,45	120,19	0,05	5,05	122,47	0,09	6,17	128,2
0,04	5,19	127,15	0,05	5,89	129,77	0,09	7,19	136,3
0,04	5,93	134,09	0,05	6,73	137,05	0,08	8,22	144,35
0,04	6,67	141,03	0,05	7,57	144,33	0,08	9,25	152,38
0,04	7,41	147,98	0,05	8,41	151,62	0,08	10,28	160,39
0,03	8,15	154,95	0,04	9,25	158,92	0,07	11,3	168,42
0,03	8,89	161,94	0,04	10,09	166,25	0,06	12,33	176,46
0,03	9,63	168,96	0,03	10,93	173,62	0,05	13,36	184,55
0,02	10,37	176,03	0,03	11,77	181,04	0,04	14,39	192,71
0,01	11,12	183,15	0,02	12,62	188,52	0,03	15,41	200,95
0,01	11,86	190,33	0,01	13,46	196,09	0,01	16,44	209,31
0	12,6	197,58	-0,01	14,3	203,75	-0,01	17,47	217,81
-0,02	13,34	204,93	-0,02	15,14	211,52	-0,04	18,5	226,48
-0,03	14,08	212,37	-0,04	15,98	219,42	-0,07	19,52	235,37
1,7	14,82	219,93	1,05	16,82	227,48	-0,27	20,55	244,52
0,19	15,41	224,58	0,15	17,31	231,52	0,08	20,86	247,42
0,19	16,01	229,13	0,15	17,81	235,5	0,08	21,16	250,28
0,19	16,6	233,59	0,15	18,3	239,42	0,08	21,47	253,13
0,19	17,19	237,94	0,15	18,79	243,27	0,08	21,78	255,97
0,18	17,78	242,2	0,14	19,28	247,05	0,08	22,08	258,78
0,18	18,38	246,37	0,14	19,78	250,78	0,07	22,39	261,58
0,17	18,97	250,46	0,13	20,27	254,46	0,07	22,7	264,36
0,16	19,56	254,48	0,13	20,76	258,09	0,07	23	267,13
0,15	20,16	258,42	0,12	21,26	261,68	0,06	23,31	269,88
0,14	20,75	262,31	0,11	21,75	265,22	0,06	23,62	272,63
0,13	21,34	266,15	0,1	22,24	268,74	0,05	23,92	275,37
0,12	21,94	269,94	0,09	22,74	272,23	0,05	24,23	278,1
0,1	22,53	273,7	0,08	23,23	275,7	0,04	24,53	280,83
0,09	23,12	277,44	0,07	23,72	279,15	0,04	24,84	283,55
0,08	23,71	281,16	0,06	24,21	282,6	0,03	25,15	286,28
0,06	24,31	284,89	0,05	24,71	286,05	0,03	25,45	289,01
0,05	24,9	288,62	0,04	25,2	289,5	0,02	25,76	291,74
0,03	25,49	292,38	0,02	25,69	292,98	0,01	26,07	294,48
0,01	26,09	296,16	0,01	26,19	296,47	0,01	26,37	297,24
0	26,68	300	0	26,68	300	0	26,68	300

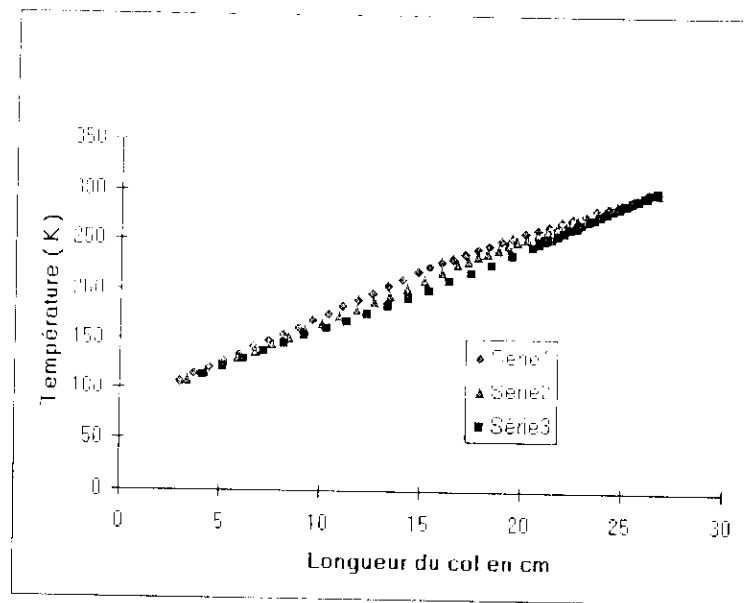


Figure 3.11 Profil de température sur le col d'un cryostat avec un écran ventilé

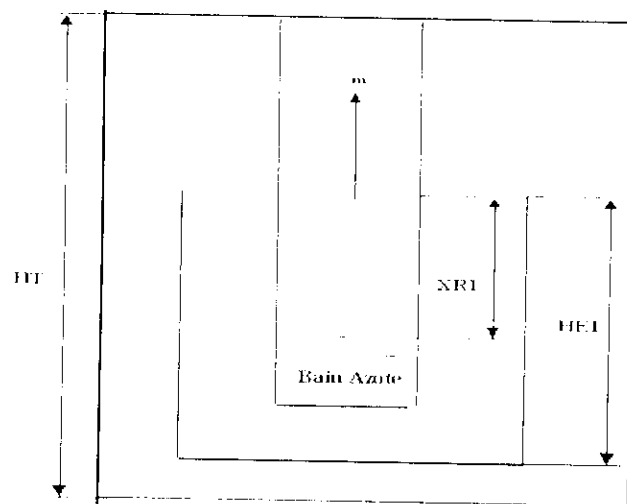


Figure 3.12 : Schéma simplifié d'un cryostat avec un écran ventilé.  
Hauteur du cryostat :  $HT = 55$  cm. Hauteur de l'écran  $HEI = 42$  cm  
Position de l'écran par rapport au bain d'Azote  $XRI$

Le tableau 3.2 donne pour chaque position de l'écran :

- l'évolution du flux nets radiatifs  $\dot{Q}_{r1}$  reçu par chaque élément de surface constituant le cylindre intérieur du cryostat.
- l'évolution du profil de température sur le col ( $T_D$ ).
- les pertes de frigories globales exprimées en débit ventilé.

Pour les trois positions de l'écran, les débits ventilés varient peu, soit une variation de 5% entre les positions extrêmes. Cela est en bon accord avec les travaux effectués par Hilal [11] et

R.W.Boom et al [12]. Par contre, nous remarquons une discontinuité du flux radiatifs dans la position N°2 ( $x=0$ ) et la position N°22 ( $x=14.82$ ) qui s'explique d'après le tableau 3.2:

- dans la position n°2 la section latérale est très importante vis à vis des autres sections du col du cryostat ; le flux net radiatif de l'élément 2 est donc plus important que ceux des autres éléments du col.
- la position 22 du col représente le point où l'écran est rattaché au col. En ce point nous avons un changement très important du rayonnement ; dans la première région du col, du point de rattachement de l'écran jusqu'au bain liquide, nous avons un rayonnement entre l'écran et le col. Tandis que dans la deuxième région du col nous avons un rayonnement entre ce dernier et le couvercle extérieur. Plus le point de rattachement de l'écran est élevé sur le col plus la température de l'écran est élevée, et plus le rayonnement dans la région I est élevé.

## 6- Conclusion

Dans ce chapitre nous avons en premier lieu utilisé la méthode basée sur la minimisation de la création de l'entropie utilisée par Bejan pour optimiser la position des écrans radiatifs ventilés afin de minimiser les entrées de chaleur dans les cryostats.

Ces entrées augmentent avec la section du col et diminuent avec la longueur de celui-ci (figure 3.5). Pour les faibles sections du col, la longueur de ce dernier n'influe pratiquement pas sur la position de l'écran. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur par rayonnement est prépondérant sur le transfert de chaleur par conduction. La position optimale de l'écran XR1 augmente avec la section et la largeur du col (figure 3.6). La figure 3.7 donne l'évolution du débit massique qui passe par un minimum en fonction de la position de l'écran et cela respectivement pour deux sections différentes du col. Celle-ci montre donc clairement que la position optimale de l'écran est située au 2/3 de la longueur du col.

Le défaut de la méthode basée sur la minimisation de la création de l'entropie est lié à la difficulté de l'estimation du flux radiatif. La minimisation même numérique du flux radiatif est un objectif plus précis et plus concret que la minimisation de l'entropie.

Pour cela nous avons en deuxième lieu développé un logiciel qui permet de calculer le facteur de forme dans les cryostats. Ce logiciel nous a permis de voir l'influence du rayonnement sur les déperditions thermiques dans les cryostats. Un exemple de calcul pour trois positions différentes de l'écran (XR1, XR2, XR3) est donné par le tableau 3.2.

La conception d'un cryostat avec un col et un faux col sera discutée au chapitre 4.

## CHAPITRE IV.

## CONCEPTION D'UN CRYOSTAT A AZOTE AVEC UN ECRAN.

**1- Schéma de conception.**

L'objectif de ce chapitre est une synthèse de la partie théorique afin de tirer les conclusions nécessaires en vue de la conception et la fabrication d'un prototype de cryostat à Azote liquide avec un écran.

Le schéma de conception est donné en détail sur une planche de format A0. La description détaillée est donnée au chapitre V. la conception est faite dans le but de mettre en évidence les trois modes de transfert thermiques couplés qui ont lieu dans les réservoirs de stockage de fluides cryogéniques (conduction - convection - rayonnement ). Le mode le plus important dans ces types de réservoirs de stockage reste bien entendu le rayonnement.

**2: Cryostat avec un seul col.**

On se propose de fabriquer un cryostat de conception optimisée avec un écran et qui peut être étendu à plusieurs écrans, afin d'étudier :

- la qualité du transfert thermique entre les parois du col et le fluide en contact.
- le rayonnement effectif à basse température.
- la théorie de Wexler (ou l'effet du col)

La méthode de Wexler dit que le débit massique du fluide évaporé (ou la quantité de chaleur introduite dans le liquide) est fonction d'une variation de  $\dot{Q}_{II}$ , flux de chaleur qui provient, par exemple, d'une résistance chauffante immergée dans le bain cryogénique. Cette méthode relativement paradoxale tend à minimiser l'entrée globale de chaleur en augmentant la ventilation du col. Deux cas peuvent se présenter :

- Dans le premier cas, le flux total de chaleur à introduire dans le fluide est proportionnel à  $\dot{Q}_{II}$  ; cela veut dire que la moindre injection de  $\dot{Q}_{II}$  produit un accroissement immédiat de l'évaporation. Les entrées de chaleur (à  $\dot{Q}_{II} > 0$ ) sont tellement importantes que les vapeurs froides interceptent la totalité du flux de chaleur conductif le long du col .
- Dans le deuxième cas, les déperditions de frigories demeurent inchangées malgré une injection croissante de  $\dot{Q}_{II}$ . Ce n'est qu'à partir d'une valeur optimale de  $\dot{Q}_{II}$  que cette puissance supplémentaire se manifeste par une évaporation accrue en rapport avec  $\dot{Q}_{II}$ . Cela s'explique

par le fait qu'à régime normal ( $\dot{Q}_{II} = 0$ ) on a une introduction notable de chaleur dans le bain cryogénique en provenance du col par conduction. Lorsqu'on augmente progressivement la puissance de chauffe  $\dot{Q}_{II}$ , les vapeurs froides interceptent une fraction toujours croissante de  $\dot{Q}_C$  jusqu'à sa totalité. Ce n'est qu'à partir de cette valeur que le flux total  $\dot{Q}_I$  commence vraiment à croître avec  $\dot{Q}_{II}$ . C'est uniquement dans ce cas que l'on peut mettre en évidence l'effet du col.

La théorie de Wexler repose sur l'hypothèse du contact thermique parfait entre les vapeurs froides et les parois du col du cryostat. Soit un cryostat schématisé en figure 4.1 ci-dessous :

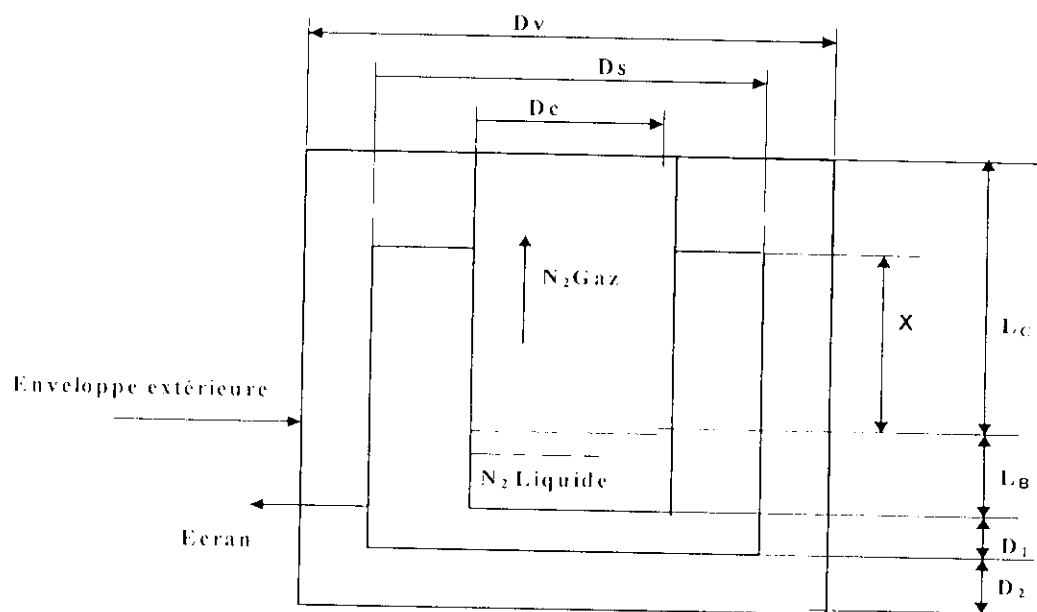


Figure 4.1 : Cryostat avec un écran et un col

Hypothèses:

- Conductibilité thermique du col fonction de la température,
- Contact thermique parfait entre le col et le fluide ventilé,
- Contact thermique imparfait entre le col et le fluide ventilé.

L'optimisation du cryostat, voir chapitre 3, nous donne la position et la température de l'écran ainsi que le débit minimal du fluide cryogénique évaporé. Pour un cryostat ayant les dimensions principales ci-dessous:

$D_c$	$D_s$	$D_v$	$L_c$	$L_b$	$E_2$	$\Lambda_c$
cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm <sup>2</sup>
15	20	30	26.68	12	0.20	4.74

On obtient le tableau suivant:

$T_{RI}$	XRI	$\dot{m}_0$	$\dot{Q}_{R0}$	$\dot{Q}_{R1}$	$\dot{Q}_{RC}$	$\dot{Q}_T$	C.h
K	Cm	mg/s	W	W	W	W	H
220	09.39	36.63	1.44	8.62	0.43	7.31	13

Pour un cryostat ayant les dimensions principales ci-dessous:

$D_c$	$D_s$	$D_V$	$L_c$	$L_{AB}$	$E_D$	$\Delta_c$
cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm <sup>2</sup>
10	12	15	35	20	0.10	3.17

On obtient le tableau suivant:

$T_{RI}$	XRI	$\dot{m}_0$	$\dot{Q}_{R0}$	$\dot{Q}_{R1}$	$\dot{Q}_{RC}$	$\dot{Q}_T$	C.h
K	cm	mg/s	W	W	W	W	Heures
216	9	24.23	1.08	6.36	0.07	4.84	19

La figure 4.2 donne l'évolution du flux de chaleur par conduction introduit dans le bain par le col en fonction du débit massique ventilé, pour un cryostat sans écran avec trois hypothèses de calcul :

- échange thermique parfait et conductibilité thermique du col constante,
- échange thermique parfait et conductibilité thermique du col fonction de la température de la paroi,
- échange thermique imparfait.

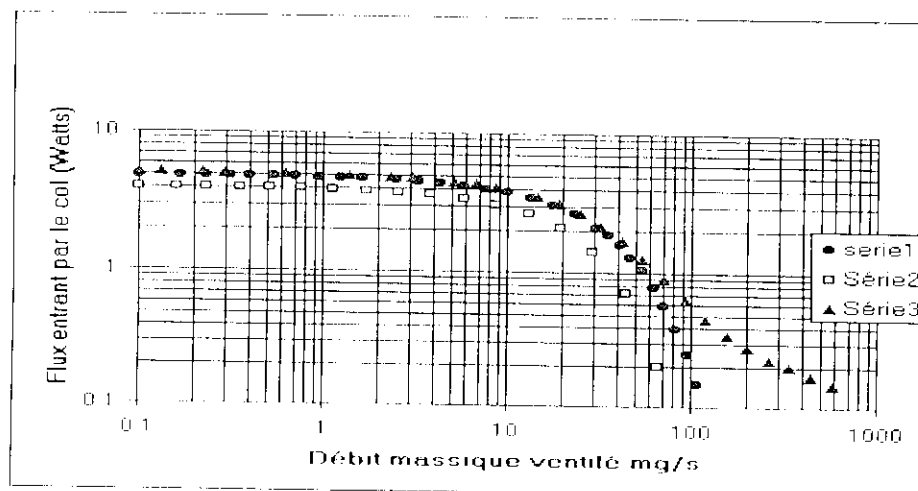


Figure 4.2 : Flux de chaleur introduit dans le bain par le col ventilé de dimensions :  
 ( $D_c ; L_c$ ) = ( 15;27 ) cm ; ( ● ) : 1 col sans écran et échange parfait;  $\lambda_{inox} = Cte$ ; ( $\dot{m}_0 = 16.37$  mg/s)  
 (■) : 1 col sans écran et échange parfait;  $\lambda_{inox} = F(T_p)$ ; ( $\dot{m}_0 = 12.92$  mg/s)  
 (▲) : 1 col sans écran et échange imparfait. ; ( $\dot{m}_0 = 17.53$  mg/s)

Sur ce graphe nous avons également le point d'auto-alimentation (flux introduit dans le bain par conduction à travers le col à vide)

Dans la figure 4.3, nous avons l'évolution du flux de chaleur par conduction introduit dans le bain par le col pour un cryostat avec un écran pour deux hypothèses de calcul (échange parfait et échange imparfait). Sur cette figure nous avons également le point d'auto-alimentation.

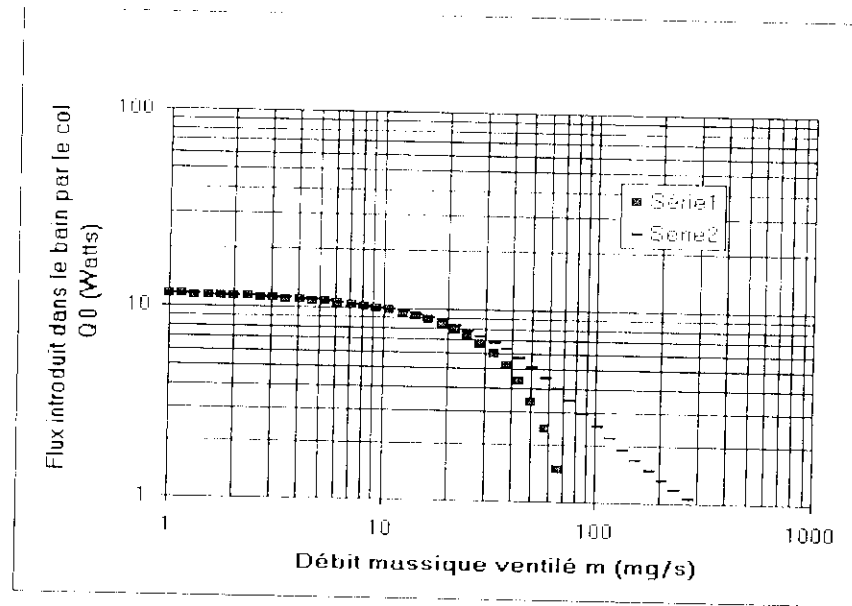


Figure 4.3 : Echange thermique dans un cryostat avec un col et un écran ventilé de dimensions:  $(D_C ; D_S ; D_V ; L_C ; L_B) = (15 ; 20 ; 30 ; 27 ; 12)$  cm : (■) : 1 col avec écran et avec rayonnement ; échange parfait : (—) : 1 col avec écran et avec rayonnement ; échange imparfait

Dans la figure 4.4, nous avons tracé la courbe de Wexler pour le cryostat étudié avec, respectivement une section transversale du col de 2,36 cm<sup>2</sup> et une autre de 4,78 cm<sup>2</sup>.

