

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR UNIVERSITY
- ANNABA-
UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR
-ANNABA-



جامعة باجي مختار - عنابة

Faculté des Sciences
Département de Physique
Année : 2016

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de
DOCTORAT EN SCIENCES

Thème :

**Modélisation expérimentale du
comportement thermo-hydraulique de
quelques caloducs assistés par gravité**

Option : Physique des Matériaux

Par

Samah ADJMI

DIRECTEUR DE THESE : Tidjani BOUCHAMI Professeur U.B.M. Annaba

Devant le jury :

Président : Madjid DIAF Professeur U.B.M. Annaba

Examineurs :

Saidi KHIARI Professeur U.C.B.T El Tarf

Djamel OMEIRI Professeur 20 Août 1955-Skikda

Stéphane LAUNAY MCF Aix-Marseille Université, France

Salaheddine AZZOUZ MCA E.S.T.I. Annaba

Remerciements

La partie expérimentale de ma thèse a été menée au sein du laboratoire IUSTI UMR CNRS 6595 à Aix-Marseille université, France ; je remercie infiniment Monsieur Stéphane Launay de m'y avoir accueillie. Merci, Stéphane, pour ta patience et tes idées et remarques toujours très compétentes et justes. Je me souviendrai de ton soutien et du temps que tu m'a toujours consacré.

Je souhaite aussi remercier mon directeur de thèse, Monsieur BOUCHAMI Tidjani, Professeur de Génie des Procédés de l'Université Badji Mokhtar-Annaba pour ses précieux conseils, son aide sans relâche tout au long de ces quatre années de thèse et que grâce à lui ma curiosité scientifique s'est accrue.

J'aimerais aussi exprimer ma reconnaissance à Monsieur DIAF Madjid, Professeur de l'université Badji Mokhtar-Annaba, pour avoir eu l'obligeance de s'intéresser à mon travail et pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider le jury de cette thèse.

Je remercie vivement Monssieur KHIARI Saidi, Professeur à l'université Chadli Bendjedid- EL Tarf ; Monssieur OMEIRI Djamel, Professeur à l'université 20 Août 1955-Skikda ; Monsieur Stéphane LAUNAY, Maitre de Conférences à l'université d'Aix-Marseille-France et Monsieur AZZOUZ Salaheddine, maitre de conférences Classe A à l'université Badji Mokhtar-Annaba pour avoir accepté d'être les membres de jury de cette thèse, aussi pour tout le temps consacré à analyser, à évaluer ce travail de thèse et pour toutes leurs remarques constructives.

Un grand merci va au Président de l'université Badji Mokhtar-Annaba, Professeur Haiahem Ammar pour son encouragement permanent.

Pour finir, je tenais à remercier mille fois ma famille « ma source de soutien et d'encouragement » et tout spécialement : ma mère, ma sœur Anissa et mon frère Choukri.

Samah

A la mémoire du monsieur Derradji Nasreddine,

A la mémoire de mon père « Hamidou »

Résumé

Le caloduc est un super-conducteur de chaleur fonctionnant en cycle fermé selon le principe évaporation-condensation avec retour de liquide soit par gravité, soit par capillarité. Son intérêt provient de la valeur très élevée de la chaleur latente de changement de phase comparée à la chaleur spécifique. La compréhension du comportement thermo-hydraulique mis en jeu dans les caloducs requiert à une étude expérimentale sur les phénomènes régissant les transferts de chaleur et de masse qui s'y produisent. Cette thèse s'intéresse plus particulièrement à la modélisation expérimentale des échanges au sein des deux types de caloduc que sont le thermosiphon et la boucle gravitaire. Cette thèse fournit d'abord, dans le premier chapitre, une étude théorique générale sur les caloducs et des phénomènes physiques intervenant dans leurs fonctionnements et l'effet du taux de remplissage et les limites de fonctionnement sont présentés afin de voir l'influence de quelques paramètres tels que le taux de remplissage et le flux de chaleur sur la performance thermique du caloduc. Des résultats originaux sont mis en évidence concernant l'excès de charge.

MOTS-CLES: caloduc, Transfert thermique, Masse, limite de fonctionnement, taux de remplissage.

Abstract

The heat pipe is a super-heat conductor operating in a closed cycle according to the principle of evaporation and condensation with return liquid either by gravity or by capillary action. His interest stems from the very high value of the latent heat of phase change compared to the specific heat. The comprehension the thermal hydraulic behavior involved in the heat pipes requires an experimental study of the phenomena governing heat and mass transfer occurring there. This thesis focuses on the experimental modeling of trade within the two types of heat pipe that are the thermosyphon and the gravity loop. This thesis provides firstly, in the first chapter, a general theoretical study of the heat pipes and the physical phenomena involved in their operation and effect of the filling rate and the operating limits; hereinafter, the experimental studies were conducted to see the influence of some parameters such as the degree of filling and the flow of heat on the thermal performance of the heat pipe. Original results are highlighted on the excess charge.

Keywords: heat pipe, heat transfer, weight, limitations function, filling ratio.

ملخص

الأنبوب الحراري واصل حراري خارق التي يعمل في حلقة مغلقة وفقا لمبدأ التبخر- التكثيف مع رجوع السائل إما عن طريق الجاذبية أو عن طريق الخاصية الشعرية. فائدته تكمن في القيمة العالية جدا من الحرارة الكامنة لتغيير الطور مقارنة بالحرارة النوعية.

فهم الحالة الهيدرو-حرارية في الأنابيب الحرارة يتطلب دراسة تجريبية للظواهر التي تنظم انتقال الحرارة وكذا الكتلة التي تحدث هناك. وتركز هذه الأطروحة على نماذج تجريبية من التبادل داخل نوعين من الأنابيب الحرارية التي هي الأنبوب الحراري والحلقة الجاذبية.

تقدم هذه الأطروحة أولا ، في الفصل الأول ، دراسة نظرية عامة عن أنابيب الحرارة والظواهر الطبيعية التي تدخل في عملها وتأثير معدل ملء وحدود التشغيل.

فيما بعد، أجريت دراسات تجريبية لمعرفة تأثير بعض العوامل مثل درجة التعبئة وتدفق الحراري على الأداء الحراري لأنابيب الحرارة. و قد تم التوصل لنتائج أصلية حول شحن الزائد.

الكلمات المفتاحية: أنبوب حراري ، تبادل حراري ، وزن، نسبة مائع التشغيل ، درجة التعبئة.

Table des matières

Résumé.....	I
Liste des figures et des tableaux	IV
Nomenclature.....	IX
Introduction générale.....	01

Chapitre 01 : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. Introduction.....	04
1.2. Bref historique.....	05
1.3. Types de caloducs.....	05
1.3.1. Caloducs conventionnels.....	05
1.3.1.1. Thermosiphon.....	05
1.3.1.2. Caloduc à pompage capillaire.....	05
1.3.1.3. Caloduc tournant.....	06
1.3.1.4. Caloduc électro-hydrodynamique.....	06
1.3.1.5. Caloduc électro-osmotique.....	06
1.3.2. Boucles diphasiques.....	07
1.3.2.1. Boucle gravitaire.....	07
1.3.2.2. Boucle à pompage thermo-capillaire.....	07
1.3.3. Caloduc oscillant.....	08
1.3.4. Microcaloducs et diffuseurs thermiques diphasique.....	09
1.3.4.1. Microcaloduc.....	09
1.3.4.2. Diffuseur thermique diphasique.....	10
1.4. Domaines d'utilisation.....	10
1.5. Principe de fonctionnement du caloduc capillaire.....	11
1.6. Principe de fonctionnement du thermosiphon.....	11
1.6.1. Evolution des pressions dans le thermosiphon.....	12
1.6.2. L'écoulement fluide.....	13
1.6.2.1. Phase vapeur.....	13
1.6.2.2. Phase liquide.....	14
1.6.3. Modes de transfert de chaleur dans un caloduc.....	14
1.6.3.1. La conduction.....	14
1.6.3.2. La convection.....	14
1.6.3.3. Le rayonnement.....	15
1.7. Le phénomène d'ébullition.....	15
1.7.1. Mécanismes de l'ébullition.....	15
1.7.2. Crise d'ébullition.....	16
1.7.3. Types d'ébullition.....	16
1.7.3.1. Ebullition en vase.....	16
1.7.3.2. Ebullition convective.....	19
1.8. Phénomène de condensation.....	21
1.8.1. Condensation en gouttes.....	22
1.8.2. Condensation en film.....	22
1.9. Limites de fonctionnement des caloducs.....	24
1.9.1. Limite visqueuse.....	25

TABLE DES MATIERES

1.9.2. Limite sonique.....	25
1.9.3. Limite d'entraînement.....	25
1.9.4. Limite capillaire.....	25
1.9.5. Limite d'ébullition.....	26
1.9.6. Limite d'assèchement.....	26
1.10. Fluides de travail.....	27
1.11. Remplissage du fluide de travail.....	28
1.12. Paramètres influençant le fonctionnement d'un caloduc.....	30
1.13. Procédures de fabrication du caloduc.....	31
1.14. Conclusion.....	32
1.15. Références bibliographiques.....	33

Chapitre 02 : ETUDE EXPERIMENTALE DE LA PERFORMANCE THERMIQUE D'UN THERMOSIPHON TUBE

2.1. Introduction	38
2.2. Instrumentations.....	43
2.3. Procédure du remplissage du caloduc assisté par gravité	45
2.4. Taux de remplissage.....	46
2.5. Résultats et discussions	48
2.5.1. Etude du thermosiphon vide	48
2.5.2. Démarrage du fonctionnement du thermosiphon.....	49
2.5.3. Influence de la puissance d'entrée	53
2.5.4. Effet de la nature du fluide de travail	53
2.5.5. Effet des gaz incondensables.....	55
2.5.6. Variation de la pression et la température de l'évaporateur	56
2.5.7. Etude de la variation des résistances thermique dans le thermosiphon.....	58
2.5.8. Variation de la conductivité thermique	62
2.5.9. Etude de la variation du coefficient de transfert de chaleur.....	63
2.5.10. Effet d'inclinaison du thermosiphon	64
2.6. Limites de fonctionnement	64
2.6.1. Limite d'assèchement	64
2.6.2. Limite d'entraînement	65
2.7. Conclusion	65
2.8. Références bibliographiques	67

Chapitre 03 : ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA CHARGE SUR LE FONCTIONNEMENT ET LES PERFORMANCES D'UNE BOUCLE DE TYPE THERMOSIPHON DIPHASIQUE

3.1. Introduction	72
3.2. Description de la boucle thermosiphon	78
3.2.1. Montage expérimental et instrumentations	78
3.2.2. Protocole expérimental	81
3.3. Présentation des observables	81
3.4. Résultats et interprétations.....	82

TABLE DES MATIERES

3.4.1. Fonctionnement de la boucle	82
3.4.2. Influence de la nature du fluide caloporteur.....	84
3.4.3. Etude d'influence de la charge de l'éthanol.....	94
3.4.4. Influence de la singularité cyclonique	97
3.4.5. Influence du réservoir cyclonique	99
3.5. Limites de fonctionnement.....	101
3.5.1.Limite d'assèchement.....	101
3.5.2.Limite d'engorgement.....	101
3.6. Conclusion.....	101
3.7. Références bibliographiques.....	103
Conclusions et perspectives.....	106
Annexe A : expérience de Nukiyama.....	109
Annexe B : Les principales caractéristiques des matériaux composant l'évaporateur.....	113
B.1. Téflon.....	114
B.2. PEER.....	114
B.3. POM.....	114
Annexe C : Propriétés thermo-physiques des fluides de travail utilisés.....	115
Annexe D : Fiches techniques de quelques instruments utilisés dans les expériences.....	118
Annexe E : Courbes d'étalonnage des capteurs.....	123
E.1. Courbe d'étalonnage du débitmètre.....	124
E.2. Courbe d'étalonnage des thermocouples.....	124
E.3. Courbe d'étalonnage de capteur de pression.....	126

Liste des figures

1-1 Schéma descriptif d'un caloduc.....	04
1-2 a. caloduc capillaire, b. Thermosiphon [1].....	06
1-3 Caloduc tournant [06]	06
1-4 Boucle gravitaire.....	07
1-5 Boucle à pompage capillaire a. LHP, b. CPL.....	08
1-6 Caloduc oscillant [7]	09
1-7 a. Microcaloduc [29], b. coupe microscopique [10].	09
1-8 Diffuseur thermique diphasique [29]	10
1-9 Profils d'écoulement du fluide.....	12
1-3 Principe de fonctionnement du thermosiphon.....	13
1-4 Evolution des pressions dans un thermosiphon [9]	13
1-5 Allure des composantes de la pression vapeur [9].....	13
1-6 Les régimes d'ébullition en vase : a. $q/A=f(\Delta T)$ [25], b. Schéma descriptif [28].....	17
1-14 Ebullition convective : a. Flux à co-courant, b. Images réelles sur l'ébullition convective [41], c. Régimes d'ébullition convectives [9]	20
1-15 Condensation en film a-Evolution du film, b- Profil de vitesse, c- Profil de température [28].....	24
1-16 Limites de fonctionnement pour un caloduc [16].....	24
1-17 Facteur de Mérite Fm_1 pour quelques fluides [22]	28
1-7 Flux d'écoulement dans un thermosiphon à différents taux de remplissage [32].....	29
1-19 Réseaux capillaire, a. Mèches tissées, b. rainures rectangulaire, c. Poudre métallique frittée	31
2-8 Schéma descriptif du montage expérimental.....	43
2-9 Equipements expérimentales.....	44
2-10 Capteurs utilisés a) Manomètre ; b) Débitmètre.....	45

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

2-11 Taux de remplissages pour l'eau et le FC-72.....	46
2-5 Variation de la résistance thermique globale ainsi que celle de l'évaporateur en fonction de la puissance.....	48
2-6 Circulation d'air par circulation naturelle	49
2-7 Démarrage du fonctionnement eau, V=80ml, Q=100W.....	51
2-8 Démarrage du fonctionnement eau, V=80ml, Q=150W.....	51
2-9 Démarrage du fonctionnement eau, V=25ml, Q=100W.....	52
2-10 Démarrage du fonctionnement FC-72, V=80ml, Q=100W.....	52
2-11 Profils de la température le long du thermosiphon à différentes puissances pour l'eau.....	53
2-122 Variation de la pression en fonction de la puissance pour l'eau et le FC-72 pour une charge de 200ml.....	54
2-13 Variation de la conductivité thermique en fonction de la puissance « EAU ».....	55
2-144 Variation de la résistance globale en fonction de la puissance.....	56
2-15 Variation de la pression en fonction de la puissance à différents taux de remplissage.....	57
2-156 Evolution de la température de l'évaporateur en fonction de la puissance à différents taux de remplissage.....	58
2-167 Différentes résistances dans le thermosiphon.....	59
2-178 Variation des résistances thermique pour l'eau.....	59
2-19 Variation des résistances thermique pour le FC-72.....	60
2-20 Variation des résistances thermiques en fonction de la charge et la puissance, EAU....	61
2-21 Variation des résistances thermiques en fonction de la charge et la puissance, FC-72	62
2-22 Variation de la conductivité thermique du cuivre en fonction de la puissance.....	62
2-23 Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la puissance à différentes charges.....	63
2-24 Variation de la conductivité thermique en fonction de l'inclinaison du thermosiphon avec l'eau, Q=100W et V=200ml.....	64

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

2-25 Allure de l'évolution temporelle de la température de la paroi dans le cas d'une limite d'assèchement.....	65
3-1 Schémas descriptif de quelques boucles à thermosiphon diphasique.....	76
3-2 Montage expérimental.	78
3-3 Montage expérimental du thermosiphon à boucle.....	79
3-4 Design de l'évaporateur	81
3-5 Variation temporelle des températures et la pression, V=80ml, Q=100W, éthanol.....	83
3-6 Signal temporel des différents paramètres, V=60ml, Q=90W, éthanol.....	86
3-7 Signal temporel des différents paramètres, V=80ml, Q=90W, éthanol.....	87
3-8 Signal temporel des différents paramètres, V=80ml, Q=150W, éthanol.....	88
3-9 Signal temporel des différents paramètres, V=80ml, Q=70W, eau.....	89
3-10 Signal temporel des différents paramètres, V=80ml, Q=130W, eau.....	90
3-11 Profils de température le long de la boucle V=60ml, éthanol.....	91
3-182 Profils de la température en fonction de la longueur de la boucle, V=60ml, éthanol	92
3-192 Profils de la température en fonction de la longueur de la boucle, V=80ml, éthanol..	93
3-20 Profils de la température le long de la boucle, V=80ml, eau.....	93
3-21 Variation de la chaleur récupérée en fonction de la puissance, éthanol.....	94
3-22 Variation des résistances thermique en fonction de la puissance.....	96
3-23 Evolution du débit du liquide dans la ligne liquide en fonction du flux de chaleur imposé pour l'éthanol.....	97
3-24 Variation des résistances thermiques avec et sans singularité.....	98
3-25 Variation des résistances thermiques avec et sans le réservoir.....	100
A-26 Expérience de Nukiyama.....	110
A-27 Allure générale de la courbe de Nukiyama.....	111
A-28 Courbe de Nukiyama.....	112
E-29 Courbe d'étalonnage du débitmètre.....	124

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

E-30 Courbes d'étalonnage des thermocouples.....	125
E-31 Courbe d'étalonnage du détecteur de pression.....	125

Liste des tableaux

1-1 Les domaines d'utilisation des caloducs selon le type.....	10
1-2 Limites pour un caloduc et thermosiphon.....	26
1-3 Compatibilité fluide-enveloppe pour les caloducs [26]	30
2-4 Variation de la résistance thermique d'après les graphes de [14]	39
2-5 Résultats expérimentaux de quelques travaux cités dans la littérature	41
2-6 Dimensions du thermosiphon.....	43
2-7 Emplacement des thermocouples dans le thermosiphon.....	44
2-8 Dimensions des zones de la boucle du thermosiphon.....	46
2-6 Différents taux de remplissage étudiés pour les deux fluides de travail.....	47
2-7 Conditions de travail variables.....	47
2-8 Variation du temps de démarrage	50
2-9 Les résistances thermiques.....	58
3-9 Variation des résistances thermique en fonction de la température de l'eau de refroidissement.....	73
3-2 Conditions expérimentales de quelques boucles de types thermosiphon	77
3-3 Dimensions des sections de la boucle du thermosiphon.....	79
3-4 Les différents capteurs utilisés dans le montage expérimental.....	80
3-5 Emplacement des thermocouples le long de la boucle.....	81
3-6 Propriétés des fluides de travail utilisés.....	84
3-7 Conditions de travail utilisées.....	85
3-9 Comparaison des flux critique selon Zuber et expérimentalement.....	101
E-10 Courbe d'étalonnage du débitmètre.....	124

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

E-11 Courbe d'étalonnage des thermocouples..... 124

Nomenclature :

ΔP	Pression différentielle	Pa
Bo	Nombre de Bond	-
C_l	Chaleur spécifique du liquide saturé	J/Kg.K
Co	Nombre de Confinement	-
Cp	Capacité calorifique	J/Kg.K
C_{sf}	Constante relative à la surface/fluide	-
D	Diamètre	m
g	Accélérateur de la pesanteur	m/s²
Gr	Nombre de Grashof	-
h_{fg}	Enthalpie de vaporisation/condensation	J/Kg
L	Longueur	m
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
M'	Facteur de Merite	W/m²
P	Pression	Bar
Pr	Nombre de prandtl	-
Ja	Nombre de Jacob	-
q ou ϕ	Densité de flux de chaleur	W/m²
r	Résistance électrique de la plaque chauffante	Ω
Re	Nombre de Reynolds	-
V	Tension électrique	V
Q	Flux de chaleur	W
T	Température	°C
h	Coefficient de transfert de chaleur	W/m².K
R	Résistance thermique	K/W
u	Vitesse	m/s
A	Surface	m²

Notation grecque :

μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m²/s
β	Coefficient d'expansion volumique	K⁻¹
ρ	Masse volumique	Kg/m³
σ	Tension superficielle	N/m
λ	Conductivité thermique	W/m.K
τ	Taux de remplissage	%

Indice :

c	Condenseur	liq	Liquide
e	Evaporateur	s ou r	Surface
e, cond	Entrée condenseur	s, cond	Sortie condenseur
e, évap	Entrée évaporateur	s, évap	Sortie évaporateur
g	Global	sat	Saturation
in	Entrant/interne	v	Vapeur
ex	Externe	out	Sortant

Introduction générale

Introduction générale

Le refroidissement, par une extraction efficace de la chaleur dissipée au sein des différents systèmes qui nous entourent, représente un enjeu primordial pour assurer un contrôle thermique de qualité de ces systèmes. Une des solutions technologiques les plus séduisantes consiste à profiter de la capacité du changement de phase liquide/vapeur à gérer les flux de chaleur important. L'utilisation de systèmes diphasiques en général, et de caloducs en particulier, est maintenant courante pour transférer efficacement de grandes quantités de chaleur entre une source chaude et une source froide.

Le développement de l'électronique, par exemple, impose avec le temps une miniaturisation des systèmes à refroidir toujours plus exigeante, tandis que les puissances thermiques à dissiper augmentent. Il s'ensuit une augmentation extrêmement rapide des densités de flux à transférer, qui atteignent aujourd'hui des valeurs qui ne sont plus compatibles avec la technologie des caloducs conventionnels. De plus, leurs performances en matière d'homogénéisation des champs de température sont parfois trop faibles vis-à-vis des contraintes industrielles C'est pour répondre à ces nouveaux enjeux que sont apparus de nouveaux concepts de systèmes de refroidissement diphasiques, comme les boucles diphasiques à pompage capillaire ou les boucles diphasiques gravitaires. Ces boucles se distinguent des caloducs par le fait que la vapeur et le liquide circulent dans des canalisations distinctes et non pas ensemble (cas du liquide en équilibre avec la vapeur). Leurs technologies sont actuellement à un stade de développement, notamment dans le domaine spatial. Dans le même temps, les micro-caloducs et diffuseurs thermiques diphasiques ont connu un véritable essor y compris à l'échelle industrielle, tandis que les caloducs oscillants ont été l'objet de recherches académiques. L'utilisation des thermosiphons est très développée et une importante littérature

Le but d'utiliser les caloducs et les thermosiphons est de transférer de la chaleur entre deux sources, le principe de fonctionnement repose sur la circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur en état de saturation liquide/vapeur. La chaleur est prélevée à une source chaude par évaporation du liquide et restituée à une source froide par condensation de la vapeur.

Dans le premier chapitre une étude bibliographique que nous introduisons sur les caloducs, nous allons commencer par leurs principes de fonctionnement, les types des caloducs seront classés. Ensuite, deux phénomènes de transferts de chaleur par ébullition et par condensation seront abordés en détail, l'objectif à travers cette partie est mieux comprendre le comportement thermique. Puis quelques exemples d'application seront illustrés. La dernière partie de ce premier chapitre, nous introduisons l'ensemble des limites de fonctionnement d'un caloduc.

Dans le second chapitre, une étude expérimentale est faite sur un thermosiphon tube où le montage expérimental sera décrit ainsi que les différents dimensionnements, deux fluides de travail ont utilisés à différentes taux de remplissage. Le but de cette étude est d'étudier le comportement thermique d'un thermosiphon en faisant varier fortement le taux de remplissage.

Le troisième chapitre est dédié à l'étude expérimentale d'un autre type du caloduc qui est une boucle de type thermosiphon. Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés et analysés avec deux fluides de travail et deux différents taux de remplissage.

Le travail mené dans cette thèse contribue à une compréhension du fonctionnement et les performances thermique, au sein de deux caloducs spécifiques que sont le thermosiphon tube et le thermosiphon à boucle

Enfin, une conclusion générale présente une synthèse des résultats obtenus avec les deux types du caloduc étudiés expérimentalement.

Chapitre 1 :

Etat de l'art sur les caloducs

1.1. INTRODUCTION

Un caloduc est un échangeur de chaleur constitué, généralement, d'un condenseur, un évaporateur et une zone adiabatique ; Un condenseur est un échangeur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud, qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide. Inversement, un évaporateur utilise le fluide chaud pour faire passer le fluide initialement froid de l'état liquide à l'état de vapeur et la zone adiabatique c'est un chemin isolé dans lequel aucun transfert thermique n'intervient entre le fluide et le milieu extérieur.

Le caloduc a donc pour fonction de transporter de la chaleur depuis une source chaude vers une source froide. La source chaude est en contact avec l'évaporateur du caloduc et la source froide en contact avec le condenseur. Le liquide s'évapore à l'évaporateur et la vapeur vient se condenser au condenseur. Tandis que la vapeur se déplace sous la différence de pression régnant à l'évaporateur et au condenseur, le condensat retourne vers l'évaporateur sous l'effet de forces imposées par le système (figure 1-1). Il s'agit le plus souvent des forces de capillarité développées dans un milieu spécifique (rainures ou poreux) qui tapisse la paroi intérieure du caloduc (**caloduc capillaire**) ou des forces de gravité (**thermosiphon diphasique**).

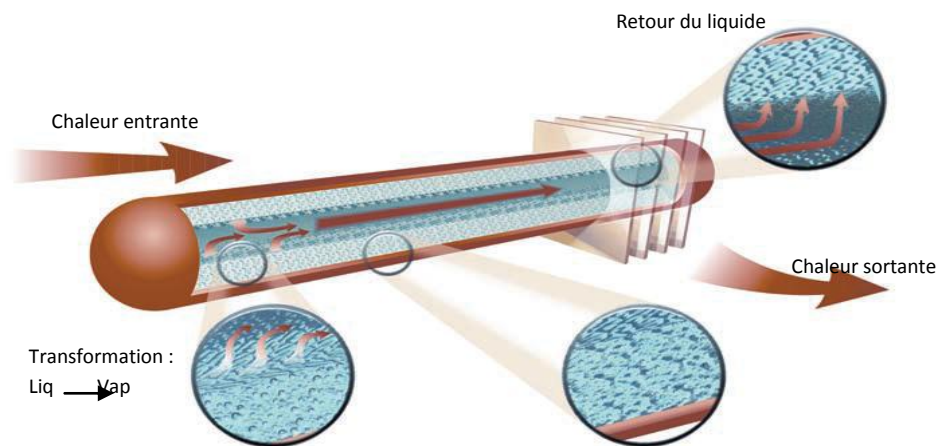


Figure 1-1 : Schéma descriptif d'un caloduc

Ce chapitre présente les types des caloducs les plus connus, les principes de fonctionnement des caloducs et les thermosiphons, l'influence du fluide de travail et son remplissage au sein du caloduc seront présentés, les thermosiphons et les boucles gravitaires seront étudiés et qui constituent les chapitres 2 et 3 successivement. Enfin, nous détaillerons les différentes limites de fonctionnement à savoir sonique, visqueuse, ébullition, entrainement, capillaire, et assèchement.

1.2. BREF HISTORIQUE

Le principe du caloduc a été découvert dans les années 1930, mais aucun usage industriel n'avait été trouvé. En 1963, au laboratoire de Los Alamos, grâce aux travaux du physicien George Grover [18], une application de ce principe fut mise au point : le premier caloduc. Celui-ci était composé d'un tube de 19 mm de diamètre et de 900 mm de longueur, et de sodium pour le fluide caloporteur. Il fonctionna à une température d'environ 827°C avec une puissance de chauffe de 1 kW [19].

1.3. TYPES DE CALODUC

Les caloducs capillaires et les thermosiphons diphasiques sont deux familles des caloducs les plus connus, Depuis une quinzaine d'années, de nouveaux types de caloducs ont connu d'importants développements : il s'agit des **boucles diphasiques**, des **caloducs oscillants** et des **microcaloducs**. Ici quatre groupes de caloduc sont classés :

1.3.1. Caloducs conventionnels

Les caloducs conventionnels [1] ont, en général, une forme cylindrique ou plate. Il s'agit d'un tube étanche dans le quel la vapeur et le liquide s'écoule à contre-courant où la vapeur occupe, généralement, la majorité du volume total alors que la liquide circule du condenseur vers l'évaporateur de différents modes.

1.3.1.1. *Thermosiphon*

Dans les thermosiphons (figure 1-2.b), l'évaporateur est placé à une hauteur inférieure au condenseur et le liquide revient à l'évaporateur par gravité.

1.3.1.2. *Caloduc à pompage capillaire*

Dans ce type de caloduc (figure 1-2.a), le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur est assuré par capillarité à l'aide des rainures ou bien un milieu poreux, qui crée un gradient de pression et pousse le fluide à déplacer.

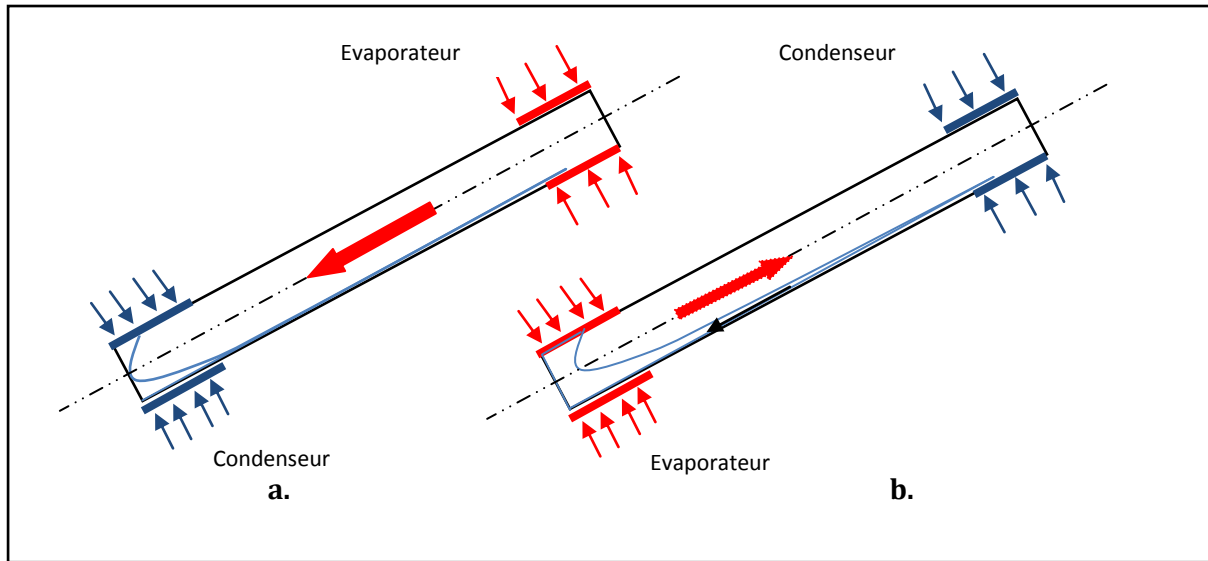


Figure 1-2: a. caloduc capillaire, b. Thermosiphon [1]

1.3.1.3. Caloduc tournant (rotatoire)

Dans les caloducs tournants (figure 1-3), le liquide revient du condenseur vers l'évaporateur par **la force centrifuge** grâce à une légère conicité de l'enceinte.

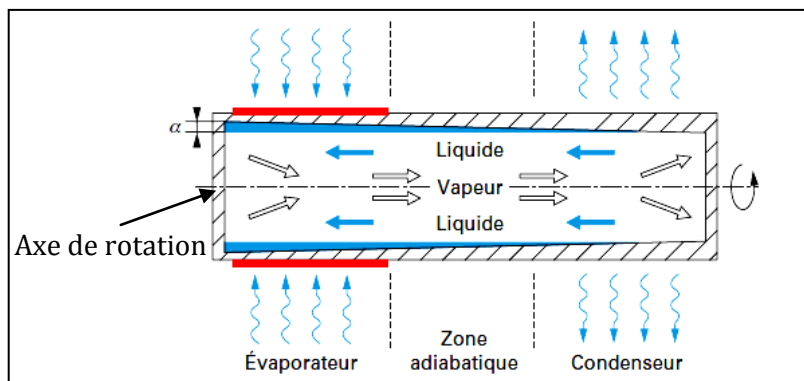


Figure 1-3: Caloduc tournant [6]

1.3.1.4. Caloduc électro-hydrodynamique

Le fonctionnement de ce type de caloduc est basé sur le phénomène électro-hydrodynamique qui repose sur la convection électrique.