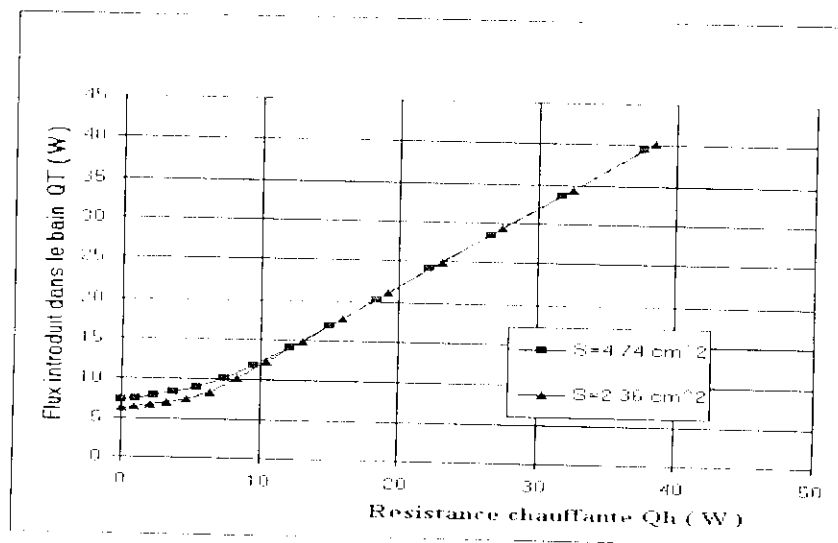


Figure 4.4 : Courbe de Wexler pour un cryostat avec un col isolé par un écran de dimension:  $(D_C ; D_S ; D_V ; L_C ; L_B) = (15 ; 20 ; 30 ; 26,68 ; 12)$  cm



Cette figure montre également le schéma d'un bain d'Azote qui reçoit les introductions de chaleur  $\dot{Q}_{RO} + \dot{Q}_{RC}$  (rayonnement écran et couvercle) à  $\dot{Q}_o$  (col) et, par une résistance immergée dans le liquide même, on peut à la demande, injecter une quantité de chaleur supplémentaire  $\dot{Q}_H$ .

Plus la section transversale du col est faible, plus le flux de chaleur conductif qui le traverse est faible. Mais dans ce cas, le flux radiatif devient prédominant. Aussi, est il essentiel de réduire au maximum le rayonnement pour mettre en évidence l'effet du col. Dans ce cas, le flux radiatif devient prédominant.

La figure 4.5, donne la courbe de Wexler pour un cryostat Azote avec un col de  $4.78 \text{ cm}^2$  de section pour trois niveaux différents du bain ( $L_b = 12; 8; 4$ ) cm qui correspondent à trois hauteurs respectives du col ( $L_c = 27; 31; 35$ ) cm.

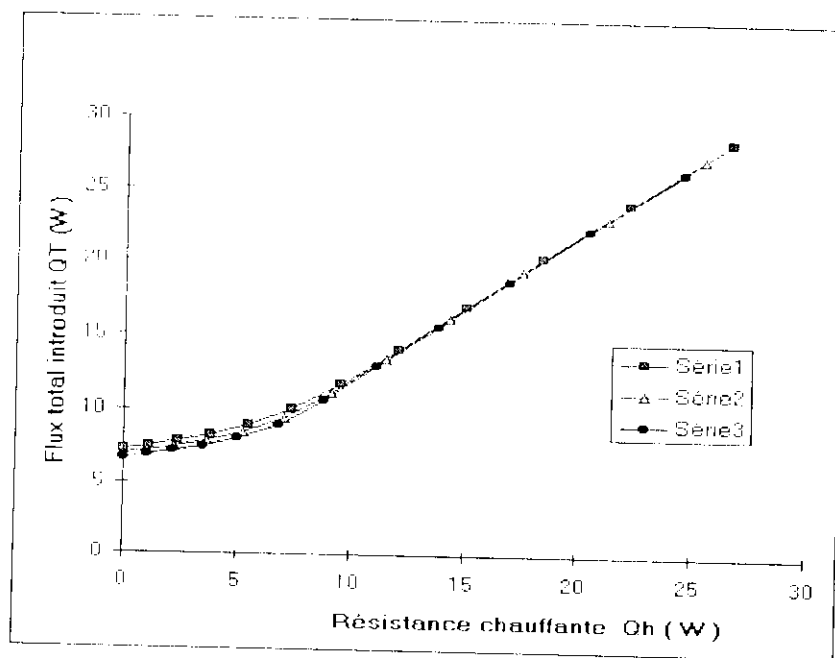


Figure 4.5 : Courbe de Wexler pour un cryostat avec un col isolé par un écran de dimension :  $(D_c : D_s : D_v) = (15 : 20 : 30)$  cm ;  
 (■)  $(L_c : L_b) = (27 : 12)$  cm ; (▲)  $(L_c : L_b) = (31 : 8)$  cm ; (●)  $(L_c : L_b) = (35 : 4)$  cm

Sur cette figure, on remarque que le niveau du bain dans le cryostat influe sur les entrées de chaleur par le col. On peut remédier à cela, en entourant le bain par un matériau très bon conducteur de la chaleur pour constituer une masse thermique homogène.

Cette opération réduira au maximum l'effet du niveau de liquide sur les déperditions de frigories à travers le col du cryostat.

### 3- Cryostat avec deux cols.

Le fait de prévoir un cryostat avec deux cols nous permet les améliorations suivantes:

- augmenter la surface transversale du col pour changer le rapport du flux de conduction sur le flux radiatif.
- diminuer la section de passage du fluide ventilé et augmenter ainsi sa vitesse, donc changer le coefficient d'échange par convection.

Soit un cryostat avec deux cols (figure 4.6) ci-dessous:

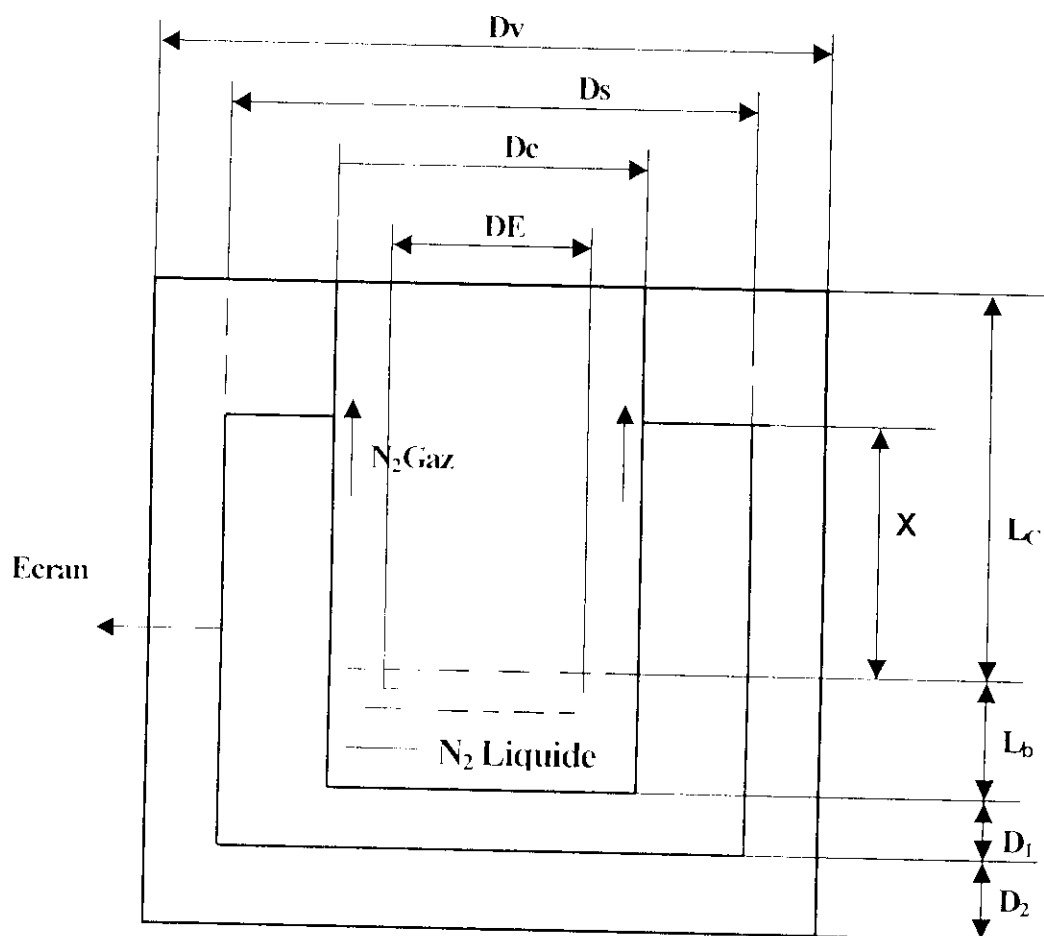


Figure 4.6 : Cryostat avec un écran et deux cols

L'optimisation du cryostat qui tiendrait compte des déperditions radiatives par le couvercle, nous donne la position et la température de l'écran ainsi que le débit minimal du fluide cryogénique évaporé (ou débit à vide) et les différents flux arrivant au bain par conduction et rayonnement.

Pour un cryostat ayant les dimensions principales ci-dessous:

$D_E$	$D_C$	$D_S$	$D_V$	$L_C$	$L_B$	$E_1$	$E_2$	$A_C$
cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm <sup>2</sup>
12	15	20	30	26.68	12	0.05	0.10	6.62

On obtient:

$T_{RI}$	XRI	$\dot{m}_0$	$\dot{Q}_{R0}$	$\dot{Q}_{R1}$	$\dot{Q}_{RC}$	$\dot{Q}_T$	C.h
K	cm	mg/s	w	w	w	w	Heures
220	11.2	41.6	1.44	8.6	0.43	8.31	11

Pour un cryostat ayant les dimensions principales ci-dessous:

$D_E$	$D_C$	$D_S$	$D_V$	$L_C$	$L_B$	$E_1$	$E_2$	$A_C$
cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm <sup>2</sup>
12	15	20	30	20	12	0.05	0.10	6.62

On obtient:

$T_{RI}$	XRI	$\dot{m}_0$	$\dot{Q}_{R0}$	$\dot{Q}_{R1}$	$\dot{Q}_{RC}$	$\dot{Q}_T$	C.h
K	cm	mg/s	w	w	w	w	Heures
220	9.84	46.5	1.27	7.63	0.62	9.28	10

Sur la figure 4.7, nous avons tracé l'évolution du flux de chaleur arrivant au bain cryogénique par le col en fonction du débit massique ventilé pour deux hypothèses d'échange de chaleur entre les parois du col et le fluide ventilé (contact parfait; contact imparfait). Sur ses deux courbes, nous avons également tracé la courbe d'auto-alimentation qui correspond au débit à vide.

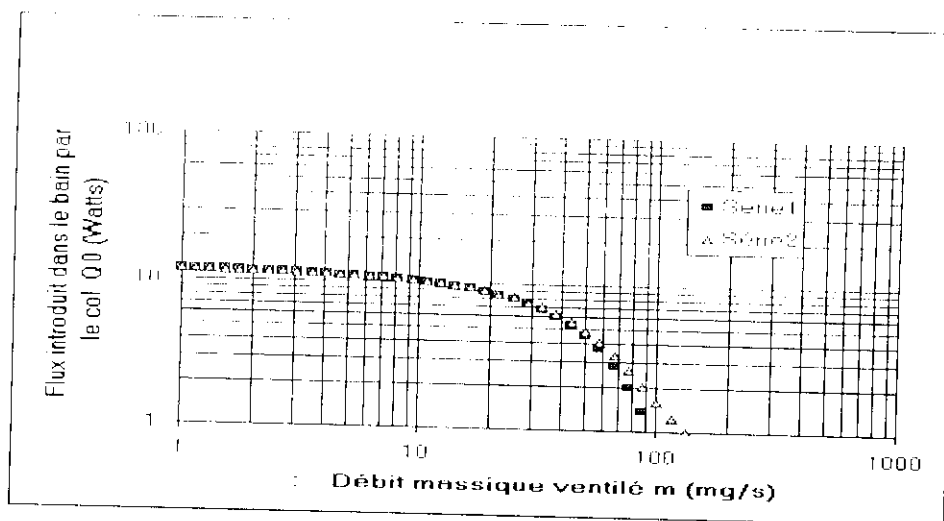


Figure 4.7 : Echange thermique dans un cryostat avec deux cols et un écran ventilé de dimensions :  $(D_E, D_C ; D_S ; D_V ; L_C ; L_B) = (12 ; 15 ; 20 ; 30 ; 27 ; 12)$  cm ; (■) 1 col avec écran et avec rayonnement : échange parfait ; (▲) 1 col avec écran et avec rayonnement ; échange imparfait

#### 4- Conclusion.

Notre étude théorique a comporté quatre chapitres. Dans les deux premiers, nous avons étudié les entrées de chaleur dans un cryostat par le col avec plusieurs hypothèses simplificatrices (col ventilé et col non ventilé). Le troisième chapitre a porté sur un cryostat à col muni d'un ou deux écrans thermalisés avec une recherche de la position optimale pour chacun. Le chapitre IV est une synthèse destinée à dégager un modèle à concevoir et à réaliser de façon à mettre en évidence les trois modes de transfert.

Cette étude permet de tirer les conclusions suivantes:

L'hypothèse du contact thermique parfait entre les vapeurs ventilées provenant de l'évaporation du fluide cryogénique de stockage et la paroi du col n'est justifiée que pour les faibles débits.

En réalité, malgré l'isolation par des écrans radiatifs, on a toujours des entrées de chaleur par rayonnement qu'on ne peut éliminer complètement et qui vont s'ajouter aux déperditions par conduction le long du col du cryostat. De ce fait, la courbe de Wexler ne peut être mise en évidence que pour les faibles débits de vapeur froide ventilée. Par conséquent, il faut que le cryostat soit conçu de telle manière que les déperditions de frigorifiques avec l'extérieur soient les plus faibles possibles.

L'optimisation des écrans radiatifs est fonction de plusieurs paramètres, tel que la section transversale du col, la longueur du col et le nombre de cols. Pour des sections du col assez grandes,

le transfert de chaleur par conduction est prédominant sur le rayonnement et inversement. Minimiser les entrées de chaleur dans le liquide cryogénique de stockage revient à choisir respectivement, le nombre d'écrans le plus élevé possible, la longueur du col la plus grande, la section transversale du col la plus petite et la conductibilité thermique du col la plus petite. Mais en pratique, on est limité par les dimensions et le prix de revient du cryostat qui augmente avec la complexité de la réalisation.

Ce travail a permis également de mettre au point un logiciel pour l'étude des échanges thermiques dans un cryostat sans écran ou avec un nombre d'écrans donné. L'organigramme didactique de ce logiciel est donné en annexe 2.

La validation de ce travail théorique où plusieurs configurations et plusieurs hypothèses de calcul ont été considérées sera exposée au chapitre suivant.

## CHAPITRE V

### PARTIE EXPERIMENTALE.

#### 1- Exposé du problème.

Cette partie expérimentale est destinée à vérifier la partie théorique exposée aux chapitres 1 à 4. Nous avons construit à cet effet un cryostat en coopération avec l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay Khemis et al. [41] comme on peut le voir sur les photos 1 et 2. Les dimensions principales du cryostat, et le choix des matériaux utilisés découlent principalement des résultats donnés dans la partie théorique. En effet, le col du cryostat et l'enveloppe extérieure sont en acier inox avec une conductivité thermique faible, alors que le bain cryogénique est contenu dans un vase en cuivre de conductivité thermique très élevée par rapport à celle de l'acier inox.

Les perfectionnements apportés à ce cryostat permettent, non seulement de faire les bilans énergétiques habituels, mais également d'étudier:

- La qualité de l'échange entre le col et la vapeur.
- L'optimisation de la position des écrans radiatifs sur le col afin de minimiser les entrées de chaleur par rayonnement dans le fluide cryogénique.
- L'étude du rayonnement en faisant changer la position de l'écran sur le col du cryostat.

#### 2- Descriptif du cryostat.

Le cryostat comprend les éléments suivants:

Une enceinte à vide assurant l'isolation thermique, sous vide statique de  $10^{-5}$  mbar, aidé par une charge de charbon actif encollé sur un support amovible.

Un vase en acier inoxydable de forme cylindrique de diamètre 150 mm constitué par:

- Un réservoir isotherme dans la partie inférieure d'une contenance de 2,5 litres formé par un cylindre en cuivre d'épaisseur 5 mm sur une hauteur de 150 mm.
- Un col en acier inoxydable, épaisseur 1 mm, hauteur thermique 270 mm.

Un double col en acier inoxydable (diamètre 120 mm, épaisseur 0,5 mm) pour assurer une ventilation contrôlée.

Une couronne chauffante placée en fin de col qui impose une température stable de 300 K à cet endroit.

Une chaufferette électrique placée sur le fond du vase LN (coté vide) permettant de :

- a- modifier la vaporisation de LN<sub>2</sub> en cours de manipulation
- b- régénérer le charbon actif à l'ambiante par un étuvage à 60 C°.

Une deuxième chaufferette électrique placée directement dans le bain d'Azote afin que la puissance électrique donnée à la résistance chauffante soit intégralement reçue par le bain LN2.

Trois sorties de dégazage des vapeurs d'azote équipées de vannes d'arrêt pour modifier le mode de ventilation du col.

Un premier écran flottant dans l'espace sous vide destiné à réduire le rayonnement thermique vers le vase LN2 par son seul équilibre radiatif.

Un second écran en cuivre réfrigéré par un contact thermique dans la partie supérieur du col (contact réglable sur 100 mm).

Une implantation complète de 18 à 19 sondes thermométriques (Pt - 100 ohms) insérées sur les différentes parties froides.

Une mesure de pression du vide d'isolation par jauge Pirani (et/ou) Penning.

Une mesure de pression du vase LN2 par manomètre ou capteur de pression

Une protection contre une surpression accidentelle de l'enceinte à vide et du réservoir LN2 par des soupapes de sûreté appropriées.

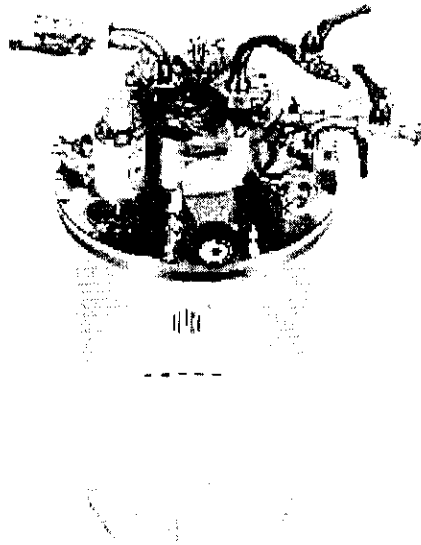


Photo 1 : cryostat monté

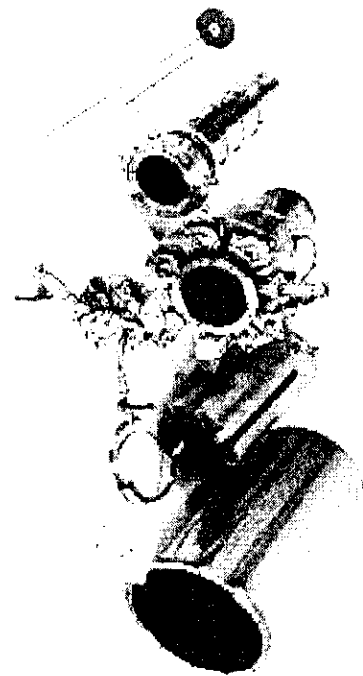


Photo 2 : cryostat démonté

### 3- Matériels auxiliaires.

La nomenclature fonctionnelle du tableau 5.1 donne un tableau récapitulatif succinct des équipements annexes qui seront nécessaires à une exploitation correcte du cryostat

Tableau 5.1 Nomenclature fonctionnelle : cryostat à effet de col

sous ensemble	rep	description	Fonction
Enceinte à Vide	0	Enceinte du cryostat	isolation thermique
	PI01	Jauge Pirani	Mesure Vide primaire
	PI02	Jauge Penning	Mesure Vide Secondaire
	Hv01	Vanne de pompage	isolation Vide Statique
Ecran flottant	S 01	Soupape de sécurité	Protection enceinte
	10	Virole clinquant Al.	Réduction flux radiatif
	TI11	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T Virole écran
Ecran refroidi	TI12	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T fond écran
	20	Ensemble cuivre	Réduction flux radiatif
	TI21	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T Virole écran
Vase L.N	TI22	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T fond écran
	30	Réservoir L.N - col	
	TI30	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T bain
	TI31	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T début col
	TI32	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 1/3 col
	TI33	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 2/3 col
	TI34	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T fin col
	TS35	Thermo contact < 60c	Sécurité surchauffe
	CH35	Chaufferette	Puissance, + régulateur
	LI31	Jauge de niveau LN	indicateur niveau LN
	Hv31	Vanne d'arrêt	Remplissage LN
	Hv32	Vanne d'arrêt	sortie direct
	Hv33	Vanne d'arrêt	By-pass du col
Phase vapeur N	F 31	Élément fritté	Séparateur de phase
	40		
	TI41	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T début col
	TI42	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 1/3 col
	TI43	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 2/3 col
	TI44	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T fin col
	TI45	Sonde Platine 100 Ohm	Contrôle T couronne 300 K
	CH45	Thermocoax	Chauffage couronne 300K
	PI41	Manomètre ou capteur	Mesure P. Vase L.N
	Hv41	Vanne d'arrêt	Exhaust bouble col
Double col	S 41	Soupape de sécurité	Suppression du vase LN
	50		
	TI51	Sonde Platine 100 ohm	Mesure T début col
	TI52	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 1/3 col
	TI53	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T 2/3 col
	TI54	Sonde Platine 100 Ohm	Mesure T fin col
groupe pompage		Pompe à Vide	Production, Vide isolation
Coffret Vide		Alim. + mesure	Mesure Vide
Alimentation BT		Alim. réglable	Puissance chauffage L.N
Alimentation Pt		Alimentation 1 mA	Alimentation sondes Pt
Enregistreur		Enregistreur multivoies	Relevés de Températures
Alimentation BT		Alim. 24 volts	Puissance couronne 300K
Régulateur		Régulateur PID	Stabilité de T. couronne
Débitmètre		Débit masse	Mesure débit dégazage



#### **4- Technique expérimentale.**

La figure 5.1 donne un schéma simplifié du cryostat. Les expériences ont été effectuées selon les objectifs fixés sur le cryostat construit avec plusieurs configurations différentes afin de pouvoir comparer les résultats expérimentaux avec les prédictions théoriques. Un programme d'acquisition des données (voir annexe 3) a été conçu par nos soins.

L'acquisition de données est réalisée grâce à une chaîne de mesure automatique organisée autour d'un micro-ordinateur IBM qui contrôle un voltmètre programmable par l'intermédiaire d'un bus IEEE. Les données acquises sont ensuite sauvegardées, soit sur le disque dur du micro-ordinateur, soit directement sur disquettes. Les différents capteurs de température sont des résistances en platine qui sont précises à 0,1 K à basse température. Toutes sont montées en quatre fils afin de pouvoir réduire les pertes dues au fil lui-même. Une pompe à vide nous permet d'avoir un vide de  $1.10^{-6}$  mbar.

#### **5- Configuration simple col.**

Nous avons effectué sur ce cryostat deux sortes de manipulations. Dans la première, nous avons un cryostat avec un simple col sans super isolant, tandis que dans la deuxième série d'expérience, nous avons ajouté un super isolant constitué par 30 couches de mylar. Cette opération a pour but de réduire au maximum le flux radiatif latéral au col et nous permet de confronter nos résultats expérimentaux avec les calculs théoriques donnés dans le chapitre 2.

##### **5-1 Simple col sans super isolant.**

Dans cette première série d'expériences, nous avons un cryostat avec un simple col. Le vide d'isolation (environ  $10^{-6}$  mbar) est assuré par une pompe à vide. Le temps de pompage pour le vide d'isolation est assez long et dure environ deux jours sans interruption surtout lorsque le cryostat a été exposé longtemps ouvert à l'ambiante. Le relevé des valeurs expérimentales a été réalisé après équilibre thermique stable du cryostat. Le temps nécessaire à cet équilibre thermique peut durer jusqu'à 3 heures, surtout lorsque les apports thermiques sont faibles.

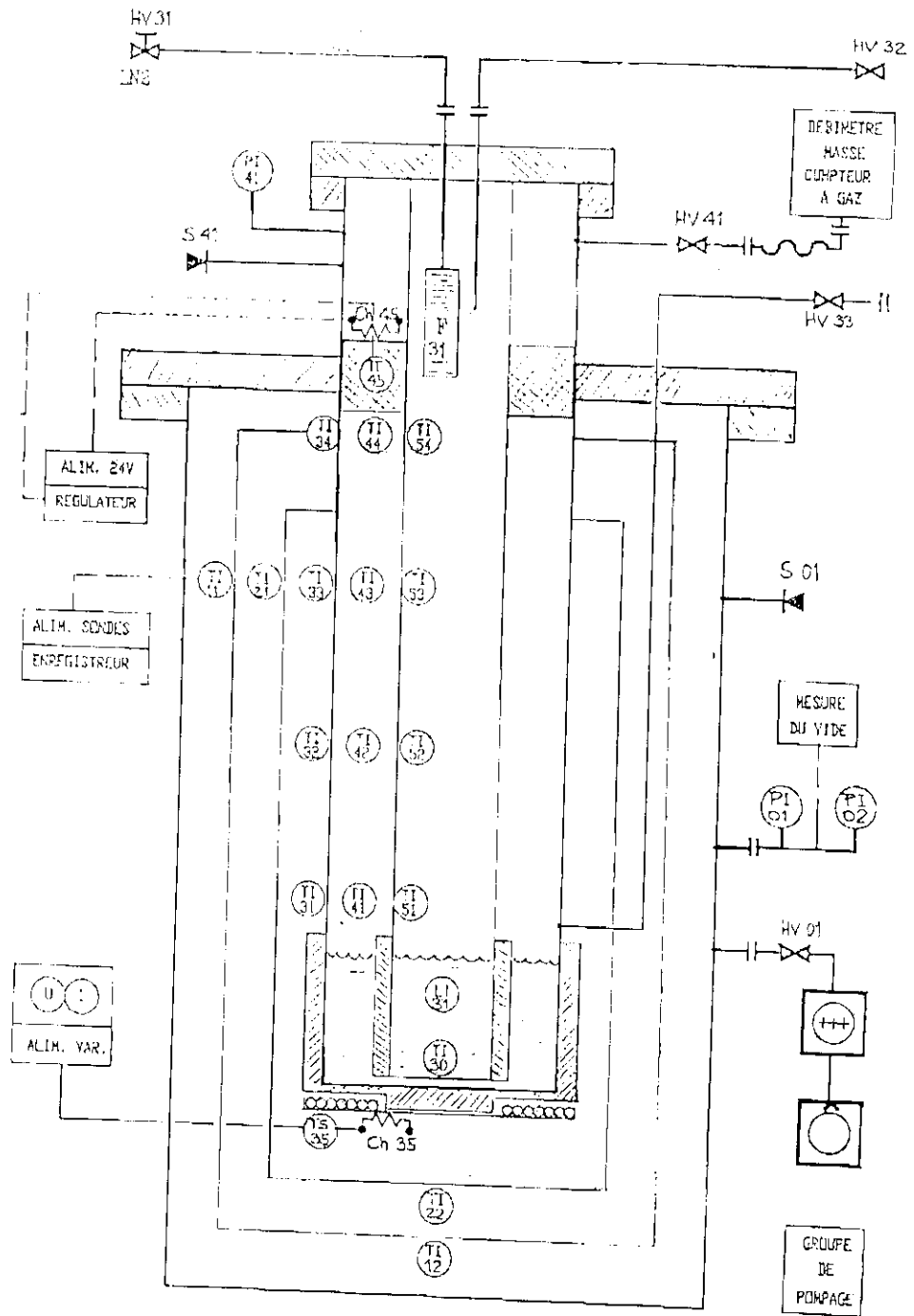


Figure 5.1: Schéma simplifié de l'installation

Les positions des thermocouples exprimées en em équipant le cryostat sont données en détail dans les tableaux exposés ci-après.

Le tableau 5.2 donne les valeurs expérimentales obtenues pour cette configuration.

Tableau 5.2 : Résultats expérimentaux (configuration: simple col ventilé)  
de dimensions (  $D_e$  ;  $D_v$  ;  $L_c$  ) = ( 15 ; 30 ; 27 ) cm

	P. atm (mm Hg)	745,0	745,0	745,0	747,0	747,0
	P.Vide(mm Hg)	$10^{-5}$	$10^{-5}$	$10^{-5}$	$10^{-5}$	$10^{-5}$
	TA	20,0	20,6	19,0	18,6	18,7
	P.ch. (W)	0,0	0,0	10,0	29,7	40,3
	P.couv.(W)	8,5	11,3	15,2	27,6	34,4
	Niveau (mm)	42,0	62,0	90,0	36,0	60,0
Positions	M.V (mg/s)	0,0	45,1	87,2	181,2	230,0
des	M.B-P(mg/s)	65,3	0,0	0,0	0,0	0,0
sondes	M.T (mg/s)	65,3	45,1	87,2	181,2	230,0
( cm )	Pertes (W)	13,0	9,0	7,4	6,5	5,7
Cu.h	TI22	79,33	78,18	77,46	77,6	77,4
Cu.b	TI302	77,59	77,51	77,26	77,3	77,2
0,6	TI 31	92,3	86,5	83,6	82,6	82,3
8,97	TI32	187,7	148,9	119,2	97,1	93,6
17,22	TI33	240,5	205,2	171,2	118,3	108,5
25,55	TI34	284,2	276,9	267,2	247,4	240,1
26,68	TI45	300,7	300,6	300,7	300,8	300,8
0,4	TI 41	93,9	84,2	80,7	79,6	79,0
8,77	TI42	187,3	142,9	111,0	88,9	85,3
17,37	TI43	239,7	202,1	161,7	112,0	101,4
25,87	TI44	281,3	268,4	249,4	203,7	183,8
0,49	TI51	92,0	85,0	82,4	81,2	80,7
8,87	TI52	184,7	141,2	110,5	89,7	86,3
17,47	TI53	237,8	199,9	160,2	111,6	101,4
25,84	TI54	278,3	265,1	243,5	194,8	174,1

Nous avons tracé sur les figures 5.2 et 5.3 l'évolution du profil de température du gaz ventilé tout le long du col et pour différentes positions radiales et cela respectivement pour une puissance de chauffe de 0 et 10 watts. On remarque sur ces deux figures que l'écoulement du gaz est bien établi.

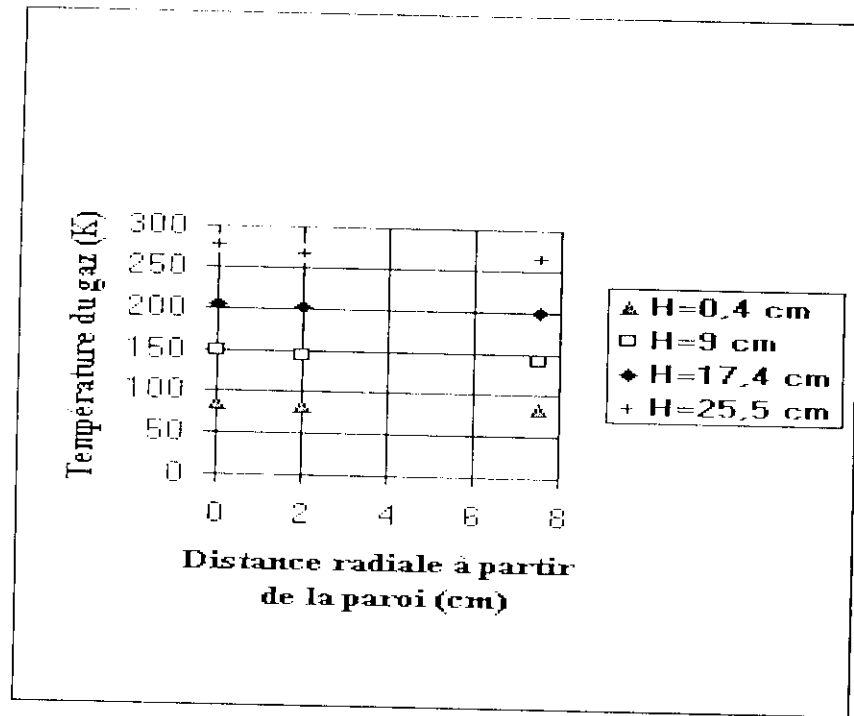


Figure 5.2 : Profil de température expérimental dans le gaz le long du col du cryostat auto ventilé (puissance de chauffe de 0 w, débit massique à vide = 45,1 mg/s)

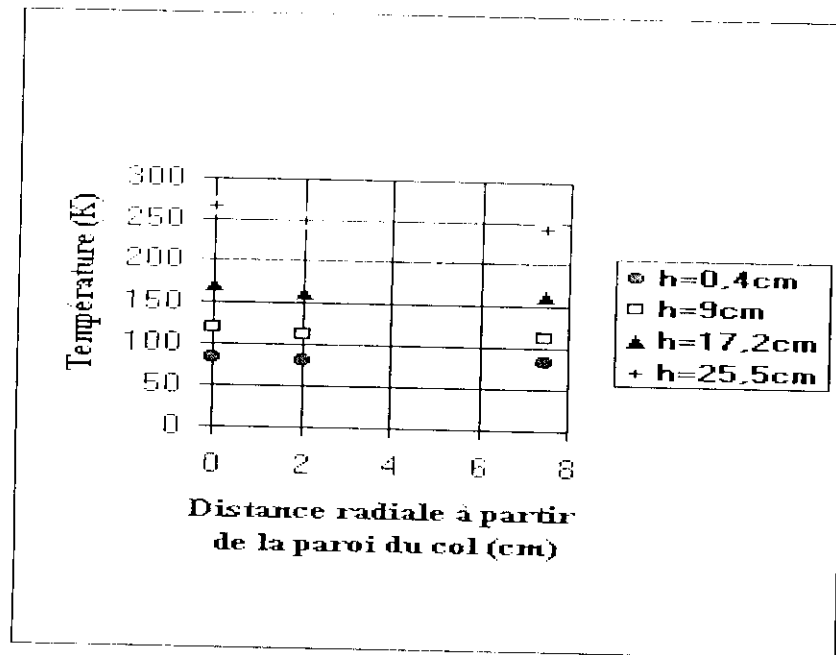


Figure 5.3: Profil de température expérimental dans le gaz le long du col du cryostat pour une puissance de chauffe de 10 w (débit massique = 87,2 mg/s)

Les figures 5.4 et 5.5 donnent l'évolution du profil de température sur le col (théorique et expérimentale) et cela respectivement pour 0 et 10 watts.

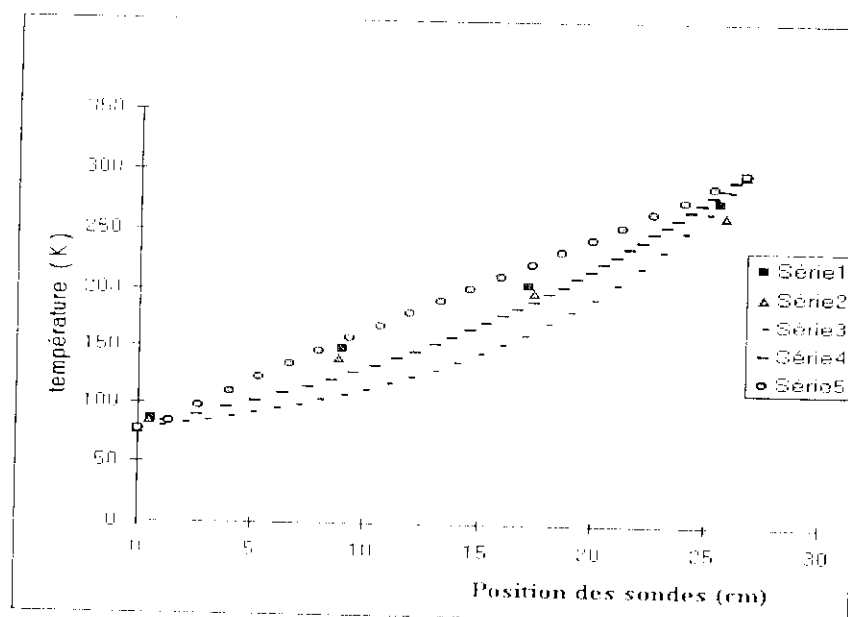


Figure 5.4 : Comparaison des profils de température expérimental et théorique pour une puissance de chauffe de 0 w (débit massique ventilé à vide : 45,1 mg/s )  
 Série 1 : Température du col expérimentale  
 Série 2 : Température du gaz expérimentale  
 Série 3 : Echange parfait théorique: erreur relative max. 27 %  
 Série 4 : Echange imparfait théorique, erreur relative max. 16 %  
 Série 5 : Echange imparfait théorique avec rayonnement, erreur relative max. 7,5 %

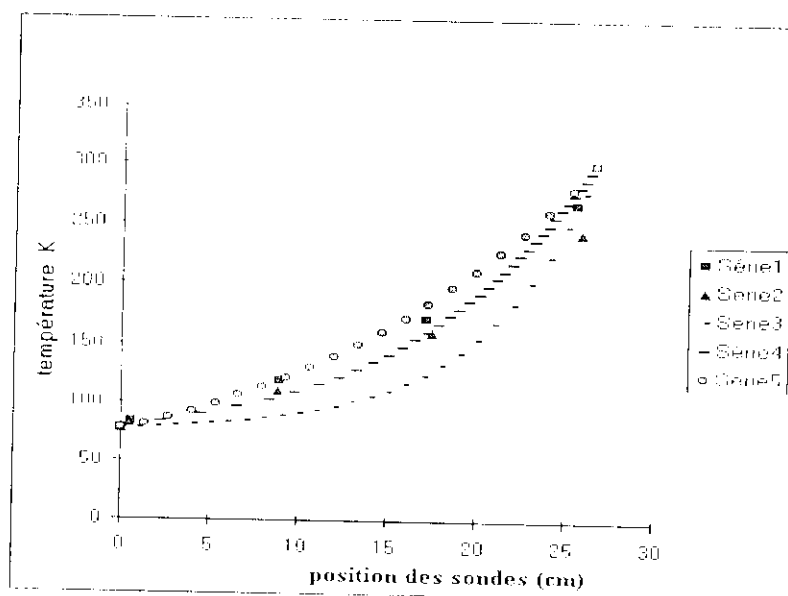


Figure 5.5 : Résultats expérimentaux du profil de température pour une puissance de chauffe de 10 w (débit massique ventilé : 87,2 mg/s)  
 Série 1 : Température du col (expérimentale) ; Série 2 : Température du gaz (expérimentale)  
 Série 3 : Echange parfait théorique: erreur relative max. = 26 %  
 Série 4 : Echange imparfait théorique: erreur relative max. = 11 %  
 Série 5 : Echange parfait avec rayonnement : erreur relative max. = 6,5 %

L'erreur relative maximale n'excède pas 7,5 % pour l'hypothèse d'échange thermique parfait avec un col non isolé latéralement. Dans le cas où l'on suppose que le rayonnement est négligeable,

l'hypothèse d'échange thermique imparfait est bien meilleure que l'hypothèse d'échange thermique parfait.

### 5-2 Simples cols avec super isolant.

Le super isolant entourant le col consiste en une enveloppe extérieure 30 couches de mylar. Cette isolation a pour but de réduire le rayonnement latéral, donc de limiter les déperditions de frigories du cryostat.

La figure 5.6 donne l'évolution des introductions de chaleur (débit massique) dans le cryostat en fonction de la pression du vide d'isolation.