1.3.1.5. Caloduc électro-osmotique

C'est un nouveau développement dans la technologie des caloducs, ce genre caloduc est basé sur le phénomène d'osmose (Lorsqu'on applique un champ électrique tangentiel dans la double couche électrique, il crée une force de Coulomb qui agit sur les charges libres et engendre par conséquent le mouvement de ces charges. Via les liaisons visqueuses entre les charges et les molécules du liquide, ce dernier se met par conséquent en mouvement [45]).

1.3.2. Boucles diphasiques

Dans les boucles diphasiques, Le principe de fonctionnement est le même que celui des caloducs, mais les chemins de la vapeur et du liquide sont découplés (figures 1-4 et 1-5) c'est à dire le liquide s'écoule dans une canalisation et la vapeur circule séparément dans une autre canalisation ce qui permet de limiter les frottements entre ces deux phases. On peut citer deux différentes boucles :

1.3.2.1. Boucle gravitaire

Ce type de caloduc, appelé aussi boucle thermosiphon, est constitué d'un évaporateur situé sous le condenseur. Le condensat circulant dans la ligne liquide revient à l'évaporateur par gravité (figure 1-4).

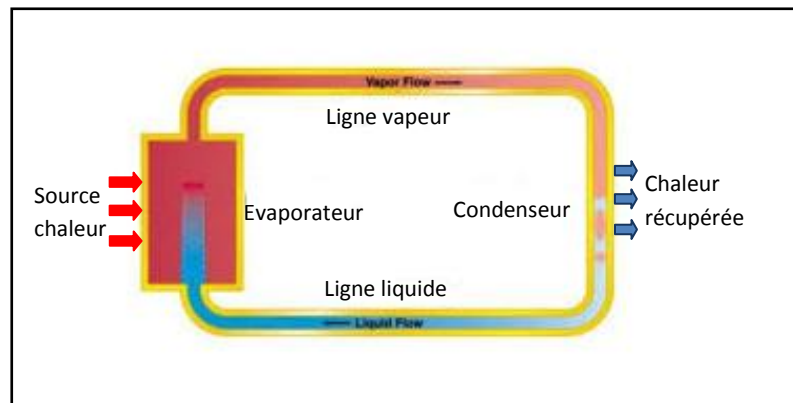


Figure 1-4: Boucle gravitaire.

1.3.2.2. Boucle à pompe thermo-capillaire

Dans ce genre de boucle (figures 1-5.a et b), au niveau de l'évaporateur, un élément poreux joue le rôle de moteur en créant le pompage capillaire. Le liquide s'évapore grâce à l'absorption d'un flux de chaleur à l'évaporateur. La vapeur se dirige vers le condenseur à travers la ligne vapeur ou elle condense. Le condensat revient au niveau de l'évaporateur par la ligne liquide. Le réservoir de contrôle permet d'absorber les fluctuations et l'expansion du fluide qu'il peut y avoir pendant le fonctionnement de la boucle autrement dit un milieu poreux situé au niveau de l'évaporateur permet de générer un saut de pression capillaire qui compense les pertes de charge dans le reste de système et selon la position du réservoir, on distingue :

- Les boucles à pompage capillaire « Capillary Pumped Loop » sous l'acronyme « CPL »,
- Caloduc à boucle « Loop Heat Pipe » sous l'acronyme « LHP ».

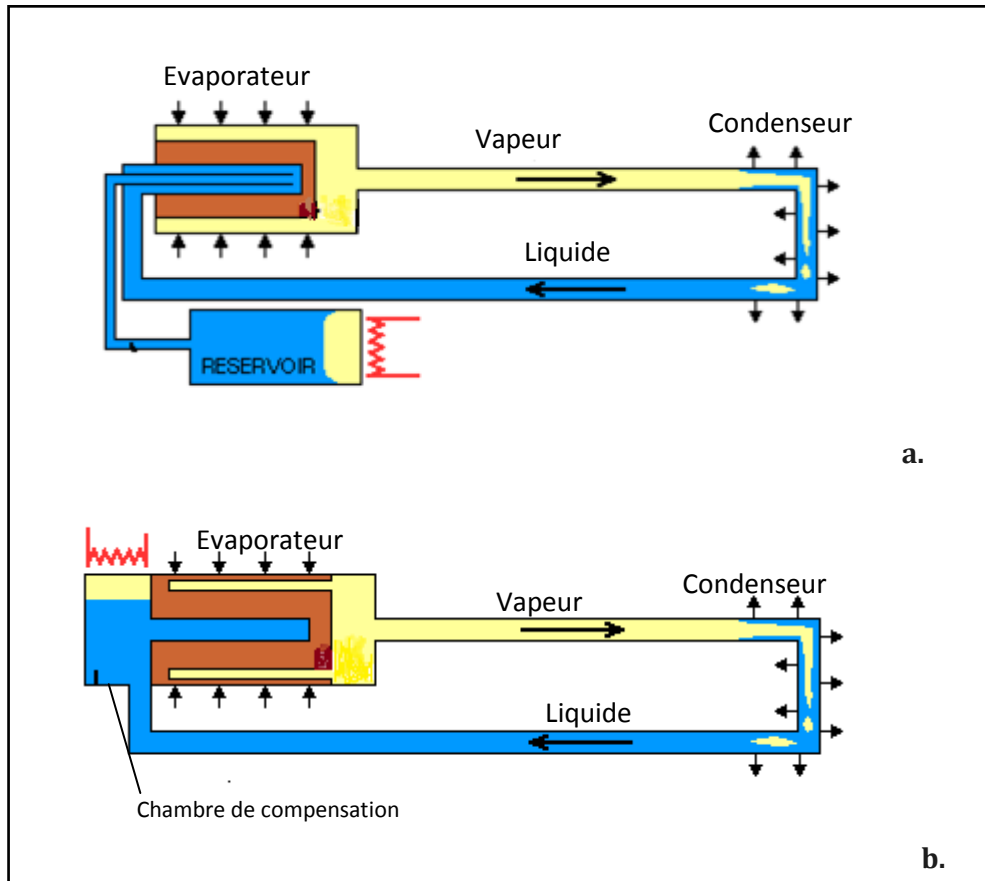


Figure 1-5: Boucle à pompage capillaire: a. LHP, b. CPL

1.3.3. Caloduc oscillant [1,8]

En 1990, le japonais Akachi a inventé et développé, pour palier au problème d'apparition des bouchons dans les tubes à faible diamètre, un nouveau dispositif de transfert de chaleur diphasique qui est le caloduc oscillant (« Pulsating Heat Pipe » et designer PHP) [35]. Donc un caloduc oscillant est constitué d'un simple tube formé en serpentin entre deux sources ; la première est chaude ainsi que la deuxième est froide (figure 1-6) et rempli partiellement d'un fluide caloporteur, ici le liquide se répartit en bouchons et la vapeur en poches le long du tube. Le gradient de température résultant génère des fluctuations de pression. Ces variations de pression sont associées aux caractéristiques du phénomène de changement de phase à savoir la génération et la croissance de bulles de vapeur à l'évaporateur et implosion de celles-ci au condenseur. L'apparition et la disparition des bulles de vapeur agissent comme un système de pompage qui permet de transporter les bouchons de liquide piégés entre les poches de vapeur grâce à un mouvement oscillatoire et la condition d'un écoulement bouchon est que le diamètre du tube vérifie [26]:

$$d_{max} < 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g\rho_1}} \quad (1.1)$$

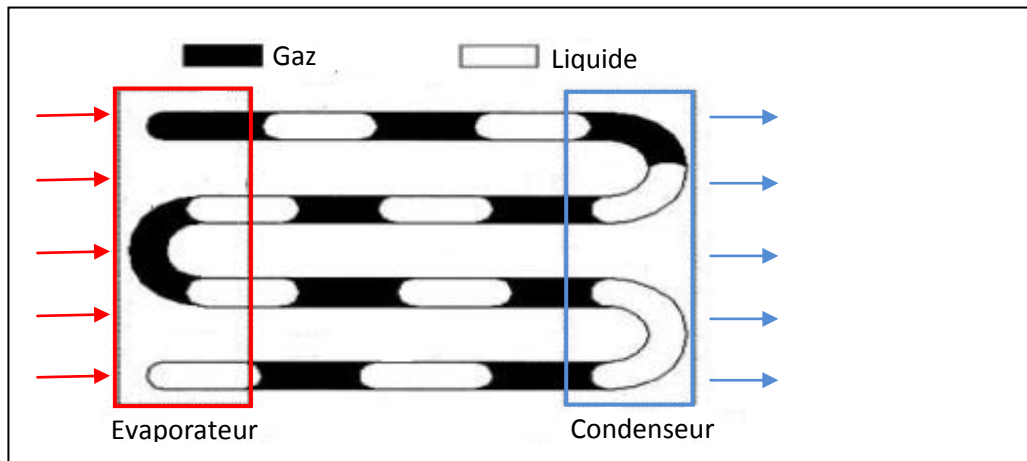


Figure 1-6: Caloduc oscillant [7]

1.3.4. Microcaloducs et diffuseurs thermiques diphasique

Les microcaloducs et les diffuseurs thermiques diphasiques sont des caloducs de petites tailles. Les premières études sur ces systèmes datent du début des années 1990. Elles ont été motivées par la nécessité de remplacer les systèmes de refroidissement traditionnels inadaptés au refroidissement de composants électroniques en constante miniaturisation. Dans la littérature, deux types de ce groupe de caloduc ont été distingués selon les matériaux utilisés pour leur fabrication : d'une part, les systèmes métalliques, fabriqués en cuivre, en aluminium ou en laiton, et d'autre part les systèmes en silicium [27].

1.3.4.1. Microcaloduc

Comme un caloduc, un microcaloduc est constitué d'un tube fermé, rempli par un fluide caloporteur à l'état d'équilibre liquide-vapeur dans les conditions de fonctionnement. Il est constitué avec un canal non circulaire (Figure 1-7.a) de 10- 500 μm de diamètre équivalent et de 10 - 20 mm de longueur [29]. Le retour du liquide à l'évaporateur s'effectue dans les zones formées par les angles aigus qui constituent des artères (Figure 1-7.b). Le flux maximal transporté par les microcaloducs est de l'ordre de 1-5 W/cm^2 [27]. Il est possible d'utiliser un réseau de microcaloducs en parallèle, pour refroidir des surfaces assez larges;

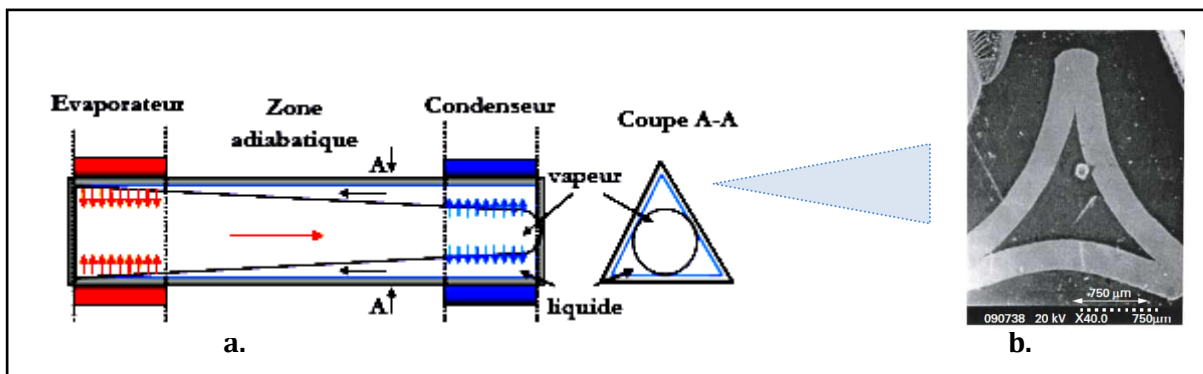


Figure 1-7: a. Microcaloduc [29], b. coupe microscopique [10].

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

1.3.4.2. Diffuseur thermique diphasique

L'écoulement du liquide et de la vapeur est unidirectionnel dans les microcaloducs; le transfert de chaleur en leur sein est donc également unidirectionnel, ce qui limite le choix du positionnement de la source chaude et de la source froide ; on peut utiliser des diffuseurs thermiques diphasiques (DTD), qui ont un unique canal de circulation de la vapeur pour l'ensemble de la structure capillaire (figure 1-8). Le principe de fonctionnement d'un DTD est identique à celui d'un réseau de microcaloducs. Un DTD est un caloduc plat, généralement de faible épaisseur (de l'ordre de 1 à 2 mm) [11].

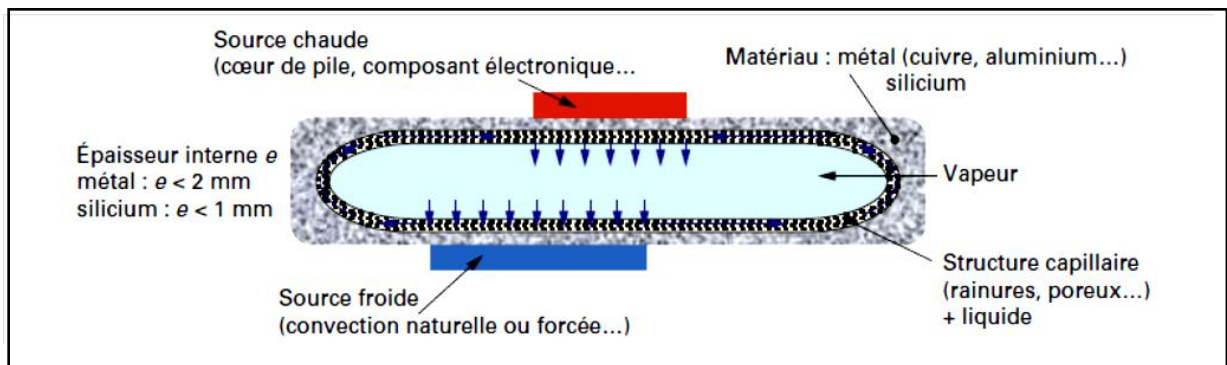


Figure 1-8: Diffuseur thermique diphasique [29]

Remarque :

Il trouve d'autre d'autres types de caloducs tel que les caloducs à conductance variable à gaz incondensable qui contient un réservoir.

1.4. DOMAINES D'UTILISATION

Les différents domaines d'utilisation, pour chaque type de caloduc, sont classés dans le tableau cité ci-dessus :

Tableau 1-1: Les domaines d'utilisation des caloducs selon le type

Types de caloduc		Domaines d'utilisation
Conventionnel	Thermosiphon	Applications industrielles tels que : Echangeurs, Capteur solaire, fours utilisés dans les raffineries [1]
	Capillaire	Le contrôle thermique des composants électroniques comme PC [9]
	Tournant	Le refroidissement d'arbres de machines tournantes [1]
	Electro osmotique/hydraulique	Industrie [26]
Boucles	Gravitaire	Application dans les énergies renouvelables [21] Electronique, réacteurs nucléaires
	Pompage capillaire	Electronique [21]
Oscillant		Recherche scientifique Peu utilisé dans l'industrie [7]
Microcaloduc et DTD		Refroidissement de composants électroniques [27]

1.5. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU CALODUC CAPILLAIRE

Le but de l'utilisation d'un caloduc est de transférer de la chaleur entre deux sources. Le principe de fonctionnement repose sur la circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur en état de saturation liquide/vapeur. La chaleur est prélevée à une source chaude par évaporation du liquide et restituée à une source froide par condensation de la vapeur [9].

Alors, le caloduc transfère de l'énergie entre la zone évaporateur et la zone condenseur en exploitant la chaleur latente de changement de phase d'un fluide en suivant le cycle suivant (voir fig. 1-2.a) :

- le fluide étant à l'état de saturation liquide/vapeur ; au niveau de l'évaporateur, le liquide présent dans la structure capillaire s'évapore lorsque de l'énergie est fournie.
- Cette évaporation provoque une augmentation de la pression dans la phase vapeur donc une différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur, ce qui entraîne un écoulement du gaz vers la zone condenseur où la pression est plus faible.
- Au niveau du condenseur, la vapeur se condense dans cette partie refroidie en y restituant la chaleur latente de changement de phase.
- Dans un caloduc à pompage capillaire, le retour du liquide entre la zone de condensation et la zone d'évaporation est assuré par pompage capillaire à travers un milieu poreux.