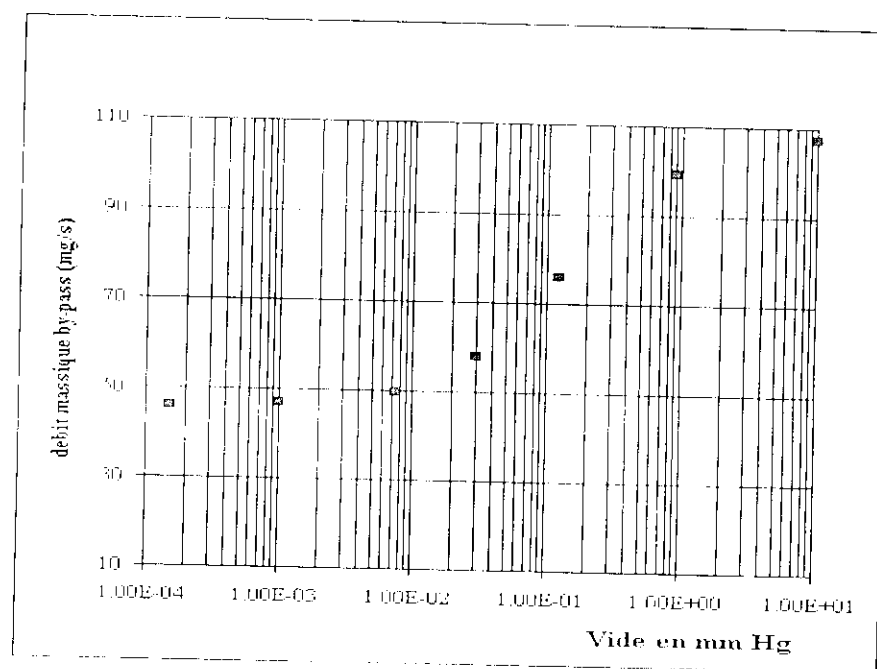


Figure 5.6 : Dégradation du vide pour un simple col avec super isolant

On remarque sur cette figure que la conduction moléculaire se situe entre  $10^{-2}$  et 1 mm de mercure. Tandis que la convection n'apparaît qu'à des pressions supérieures à 1 mm de mercure. Dans cette figure, le fluide cryogénique est by-passé (le col n'est pas ventilé) et les pertes de frigories sont de 48,2 mg/s (9,6 watts). Lorsque le col est ventilé les pertes thermiques sont réduites à 33,9 mg/s (6,8 watts) soit un gain de 2,8 Watts.

### 6-Configuration double col.

Sur ce cryostat nous avons effectué les mêmes opérations que sur le cryostat simple col. Le deuxième col sert à assurer une ventilation contrôlée. Dans cette configuration, un vide d'isolation de  $1.10^{-6}$  mbar a été assuré par pompage.

#### 6-1 Double col sans super isolant.

Les résultats expérimentaux obtenus sont donnés dans le tableau 5.6.2.

Tableau 5.6.2 : Résultats expérimentaux pour une configuration double col ventilé sans super isolant

Vide (mbar)	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$
P. chauffé (Watts)	0	2	5	10
m.v ( mg/s )	54,14	59,71	71,62	91,38
Pertes ( w )	10,8	9,9	9,3	8,2
TI31	86	85,2	84,9	84,8
TI41	81,5	80,6	80,1	79,9
TI51	83,1	82,2	81,7	80,9
TI31-TI51	2,9	3	3,2	3,9
TI31-TI41	4,5	4,6	4,8	4,9
TI32	151,6	146,5	139,2	128,5
TI42	144,9	139,3	131,3	119,6
TI52	146,2	140,7	133,1	121,8
TI32-TI52	5,4	5,8	6,1	6,7
TI32-TI42	6,7	7,2	7,9	8,9
TI33	211,5	206,3	198,3	185,2
TI43	205,6	199,6	190,7	175,7
TI53	209	203,3	194,9	181,2
TI33-TI53	2,5	3	3,4	4,4
TI33-TI43	5,9	6,7	7,6	9,5
TI34	282	280,3	278,6	275,4
TI44	275,9	273,6	270,2	263,9
TI54	282,8	281,2	279,1	275,2
TI34-TI54	0,8	0,9	0,5	0,2
TI34-TI44	6,1	6,7	8,4	11,5
TI302	77,9	78,5	78,5	79,1
TI303	81,1	81,2	81,4	81,8
TI304	77,7	77,6	77,8	78,3
TI45	300	300	300	300

La figure 5.6.1 donne le profil de température sur le col pour une puissance de chauffe de 0 watts correspondant à un débit massique ventilé 54,1 mg/s

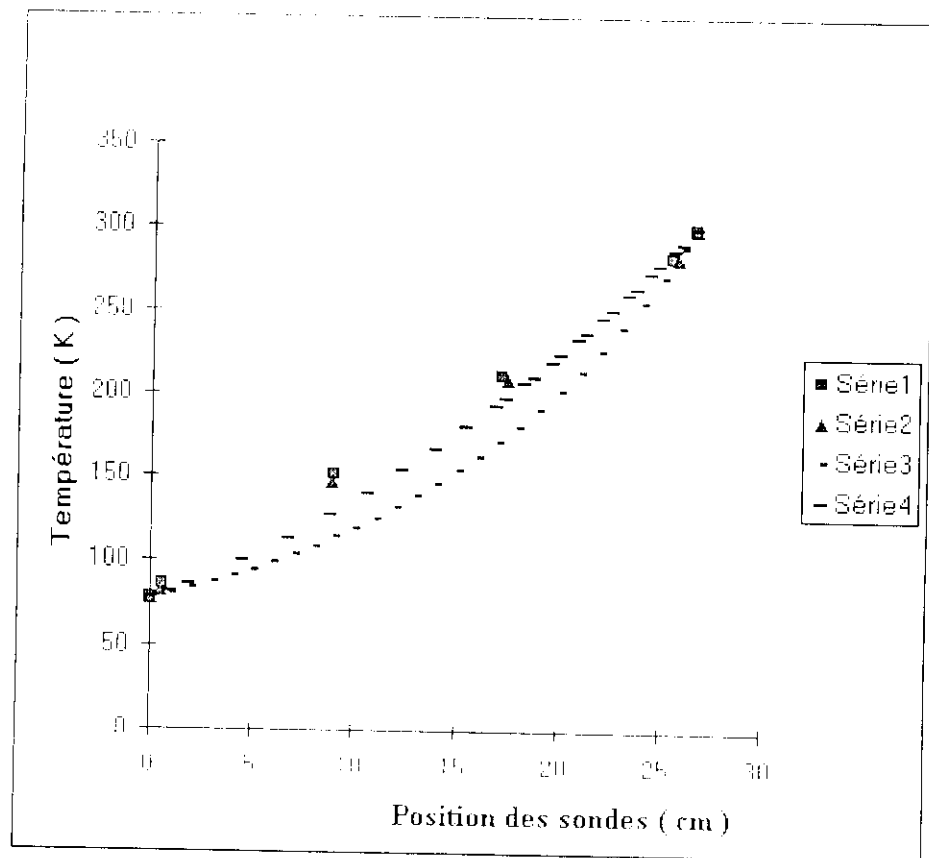


Figure 5.6.1 : Résultats expérimentaux du profil de température pour une puissance de chauffe de 0 watts (débit massique ventilé : 54,1 mg/s )

Série 1 : Température du col expérimentale

Série 2 : Température du gaz expérimentale

Série 3 : Echange parfait théorique: erreur relative max. 25 %

Série 4 : Echange imparfait théorique: erreur relative max. 15 %

L'hypothèse d'échange thermique parfait théorique entre le col et les vapeurs (Série 3) donne une erreur relative maximum de 25 % : tandis que l'hypothèse d'échange imparfait théorique (série 4) donne une erreur relative maximale de 15 %.

La figure 5.6.2 donne le profil de température sur le col et les vapeurs pour une puissance de chauffe de 10 watts qui correspond à un débit à vide de 91,38 mg/s.



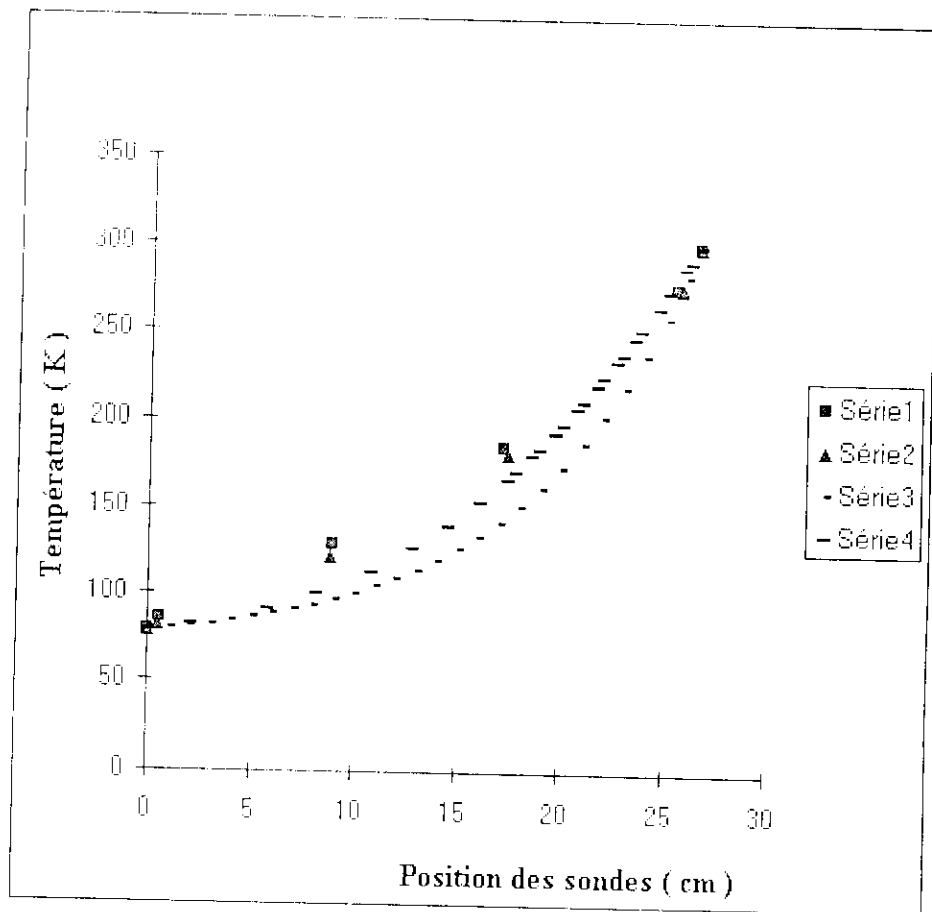


Figure 5.6.2 : Résultats expérimentaux du profil de température pour une puissance de chauffe de 10 watt (débit massique ventilé : 91,38 mg/s)  
 Série 1 : Température du col expérimentale  
 Série 2 : Température du gaz expérimentale  
 Série 3 : Echange parfait théorique: erreur relative max. 27 %  
 Série 4 : Echange imparfait théorique : erreur relative max. 18 %

L'hypothèse d'échange thermique parfait théorique entre le col et le gaz (série 3) donne cette fois une erreur relative de 27 % ; celle-ci augmente avec le débit massique ventilé. L'hypothèse d'échange thermique imparfait (série 4) donne une erreur de 18 %. Cette grande différence entre la théorie et l'expérience est due en grande partie à l'hypothèse de calcul où nous avons supposé que le col est isolé latéralement. En réalité le col n'est pas isolé latéralement car nous avons un flux radiatif latéral assez important surtout à basse température.

## 6-2 Double col avec super isolant.

Nous avons ajouté 30 couches de mylar entre le col extérieur et l'enveloppe afin de diminuer le flux radiatif latéral au col. Les résultats expérimentaux obtenus sont donnés dans le tableau 5.6.3.

Tableau 5.6.3 : Résultats expérimentaux pour une configuration à double col ventilé avec super isolant

Vide (mbar)	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$	$10^{-6}$
P. chauffé (W)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6,0	10,2	20,0
m.v.(mg/s)	0,0	2,8	18,4	28,4	33,9	55,6	72,9	114,8
m.B-P (mg/s)	48,2	41,2	19,8	7,8	0,0	0,0	0,0	0,0
m.T (mg/s)	48,2	44,1	38,2	36,2	33,9	55,6	72,9	114,8
Pertes ( W )	9,6	8,8	7,6	7,2	6,8	5,1	4,3	2,9
TI31	82,7	85,1	84,1	83,8	82,6	80,8	80,3	79,4
TI41	83,0	85,5	84,6	83,6	82,9	80,2	79,5	78,6
TI51	84,0	87,6	85,8	85,1	83,8	81,6	80,8	79,4
TI31-TI51	1,3	2,5	1,7	1,3	1,2	0,8	0,5	0,0
TI31-TI41	0,3	0,4	0,5	0,2	0,3	0,6	0,8	0,8
TI32	152,5	170,7	163,3	158,5	151,5	135,5	124,9	104,7
TI42	150,7	171,3	163,1	157,2	149,8	132,2	120,6	99,6
TI52	151,8	171,5	163,3	157,9	150,8	134,0	122,8	102,3
TI32-TI52	0,7	0,8	0,0	0,6	0,7	1,5	2,1	2,4
TI32-TI42	1,8	0,6	0,2	1,3	1,7	3,3	4,3	5,1
TI33	215,6	231,0	225,2	221,1	214,2	198,6	186,6	158,5
TI43	212,8	230,4	223,7	218,8	211,6	194,1	180,6	149,1
TI53	215,7	232,3	225,8	221,3	214,5	198,2	185,4	155,6
TI33-TI53	0,1	1,3	0,6	0,2	0,3	0,4	1,2	2,9
TI33-TI43	2,8	0,6	1,5	2,3	2,6	4,5	6,0	9,8
TI34	283,3	286,2	285,2	284,3	282,3	279,2	276,6	269,4
TI44	279,0	284,4	282,3	280,7	278,3	272,7	267,7	253,1
TI54	284,6	288,1	286,8	285,7	284,1	280,5	277,3	268,3
TI34-TI54	1,3	1,9	1,6	1,4	1,8	1,3	0,7	1,1
TI34-TI44	4,3	1,8	2,9	3,9	4,0	6,5	8,9	16,3
TI302	78,0	78,1	78,3	78,5	77,8	78,4	79,0	80,1
TI303	77,7	77,8	78,1	78,2	77,5	77,9	78,3	79,0
TI304	78,1	78,8	78,6	78,8	78,1	77,4	77,6	77,6
TI11	264,8	264,3	264,8	264,5	263,2	263,3	263,5	263,4

La figure 5.6.3 donne la comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques pour le profil de température du col extérieur avec un débit à vide de 33,92 mg/s de vapeur.

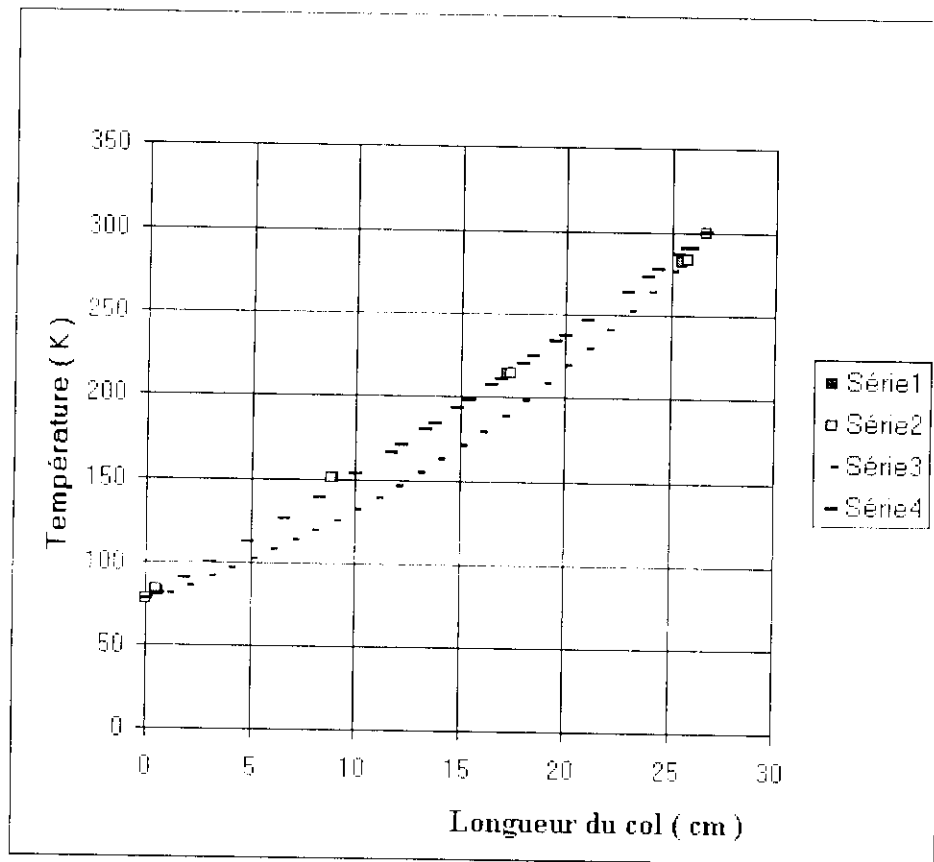


Figure 5.6.3 : Résultats expérimentaux du profil de température pour une puissance de chauffe de 0 watts (débit massique ventilé : 33,92 mg/s)  
 Série 1 : Température du col extérieur expérimentale  
 Série 2 : Température du col intérieur expérimentale  
 Série 3 : Échange parfait théorique: erreur relative max. 16 %  
 Série 4 : Échange imparfait théorique : erreur relative max. 3,8 %

Pour l'hypothèse d'échange thermique parfait, l'erreur relative maximale est de 16 % ; tandis que l'erreur relative maximale pour l'hypothèse d'échange thermique imparfait ne dépasse pas 3,8 %. Cette précision est jugée tout à fait satisfaisante pour notre modèle théorique.

La figure 5.6.4 donne la comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques pour le profil de température du col extérieur avec une puissance de chauffe du bain d'Azote de 20 Watts qui correspond à un débit massique ventilé de 114,76 mg/s.

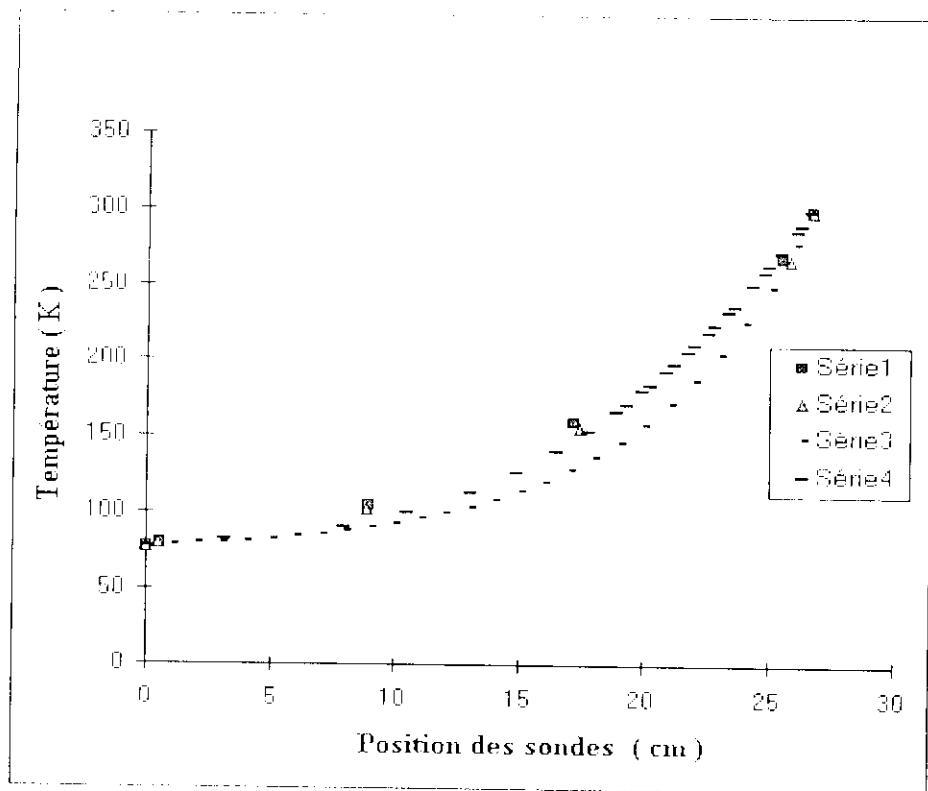


Figure 5.6.4 : Résultats expérimentaux du profil de température pour une puissance de chauffe de 20 watt (débit massique ventilé : 114,76 mg/s)  
 Série 1 : Température du col extérieur expérimentale  
 Série 2 : Température du col intérieur expérimentale  
 Série 3 : Echange parfait théorique : erreur relative maximale 12 %  
 Série 4 : Echange imparfait théorique : erreur relative maximale 8 %

La figure 5.6.4 est similaire à la figure 5.6.3 mais avec une augmentation de débit de 3,4 fois. L'erreur relative maximale de la série 3 est de 12 % pour échange parfait et 8 % pour l'échange imparfait de la série 4.

Les figures 5.6.5 et 5.6.6 donnent respectivement les pertes thermiques dans le cryostat à double col avec super isolant et le flux introduit dans le bain à travers le col.

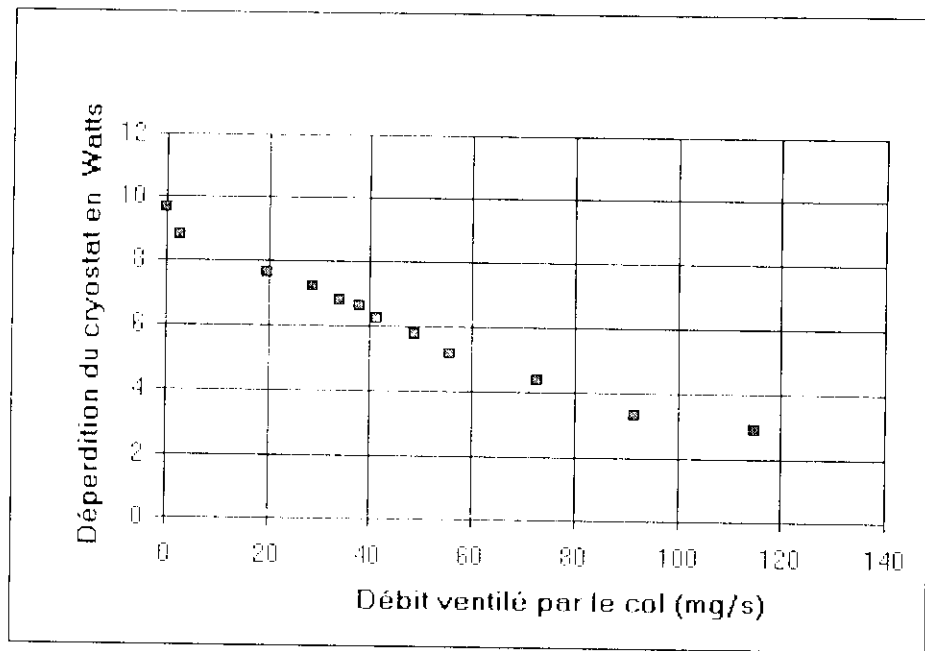


Figure 5.6.5 : Résultats expérimentaux des déperditions du cryostat

Sur cette figure on remarque que le flux radiatif introduit dans le cryostat est de 2,9 watts.

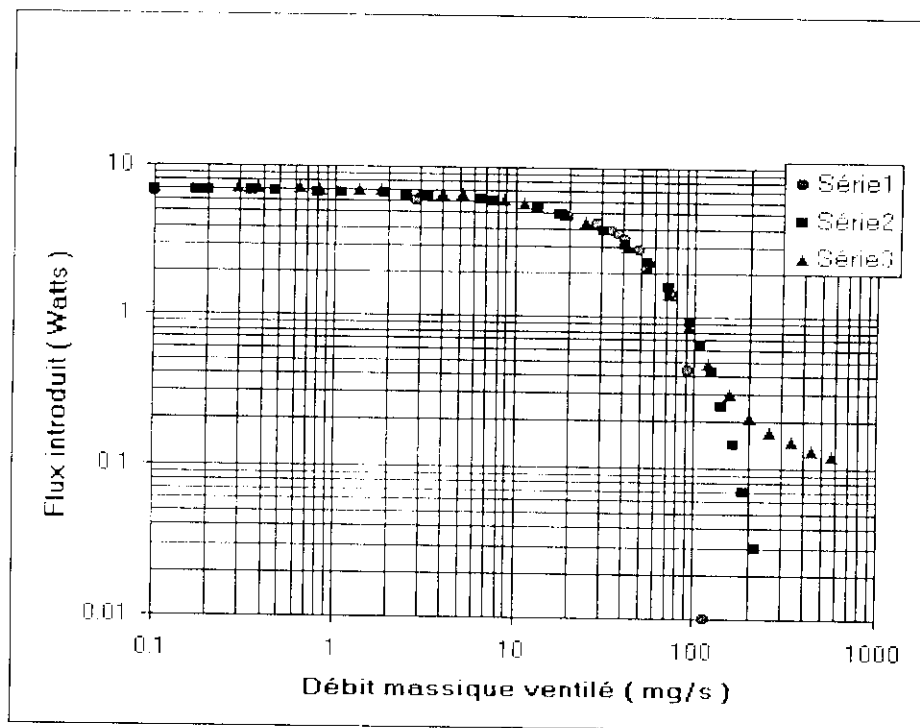


Figure 5.6.6 : Flux conductif introduit dans le bain par le col du cryostat.  
 Série 1 : Echange parfait théorique  
 Série 2 : Expérimentale  
 Série 3: Echange imparfait théorique

Nous avons tracé également sur la figure 5.6.6 le débit à vide (33,92 mg/s) qui correspond à un flux conductif de 4 Watts introduit dans le bain à travers le col. Le palier de mise en évidence de la

courbe de Wexler est dans ce cas de 4 watts. Il y a lieu de rappeler que pour mettre en évidence la courbe de Wexler, il faut diminuer au maximum les apports de chaleur par rayonnement afin d'avoir des flux conducto convectifs qui prédominent sur les flux radiatifs.

## 7- Configuration simple col avec écran à position variable.

### 7.1 Introduction.

A la place du super isolant nous avons ajouté un écran en cuivre poli (voir figure 5.7.1) qui a une hauteur de 52 cm et un diamètre de 20 cm. L'écran est conçu de telle manière qu'il puisse coulisser autour du col sur une hauteur de 10 cm.

Afin de connaître le profil de température sur l'écran, on lui a placé deux résistances en platine de 100 ohms (à 300 K), une sur sa partie supérieure, à l'endroit où il est serré sur le col, l'autre à sa partie inférieure.

La figure 5.7.1. donne un schéma simplifié d'un cryostat avec la position des sondes (T11 et T12) de température sur l'écran.

Les résultats expérimentaux sont donnés dans les tableaux 5.7.1 à 5.7.4 et dans les figures 5.7.1 à 5.7.13.

### 7.2 Interprétation des résultats.

Le tableau 5.7.1 donne les résultats expérimentaux pour un simple col avec un écran placé à 16,82 cm du niveau du bain d'Azote.

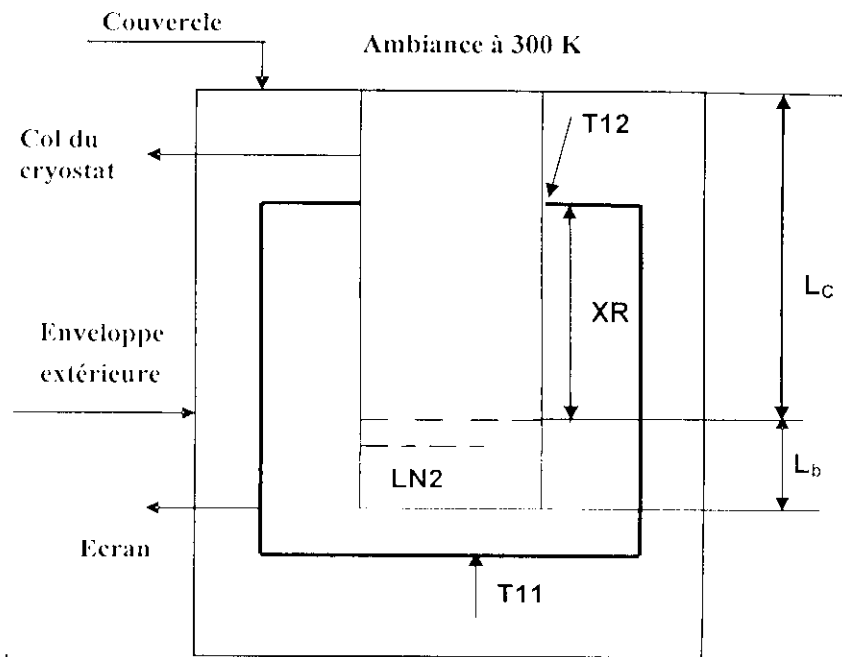


Figure 5.7.1: Cryostat azote avec un écran, avec  $L_c$  hauteur du col,  $XR$  position de l'écran et  $L_b$  hauteur du bain

Tableau 5.7.1. Configuration à simple col avec un écran à 4 mm de TI 33 (XR1 = 16.82 cm)

Position S. (cm)	P. chauff.	0,00	0,00	0,00	0,00	5,03	10,04	19,64
	P. couv.	8,20	7,55	7,86	9,75	8,80	9,43	12,26
	niveau	34	68	102	60	74	26	39
	m. V	0,00	10,07	22,21	38,00	55,87	77,50	117,60
	m. B-P	59,60	39,27	19,89	0,00	0,00	0,00	0,00
	m. total	59,60	49,34	42,10	38,00	55,87	77,50	117,60
	pertes	11,90	9,85	8,40	7,58	6,12	5,43	3,83
bas écran	TI 11	250,22	244,84	237,40	235,58	223,18	217,04	196,73
haut écran	TI 12	252,05	246,34	239,00	234,76	222,88	215,97	192,40
Bain sup.	TI 22	79,10	78,25	77,80	78,039	77,62	77,81	77,63
Bain bas	TI 302	77,51	77,45	77,40	77,34	77,28	77,34	77,35
0,57	TI 31	90,45	87,85	85,90	84,83	82,88	82,16	80,42
8,97	TI 32	182,74	183,19	172,30	163,17	147,09	135,17	113,59
17,22	TI 33	255,29	249,66	242,50	240,24	227,70	219,24	196,53
25,55	TI 34	288,21	286,19	284,30	285,41	281,90	278,62	271,23
26,68	TI 45	300,70	300,71	300,70	300,66	300,64	300,66	300,66
0,43	TI 41	93,09	89,33	85,60	85,699	82,97	81,78	80,43
8,77	TI 42	193,75	182,74	170,10	159,17	141,15	126,74	104,20
17,37	TI 43	251,75	245,26	237,00	232,26	217,52	206,05	177,76
25,87	TI 44	284,31	281,76	278,60	277,83	271,59	264,60	247,98
0,49	TI 51	92,48	89,41	86,60	86,623	83,93	83,27	81,86
8,87	TI 52	191,90	181,13	168,50	157,61	139,96	125,74	104,11
17,47	TI 53	250,38	244,06	235,90	231,34	216,73	205,20	177,00
25,84	TI 54	281,97	279,18	275,80	275,1	268,62	261,28	244,08
Efficacité	$\eta$		0,964	0,957	0,948	0,933	0,911	0,857

Quand les vapeurs froides sont by passées, les pertes du cryostat sont de 11,90 Watts. Lorsque le col du cryostat est ventilé les pertes sont réduites à 7,58 Watts, soit un gain de 4,32 Watts. On voit que plus le débit massique des vapeurs froides ventilées augmente, plus la température de l'écran diminue. L'efficacité du col est meilleure pour des déperditions faibles.

Le tableau 5.7.2 donne les résultats expérimentaux pour un simple col avec un écran placé à différentes positions (XR1) par rapport au niveau du bain.

Tableau 5.7.2 : Cryostat avec un écran et un col :  
Pertes en fonction de la position de l'écran (XRI).

	XRI (cm )	14,82	14,82	16,82	16,82	20,55	20,55	22,35	22,35
	P.v(mbar)	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06	1,0E-06
	Pa(mm Hg)	750	752,00	745	753,00	760,00	757,00	745,00	745,00
	T. ambiante	25,1	25,20	25,2	25,30	25,30	25,30	19,70	19,00
	P. ch. ( W)	0	0	0	0	0	0	0	0
	P. c. (W)	5	6,26	8,20	9,75	5,03	6,57	8,55	9,82
	niv. (mm)	78	58,00	34	60,00	70,00	40,00	57,00	78,00
Positions	pertes (W)	11,42	7,94	11,90	7,58	10,86	7,47	10,39	7,35
sondes	m.v (mg/s)	0	39,78	0,00	38,00	0,00	37,43	0,00	36,82
(cm)	m.bp.(mg/s)	57,2	0,00	59,60	0,00	54,40	0,00	52,03	0,00
	m. total	57,2	39,78	59,60	38,00	54,40	37,43	52,03	36,82
bas écran	Tl 11	245,87	229,82	250,22	235,58	266,14	257,19	264,62	256,97
haut écran	Tl 12	244,38	228,64	252,05	234,76	266,19	255,64	265,80	256,60
bain sup.	Tl 22	78,84	78,53	79,10	78,04	78,47	78,40	78,90	78,71
bain bas	Tl 302	77,85	77,79	77,51	77,34	77,53	77,50	77,67	77,97
0,57	Tl 31	90,07	85,56	90,45	84,83	88,77	84,70	89,05	84,13
8,97	Tl 32	197,31	169,63	182,74	163,17	182,89	151,30	178,56	146,08
17,22	Tl 33			255,29	240,24			229,03	202,18
25,55	Tl34	288,96	285,05	288,21	285,41	287,54	283,95	283,57	279,32
26,68	Tl 45	300,62	300,63	300,70	300,66	300,67	301,11	300,74	300,73
0,43	Tl 41	93,69	86,36	93,09	85,70	90,70	84,42	91,99	83,72
8,77	Tl 42	198,13	164,33	193,75	159,17	184,05	148,18	179,49	143,59
17,37	Tl 43	253,51	233,54	251,75	232,26	241,62	215,15	233,90	205,05
25,87	Tl 44	285,09	277,54	284,31	277,83	283,75	276,42	280,15	271,43
0,49	Tl 51	93,20	87,23	92,48	86,62	90,94	85,98	90,77	86,78
8,87	Tl 52	195,92	162,41	191,90	157,61	182,41	146,96	177,21	142,23
17,47	Tl 53	252,16	232,42	250,38	231,34	239,88	213,39	232,02	202,97
25,84	Tl 54	283,01	274,67	281,97	275,10	281,35	273,40	276,82	267,37



Le déplacement de l'écran sur le col n'influe pratiquement pas sur les pertes globales de frigories, et cela que l'écran soit ventilé ou non. Cela s'explique par le fait que le déplacement de la position de l'écran sur le col modifie d'une part l'espace entre le réservoir et l'écran, d'autre part l'espace entre l'écran et l'enveloppe extérieure : le facteur de forme change également. Plus l'espace entre le fond de l'enveloppe et l'écran augmente, plus le facteur de forme diminue; ainsi, le flux net radiatif reçu diminue également.

La variation de la température sur l'écran est très réduite. Nous avons tout au plus un gradient de 1,5 K dû au fait que l'écran en cuivre a un bon coefficient de conduction.

Nous avons ensuite réduit la hauteur de l'écran de 42,5 cm à 35,5 cm afin de pouvoir balayer la partie inférieure du col. Le tableau 5.7.3 donne les résultats expérimentaux pour un écran de 35,5 cm de hauteur.

Tableau 5.7.3 : Cryostat simple col avec un écran, position de l'écran:  
XR1 =8,3 cm

	XR1 (cm )	8,3	8,3
	P.v(mbar)	1,00E-06	1,00E-06
	Pa (mm Hg)	745,00	745,00
	T. ambiante	20,00	18,80
	P. ch.( W)	0,00	0,00
	P. c. (W)	8,74	8,00
	niv. (mm)	80,00	50,00
Positions sondes (cm)	pertes (W)	8,43	10,97
	m.v (mg/s)	42,22	0,00
	m.bp.(mg/s)	0,00	54,95
	m. total	42,22	54,95
bas écran	TI 11	186,69	195,91
haut écran	TI 12	193,51	200,37
bain sup.	TI 22	77,41	78,18
bain bas	TI 302	77,47	77,55
0,57	TI 31	86,04	89,54
8,97	TI 32	192,24	205,80
17,22	TI 33	226,17	243,13
25,55	TI34	281,51	285,22
26,68	TI 45	300,71	300,73
0,43	TI 41	85,60	94,06
8,77	TI 42	182,25	202,75
17,37	TI 43	226,45	246,18
25,87	TI 44	274,39	282,34
0,49	TI 51	85,24	91,34
8,87	TI 52	180,41	200,55
17,47	TI 53	224,76	244,28
25,84	TI 54	270,51	279,42

Pour une position de l'écran XR1 de 8,3 cm les pertes thermiques sont de 42,22 Watts pour le col ventilé et 54,95 Watts pour un col non ventilé.

La figure 5.7.2 donne le profil de température sur l'écran en fonction de la hauteur du bain d'Azote.

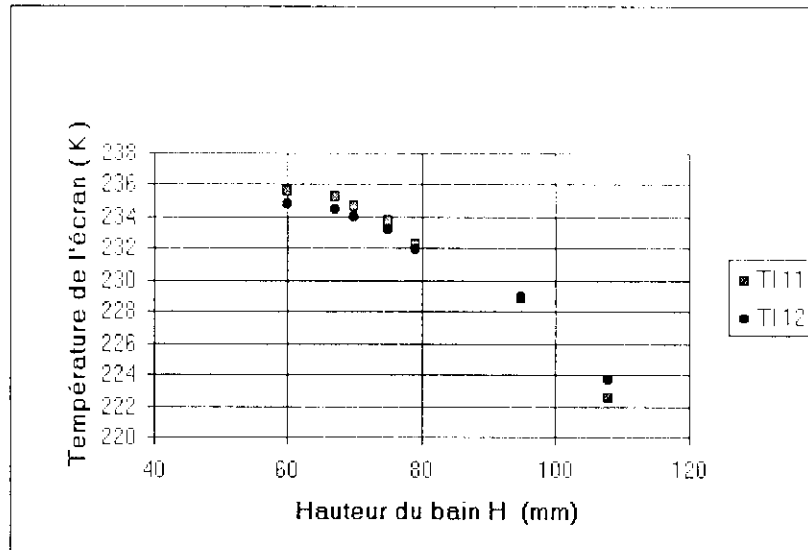


Figure 5.7.2 : Profil de température sur l'écran en fonction de la hauteur du bain puissance de chauffe = 0 Watts ; débit ventilé à vide ; XR1=16,82 cm

Comme on peut le voir sur la figure 5.7.2 la variation de la température entre les deux extrémités de l'écran ne dépasse pas 1K.

La figure 5.7.3 donne le profil de température de l'écran en fonction du débit massique ventilé.

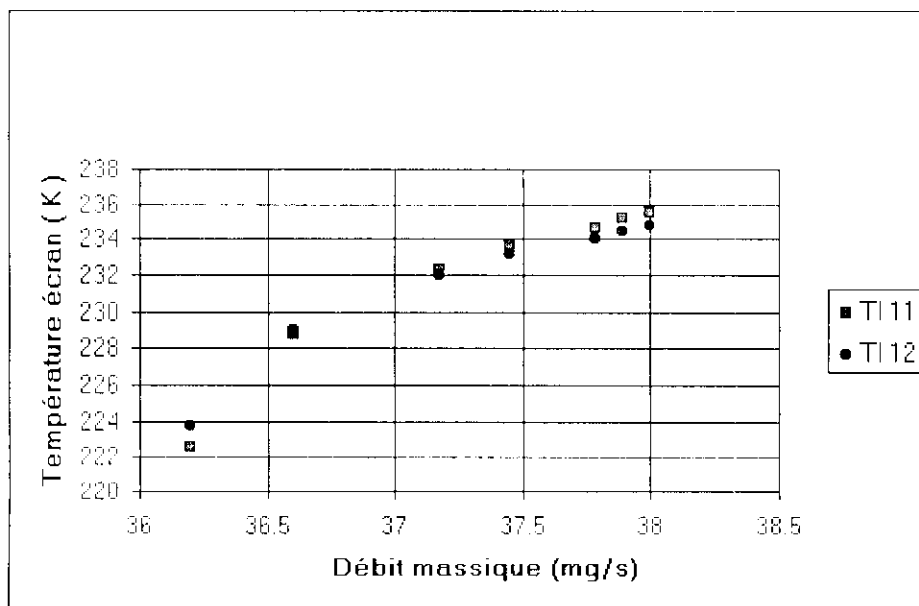


Figure 5.7.3 : Profil de la température de l'écran en fonction du débit massique pour une puissance de chauffe : 0 Watts ; Débit ventilé à vide ; XR1=16,82 cm

La figure 5.7.4 donne le profil de température de l'écran en fonction du temps de stabilisation pour une puissance de chauffe de 5 Watts.