La température de la phase vapeur est liée à la pression puisque le fluide est à l'état de saturation.

1.6. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU THERMOSIPHON

Dans un caloduc, lorsque la zone évaporateur est positionnée avec une altitude inférieure à la zone condenseur (figures 1-9 et 1-10), la structure capillaire n'est pas obligatoire puisque les forces de volume assurent le retour du liquide ; c'est le thermosiphon dont les forces réagissent sur le fonctionnement de ce type de caloduc sont :

- Les forces de volume : force de gravité terrestre
- Les forces de surface : les forces de pression et de frottement

Dans le cas d'un thermosiphon, lorsque la résultante des forces volumique parallèles à la direction de l'écoulement du fluide favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur, le cycle thermodynamique décrit selon quatre phases principales (figure 1-9) :

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Evolution A-B : l'écoulement dans la phase liquide sous l'effet de gravité. La pression augmente le long de l'écoulement, les forces de volume servent à compenser les pertes de charge par frottement et dissipation visqueuse dans le liquide.

Evolution B-C : cette transformation se produit en deux étapes :

- Un échauffement isobare du liquide sous refroidi
- Un liquide passe à l'état vapeur

Evolution C-D : écoulement de la phase vapeur, cet écoulement nécessite une différence de pression qui est à l'origine de la différence de température entre le condenseur et l'évaporateur.

Evolution D-A : condensation de la vapeur, l'écoulement de la phase vapeur génère une différence de température entre les zones d'évaporation et condensation sous l'effet du gradient de pression.

1.6.1. Evolution des pressions dans le thermosiphon

Les pertes visqueuses dans le liquide peuvent devenir très importantes. En effet, un caloduc à eau de 1m de long positionné verticalement dans le champ de gravité terrestre subit une différence de pression générée par les forces de volume (gravité) de 1 Bar environ alors que les pertes de charge dans la vapeur sont de l'ordre de quelques pascals (figure 1-11). Il apparaît ainsi que le fonctionnement d'un thermosiphon ne sera pas bloqué par un problème de pression limitant le retour du liquide. Ceci représente un avantage fondamental des thermosiphons par rapport aux caloducs à pompage capillaire [9].

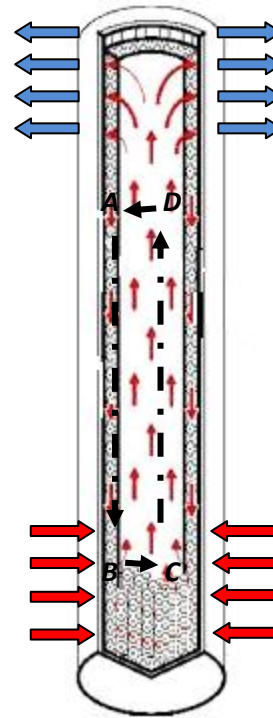


Figure 1-9: Profils d'écoulement du fluide dans un thermosiphon

 **Film liquide**  **Vapeur**

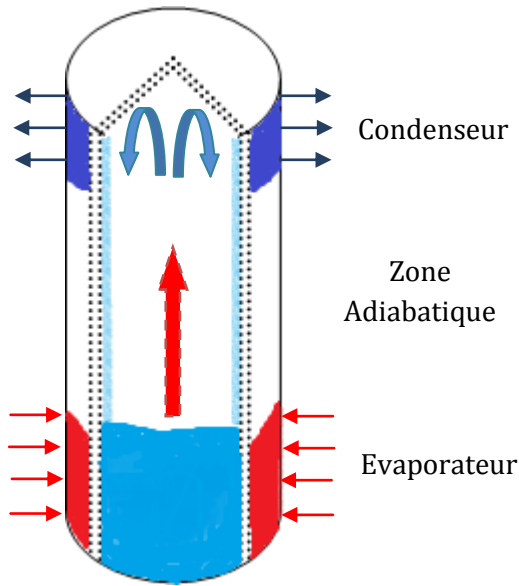


Figure 1-10: Principe de fonctionnement du thermosiphon

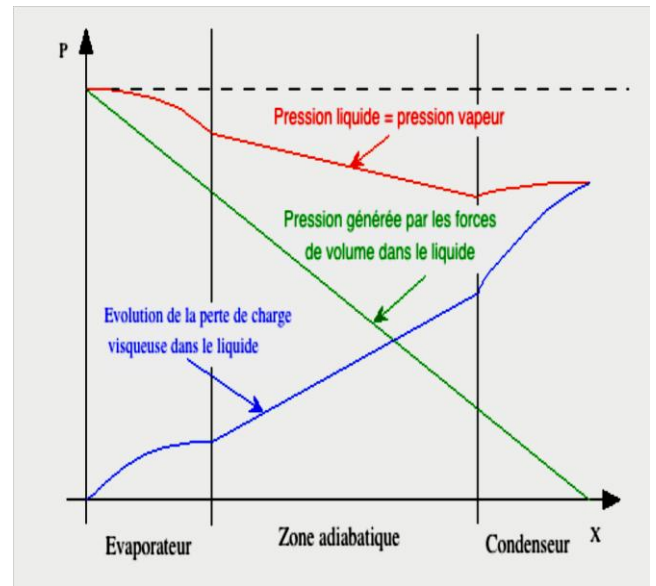


Figure 1-11: Evolution des pressions dans un thermosiphon [9].

1.6.2. L'écoulement fluide

Le principe du caloduc étant basé sur la circulation en boucle du fluide calorifique. Afin de comprendre le comportement thermo-hydraulique des caloducs, il est nécessaire de caractériser les écoulements de la phase vapeur et de la phase liquide

1.6.2.1. Phase vapeur

L'écoulement dans la phase vapeur peut être séparé en trois zones correspondant à l'évaporateur, à la zone adiabatique et au condenseur [9] (voir fig. 1-12).

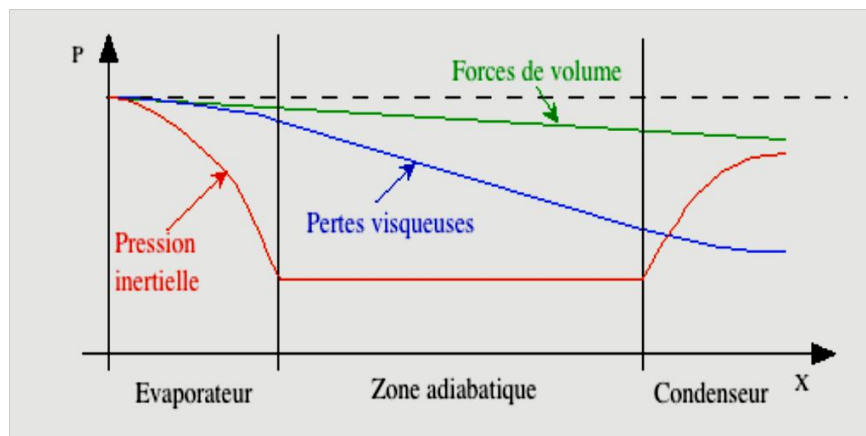


Figure 1-12: Allure des composantes de la pression vapeur [9]

A l'évaporateur, le débit massique de la vapeur augmente le long de l'axe du caloduc du fait de l'injection de vapeur résultant de l'évaporation. Le phénomène inverse se produit au condenseur alors que la zone adiabatique n'est que le chemin de pertes de charge dues à l'écoulement.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

L'effet des forces de volume sur la phase vapeur est presque toujours négligeable en raison de la faible valeur de la masse volumique. Toutefois, pour les caloducs soumis à de très fort champs d'accélération et utilisant un fluide caloporteur ayant une phase vapeur de forte densité, ce terme doit être pris en compte. On remarquera par ailleurs que son allure est très similaire aux pertes de charge dues à la dissipation visqueuse (Figure 1-12). La prise en compte de l'influence des forces de volume sur la phase vapeur est donc en général inutile.

Dans la plupart des cas, les écoulements dans la phase vapeur sont laminaires. Toutefois, certains cas particuliers peuvent conduire à des écoulements turbulents, mais il n'existe pas, d'après la littérature, d'études sur les pertes de charge en régime turbulent dans la phase vapeur d'un caloduc. Nous considérerons donc le cas courant d'un écoulement laminaire de la phase vapeur.

1.6.2.2. Phase liquide

L'écoulement dans la phase liquide est soumis aux mêmes contraintes que la phase vapeur, les conséquences sont très différentes. Le rapport important entre la masse volumique du liquide et de la vapeur entraîne en effet une inversion de l'importance relative des variations de pression inertielle et de l'effet des forces de volume. En effet, la vitesse d'écoulement du liquide étant très faible les variations inertielles de pression sont totalement négligeables alors que l'effet des forces de volume devient prépondérant. Les dissipations visqueuses jouent un rôle important notamment pour les caloducs à pompage capillaire.

1.6.3. Modes de transfert de chaleur dans un caloduc [9]

Dans un caloduc ; la conduction, la convection et le rayonnement sont trois modes de transfert de chaleur.

1.6.3.1. La conduction

La conduction est un mode de transfert de chaleur dans les caloducs, la conductance thermique entre la paroi extérieure du caloduc et la surface d'évaporation ou de condensation est très inférieure à la conductance pure de changement de phase. Ainsi, les conductances globales d'évaporation et de condensation entre les parois et la phase vapeur sont fortement conditionnées par les phénomènes conductifs.

1.6.3.2. La convection

Au sein du caloduc, les phénomènes convectifs sont en général très faibles puisque les gradients de température entre la vapeur et la surface des parois ou du liquide sont très faibles. Les phénomènes convectifs jouent un rôle important dans les échanges au niveau de la paroi externe du condenseur puisque le flux transféré est en général cédé à un fluide.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

1.6.3.3. Le rayonnement

Les échanges par rayonnement au sein du caloduc sont négligeables en raison des différences de températures relativement faibles dans un caloduc. De plus, les parois internes sont très peu émissives puisqu'elles sont métalliques. On retrouve le transfert de chaleur par rayonnement dans les applications spatiales ou pour des caloducs particuliers fonctionnant à hautes températures.

1.7. PHENOMENE D'EBULLITION

Si on chauffe un récipient rempli de liquide à l'aide d'une résistance électrique à sa base ; pour les faibles flux de chaleur, il y'a apparition de petits bulles à la surface libre. Au fur et à mesure que le flux de chaleur augmente, il y'a une formation en continue de bulles et leurs tailles croissent quand elles montent au sein du fluide, en plus la vaporisation à la surface libre du liquide. Ce phénomène de formation de bulles en agitation perpétuelle au sein du liquide est appelé ébullition. Le comportement du fluide lors de l'ébullition dépend beaucoup de la température d'excès qui est définie par la relation suivante : $\Delta T = T_s - T_{sat}$

1.7.1. Mécanismes de l'ébullition

L'ébullition est un changement de phase de l'état liquide vers l'état gazeux qui se produit à une interface solide-liquide. Elle peut se manifester sous deux aspects :

- Pour des flux modérés, l'ébullition est « *nucléée* ». Le processus se caractérise par la formation de bulles de vapeur qui grossissent, puis se détachent de la surface et sont remplacées par du liquide. Leur dynamique est conditionnée en particulier par la tension superficielle de ce liquide.
- A partir d'un « *flux critique* » ; la formation de vapeur est suffisamment rapide pour qu'un film de vapeur sépare en permanence la paroi du liquide : c'est « *l'ébullition en film* ». Ce flux critique dépend lui aussi de la tension superficielle.

Considérons un tube vertical chauffé uniformément sur toute sa longueur avec un flux de chaleur modéré et des conditions de liquide sous refroidi en entrée. La figure 1.13 illustre les différents régimes d'écoulement rencontrés le long du tube.

Tant que le liquide est chauffé en dessous de sa température de saturation et que la température de paroi reste inférieure à la température requise pour qu'il y ait nucléation, il n'y a pas création de vapeur. Le transfert de chaleur se fait par convection dans un écoulement de liquide monophasique.

Lorsque la température de paroi atteint une valeur suffisante, il y a activation de sites de nucléation. Les bulles de vapeur sont formées à la paroi dans une zone où la température du

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

liquide est légèrement supérieure à la température de saturation. Lorsque ces bulles se détachent et vont migrer dans le cœur de l'écoulement qui est à une température inférieure à la température de saturation, elles se re-condensent. C'est le régime d'ébullition nucléée sous refroidie.

La température au cœur de l'écoulement augmente jusqu'à atteindre en moyenne la température de saturation T_{sat} . La vapeur surchauffée générée à la paroi est présente dans la zone centrale de l'écoulement où il reste du liquide sous refroidi, mais l'enthalpie moyenne du fluide est égale à l'enthalpie du liquide à la température de saturation $h(T_{\text{sat}})$. Ceci est dû à la non-uniformité des profils de température. Il est usuel de choisir comme origine des titres massiques ($x = 0$), le début de l'ébullition nucléée saturée. La température à cœur du liquide n'atteindra T_{sat} qu'à une certaine distance en aval du point $x=0$.

1.7.2. Crise d'ébullition

La crise d'ébullition peut apparaître pendant le déroulement d'ébullition lorsque la paroi du caloduc s'assèche (absence de liquide) c'est-à-dire il se produit un assèchement. Le flux critique est défini [15], selon Zuber, par cette corrélation :

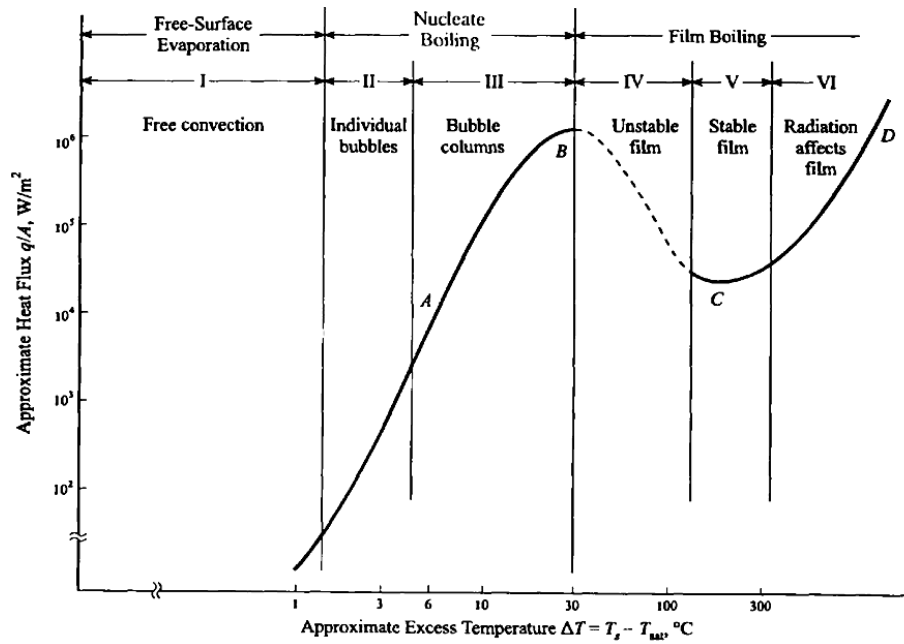
$$q''_{\text{Zuber}} = \frac{\pi}{24} \rho_g h_{lg} \left[\frac{\rho_g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_g^2} \right]^{1/4} \quad (1.2)$$

1.7.3. Types d'ébullition

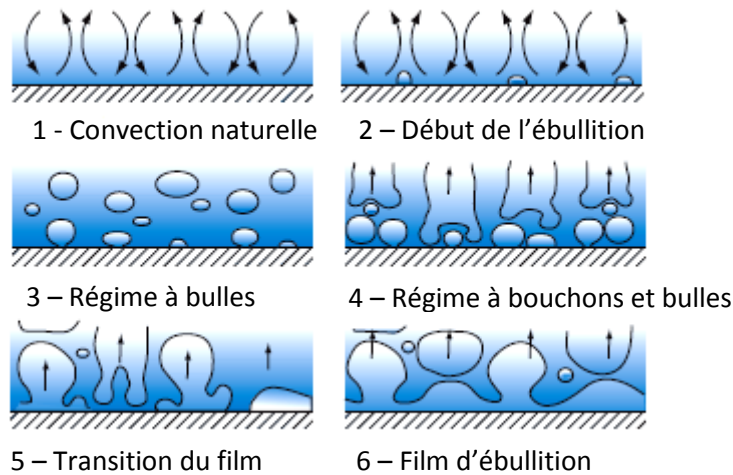
1.7.3.1. Ebullition en vase (piscine) « Pool Boiling »

Il s'agit d'une ébullition statique au sein d'un récipient sans mouvement de fluide. En 1934, Nukiyama a distingué les différents régimes d'ébullition en vase (voir annexe A),

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs



a.



b.