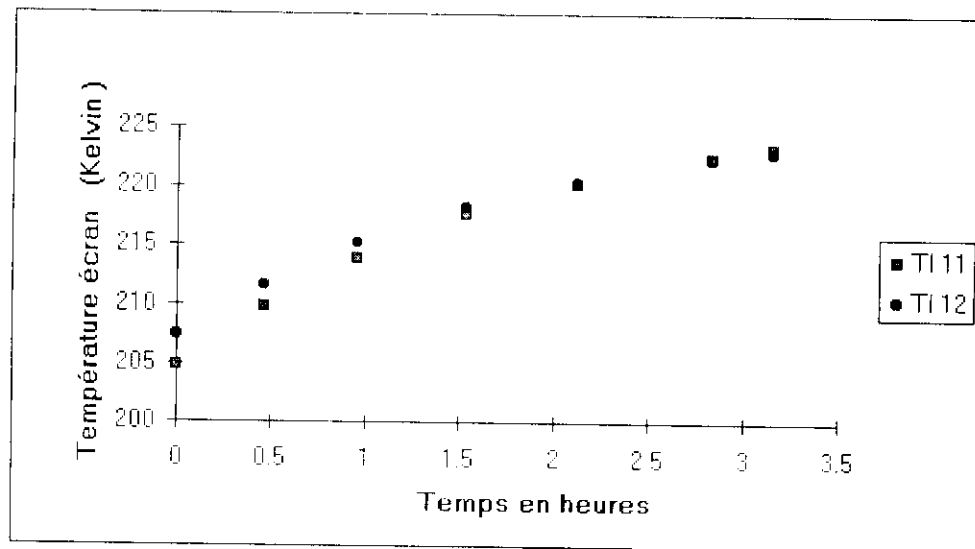


Figure 5.7.4 : Température de l'écran en fonction du temps pour une P. chauffé = 5 ,032 Watts; débit ventilé; XR1 = 16.82 cm

Cette figure montre que l'équilibre thermique du cryostat est atteint au bout de 3,5 heures. A l'équilibre la différence de température entre le haut (TI 12 ) et le bas ( TI 11 ) de l'écran n'est que de 0,3 K. La température de l'écran se stabilise à 223 K.

La figure 5.7.5 donne l'évolution du débit massique ventilé en fonction de la hauteur du bain d'Azote pour une puissance de chauffe de 5 Watts avant l'équilibre thermique, soit une variation de la hauteur du bain de 4,4 cm et une variation du débit massique de 4.65 mg/s.

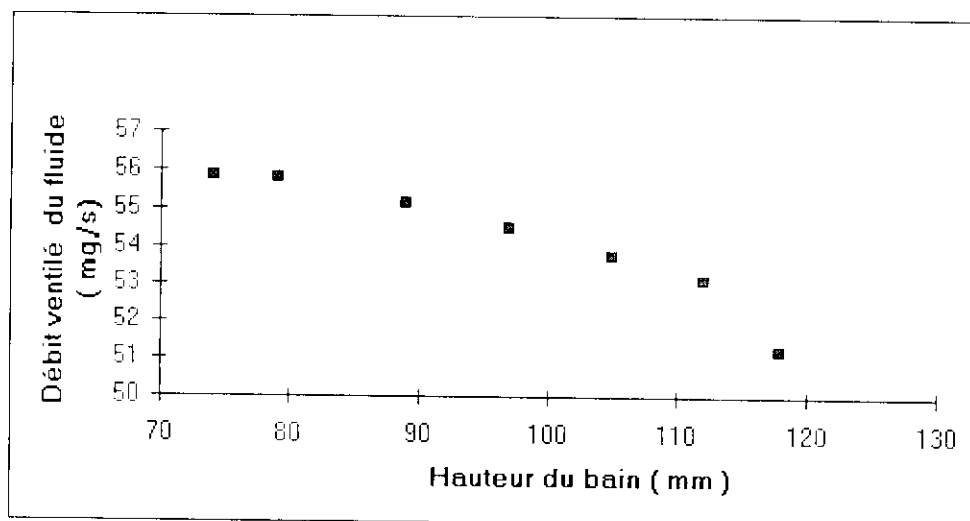


Figure 5.7.5 : Débit ventilé en fonction de la hauteur du bain pour P. chauffé = 5 ,032 Watts; Débit ventilé; XR1 = 16,82 cm

Les figures 5.7.6 et 5.7.7 donnent respectivement l'évolution de la température de l'écran en fonction de la hauteur du bain et l'évolution de la température de l'écran en fonction du temps pour une puissance de chauffe du bain cryogénique de 10 Watts.

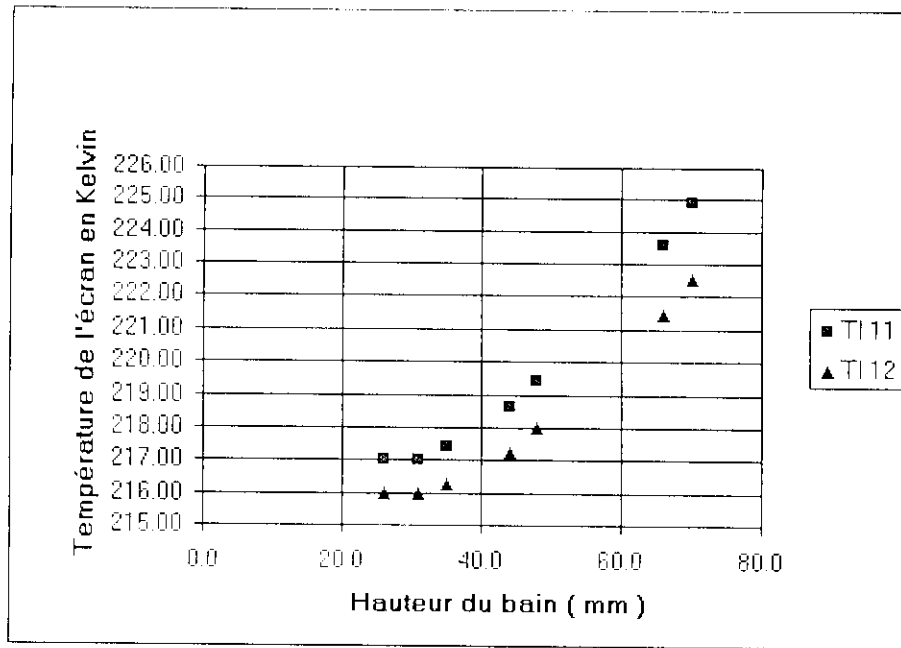


Figure 5.7.6 : Température de l'écran en fonction de la hauteur du bain.  
 P. chauffe = 10 Watts; débit ventilé ; XR1 = 16,82 cm

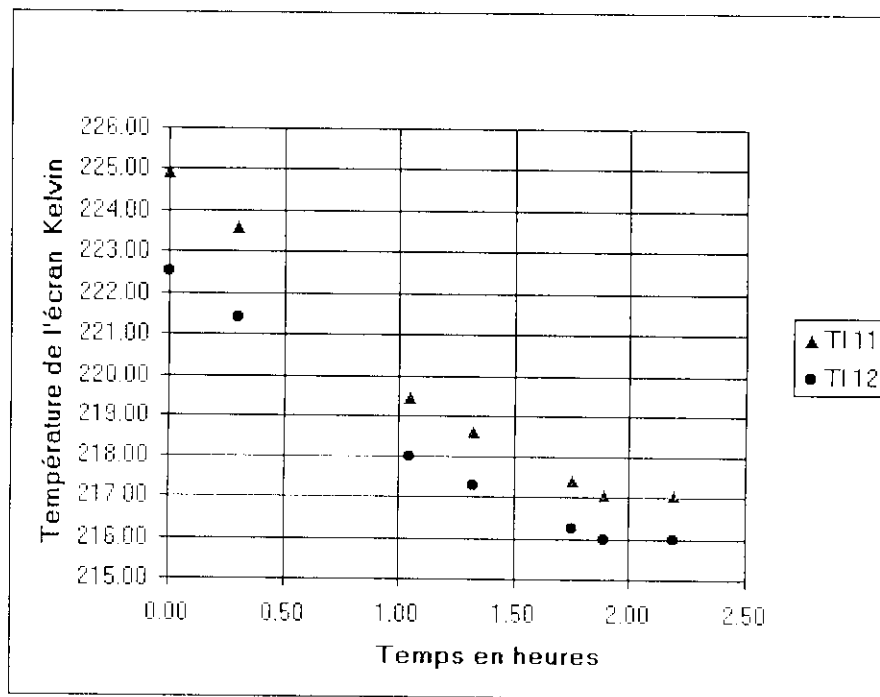


Figure 5.7.7 : Température de l'écran en fonction du temps ;  
 P. chauffe = 10 Watts; Débit ventilé; XR1 = 16,82 cm

Le temps d'équilibre thermique est cette fois plus réduit, soit 1,89 heures. L'écart de température entre le haut et le bas de l'écran est cette fois égale à 1 K. La température de l'écran se stabilise à 216 K.

De la même manière, les figures 5.7.8 et 5.7.9 donnent l'évolution de la température de l'écran pour une puissance de chauffe de 20 watts.

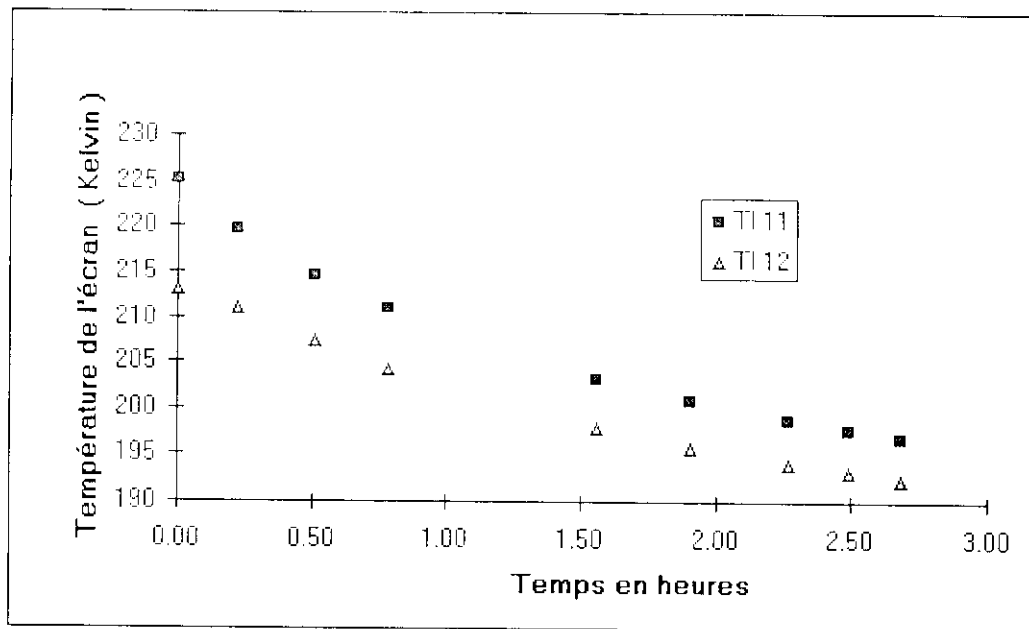


Figure 5.7.8 : Température de l'écran en fonction du temps;  
P. chauffe = 20 Watts; Débit ventilé; XR1 = 16,82 cm

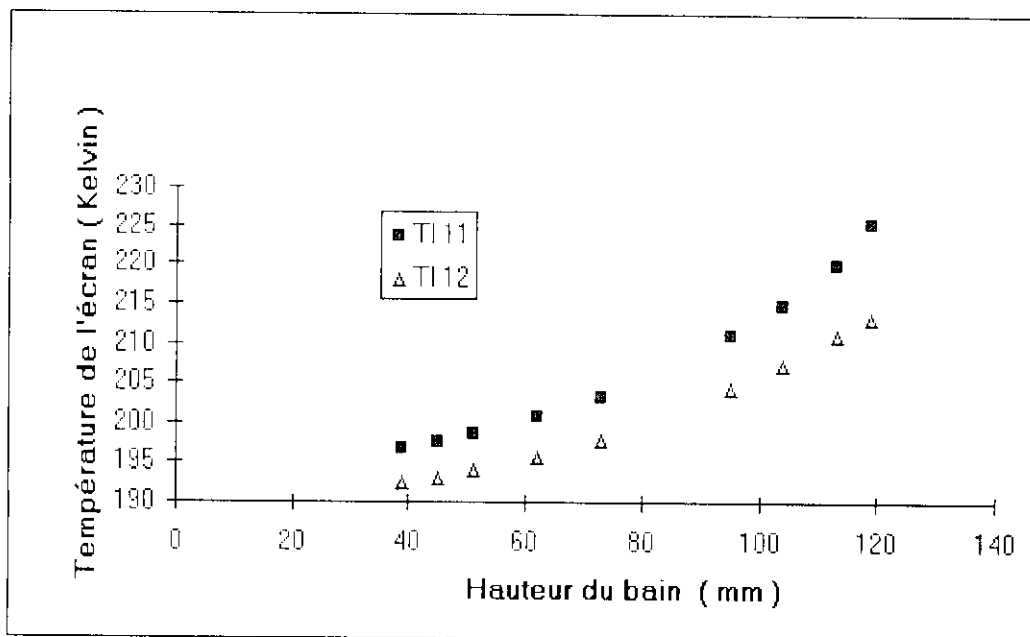


Figure 5.7.9 : Température de l'écran en fonction de la hauteur du bain.  
P. chauffe = 20 Watts; débit ventilé; XR1 = 16,82 cm

L'écart de température aux extrémités de l'écran est cette fois plus important encore, soit 4,33 K. La température de l'écran côté col ventilé se stabilise à 192 K.

La figure 5.7.10 et 5.7.11 donnent respectivement l'évolution de la température de l'écran en fonction de la hauteur du bain et l'évolution de la température de l'écran en fonction du temps pour un débit à vide by passé.

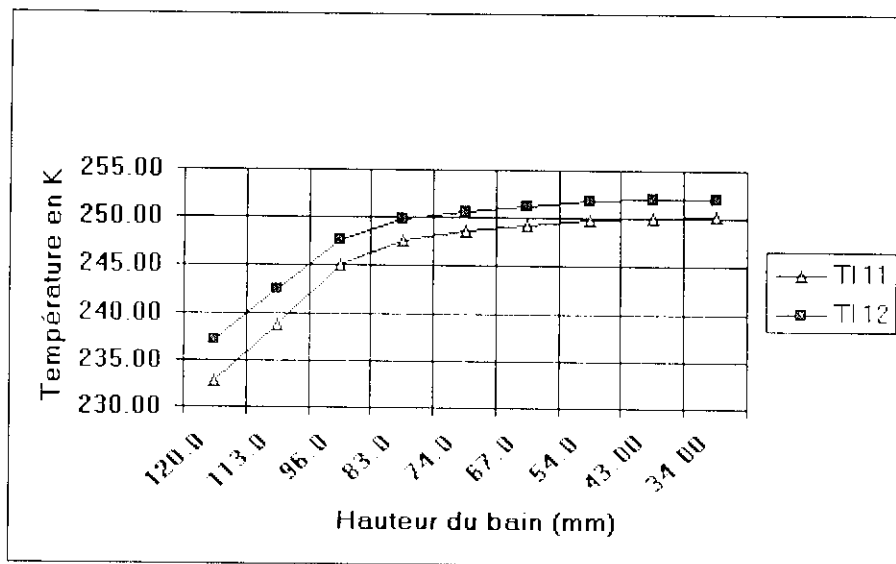


Figure 5.7.10 : Profil de température en fonction de la hauteur du bain ;  
 P. chauffe = 0 Watts ; débit By-passé ; XR1 = 16,82 cm

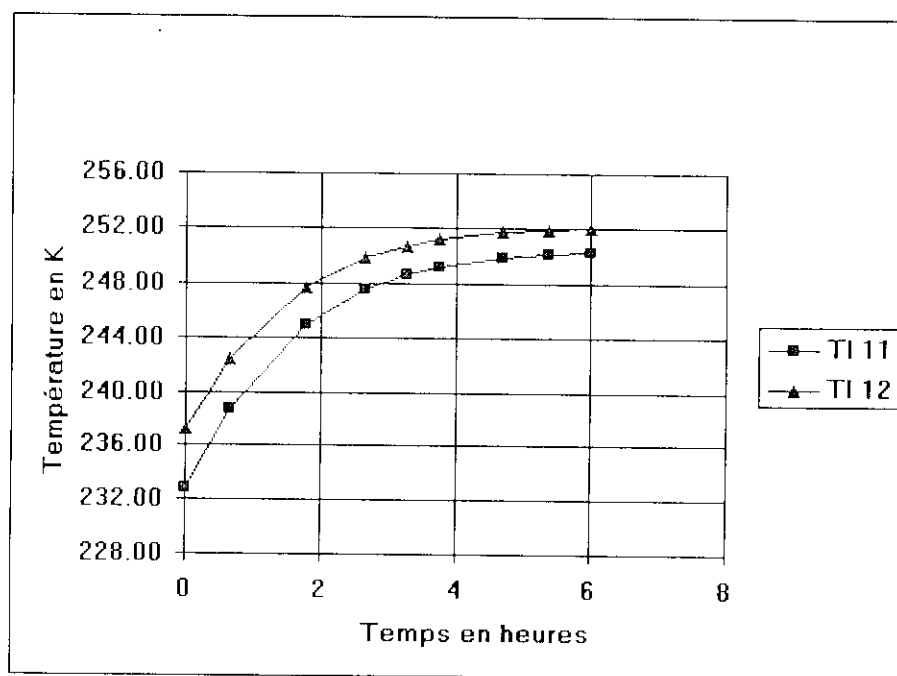


Figure 5.7.11 : Profil de la température de l'écran en fonction du temps ;  
 P. chauffe = 0 Watts; débit by-passé ; XR1 = 16,82 cm

L'équilibre thermique est cette fois atteint après un temps plus important soit 5 heures. L'écart de température entre le haut et le bas de l'écran est cette fois égale à 1,83 K. La température de l'écran se stabilise à 252 K.

La figure 5.7.12 donne les pertes totales introduites dans le cryostat en fonction du débit massique ventilé.

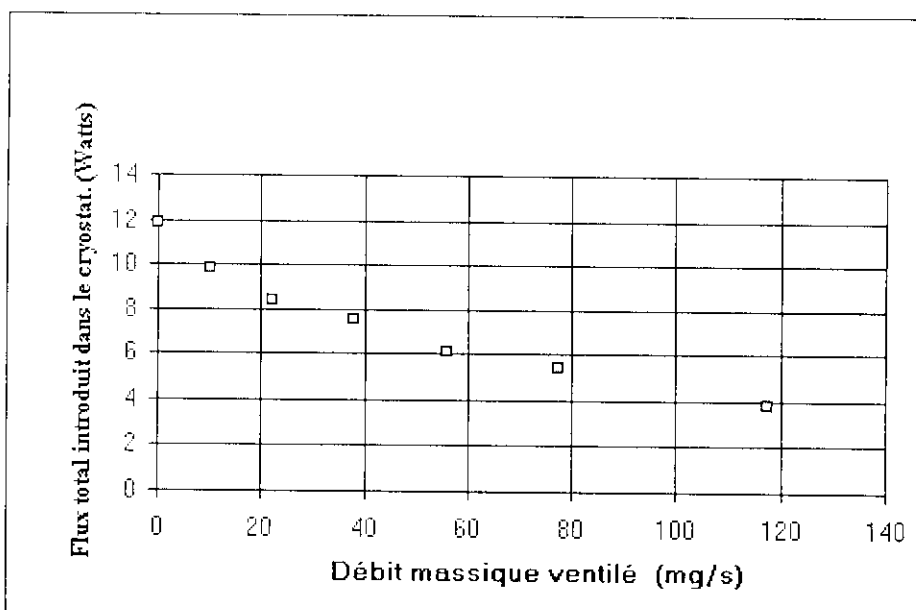


Figure 5.7.12 : Pertes totales introduites dans le cryostat avec 1 col et 1 écran placé à 4 mm de TI 33

Les pertes sont évaluées en fonction de la relation suivante:  $P = \dot{m} h_{fg} - P_{ch}$   $P = P_{lev} - P_{ch}$ .

Avec :

$P$  = déperdition du cryostat en Watts.

$\dot{m}$  = débit massique ventilé en mg/s.

$h_{fg}$  = chaleur latente d'évaporation du fluide cryogénique.

$P_{ch}$  = puissance de chauffe en Watts.

Au fur et à mesure que la puissance de chauffe augmente, le flux de chaleur par conduction arrivant par le col au bain cryogénique diminue jusqu'à ce que seul le flux radiatif contribue à l'évaporation du fluide. Le flux radiatif introduit dans le cryostat est de 3,83 Watts. Cette technique permet de connaître rapidement et exactement le flux radiatif entrant dans un cryostat donné.

Nous avons tracé dans la figure 5.7.13 l'efficacité (ou rendement) de l'échangeur constitué par le col et les vapeurs froides ascendantes ; celle-ci est définie ici par le rapport du gradient de température sur la paroi du col sur le gradient de température dans le gaz. Elle varie ici entre 0,96 et 0,86

$$\eta = \frac{\Delta T_p}{\Delta T_f}$$

L'efficacité de l'échangeur sera égale à l'unité lorsque la température de la vapeur ventilé issue de l'évaporation du fluide de stockage sera égale à celle de la paroi du col à la sortie.

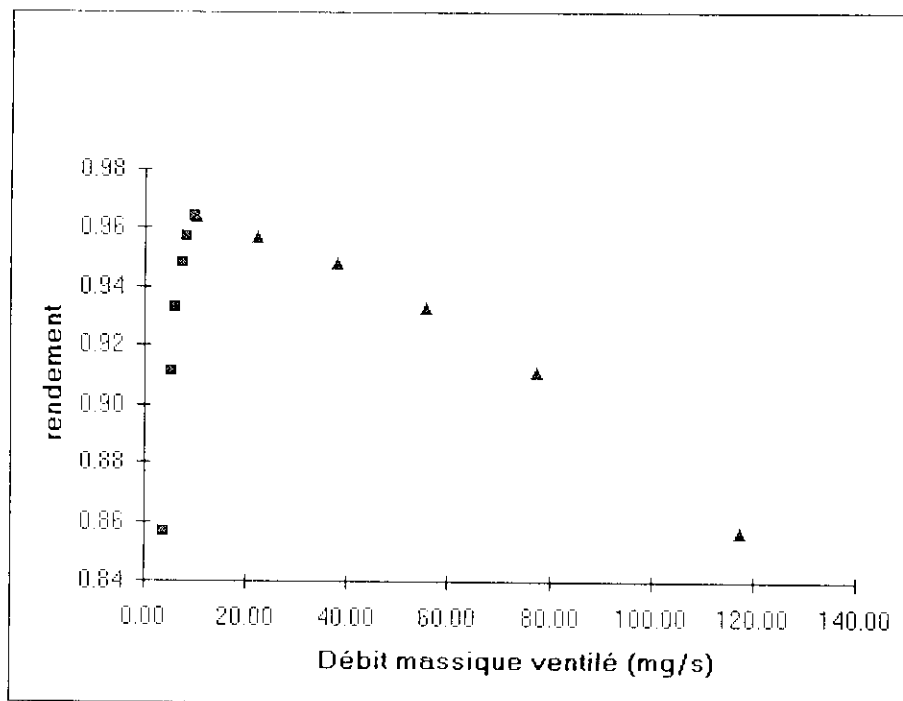


Figure 5.7.13 : Rendement de l'échangeur constitué par le col avec un écran placé à 4 mm de TI 33

Légende : ■ : Débit bey passé ▲ : débit ventilé

## 8. Conclusion.

Après construction de ce prototype de cryostat avec plusieurs modules interchangeables, à savoir:

- Deux écrans à position variable, l'un long et balayant la partie supérieure du col, l'autre court et balayant la partie inférieure de ce dernier.
- Interposition d'un super isolant constitué de 30 couches de Mylar entre l'enveloppe extérieure et le col du cryostat.

Nous avons ensuite procédé aux essais expérimentaux sur ce cryostat. Ceux-ci ont porté sur plusieurs types de configuration, à savoir:

- Configuration à simple col sans super isolant.
- Configuration à simple col avec super isolant.
- Configuration à double col sans super isolant.
- Configuration à double col avec super isolant.
- Configuration simple col avec un écran à position variable.

Les résultats obtenus s'avèrent très satisfaisants et concordants vis à vis des résultats théoriques. Ainsi l'hypothèse d'échange thermique imparfait entre les gaz ventilés et les parois du col est bien vérifiée. Ils montrent bien que le débit des vapeurs ventilées est d'autant plus faible que l'isolation thermique des vases ou réservoirs de stockage est efficace.



Contrairement aux résultats théoriques obtenus dans la littérature citée, la position de l'écran sur le col du cryostat influe sur la température de ce dernier mais n'influe pratiquement pas sur les apports aboutissant au bain cryogénique du cryostat.

Les résultats expérimentaux montrent bien que le col du cryostat n'est vraiment efficace que si les entrées thermiques par rayonnement sont inférieures aux entrées thermiques par conduction à travers le col. Ce n'est que dans ce cas uniquement que le col joue pleinement son rôle d'échangeur de chaleur avec les vapeurs ascendantes issues du bain cryogénique

Concernant les flux radiatifs entre l'enveloppe extérieure et les parois du col, les résultats expérimentaux montrent Khémis et al [42] que les approximations adoptées en particulier par Buhler [10] sont loin de la réalité observée ici, en particulier lorsque le débit ventilé des vapeurs froides dépassent 100 mg/s.

L'écran n'est réellement efficace que s'il est raccordé au col qui est ventilé par les vapeurs froides car sa température concorde avec celle du col. Il remplace avantageusement une super isolation en Mylar faite d'une trentaine d'écrans flottants Khémis et al. [50]. Une comparaison a été faite récemment, Khémis et al. [51] entre les écrans ventilés, les écrans by-passés et les super isolants.

## CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATIONS

### 1- Conclusion générale.

Ce travail de thèse intitulé « Optimisation des réservoirs cryogéniques » est divisé en trois parties:

Dans la première, nous avons effectué une étude théorique sur des échanges thermiques couplés dans les réservoirs cryogéniques ventilés ou non ventilés, en tenant compte du phénomène de rayonnement qui est prédominant à très basse température. Aussi pour réduire de façon sensible les apports radiatifs, il est recommandé d'utiliser des techniques d'écrans rigides refroidis par liaison thermique sur le col ventilé du cryostat. Dans une réalisation pratique, l'optimisation de la disposition des écrans pour un nombre donné, sera fonction essentiellement de la section transversale et de la longueur du col.

Nous avons étudié les déperditions de frigories d'un cryostat dues au col avec plusieurs hypothèses simplificatrices et comparé nos résultats avec ceux de la littérature citée. L'hypothèse du contact thermique parfait entre les vapeurs froides ventilées issues du bain cryogénique et la paroi du col n'est justifiée que pour les faibles débits. Par ailleurs, les cavités nécessaires au bon fonctionnement du cryostat doivent être disposées si possible de façon verticale, afin d'éliminer les pertes par convection naturelle; si non, les cavités horizontales doivent être obturées aux deux extrémités pour réduire les entrées thermiques à des minima acceptables.

Par contre, il a été vérifié, que dans les cryostats à Azote liquide, les flux de chaleur thermoacoustiques peuvent être négligés car le rapport des températures dans les conduites reliant l'atmosphère et le vase est bien inférieur à la valeur critique de dix.

Dans la deuxième partie, nous avons conçu et réalisé un prototype de cryostat avec plusieurs modules interchangeables en utilisant les résultats et les conclusions obtenues dans l'étude théorique. Ce prototype est à plusieurs configurations qui ont permis de réaliser un grand nombre d'essais. La réalisation du cryostat a été obtenue au bout d'une année de travail après une bonne maîtrise des phénomènes physiques mis en évidence et une synthèse complète des résultats théoriques. Les trois principaux objectifs assignés à cette réalisation sont de mettre en valeur:

l'efficacité des échanges thermiques à la paroi du col, le rayonnement effectif à basse température et la vérification de la théorie de Wexler.

Le cryostat a une capacité 2,5 litres avec une cuve en cuivre surmontée d'un col en acier inoxydable. Il est équipé d'écrans interchangeable de dimensions différentes de façon à pouvoir entourer soit la partie du haut, soit la partie du bas. Il es muni de deux chaufferettes électriques de puissance réglable, l'une immergée dans le bain d'Azote liquide et l'autre encollée sur la face inférieure de la cuve. Le conteneur est situé dans une enceinte en acier inoxydable dans laquelle un vide poussé à  $10^{-6}$  mbar est établi, celle-ci étant fermée par le haut avec un couvercle thermalisé à 300 K. Le cryostat est instrumenté avec dix huit à dix neuf thermocouples à résistances en platine reliées à une chaîne de mesure automatique organisée autour d'un micro-ordinateur qui, par l'intermédiaire d'un bus IEEE contrôle un volt mètre. Un programme de mesures à des intervalles de temps spécifiés est réalisé automatiquement une fois que l'équilibre thermique est obtenu ; celui-ci prend un temps variable selon les circonstances.

Dans la troisième partie, nous avons procédé aux essais du prototype de cryostat conçu de façon didactique et construit par l'auteur avec la collaboration de l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay. Ce cryostat est actuellement au LMSI et utilisé par l'Institut Universitaire de Technologie d'Orsay.

Les résultats des essais s'avèrent très satisfaisants et en bonne corrélation avec les prédictions des modèles théoriques proposés, en particulier avec l'hypothèse de l'échange thermique imparfait entre les vapeurs ventilées et les parois du col. Cette hypothèse est une des contributions originales de ce travail. Les autres contributions sont de nature expérimentale.

Une vérification expérimentale importante concerne l'hypothèse du contact thermique parfait entre les vapeurs froides ventilées issues du bain cryogénique et la paroi du col n'est justifiée que pour les faibles débits. Ainsi, nous avons montré que la courbe de Wexler ne peut être mise en évidence que pour les faibles débits ventilés, et par conséquent, qu'un bon cryostat doit être conçu de telle manière que les entrées de chaleur de l'extérieur soient les plus faibles possibles.

L'autre vérification montre que les approximations généralement adoptées en particulier par d'autres pour le calcul du flux radiatif entre l'enveloppe extérieure et les parois du col sont loin de la réalité dans la plus part des situations.

Pour terminer, nous avons aussi montré que les écrans rigides ajustés sur le col du cryostat et ventilés par les vapeurs froides peuvent remplacer efficacement et avantageusement les super isolations constituées d'écrans flottants qui sont assez difficiles à monter ou à manipuler sur les réservoirs de stockage cryogéniques.

## **2- Recommandations.**

La contribution à la conception optimale et à la réalisation d'un cryostat d'Azote liquide faite dans le cadre de ce travail de thèse gagnerait à être étendue, dans le cadre de recherches doctorales, à la conception optimale de cryostats dans laquelle seront pris en compte et simultanément les effets de longueur de col, l'isolation par écrans rigides et la chauffe pour obtenir l'effet Wexler de liquides cryogéniques tels que l'Hydrogène, l'Hélium et le GNL.

## ANNEXE 1

## Méthode rapide pour la détermination du facteur de forme dans les tubes :

## 1-Introduction.

Dans la majorité des cryostats ou conteneurs de stockage de fluides cryogéniques nous avons des cylindres concentriques. Vu les températures très basses utilisées dans ces cryostats, le transfert thermique par rayonnement est un paramètre très important comparativement aux autres modes de transfert ( conduction, convection ) qu'il faut prendre en considération. Dans le calcul du flux radiatif le paramètre le plus difficile à estimer est le facteur de forme, bien que ce dernier soit un facteur purement géométrique. Aussi dans cette annexe nous avons effectué une étude bibliographique et développé un logiciel qui permet le calcul du facteur de forme pour des conteneurs constitués d'éléments cylindriques. Ce logiciel sera utile dans l'étude du rayonnement surtout à basse température, où nous savons qu'il occupe une place assez importante dans les bilans énergétiques.

## 2. Facteur de forme.

Soit un tube de rayon  $r$  et de longueur  $L$  perpendiculaire à un disque de rayon  $R$  donné en figure 1.

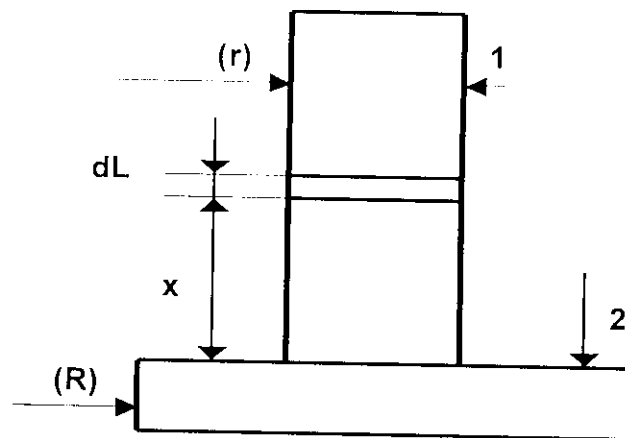


Figure 1

Siegel [38] donne le facteur de forme pour la géométrie de la figure 1.

$$F_{1-2} = \frac{1}{L} \int_0^L F_{d1-2} dx \quad (1)$$

L'expression de  $F_{d1-2}$  est obtenue par Leuenberger [39] soit :

$$2\pi F_{j-2} = \cos^{-1} \frac{X^2 - R^2 + r^2}{X^2 + R^2 - r^2} - \left(\frac{x}{r}\right) \left[ \frac{X^2 + R^2 + r^2}{(X^2 + R^2 + r^2 - 4R^2 r^2)^{1/2}} \cos^{-1} \frac{r(X^2 - R^2 + r^2)}{R(X^2 + R^2 - r^2)} - \cos^{-1} \left(\frac{r}{R}\right) \right] \quad (2)$$

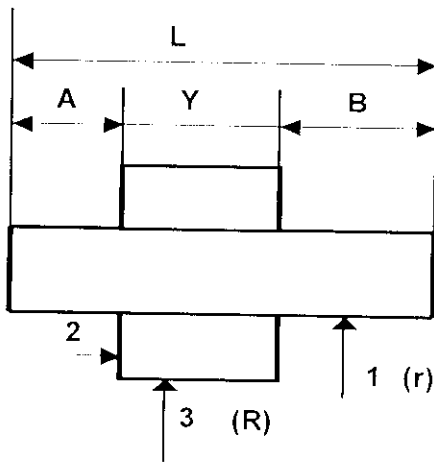
Est en intégrant l'équation 1 on obtient le facteur de forme de la surface 1 (Cylindre) à la surface 2 (disque):

$$2\pi F_{dL-2} = \cos^{-1} \frac{Z_1}{Z_2} - \frac{r}{2L} \left[ \left[ \frac{Z_3^2}{r^4} - 4\left(\frac{R}{r}\right)^2 \right]^{1/2} \cos^{-1} \left(\frac{rZ_1}{RZ_2}\right) + \left(\frac{Z_1}{r^2}\right) \sin^{-1} \left(\frac{r}{R}\right) - \frac{\pi}{2} \left(\frac{Z_2}{r^2}\right) \right] \quad (3)$$

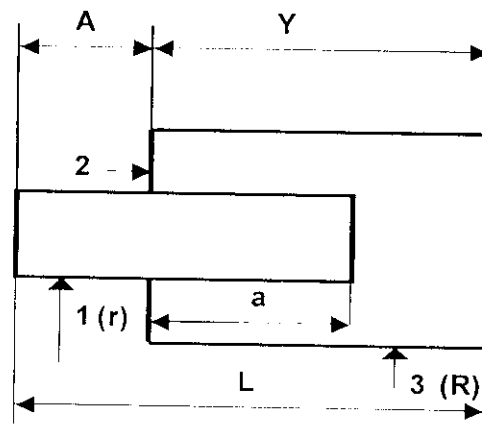
Avec :

$$Z_1 = L^2 - R^2 + r^2 \quad ; \quad Z_2 = L^2 + R^2 - r^2 \quad ; \quad Z_3 = L^2 + R^2 + r^2$$

Soit deux cylindres concentriques de longueur finie, de rayon respectif  $r$  et  $R$  et de configuration différente (I et II) qu'on peut voir sur la figure 2 ci dessous.



Configuration I



Configuration II

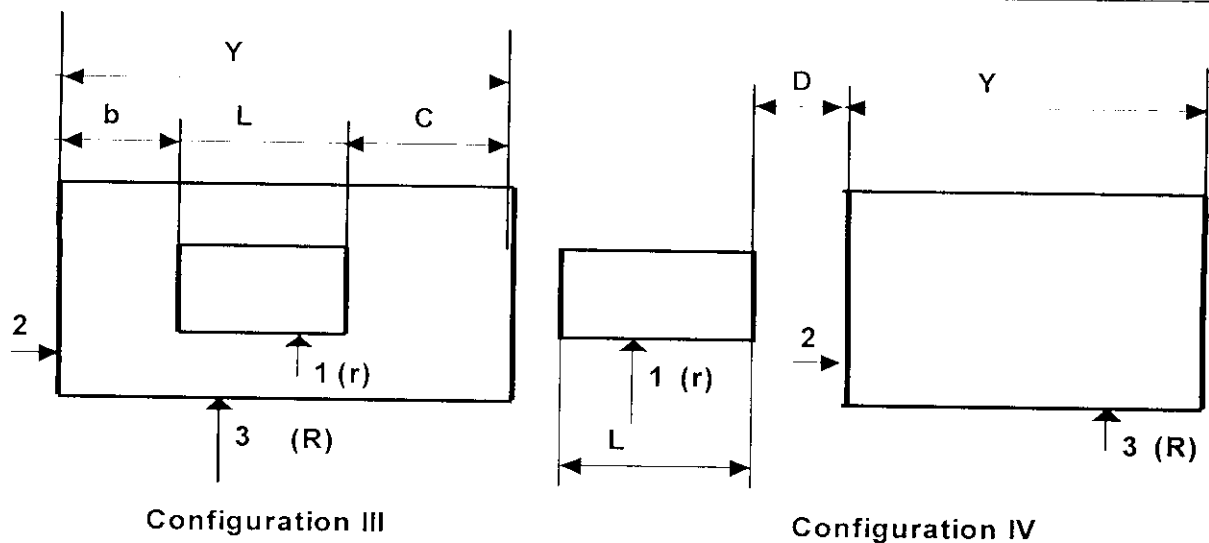


Figure 2: deux cylindres concentriques

Avec :

$L$  = longueur du cylindre intérieure pour tous les cas.

$Y$  = La longueur du cylindre extérieure pour tous les cas.

Le facteur de forme pour différentes configurations (I, II, III, IV) de la figure: 2, est donné par Samuel [40] soit:

Configuration I.

$$L.F_{1-3} = Y + A.F_A + B.F_B - (A + Y).F_{(A+Y)} - (B + Y).F_{(B+Y)} \quad (4)$$

Configuration II.

$$L.F_{1-3} = A.F_A + a.(1 - F_a) + (Y - a).F_{(Y-a)} - (A + Y).F_{(A+Y)} \quad (5)$$

Configuration III.

$$L.F_{1-3} = L + bF_b + c.F_c - (L + b).F_{(L+b)} - (L + c).F_{(L+c)} \quad (6)$$

Configuration IV.

$$L.F_{1-3} = (L + D).F_D + (Y + D).F_{(Y+D)} - D.F_D - (L + D + Y).F_{(L+D+Y)} \quad (7)$$

Les paramètres  $L$ ,  $Y$ ,  $A$ ,  $B$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $D$ ,  $r$  et  $R$  des relations (4) à (7) sont les dimensions des deux cylindres données en figure 2.

## ANNEXE 2.

## LOGICIEL

Dans cette annexe nous donnons un aperçu du logiciel conçu pour le calcul des échanges thermiques dans un cryostat avec ou sans écrans. Ce logiciel est constitué essentiellement par:

Des fichiers de données destinées à changer à chaque instant les dimensions et la configuration du cryostat sans modifier le programme de calcul.