Figure 1-13: Les régimes d'ébullition en vase : a. $q/A=f(\Delta T)$ [25], b. Schéma descriptif [28]

La figure 1-13.b donne un schéma descriptif sur le phénomène d'ébullition. Sur le graphe de la figure 1-13.a, donnant la densité de flux de chaleur en fonction de la température, on distingue six régimes d'ébullition en vase:

Régime I : la chaleur transférée par convection libre. Le transfert de chaleur dans ce régime est gouverné par l'équation de convection naturelle [25]:

$$\frac{q}{A} = C \frac{k}{L} (Gr_L Pr)^a (T_s - T_b) \tag{1.3}$$

Où ; T_b est la température de mélange, a et C sont des constantes dont :

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Pour un régime laminaire : $a=1/4$ et $C=0,59$;

Pour un régime turbulent : $a=1/3$ et $C=0,13$.

Le nombre de Grashof est défini comme suit : $Gr_1 = g\beta(T_s - T_b) \frac{L^3}{\nu^2}$

Et le nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Dans ce régime, le flux de chaleur varie proportionnellement avec ΔT .

Régime II : les bulles formées à la surface de chauffe se détachent et montent à la surface libre suite à leur faible densité par rapport l'eau.

Régime III : au fur et à mesure que le flux de chaleur augmente, le phénomène d'ébullition devient intense de manière que les bulles individuelles se combinent très rapidement entre elles pour faire former une colonne de bulle de vapeur.

Les régimes II et III (ébullition nucléée) sont caractérisés d'abord par la formation des bulles individuelles et ensuite par l'apparition d'une colonne de bulles (voir fig.1-13.b), la corrélation générale relative au transfert de chaleur au sein des régimes d'ébullition nucléée est donnée par l'expression de W. M. Rohsenow [20]:

$$\frac{q}{A} = \mu_l h_{fg} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \left[\frac{C_l(T_s - T_{sat})}{h_{fg} Pr_l^n C_{sf}} \right]^3 \quad (1.4)$$

Dont : Pr_l c'est le nombre de Prandtl du liquide saturé, $n=1$ pour l'eau et $n=1,7$ pour les autres fluides,

$(T_s - T_{sat})$: La température d'excès, K.

Flux de chaleur maximum

Ce point correspond au maximum de transfert de chaleur, c'est le point B sur le graphe de la figure 1-13.a donnant le flux de chaleur en fonction de la température d'excès [25] ;

$$\frac{q}{A_{max}} = 0,149 \rho_v h_{fg} \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)g}{\rho_v^2} \right] \quad (1.5)$$

On remarque que le pic de flux de chaleur est indépendant de l'élément de chauffage.

Régime IV : il se forme un film important de bulles à la surface qui empêche l'arrivée du liquide froid. La résistance thermique de ce film augmente entraînant une diminution de flux de chaleur transférée vers le liquide, ce qui est montré par la courbe d'ébullition (descente) même avec une croissance de la température d'excès. Ce phénomène engendre une instabilité entre le film formé et le liquide au dessus.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Régime V : une fois la température atteindra environ 490°C le film de vapeur devient stable suite à l'intervention prépondérante du phénomène de rayonnement et le flux de chaleur échangé augmente à nouveau dû à la croissance de la température d'excès.

Régime VI : le rayonnement devient intense à la surface de chauffe et le pic de flux de chaleur maximum, point B, montré sur le graphe est appelé point d'assèchement (Burnout Point) ou crise d'ébullition. Au-delà du point D il se produit la destruction dans de matériau du récipient. Cependant, dans beaucoup d'application on doit éviter ce phénomène de crise d'ébullition.

Les régimes VI, V et VI (ébullition en film), pour les tubes verticaux, Y. Y. Hsu et J. W. Westwater [25] proposent la corrélation suivante :

$$h = (0,0020)Re^{0,6} \left[\frac{g\rho_v(\rho_l - \rho_v)K_v^3}{\mu_v^2} \right]^{1/3} \quad (1.6)$$

Avec : $Re \equiv \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu_v}$

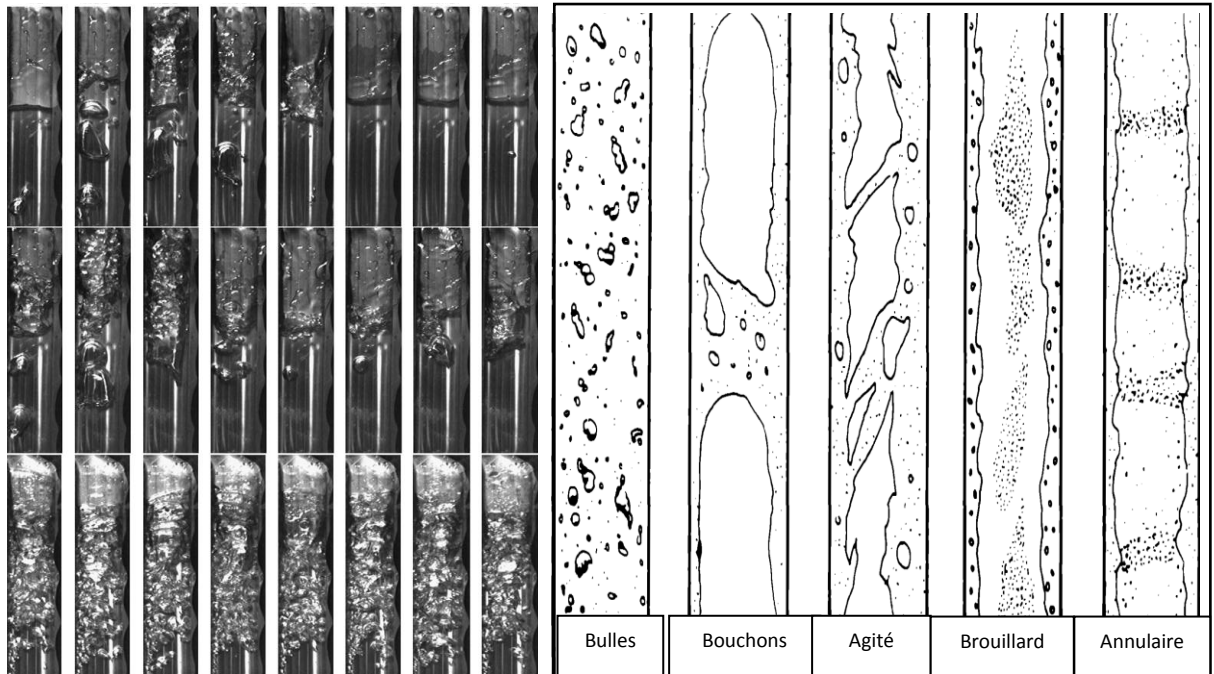
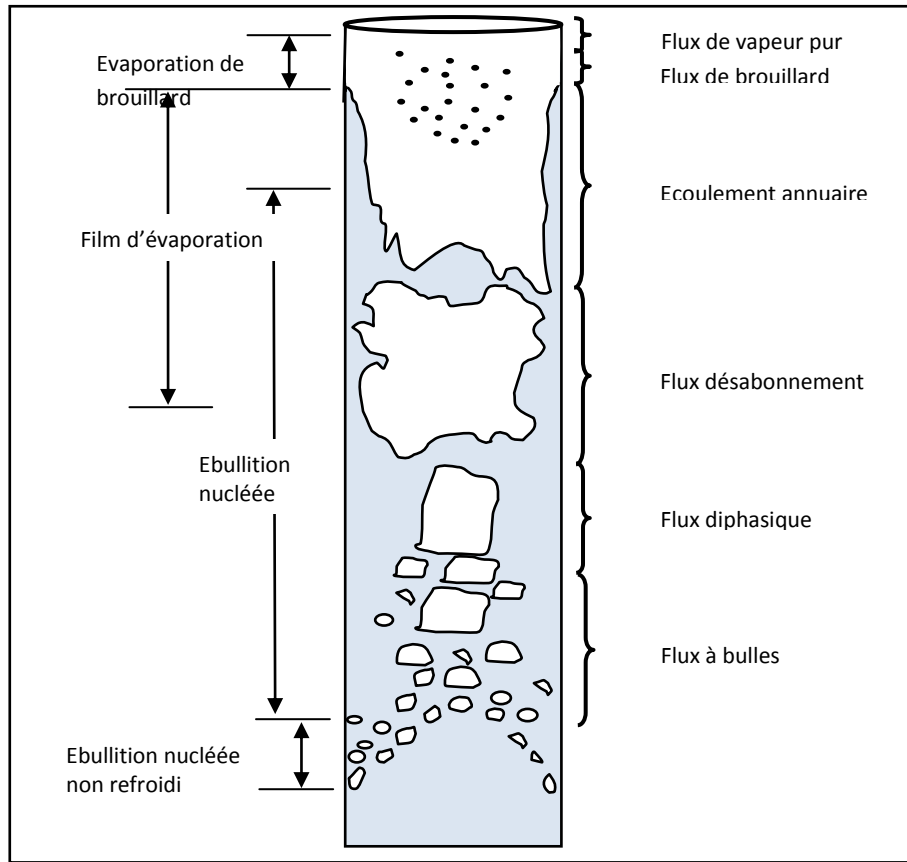
\dot{m} est la vitesse massique de la vapeur à l'extrémité supérieure du tube

1.7.3.2. Ebullition convective « Flow Convective Boiling »

L'ébullition et la condensation sont deux processus de changement de phase d'un fluide ; sa vaporisation en vapeur et sa condensation en liquide. L'équation régissant la convection lors du changement de phase est donnée par la loi de refroidissement de Newton :

$$q = hA(T_s - T_{sat}) \quad (1.7)$$

Donc le flux de chaleur est proportionnel à la différence de température entre celle de la surface du matériau et de saturation du liquide. Cependant lors du changement de phase, les propriétés thermo-physiques changent telles que la densité ρ , la viscosité μ , la chaleur spécifique L et la conductivité thermique λ . Pendant la condensation la chaleur latente est libérée tandis que dans la vaporisation elle est récupérée.



b. **c.**
Figure 1-14: Ebullition convective : a. Flux à co-courant, b. Images réelles sur l'ébullition convective [41], c. Régimes d'ébullition convectives [9]

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

- **Écoulement à bulles : « *Bubbly Flow* »**

La phase vapeur ou gazeuse est distribuée uniformément sous forme de bulles dans la phase liquide. Les bulles ont la forme sphérique avec une queue plate dès fois, la taille de ces bulles est petite par rapport à celle du tube,

- **Flux à bouchons : « *Slug Flow* »**

Dans ce type de flux, Les bulles coalescent et augmentent jusqu'à atteindre des tailles comparables au diamètre du tube. L'écoulement est alors formé d'une succession de poches de gaz et de bouchons de liquide,

- **Flux agité : « *Churn Flow* »**

Ce flux est caractérisé par un régime chaotique appelé écoulement bouillonnant ou agité, c'est un régime de transition vers l'écoulement annulaire,

- **Flux vaporeux-annulaire : « *Wispy-Annular Flow* »**

Flux vaporeux annulaire est identifié comme un modèle d'écoulement distinct. L'écoulement de fluide est constitué d'un film liquide relativement épais sur la paroi de la conduite et la vapeur se trouve au centre de l'anneau liquide,

- **Écoulement annulaire : « *Annular Flow* »**

En écoulement annulaire forme un film liquide à la paroi du tube avec localisation du gaz ou vapeur au centre. Lorsque la différence de vitesse entre le liquide et la vapeur devient très importante des vagues se forment la surface du film liquide et des gouttelettes de liquide sont arrachées.

1.8. PHENOMENE DE CONDENSATION

La condensation est le processus de changement de phase inverse de l'ébullition ; une fois la vapeur saturée vient en contact d'une surface froide, il se forme un liquide par condensation. Celui-ci s'écoule par gravité ou par capillarité. Le transfert de chaleur s'effectuant à l'interface liquide-vapeur par conduction thermique. La quantité de chaleur transférée dépend de l'épaisseur du film liquide formé comme s'est montré dans la figure 1-16. Dans une plaque verticale, l'épaisseur du film dépend beaucoup de débit de condensation de la vapeur c'est-à-dire du gradient de température ainsi que du débit d'écoulement du condensat. L'écoulement du liquide et l'épaisseur du film liquide dépendent de l'inclinaison de la plaque [25].

Expérimentalement, deux modes de condensation ont connus ; la condensation en film et celle en gouttes. On doit noter que la condensation en film est la plus connue, elle est caractérisée par la formation d'un film liquide contenu sur la totalité de la surface du

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

condenseur. Ce phénomène se produit souvent sur les surfaces mouillables. Le deuxième type de condensation est celle en gouttelettes qui se produit sur des surfaces non mouillables [25].

1.8.1. Condensation en gouttes « Dropwise condensation »

La condensation en gouttes, mise en évidence par Schmidt 1930 [25], est caractérisée par une augmentation considérable du coefficient de transfert de chaleur jusqu'à 100 fois relativement à la condensation en film, cette dernière concerne les matériaux hydrophobes très rares d'utilisation dans les équipements industriels. Les gouttes grossissent et s'agglomèrent avec d'autres gouttes plus petites ensuite ces dernières vont ruisseler ensemble sur la paroi sous l'effet de la pesanteur.

1.8.2. Condensation en film « Film condensation »

➤ **En régime laminaire**

L'analyse de Nusselt permet de comprendre à la fois le mécanisme de la condensation en film et sa quantification. Il propose la corrélation suivante donnant le coefficient de transfert de chaleur moyen [25] :

$$\bar{h} = 1,13 \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h_{fg} K_l^3}{\mu_l L (T_{sat} - T_s)} \sin \emptyset \right]^{1/4} \quad (1.8)$$

\emptyset est l'angle d'inclinaison du tube avec l'horizontal

Si la condensation en film s'effectue sur un faisceau tubulaire constitué par n tubes disposés horizontalement. Dans ce cas, le condensat formé sur les tubes supérieurs ruisselle sur tous les tubes inférieurs ; en remplaçant dans la formule donnant le coefficient d'échange, ci-dessus, le diamètre D par nD on obtient :

$$\bar{h} = 1,13 \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h_{fg} K_l^3}{\mu_l n D (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (1.9)$$

➤ **En Régime Turbulent**

Quand le film de condensat s'écoule d'une façon turbulente sur la paroi, le transfert de chaleur s'effectue à la fois par conduction et par diffusion thermique turbulente. Le régime turbulent surtout sur un faisceau tubulaire dont le nombre de Reynolds est défini comme suit :

$$Re = \frac{v D_h \rho_l}{\mu_l} = \frac{4 v A \rho_l}{p \mu_l} \quad (1.10)$$

Le nombre de Reynolds prend effet à partir de 1800.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Avec :

D_h est le diamètre hydraulique du tube,

A est l'aire de surface sur laquelle le condensat s'écoule,

p est le périmètre mouillé.

$$\text{Pour des tubes verticaux : } \frac{A}{p} = \frac{\pi DL}{\pi D} = L$$

On doit noter que la vitesse massique par unité de longueur est : $\dot{m} = vA\rho_l$

Donc le nombre de Reynolds peut s'exprimer comme suit :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{p\mu_l} \quad (1.11)$$

Le coefficient de transfert de chaleur moyen, développé par C. G. Kirkbride en 1934, [25] est :

$$\bar{h} = 0,0076Re^{0,4} \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) K_1^3}{\mu_l^2} \right]^{1/3} \quad (1.12)$$

Cette relation est valide pour un $Re > 1800$.