Exemple de fichier de données pour un cryostat avec un écran:

DE = Diamètre du faux col.  
 DC = Diamètre du col intérieur.  
 E1 = Epaisseur du faux col.  
 E2 = Epaisseur du col intérieur.  
 AL = Longueur du col.  
 LB = Hauteur du bain.  
 DS1 = Diamètre du premier écran.  
 DV = Diamètre de l'enveloppe.  
 ES1 = Espace entre le bain et l'écran au fond.  
 ES2 = Espace entre l'écran et l'enveloppe (au fond).

Le programme principal a pour fonction de faire le choix sur:

Le type de cryostat.  
 Le nombre d'écrans.  
 Le mode d'échange thermique entre le gaz évaporé et le col du cryostat.  
 Le fluide cryogénique utilisé.  
 Le choix des paramètres à imprimer:

Choix du cryostat:

Itype = 1 : cryostat sans écrans,  
 Itype = 2 : cryostat avec écrans,

Nombre d'écrans:

ITER = 1 : col isolé avec 1 écran,  
 ITER = 2 : col isolé avec 2 écrans,  
 ITER = 3 : col isolé avec 3 écrans,

Mode d'échange et paramètres à imprimer :

JTR=1 : Contact parfait :  $M_{min} = f(L,S,XR1)$ ,  
 JTR=3 : Contact parfait :  $QC=f(m)$ ,  
 JTR=2 : Contact imparfait:  $QC=f(m)$ ,

Fluides cryogéniques:

SS1 = 1 - Helium.



SS2 = 2 - Azote.

Une fois le choix de tous les paramètres effectué, le programme principal appelle le ou les sous-programmes appropriés. Tous les sous-programmes sont reliés entre eux. Nous avons dans la figure 1 un organigramme qui décrit le logiciel élaboré.

Ce logiciel permet d'effectuer les opérations suivantes:

- 1- Calcul des déperditions thermiques totales du cryostat.
- 2- flux de chaleur par conduction introduit dans le bain par le col.
- 3- flux de chaleur radiatif introduit dans le bain par l'écran.
- 4- Evolution de la température sur le col pour des débits massiques imposés ou à vide.
- 5- Comparaison des résultats obtenus pour plusieurs hypothèses de calcul (échange parfait, échange imparfait).
- 6- Etude du rayonnement etc. ..

Nous avons dans la figure 1 un organigramme qui décrit ce logiciel élaboré.

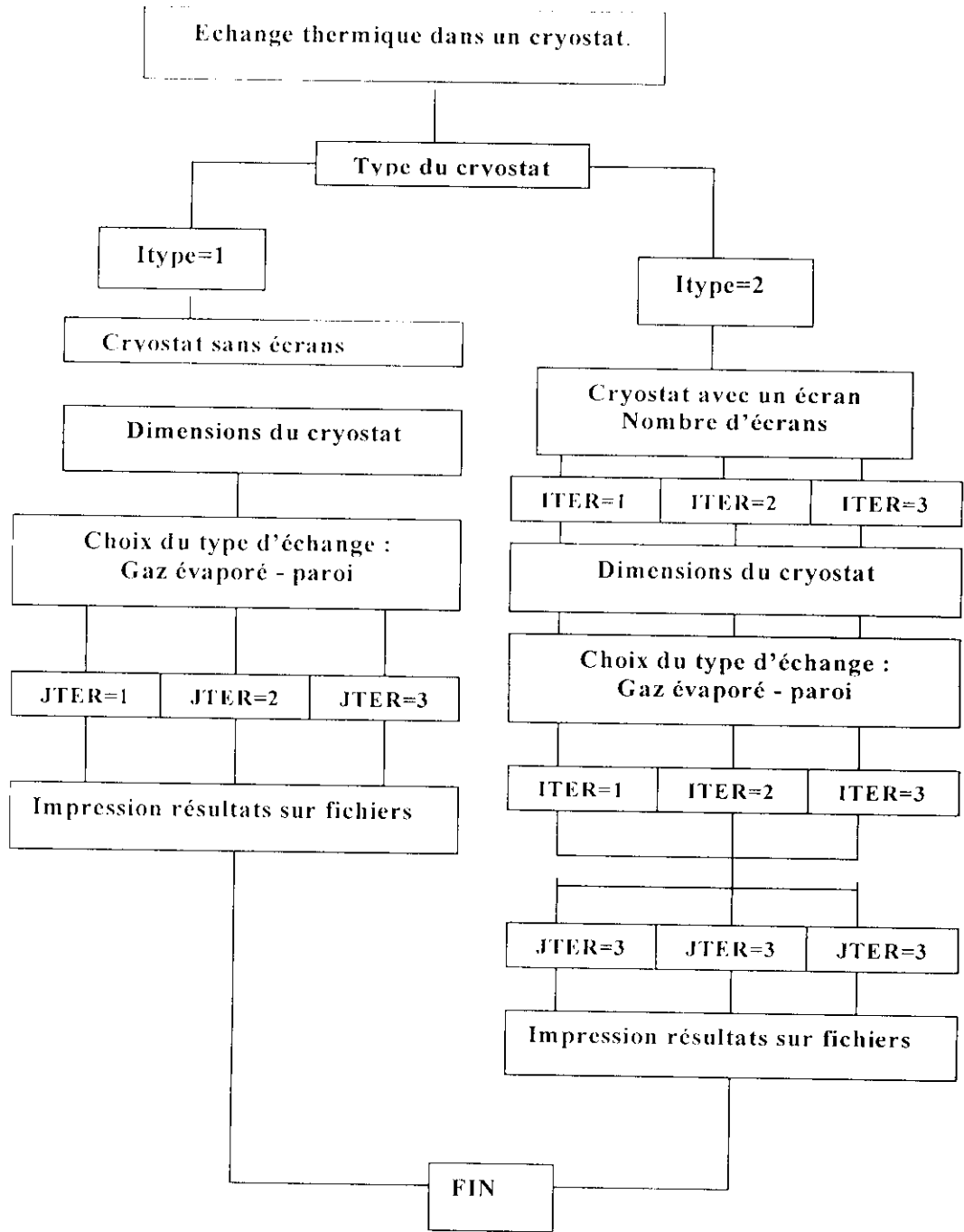


Figure 1 : Organigramme du logiciel élaboré

## ANNEXE 3

Nous avons dans cette annexe le programme d'acquisition dans le langage BASICA.

```

40 REM *** Prog d'acquisition ( Manip du cryostat ) ***
50 REM *****
60 KL$=" ## ###.## ####.## "
70 INPUT "VOULER VOUS ENTRER LES DONNEES 1:OUI 2:NON",G
80 IF (G=1) GOTO 90 ELSE 350
90 PRINT "ENTRER LA CONFIGURATION DU CRYOSTAT"
100 INPUT "NOMBRE DE COLS : 1C ou 2C ?)";NB$
110 INPUT "NATURE DE LA VENTILATION NV ou AV ? ";VES$
120 INPUT "NATURE ISOLANT EC ou SI ";IS$
130 F$="a:"+NB$+VES$+IS$
140 G$=F$+".PRN"
150 PRINT G$
160 LPRINT G$
170 INPUT "DONNER LA TEMPERATURE AMBIANTE (C)",TA
180 INPUT "DONNER LE D2BIT MASSIQUE VENTILE (mg/s)";DEM$
190 INPUT "DONNER LE D2BIT MASSIQUE BY-PASS (mg/s)";DEMB$
200 INPUT "DONNER LA PUISSANCE DE CHAUFFE COUVERCLE (WATTS)";PC$
210 INPUT "DONNER LA PUISSANCE DE LA CHAUFFERETTE Pch (WATTS)";PCH$
220 INPUT "DONNER LA HAUTEUR DU BAIN NIV (mm)";NIV$
230 MT =DEM$+DEMB$
240 PERTES=MT*.1996
250 RSS$=" TA M.V M.B-P M.T Niv PERTES P.c P.ch "
260 PRINT " TA M.V M.B-P M.T Niv PERTES P.c P.ch "
270 LPRINT " TA M.V M.B-P M.T Niv PERTES P.c P.ch "
280 RMS="###.## ###.## ###.## ###.## ### ##.## ##.## ##.##"
290 LPRINT "*****"
300 PRINT USING RMS;TA,DEM$,DEMB$,MT,NIV$,PERTES$,PC$,PCH$
310 LPRINT USING RMS;TA,DEM$,DEMB$,MT,NIV$,PERTES$,PC$,PCH$
320 LPRINT "*****"
330 VS=F$+".trt"
340:00:00
350:00:00
360 DIM R(50),W(50),T(50),KK$(50),TI(50,50),F(50)
370:00:00
380 Z$=CHR$(179)
390 KN=0
400:00:00
410 Z$=CHR$(179)
420 KN=0
430 KK$(0)="TI 11" : KK$(1)="TI 12" : KK$(2)="TI 21"
440 KK$(3)="TI 22" : KK$(4)="TI 31" : KK$(5)="TI 32"
450 KK$(6)="TI 33" : KK$(7)="TI 34" : KK$(8)="TI 303"
460 KK$(9)="TI 302"
470 KK$(10)="TI 41" : KK$(11)="TI 42" : KK$(12)="TI 43"
480 KK$(13)="TI 44" : KK$(14)="TI 51" : KK$(15)="TI 52"
490 KK$(16)="TI 53" : KK$(17)="TI 54" : KK$(18)="TI 45"
500 REM *****
510 REM ***** Ouverture de la liaison IEEE *****

```

```

520 REM *****
530:00:00
540 OPEN "\dev\iceout" FOR OUTPUT AS #1
550 IOCTL#1, "break"
560 PRINT#1, "reset"
570 PRINT #1, "timeout 20"
580 OPEN "\dev\icein" FOR INPUT AS #2
590 PRINT #1, "fill error"
600 REM *****
610 REM Initialisation de la carte IEEE avant chaque acquisition
620 REM *****
630:00:00
640 IOCTL#1, "break"
650 PRINT#1, "reset"
660 PRINT#1, "timeout 30"
670:00:00
680 REM *****
690 REM ***** ACQUISITION *****
700 REM *****
710 L$="\ ## \####.## \#####.## \ \ \"
720 LL$="\ ## \####.## \#####.## \ \ \ ####.## \ \"
730 LC$="flz1ra1n5ls0-9;t3"
740 RD$=SPACE$(150)
750 PRINT#1, "output dev3;" + LC$
760 PRINT#1, "wait"
770 FOR K=1 TO 10
780 PRINT#1, "enter dev3"
790 INPUT#2, RD$
800 W(K-1)=VAL(RD$):W(K-1)=ABS(W(K-1))
810 IF (K-1)=9 THEN 830
820 R(K-1)=W(K-1)*1000!:GOTO 840
830 R(K-1)=W(K-1)*1000/.236
840 T(K-1)=31.01343275351#+2.28862049764#*R(K-1)+.00141606137876#*R(K-1)^2
850 NEXT K
860 RC$="flz1ra1n5ls10-18;t3"
870 PRINT#1, "output dev3;" + RC$
880 PRINT#1, "wait"
890 FOR J=11 TO 19
900 PRINT#1, "enter dev3"
910 INPUT#2, RD$
920 W(J-1)=VAL(RD$):W(J-1)=ABS(W(J-1))
930 IF (J-1)=18 THEN 950
940 R(J-1)=W(J-1)*1000!:GOTO 960
950 R(J-1)=W(J-1)/.00094
960 T(J-1)=31.01343275351#+2.28862049764#*R(J-1)+.00141606137876#*R(J-1)^2
970 NEXT J
980 PRINT "DATE =";DATE$,"HEURE =";TIME$
990 REM *****
1000 :D1$="\ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \"
1010 :D2$="\ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \"
1020 C$="Voie n"
1030 E$="R (ohms)" : F$="T (kelvin)" : RI$="N(Rep.)"

```

```

1040 RZ$="DT/Dt"
1050 PRINT USING D1$;Z$;C$;Z$;E$;Z$;EE$;Z$;RE$;Z$
1060 PRINT "-----"
1070 FOR J=0 TO 18
1080 PRINT USING L$;Z$,J,Z$,R(J),Z$,T(J),Z$,KK$(J),Z$
1090 NEXT J
1100 PRINT "-----"
1110 CLOSE #1;CLOSE #2
1120 REM *****
1130 FOR J=0 TO 18 : TT(KN,J)=T(J) : NEXT J
1140 IF (KN=0) GOTO 1230
1150 INPUT "donner NIV MV MBP ";NIV,MV,MBP
1160 PRINT "D=";DATE$;" Heure=";TIME$;" NIV=";NIV;" MV=";MV;" MBP=";MBP
1170 PRINT "-----"
1180 PRINT USING D2$;Z$;C$;Z$;E$;Z$;EE$;Z$;RE$;Z$;RZ$;Z$
1190 PRINT "-----"
1200 FOR J=0 TO 18
1210 PRINT USING LI$;Z$,J,Z$,R(J),Z$,T(J),Z$,KK$(J),Z$,TT(KN,J)-TT(KN-1,J),Z$
1220 NEXT J
1230 KN=KN+1
1240 INPUT "VOULER VOUS SORTIR 1:OUI 2:NON";R
1250 IF (R=1) GOTO 1290 ELSE GOTO 540
1260 REM *****
1270 REM ***** sauvegarde dans un fichier *****
1280 REM *****
1290 OPEN V$ FOR APPEND AS #3
1300 PRINT #3,DATE$,TIME$
1310 PRINT #3,RSS$
1320 PRINT #3,USING RM$;TA,DEM,DEMBP,MT,NIV,PERTES,PC,PCH
1330 FOR I=1 TO 18
1340 PRINT #3,USING"\      \";KK$(I),
1350 PRINT #3,USING"#####.###^ ^ ^";T(I)
1360 NEXT I
1370 CLOSE #3
1380 END

```

## Nomenclature

$A_i$ : Section transversale de l'élément de surface $i$ .....	$m^2$
$AS$ = Section transversale du col .....	$m^2$
$A_i$ : Aire transversale de l'élément de surface $i$ .....	$m^2$
$A_{i+1}$ : Aire de la surface réceptrice $i+1$ .....	$m^2$
$A_c$ : Section transversale du col .....	$m^2$
$C_{pf}$ : Chaleur spécifique du fluide ventilé .....	J/kg.k
$D_c$ = Diamètre du col .....	m
$D_s$ = Diamètre de l'écran .....	m
$D_v$ = Diamètre de l'enveloppe .....	m
$D_1$ = Espace entre le fond du bain et l'écran .....	m
$D_2$ = Espace entre fond de l'écran et l'enveloppe .....	m
$D_c$ = diamètre du col .....	m
$D_v$ = diamètre de l'enveloppe extérieure .....	m
$E_1$ = Epaisseur du col extérieur .....	m
$E_2$ = Epaisseur du col intérieur .....	m
$C.h$ = Autonomie du cryostat en Azote = $(V/t)$ .....	heures
$XR1$ = Position écran .....	m
$\Delta S_{crée}$ : Création d'entropie .....	W/K
$F_{i,i}$ : Facteur de forme de l'élément de surface $i$ vu par lui même .....	--
$F_{i,j}$ : Facteur de forme de l'élément de surface $j$ vu par l'élément de surface $i$ .....	--
$F(T_i, T_j)$ : Fonction à deux variables .....	--
$G(T_i, T_j)$ : Fonction à deux variables .....	---
$H(T_i, T_j, T_k)$ : Fonction à trois variables .....	---
$H$ : Hauteur du col (0,27m) .....	m
$h$ : Coefficient de transfert thermique par convection .....	$W/m^2K$
$g$ : Accélération de la pesanteur .....	$m/s^2$
$j_0(i\eta)$ : Fonction de Bessel d'ordre zéro .....	----
$j_1(i\eta)$ : Fonction de Bessel d'ordre 1 .....	----
$J_i$ : Radiosité de l'élément de surface $i$ .....	---
$J_j$ : Radiosité de l'élément de surface $j$ .....	---
$L_c$ = hauteur du col .....	m
$L$ : Longueur de la colonne de gaz stratifiée .....	m
$h_{fg}$ : chaleur latente d'évaporation de l'azote .....	W
$L_p$ : Libre parcourt moyen .....	m
$L_{ci}$ : Hauteur de l'élément $i$ du col .....	m
$L_b$ : Hauteur du bain cryogénique .....	m
$M$ : Masse molaire .....	g/mole
$\dot{m}$ : Débit massique du fluide .....	g/s
$\dot{m}_v$ : débit massique ventilé par le col .....	mg/s
$\dot{m}_{BP}$ : débit massique by passé .....	mg/s
$\dot{m}_T$ : débit massique totale .....	mg/s
$P$ : pression en mm de mercure .....	mm Hg
$p$ : Périmètre mouillé .....	m
$\dot{Q}_{res}$ = Puissance reçue par la surface $A_1$ .....	W
$\dot{Q}_0$ = Flux conductif arrivant au bain par le col .....	W
$\dot{Q}_{r_1}$ = Flux net radiatif reçu par l'élément de surface $i$ .....	W
$\dot{Q}_{r_c}$ = Flux radiatif par le couvercle .....	W
$\dot{Q}_{cg}$ = Flux conductif à travers le gaz .....	W

$\dot{Q}_{rg}$ = Flux rayonné par le gaz ventilé.....	W
$\dot{Q}_v$ = Flux convectif entre gaz et paroi du col. ....	W
$\dot{Q}_x$ = Flux conductif de la paroi du col. ....	W
$\dot{Q}_c$ = Flux de chaleur introduit dans le bain par le col .....	W
$\dot{Q}_H$ = Puissance thermique de la résistance chauffante .....	W
$\dot{Q}_T$ = Flux total introduit dans le bain d'Azote.....	W
$\dot{Q}_{c-E}$ : Flux conductif introduit par le contact thermique écran-col.....	W
$\dot{Q}_{r_i}$ : Flux radiatif reçu par l'écran i.....	W
T: Température de la paroi. ....	K
t: Température du gaz. ....	K
$T_i$ : Température de l'élément de surface i. ....	K
$T_{mf}$ : Température moyenne du fluide. ....	K
TR = Température écran .....	K
$\hat{U}1c$ : Conjugué complexe de U1c. ....	---
$\lambda$ : Conductivité thermique .....	W/m.K
$\eta$ : efficacité du col du cryostat .....	---
$\alpha_a$ : Coefficient d'accommodation, en fonction du rapport A1/A2. ....	---
$\Omega$ : Facteur fonction de Cp/Cv, T et M (masse moléculaire). ....	---
$\beta_f$ : Le coefficient de compressibilité. ....	K <sup>-1</sup>
$\Delta T_m$ : Différence entre les deux parois du col et le fluide. ....	K
$\epsilon_i$ : Emissivité de l'élément de surface i. ....	---
$\sigma$ : Constante de Stefan - Boltzmann. ....	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\rho_f$ : La masse volumique. du fluide .....	kg/m <sup>3</sup>
$\mu_f$ : Viscosité dynamique du fluide .....	kg/m.s
$\nu_f$ : Viscosité cinématique. du fluide .....	m <sup>2</sup> /s
$\chi_f$ : La diffusivité thermique du fluide .....	m <sup>2</sup> /s
Pr : nombre de Prandtl ( $\frac{\nu}{\chi} = \frac{\mu C_p}{k}$ ) .....	---
Ra : Le nombre de Rayleigh ( $\frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T^3}{\alpha \cdot \nu}$ ) .....	---
Nu : Le nombre de Nusselt ( $\frac{h \cdot L}{\lambda}$ ) .....	---
Gr : Le nombre de Grashoff ( $\frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T^3}{\nu^2}$ ) .....	---
$\Delta T_m$ : Différence de température entre les deux parois du col et le fluide. ....	K

Indices :

b: Bain.      c: Col, couvercle.      f: Fluide, gaz.      p: Parois.      l: Liquide.

Abréviations :

c.b.p : col by-passé

Pt : Sondes Platine ; BT = Basse tension

P.I.D Proportionnelle intégrale différentielle

P.chauf. = puissance de chauffe.

P.couv. = puissance perdue par le couvercle.

P.vide = pression du vide d'isolation.

LN<sub>2</sub> = Azote liquide.GN<sub>2</sub> = Azote gaz.

## 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. Physic 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 P. Anzelka Numerical modelling in cryostat design: methods and experimental verification, Cryogenics 33, 454-458 (1993)
- 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.I 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. Sydoriak., 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 Nø3 (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. François, 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 Th 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. Mc Gravv - Hill, 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. Francois Measurement of heat transfers in a cryogenic tank with several configurations, *Applied Thermal Engineering journal*, (in press 2004).
-