Détermination du régime de la condensation en film

La vitesse d'écoulement du film de condensat étant inconnue, l'utilisation de la méthode d'approximation est nécessaire. En exprimant le débit massique du condensat en fonction du coefficient de transfert de chaleur [28], on obtient :

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} = \frac{\bar{h}A(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \quad (1.13)$$

En remplaçant (1.13) dans (1.11), on trouve :

$$Re = \frac{4\bar{h}A(T_{sat} - T_s)}{p\mu_l h_{fg}} \quad (1.14)$$

A partir de l'expression (1.12) et celle du Reynolds (1.14) :

Si l'écoulement est laminaire sur une plaque plate ou inclinée ainsi que les tubes verticaux [28] si :

$$\left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) K_1^3 (T_{sat} - T_s)^3}{\mu_l^5 h_{fg}^3} L^3 \sin\phi \right]^{1/4} < 1800 \quad (1.15)$$

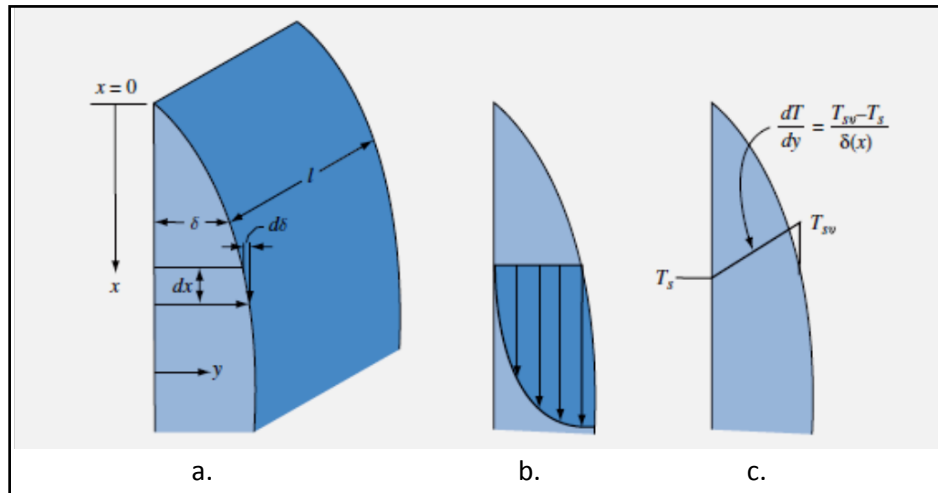


Figure 1-15: Condensation en film sur une plaque verticale : a-Evolution du film, b- Profil de vitesse, c- Profil de température [28]

1.9. LIMITES DE FONCTIONNEMENT DES CALODUCS

Le fonctionnement d'un caloduc est limité par nombreux paramètres comme les propriétés thermo-physiques du fluide et la géométrie du caloduc par exemple, Selon ces critères de fonctionnement, le caloduc peut atteindre une ou plusieurs limite, appelée limite de fonctionnement ; alors, il peut commencer à connaître des dysfonctionnements : il peut s'arrêter, s'assécher ou la température devenir trop élevée.

La figure 1-16 présente l'influence des limites de fonctionnement et le flux maximal à ne pas dépasser en fonction de la température de vapeur dans la zone adiabatique.

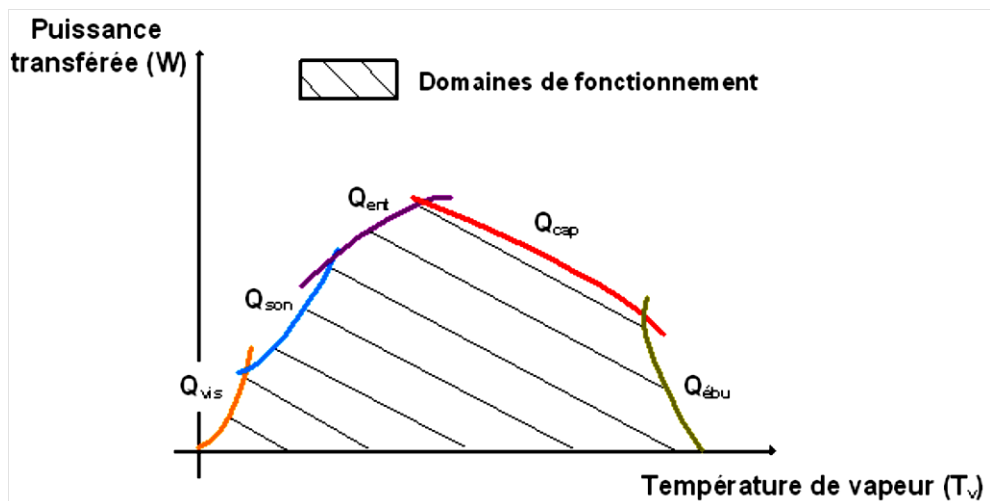


Figure 1-16: Limites de fonctionnement pour un caloduc [16]

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

1.9.1. Limite visqueuse

Lorsque la température de fonctionnement est très proche du point triple, le gradient de pression maximal entre l'évaporateur et le condenseur peut être très faible en raison de la relation liant la pression de saturation et la température de saturation.

Ainsi, lorsque la masse volumique vapeur est très faible (par exemple $<10^{-2} \text{ kg.m}^{-3}$), un gradient de température donné n'engendre qu'un très faible gradient de pression. La valeur du flux thermique maximum correspond à la limite visqueuse est [34] :

$$\dot{Q}_{vis.max} = \frac{A_v r_v^2 L_v \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad (1.16)$$

1.9.2. Limite sonique

Cette limite intervient dans les caloducs qui fonctionnent à une température supérieure à 300°C avec les métaux liquides. L'expression de cette limite qui détermine la valeur du flux limite [34] est :

$$\dot{Q}_{son.max} = 0,474 A_v L_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (1.17)$$

1.9.3. Limite d'entraînement

Dans un caloduc les écoulements sont à contre-courant, c'est-à-dire que le liquide et la vapeur s'écoulent en sens opposés. Si la vapeur atteint une vitesse suffisante, elle peut former des vagues sur la surface du film liquide et même arracher des gouttes au liquide et les entrainer vers le condenseur et dès fois ces vagues entraîne des grandes quantités du liquide comme on l'observé dans l'expérience du thermosiphon tube dans le deuxième chapitre. Ainsi, la puissance injectée au caloduc ne peut pas dépasser une valeur appelée limite d'entraînement. La limite d'entraînement peut être déterminée à l'aide de la relation [26] :

$$\dot{Q}_{ent} = A_v L_v \left(\frac{\sigma P_v}{z} \right)^{1/2} \quad (1.18)$$

Avec z représente la taille du vide du réseau capillaire.

Mais d'après [33] cette limite n'a jamais été observée dans un caloduc, mais seulement dans un thermosiphon ou le retour du liquide est assuré uniquement par la gravité.

1.9.4. Limite capillaire

La limite capillaire provient du fait que, dans un caloduc en état de fonctionnement, l'écoulement de la vapeur de l'évaporateur vers le condenseur s'accompagne avec une légère

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

chute de pression de la même analogie, le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur suit d'une chute de pression [26] :

$$\dot{Q}_{cap,max} = \left[\frac{\rho_l \sigma_l L_v}{\mu_l} \right] \left[\frac{A_m \lambda}{L_{eff}} \right] \left[\frac{2}{r_{cap}} + \frac{\rho_l}{\sigma_l} g L_t \cos \beta \right] \quad (1.19)$$

1.9.5. Limite d'ébullition

La limite d'ébullition a pour origine la naissance de bulles de vapeur au sein du réseau capillaire lorsque la densité de flux de chaleur imposée à l'évaporateur devient trop importante ; la présence de ces bulles empêchent la circulation du liquide par capillarité donc créé des points chauds qui peut fusionner l'enveloppe ; cette limite est estimée, pour un caloduc de forme cylindrique, par [34] :

$$\dot{Q}_{ébu} = \frac{2\pi l_e K T_v}{L_v \rho_v \ln \left(\frac{d_i}{d_v} \right)} \left[\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{cap} \right] \quad (1.19)$$

Avec

d_i : Diamètre en fond de rainure

d_v : Diamètre du tube ;

l_e : Longueur de l'évaporateur ;

ΔP_{cap} : Pression à l'interface liquide-vapeur du capillaire ;

r_n : Varie entre 0,25 et 25 μ m.

- Dans le cas d'un thermosiphon, cette limite s'exprime par [26] :

$$\dot{Q}_{ébu} = (\pi d_v L_e) 0,149 \rho_v L_v \left[\frac{\sigma (\rho_l - \rho_v) g}{\rho_v^2} \right]^{0,25} \quad (1.20)$$

1.9.6. Limite d'assèchement

Cette limite n'apparaît pas que si la quantité de fluide caloporteur dans le caloduc est insuffisante, ici la longueur de l'évaporateur influe en comparant par la longueur totale du caloduc.

Tableau 1-12: Limites pour un caloduc et thermosiphon

Limite Type caloduc	Sonique	Visqueuse	Ebullition	Entrainement	Capillaire	Assèchement
Thermosiphon	×			×	*×	×
Caloduc capillaire	×	×	×		×	×

*la limite capillaire dans le cas du thermosiphon en position horizontale (inclinaison de 90°C)

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Le tableau 1-2 récapitule les différentes limites de fonctionnement pour deux types de caloduc.

1.10. FLUIDES DE TRAVAIL

Un des premières étapes dans la conception d'un caloduc est le choix du fluide caloporteur, il est déterminé par les critères suivants :

- La gamme de température de travail du caloduc ;
- La pression de vapeur saturante du fluide (le liquide doit être en équilibre avec la vapeur) ;
- Compatibilité du fluide de travail avec le matériau de l'enveloppe et mouillabilité avec le réseau capillaire dans le cas d'un caloduc capillaire ;
- Chaleur latente, conductivité thermique et tension surfacique élevées ;
- Viscosité liquide et viscosité vapeur basses ;
- Sécurité : toxicité, risque d'incendie et explosion ;
- Stabilité chimique ;
- Résistance aux rayonnements ionisants (surtout pour les applications spatiales) les densités de liquide,

Dans le domaine de température de fonctionnement, cette dernière ne doit être ni trop faible pour que le gradient de pression le long du caloduc soit suffisant pour entrainer la vapeur, ni trop élevée puisque des problèmes de résistance mécanique de l'enveloppe peuvent se poser. Par ailleurs, la pression maximale devra toujours être nettement inférieure à la pression critique du fluide. De même, la température de solidification du fluide doit être compatible avec l'application ;

Nombre de Mérite

On pourra comparer les performances de divers fluides à l'aide du facteur de mérite [22].

Le facteur de mérite d'un fluide est un nombre construit en fonction des paramètres physico-chimique du fluide tels que la masse volumique du liquide ρ_l , la tension superficielle du liquide σ_l , la chaleur latente du fluide h_{fg} , la viscosité dynamique du liquide μ_l et de conductivité thermique du liquide K_l . Ce paramètre compare les fluides de travail, il est défini, pour un fonctionnement du caloduc capillaire en position vertical, comme suit [22]:

$$M = \frac{\rho_l h_{fg} \sigma_l}{\mu_l} \quad (1.21)$$

Le facteur de Mérite en fonctionnement thermosiphon est défini par [26] :

$$M' = \left(\frac{\rho_l^2 K_l^3 h_{fg}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (1.22)$$

Plus le nombre de Mérite, à une température donnée, est élevé meilleures sont les performances du fluide pour un caloduc fonctionnant à cette température.

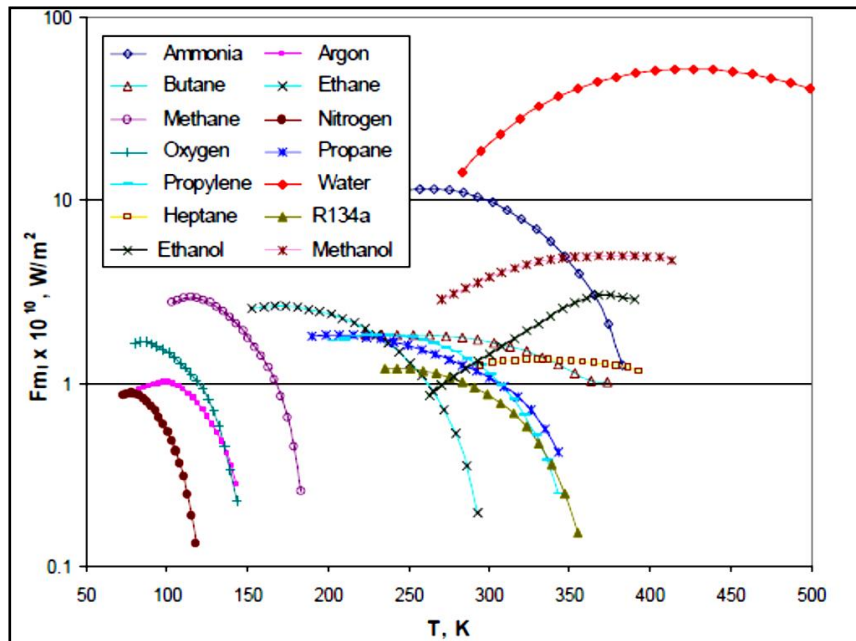


Figure 1-17: Facteur de Mérite F_{m1} pour quelques fluides [22]

La figure 1-17 montre le facteur de Mérite en fonctionnement caloduc (le fonctionnement thermosiphon a le même type de graphique) ou on observe la valeur la plus élevée du facteur de Mérite appartient à l'eau, la pression de vapeur saturante de l'eau est beaucoup plus faible que ceux des alcools par exemple, en plus l'eau possède une tension superficielle, une chaleur latente et une conductivité thermique élevées (voir annexe C).

1.11. REMPLISSAGE DU FLUIDE DE TRAVAIL

Un des facteurs importants pour le fonctionnement et les performances du caloduc, avant la mise en marche, est son remplissage en fluide caloporteur car ce paramètre permet d'offrir le volume nécessaire à l'équilibre entre le liquide à l'état de saturation et sa phase vapeur. Ce remplissage partiel se traduit par un paramètre appelé «taux de remplissage» (en anglais « Filling Ratio ») τ qui correspond, selon la littérature dans le cas d'un thermosiphon tube, au rapport du volume du fluide caloporteur V_f , initialement introduit dans le caloduc, et le volume de l'évaporateur V_e [44] ; concernant le caloduc à réseau capillaire c'est par rapport au volume de l'évaporateur V_e [43] ou par rapport au volume total V_t [32] et pour une boucle c'est par rapport au volume totale de la boucle V_b . Ce paramètre s'écrit alors sous les formes suivantes :

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Pour un thermosiphon: $\tau = \frac{V_{fl}}{V_e}$ (1.23)

Pour un caloduc: $\tau = \frac{V_{fl}}{V_t}$ ou bien $\tau = \frac{V_{fl}}{V_e}$ (1.24)

Pour une boucle : $\tau = \frac{V_{fl}}{V_b}$ (1.25)

Prenant l'exemple d'un thermosiphon, Pour les différents taux de remplissage, il existe trois types de profil d'écoulement et deux types de transition en fonction de la distribution du film liquide et le fluide bouillant [31- 32], comme la montre la Figure 1-18.

Les profils d'écoulement sont les suivantes [32] :

- Le film liquide dans l'évaporateur se dessèche (fig. 1-19.a);
- Le film de liquide et le liquide bouillant sont continus (fig. 1-19.c);
- Le niveau du liquide bouillant L_p dépasse le niveau de l'évaporateur L_e (fig. 1-19.e).

Les deux transitions sont les suivants:

- La hauteur du liquide bouillant L_p dans l'évaporateur atteint la valeur minimale et le film liquide peut se dessécher (fig. 1-19.b), le taux de remplissage correspondant à cette transition s'appelle **CFR** qui est le rapport minimum qui peut garder le thermosiphon ayant une circulation continue de la vapeur et le film liquide avec une puissance imposée. Lorsque le taux de remplissage est inférieur à **CFR**, un assèchement peut se produire au niveau de l'évaporateur;
- le liquide remplit l'évaporateur entièrement c'est-à-dire $L_p \approx L_e$ (fig. 1-19.d), Le taux de remplissage accompagné à ce cas est **EFR**, avec un taux de remplissage supérieur à **EFR** (fig. 1-19.e), le liquide serait menée jusqu'à la section de condenseur et il sous-refroidi, en particulier avec des fortes puissances. En conséquence, une vibration du caloduc accompagné par un bruit d'éclatement.

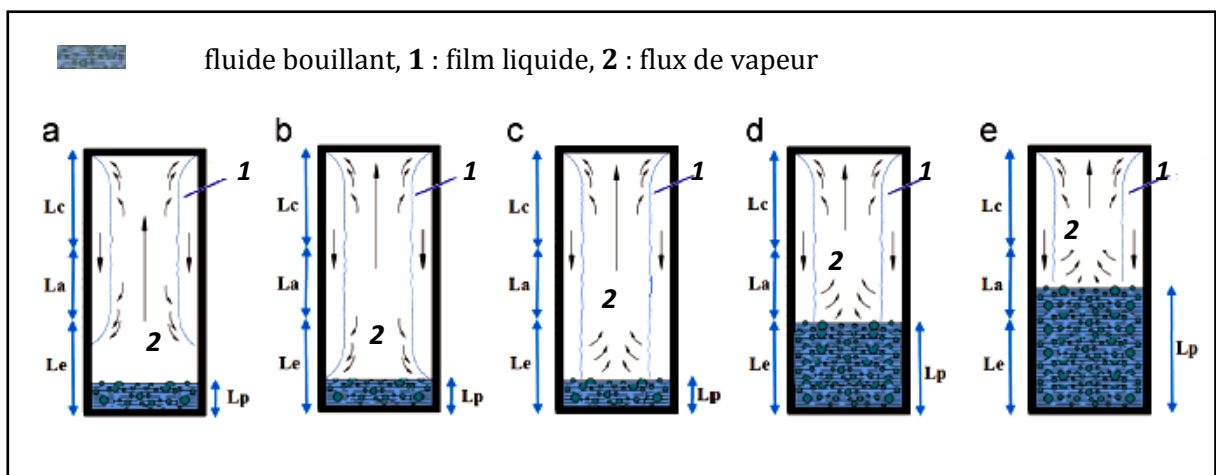


Figure 1-18: Flux d'écoulement dans un thermosiphon à différents taux de remplissage [32]

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

1.12. PARAMETRES INFLUENÇANT LE FONCTIONNEMENT D'UN CALODUC

Le taux de remplissage du fluide de travail et la nature de ce dernier ne sont pas les seuls paramètres qu'il faut prendre en considération mais il existe d'autres éléments qu'il faut mettre en évidence dans le fonctionnement d'un caloduc qui sont :

1) La longueur de différentes zones

Pour un caloduc de longueur totale L_t , la géométrie de ce dernier est très importante, car la longueur de la zone d'évaporateur va influencée directement sur la densité de flux de chaleur donc sur la performance du caloduc, alors que la zone adiabatique a pour le rôle d'acheminer le fluide caloporteur et par conséquent sa longueur influencera sur les pertes de charges et enfin la longueur de la zone du condenseur va influencée sur la quantité de chaleur récupérée.

2) Le flux de chaleur

Le flux de chaleur entrant est un facteur déterminant dans les performances d'un caloduc car il affecte directement sur la fonction de pompage responsable du transport de la chaleur, en effet, les régimes d'écoulements diphasiques du fluide caloporteur.

3) Le système de refroidissement

Le type de refroidissement joue un rôle majeur dans le fonctionnement d'un caloduc, ceci est assuré soit avec la convection naturelle due à l'air, soit avec la convection forcée utilisant un fluide de refroidissement tel que l'eau. Dans le dernier cas la température du fluide de refroidissement et son débit sont deux facteurs pour la performance du caloduc.

4) L'inclinaison du caloduc

Dans certain type de caloduc et application, l'inclinaison est l'un des paramètres important. Plusieurs auteurs ont étudié l'influence de ce paramètre sur la performance du caloduc et ces études montrent l'importance de ce paramètre sur la performance du caloduc.

5) Le matériau enveloppe du caloduc

Le fluide de travail et le matériau doivent être compatibles, le choix du matériau de l'enveloppe est conditionné par la nature du fluide et la plage de température car lorsque certains fluides sont en contact avec certains matériaux, il se crée une réaction chimique qui libère des gaz qui peuvent polluer le caloduc. La corrosion du matériau est aussi un facteur perturbant ; un choix adéquat de l'épaisseur du tube pour résister à hautes pressions internes qui pourrait entraîner une explosion.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

Le tableau 1-3 présente la compatibilité de certains fluides de travail avec les matériaux d'enveloppe pour les caloducs :

Tableau 1-13 : Compatibilité fluide-enveloppe pour les caloducs [26]

Fluide de travail	Matériaux d'enveloppe usuels compatibles
Eau	Cuivre, aciers doux
Méthanol, acétone, éthanol	Cuivre, aciers
Ammoniac	Aluminium, aciers inoxydables
Mercure	Aciers bas carbone, aciers inoxydables

6) Réseau capillaire

Dans les types des caloducs capillaires, il est nécessaire de mettre en évidence la structure capillaire car le réseau capillaire est le moteur du caloduc. Sa fonction principale est de ramener le liquide du condenseur à l'évaporateur autrement dit la structure capillaire assure le bon fonctionnement contre la gravité. La figure 1-19 montre trois genres des réseaux capillaires connus.

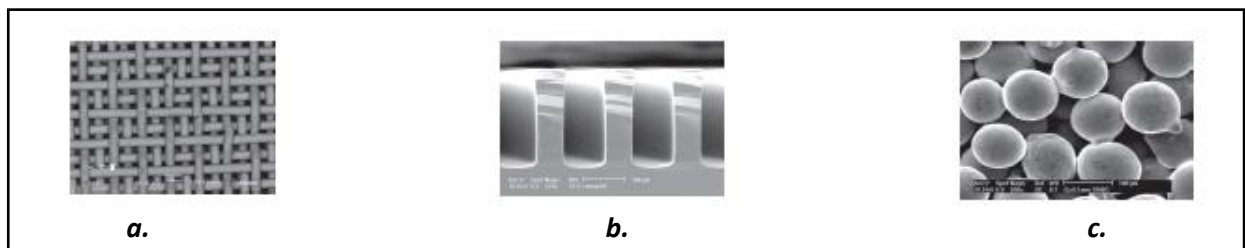


Figure 1-19: réseaux capillaires, a. Mèches tissées, b. rainures rectangulaire, c. Poudre métallique frittée [10]

1.13. PROCEDURES DE FABRICATION DU CALODUC [26]

La fabrication des caloducs passe par une série de procédures ; les principales procédures de fabrication d'un caloduc, malgré ça reste un des secret et elle diffère d'un fabricant à l'autre, sont :

1) *Décapage et nettoyage de l'enveloppe :*

Ces opérations sont nécessaire afin d'éviter l'encrassement de l'évaporateur ainsi que le vieillissement de l'enveloppe du caloduc.

2) *Remplissage du fluide de travail :*

Le fluide doit être parfaitement pur, mais dans l'industrie qui fabrique les caloducs avant l'étape de remplissage.

Elle assure la purification du fluide par distillation car le fluide peut contenir des corps sous forme des catalyseurs de corrosion par exemple.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

3) *Dégazage des gaz incondensables :*

Avant le remplissage du fluide dans le caloduc, il est impérative d'effectuer au préalable le dégazage du tube vide et au niveau du fluide afin d'éliminer les gaz dans l'enveloppe qui pourraient favoriser l'augmentation de la pression le plus vite possible même moyennant des faibles densité donc atteindre le flux critique et même pourrait entrainer la rupture du matériau de l'enveloppe dans ces conditions.

4) *Fermeture du caloduc :*

Diverses méthodes sont utilisées pour fermer l'enveloppe, cette opération a pour but d'assurer l'étanchéité complète du caloduc grâce à une soudure locale, donc éviter les fuites de la vapeur.

1.14. CONCLUSION

Ce chapitre a permis d'introduire le concept des caloducs et leurs types. Le fonctionnement des caloducs est basé sur le principe d'un transfert de chaleur par changement de phase d'un fluide, s'écoulant soit sous l'action des forces capillaires ou de gravité. Un certain nombre de définitions et d'explications concernant les phénomènes thermiques dans les systèmes diphasiques, et plus particulièrement dans les caloducs, a été étudié dans le but de comprendre les phénomènes qui introduit dans les deux types de caloduc utilisés dans cette étude qui sont les thermosiphons et les boucles gravitaires, parmi ces phénomènes citons par exemple les le changement de phase par ébullition et condensation. Le caloduc à pompage capillaire et le thermosiphon ont pris des échantillons d'étude bibliographique, l'influence du fluide de travail et son taux de remplissage ont étudié aussi afin de comprendre les scénarios dans les chapitres 2 et 3 durant les expériences.

Le thermosiphon en tube et la boucle gravitaire sont les deux types de caloducs étudiés expérimentalement respectivement dans les chapitres 2 et 3. A travers cette étude on répondra au préalable aux questions : quel mode d'ébullition et de condensation se produise au niveau du caloduc ? quel type de fluide de travail est le meilleur entre l'eau, FC-72 et l'éthanol dont on sait que l'eau possède un facteur de Mérite important ?

1.15. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Jean François Sacadura. Transferts thermiques, Initiation et approfondissement, CETHIL, Lavoisier, 2015.
- [2] L. S. Tong, Y. S. Tang. Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow, Second Edition, Taylor and Francis, 1997.
- [3] Ralph L. Webb, Nae-Hyun Kim. Principles of Enhanced Heat Transfer, Second Edition, Taylor and Francis, 2005.
- [4] JOHN G. COLLIER, R. JOHN. Convective Boiling and Condensation, Third Edition, Clarendon Press. Oxford, 1994.
- [5] James R. Welty, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson, Gregory L. Rorrer. Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer, 5th Edition, 2007.
- [6] J. Bonjour, F. Lefèvre, V. Sartre, Y. Bertin, C. Romestant, V. Ayel, V. Patel. Systèmes diphasiques de contrôle thermique-Thermosiphons et Caloducs, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, 2010.
- [7] T. N. Wong, B. Y. Tong, S. M. Lim, K. T. Ooi. Theoretical modeling of pulsating heat pipe. In Proc. 11th International Heat Pipe Conference, pages 159–163, Tokyo, Japan, 1999.
- [8] Ahlem Bensalem. Contribution à l'analyse du comportement de caloducs oscillants à finalité spatiale par voies expérimentale et numérique, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2008.
- [9] Cyril Romestant. Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations, thèse de doctorat, Université de Poitiers, 2000.
- [10] Lora KAMENOVA. Modélisation Thermo-Hydraulique de Caloducs Miniatures Plats à Faible Epaisseur pour des Applications Electroniques, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2007.
- [11] Stéphane Lips. Analyse Phénoménologique du Fonctionnement de Diffuseurs Thermiques Diphasiques (Caloducs Plats) par Voies Expérimentale et Numérique, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2009.
- [12] Romuald Rulliere. Etudes Expérimentale et Théorique de Diffuseurs Thermiques Diphasiques Application au Refroidissement de Systèmes Dissipatifs, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

- [13] Benjamin Siedel. Analysis of heat transfer and flow patterns in a loop heat pipe: Modelling by analytical and numerical approaches and experimental observations, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014.
- [14] Didier Saury, Nicolas Rouger, Francis Djanna, François Penot. Le thermosiphon vertical à grands nombres de Rayleigh, principes et caractérisation expérimentale, LET, ENSMA, UMR CNRS 6608, Cedex, 2008.
- [15] Catherine Colin. Ebullition Convective, école thématique du CNRS, 2003.
- [16] Rémi Bertossi. Modélisation des Transferts de Chaleur et de Masse dans les Caloducs Contribution à l'analyse des Phénomènes d'interfaces Intervenant dans les Ecoulements Diphasiques, ENSMA de Poitiers, 2009.
- [17] Hussain H. Ahmad, Anwar A. Yousif. Comparison between a Heat Pipe and a Thermosyphon Performance with Variable Evaporator Length, University of Mosul, 2013.
- [18] Karen Freeman, « George M. Grover, 81, Inventor Of Popular Heat Transfer Device », The New York Times, 3 novembre 1996.
- [19] Robert S. Reid , Michael A. Merrigan , J. T. Sena. Review of Liquid Metal Heat Pipe Work at Los Alamos, Los Alamos National Laboratory, New Mexico 87545, Log Nr. 200, 1991.
- [20] Warren M. Rohsenow. A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids, Technical Report N° 05, Cambridge, 1951.
- [21] J. Bonjour, F. Lefèvre, V. Sartre, Y. Bertin, C. Romestant, V. Ayel, V. Patel. Systèmes diphasiques de contrôle thermique-boucles diphasiques gravitaire et capillaire, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, 2011.
- [22] S.W. Chi. Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York, 1976.
- [23] Jean-Marc DELHAYE. Transferts de chaleur : ébullition ou condensation des corps purs, Techniques de l'Ingénieur, 1990.
- [24] Hussain H. Ahmad, Anwar A. Yousif. Comparison between a Heat Pipe and a Thermosyphon Performance with Variable Evaporator Length, Al-Rafidain Engineering, Vol.21, No. 2, 2013.
- [25] Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom. Shaum's Outline Series of Theory and Problems of Heat Transfer, Second Edition, McGraw-Hill, New York, 1997.
- [26] Alain Bricard, Serge Chaudourne. Caloducs, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, 1997.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

- [27] Stéphane Launay. Performances thermiques de microcaloducs usinés dans du silicium – Modélisation et étude expérimentale. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002.
- [28] Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn. Principles of Heat Transfer, Seventh Edition, USA, 2011.
- [29] J. Bonjour, F. Lefèvre, V. Sartre, Y. Bertin, C. Romestant, V. Ayel, V. Patel. Systèmes diphasiques de contrôle thermique-Microcaloducs et caloducs oscillants, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, 2011.
- [30] Adya Alisha Ali. DESIGN AND ANALYSIS OF A COMPACT TWO PHASE COOLING SYSTEM FOR A LAPTOP COMPUTER, A Thesis Presented to the Academic Faculty, Georgia Institute of Technology, June 2004.
- [31] H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kozai. Critical heat flux in a closed two phase thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 26 (8), 1181–1188, 1983.
- [32] B. Jiao, L. M. Qiu, X. B. Zhang, Y. Zhang. Investigation on the effect of filling ratio on the steady state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering 28, 1417–1426, 2008.
- [33] A. Faghri. Heat pipe science and technology, Taylor and Francis, 1995.
- [34] C. A. Busse. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes, Int. J. Mass Transfer 16, 169-186, 1973.
- [35] H. Akachi, F. Polasek, P. Stulc. Pulsating heat pipes, In. Proc. of 5th International Heat Pipe Symposium, 208–217, Australia, 1996.
- [36] David Reay, Peter Kew. Heat Pipes Theory, Design and Application, Fifth Edition, 2006.
- [37] M.B. Shafii, A. Faghri. Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 12, No. 5, 585-609, 2002.
- [38] E. Azad. Performance analysis of wick-assisted heat pipe solar collector and comparison with experimental results, Heat Mass Transfer 45, 645–649, 2009.
- [39] S. Arabnejad, R. Rasouljan, M. B. Shafii, and Y. Saboohi. Numerical Investigation of the Performance of a U-Shaped Pulsating Heat Pipe, Heat Transfer Engineering, 31(14), 1155–1164, 2010.

Chapitre 1 : Etat de l'art sur les caloducs

- [40] R. Senthilkumar, S. Vaidyanathan, and B. Sivaraman. Thermal analysis of heat pipe using self rewetting fluids, *Thermal Science*, Vol. 15, No. 3, pp. 879-888, 2011.
- [41] S.W. Chang a, D.C. Lo b, K.F. Chiang c, C.Y. Lin. Sub-atmospheric boiling heat transfer and thermal performance of two-phase loop thermosyphon, *Experimental Thermal and Fluid Science* 39, 134–147, 2012.
- [42] Warren M. Rohsenow. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids, D.I.C. Project number 6627, 1951.
- [43] R. Manimaran, K. Palaniradja, N. Alagumurthi. Effect of filling ratio on thermal characteristics of wire-mesh heat pipe using copper oxide nanofluid, *Frontiers in Heat Pipes* 3, 023004, 2012.
- [44] Yong Joo Park, Hwan Kook Kang, Chul Ju Kim. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 4655–4661, 2002.
- [45] Youcef BERROUCHE, Etude théorique et expérimentale de pompes électro-osmotiques et de leur utilisation dans une boucle de refroidissement de l'électronique de puissance. Thèse se doctorat. Institut Polytechnique de Grenoble, 2008.

Chapitre 2 :

Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

2.1. INTRODUCTION

Dans le premier chapitre nous avons présenté une étude théorique sur les caloducs. Dans ce chapitre, nous allons présenter une étude expérimentale sur un thermosiphon. Rappelons qu'un thermosiphon dit « tube » est un caloduc dont les forces de volume assurent le retour du liquide. Ces thermosiphons sont largement étudiés dans la littérature. Pour ce faire nous allons d'abord présenté dans cette étude bibliographique sur celle qui étudie l'influence de la charge en fluide et de la nature de celui-ci sur le comportement et les performances du thermosiphon.

La présente étude portera sur l'évolution de quelques paramètres tels que la température, la pression, les résistances thermiques, la conductivité, l'inclinaison et l'effet des gaz incondensables sur la performance thermique d'un caloduc assisté par gravité, les résultats seront présentés sous forme des graphes et histogrammes et qui seront interprétés.

Dans ce contexte, plusieurs études ont été réalisées afin de voir l'influence de quelques paramètres tels que le taux de remplissage ; le Tableau 2-2 synthétise les dimensions des thermosiphons utilisées, les fluides de travail, les flux de chaleur au niveau de l'évaporateur ainsi que les résistances thermiques trouvées pour chaque étude.

Park et al. [33] ont étudié expérimentalement l'effet du taux de remplissage, celui-ci varie du 10 à 70 %, sur un thermosiphon fonctionnant avec un fluide de travail (FC-72) ; la puissance entrante variant de 50 à 600 W. les résultats sont conformes avec la corrélation de Imura [34] :

$$h_e = 0,32 \left(\frac{\rho_l^{0,65} \cdot K_l^{0,3} \cdot Cp_l^{0,7} \cdot g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} \cdot h_{fg}^{0,4} \cdot \mu_l^{0,1}} \right) \left(\frac{P_V}{P_{atm}} \right)^{0,3} q^{0,4}$$

Noie [8] a analysé expérimentalement deux paramètres à savoir l'effet du taux de remplissage τ et la longueur de l'évaporateur sur la performance thermique dans un thermosiphon diphasique fermé, il a trouvé que le transfert de chaleur par condensation augmente avec l'augmentation du τ jusqu'à un maximum en adoptant une inclinaison de 30° et avec des taux remplissages $\tau=22\%$ et 30% ; avec une inclinaison de 45° le transfert de chaleur par condensation sera maximum avec $\tau=15\%$.

Rittidech et Srinuang [26] ont déterminé expérimentalement l'effet de la variation du taux de remplissage sur le transfert de chaleur dans un thermosiphon plat en position verticale avec un tube en cuivre et un diamètre interne de 8,6 mm ; en utilisant l'eau, l'éthanol et le R123 comme fluides de travail dont le taux de remplissage adopté est compris entre 20 à 80 %. Ils ont observé que la capacité de transfert de chaleur d'un thermosiphon plat est plus importante qu'avec un tube circulaire. Ils ont conclu que le flux de chaleur maximum d'un thermosiphon plat vertical peut être évalué en utilisant la corrélation empirique suivante :

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

$$Q_m = 0,0144\rho_v h_{fg} [\sigma g (\frac{\rho_v - \rho_l}{\rho_v^2})]^{0,25} [(\frac{L_e}{4R_h})^{0,9} Bo^4 Ja^{1,8} Pr^2 (\frac{\rho_v}{\rho_l})^{1,8}]^{0,13}$$

Long et Zhang [30] ont investigué expérimentalement la performance de transfert de chaleur d'un thermosiphon rempli d'Hélium ; ils ont observé que la résistance thermique diminue avec l'augmentation du taux de remplissage jusqu'à $\tau < 80 \%$, mais elle augmente lorsque $\tau \geq 100 \%$, ils ont constaté aussi que la limite d'assèchement peut être calculée par la corrélation avec une incertitude de $\pm 15 \%$ pour $\tau \geq 100 \%$:

$$Q_{dry} = \frac{\pi g d_c \rho_l^2 h_{fg}}{3\mu} \left[\frac{u_e (\frac{u_p}{u_e} - \frac{\rho_v}{\rho_l})}{[\pi d_c (0,8L_c + L_a) + (\frac{d_e}{d_c})^{2/3} (L_a + 0,75L_c)] [1 - (\frac{\rho_v}{\rho_l})]} \right]^3$$

H. Jouhara et al. [14] ont réalisé une étude expérimentale sur un thermosiphon pour divers fluides de travail : l'eau, FC-84, FC-77 et FC-3283 avec une charge de 1,8 ml et une puissance d'entrée varie entre 23 et 260 W ; cette étude montre que la performance thermique du thermosiphon dépend de la nature du fluide et de la puissance. Le tableau 2-1 ci-dessous présente la variation de la résistance thermique pour les quatre fluides utilisés.

Tableau 2-14: Variation de la résistance thermique globale d'après les graphes de [14]

Fluide de travail	Résistances thermique [°C/W]
Eau	0,2-1,9
FC-84	1,0-1,8
FC-77	1,0-2,4
FC-3283	1,4-2,2

Y. J. Park et al. [13] ont étudié l'influence du taux de remplissage entre 10 et 70 % en prenant en considération les limites de fonctionnement du thermosiphon. Cette étude a prouvé que l'effet du taux de remplissage est presque négligeable sur le fonctionnement du thermosiphon, alors que le coefficient de chaleur varie de 2 à 4 KW/m².K. Ces auteurs ont constaté une limite d'assèchement au niveau de l'évaporateur correspondant à Q=100 W pour un taux de remplissage inférieur à 20 %. Une limite d'engorgement au niveau du condenseur correspondant à une puissance de 500 W pour les fortes charges.

H. Kamyar et al. [10] ont effectué une étude expérimentale sur un thermosiphon dont les fluides utilisés sont l'eau et l'eau mixée avec deux nano-fluides de type Al₂O₃ et TiSO₄ à différentes concentrations volumiques variant de 0.01 à 0.075 % ; la puissance électrique varie de 40 à 210 W, ils ont observé une amélioration significative du coefficient de transfert de chaleur avec l'ajout de nano-fluides.

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

Guo et Nutter [37] ont investigué expérimentalement l'effet de la conduction axiale le long de la paroi d'un tube sur la performance thermique du thermosiphon dont le fluide de travail est le R134a pour différent taux de remplissage. Cette étude montre que la conduction axiale à travers la paroi du tube conduit à une augmentation de transfert de chaleur par évaporation et condensation dans le thermosiphon. Les résultats sont conformes avec la corrélation d'Imura (déjà citée).

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

Tableau 2-2: Résultats expérimentaux de quelques travaux cités dans la littérature

<i>Référence bibliographique</i>	<i>Dimensions [mm] Din/Dex Lt/Le/Lc</i>	<i>Matériel de l'enveloppe du caloduc</i>	<i>Fluide de travail</i>	<i>Taux de remplissage [%]</i>	<i>Flux de chaleur [W/cm²]</i>	<i>Résistance thermique [K/W]</i>
[16]	21/25 100/40/40	Acier inoxydable	Ethanol Eau	50	0-47	0,23-0,084 0,25-0,11
[17]	19,5/- 995/431/384	Acier inoxydable	Eau	30 50	0,3-37	0,026-0,007 0,014-0,007
[18]	19/22 600/105/420	Cuivre	FC-72	10-70	0,4-8	0,038-0,020
[19]	25/32 980/314/380	Cuivre	Eau	30/60/90	0,3-2,9	0,046-0,014
[20]	22,5/25 1000/350/350	Cuivre	Eau	36	01,2-2,4	0,011-0,0085
[21]	25/28,5 770/250/240	Cuivre	R-134a	45/65/85	0,1-1	0,072-0,002
[22]	6/12 200/40/60	Cuivre	Eau	80/160	1,5-17	0,58-0,11
[23]	30/32 550/140,2/310	Acier inoxydable	Eau/Ethanol	30-140	0,05-0,4	N.M.
[24]	08/08,5 270/75/160	Acier inoxydable	Azote	100	0,5-8	0,2-1,0

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

[25]	07,5/11,1 et 25,5 L variable	Cuivre	R22/ R123/R134a/ Eau	50/80/100	N.M.	N.M.
[26]	08,6/- L variable	Acier inoxydable	R123/éthanol/Eau	20-80	1-10	N.M.
[27]	15,2/17,2 1000/430/410	Cuivre	Méthanol	30-100	0,5-1,0	N.M.
[28]	14,5/16 3000/1200/1450	Cuivre	R134a	25	1,5	N.M.
[29]	04/06 200/50/50	Acier inoxydable	Eau	30-140	1-7	N.M.
[30]	10/14 270/70/150	Cuivre	Hélium	10-150	0-0,8	0,4-1,3
[09]	06/07 500/60/155	Cuivre	Méthanol	50-100	0,02-0,09	N.M.
[08]	25/32 980/Le+La=600/380	Cuivre	Eau	30-90	0,3-3	N.M.
[32]	16,5/19,5 350/100/150	Aluminium	Mélange : R600a et R290	30-70	0,5-4	0,5-0,9
[14]	06/- 200/40/60	Cuivre	Eau, FC-84, FC-77, FC-3283	1,8 ml	0,26-2,2	Tab. II.1
[13]	-/22 600/105/420	Cuivre/ Céramique	FC-72	10-70	0,4-8	N.M.

N.M. Non Mentionné

2.2. INSTRUMENTATIONS

Un schéma descriptif du thermosiphon et ses instruments est illustré dans la Figure 2-1. Il est équipé d'un collier chauffant en inox placé dans la zone évaporateur avec un diamètre de 30 mm, fixé autour de sa surface externe afin d'assurer un bon contact avec cette dernière. Un serpentin en cuivre, où circule l'eau de refroidissement, est installé au niveau de la partie supérieure du thermosiphon ; son diamètre interne est égal à 4,5 mm tandis que le diamètre externe est égal à 6 mm. Le thermosiphon est complètement isolé par la fibre de laine afin d'éviter les pertes de chaleur vers l'extérieur (voir fig. 2-2).

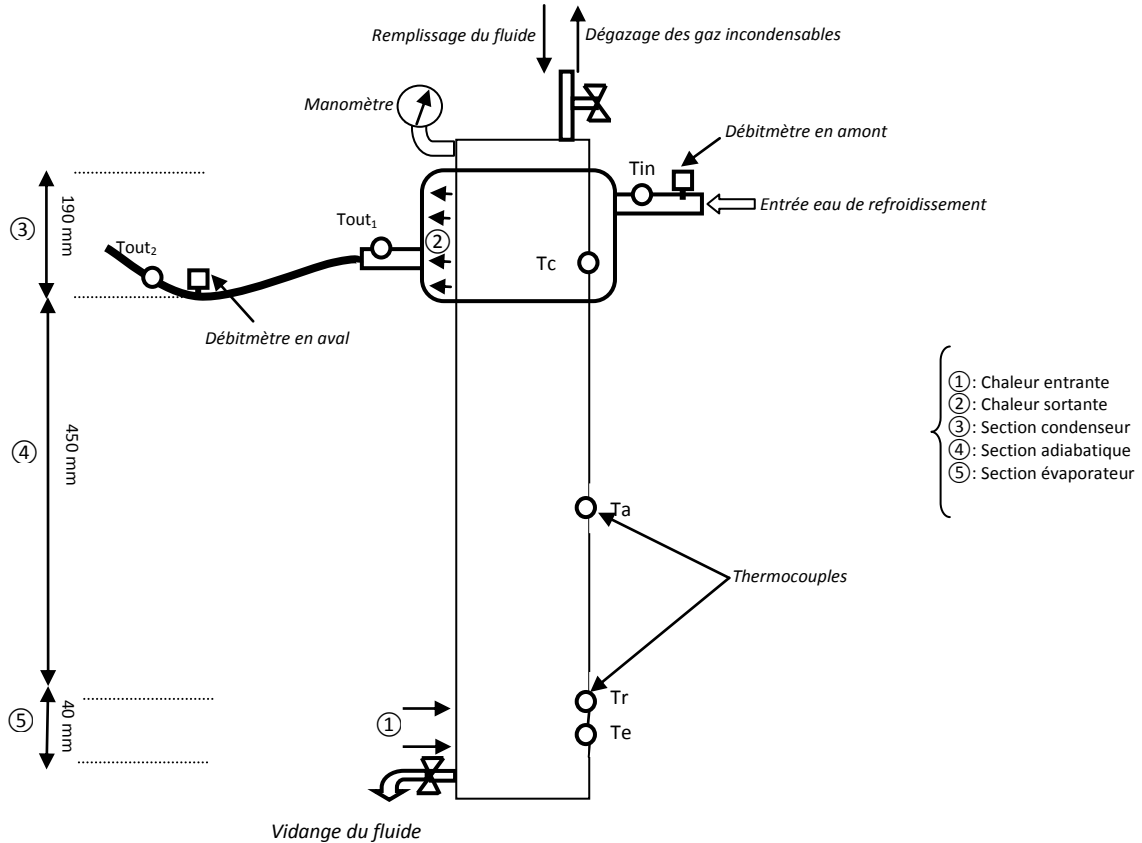


Figure 2-1: Schéma descriptif du stand expérimental

Les principales dimensions caractéristiques du caloduc assisté par gravité sont résumées dans le Tableau 2-3 :

Tableau 2-3: Dimensions du thermosiphon

D _{in} [mm]	D _{ex} [mm]	Le [mm]	La [mm]	Lc [mm]
26	28	40	450	190

Dans le but de mesurer les températures dans différentes zones, cinq thermocouples de type K et un seul de type T sont utilisés ; (Voir la Figure 2-2 et le Tableau 2-4)

Tableau 2-4: Emplacement des thermocouples dans le thermosiphon

N°	Type de thermocouple	Zone	Dimension [mm]
01	T	Entrée de l'eau de refroidissement	—
02	K	Sortie de l'eau de refroidissement	—
03	K	Adiabatique	310
04	K	Condenseur	630
05	K	Paroi externe du thermosiphon	38
06	K	Evaporateur	40

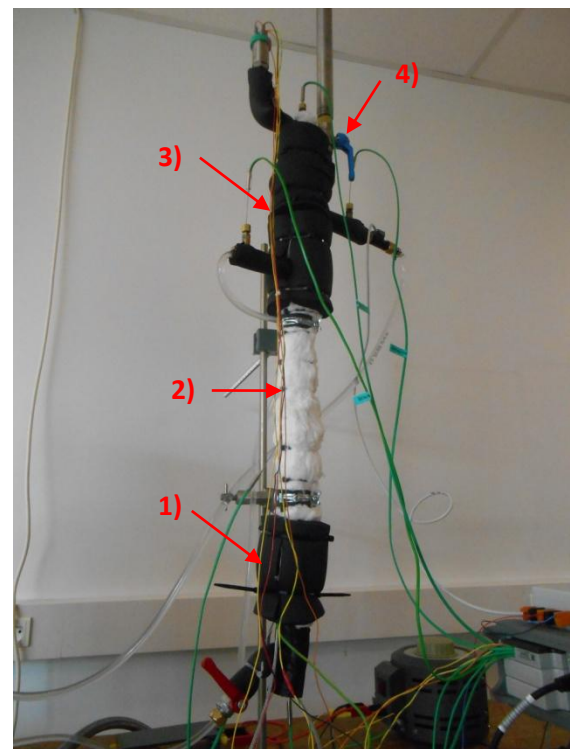
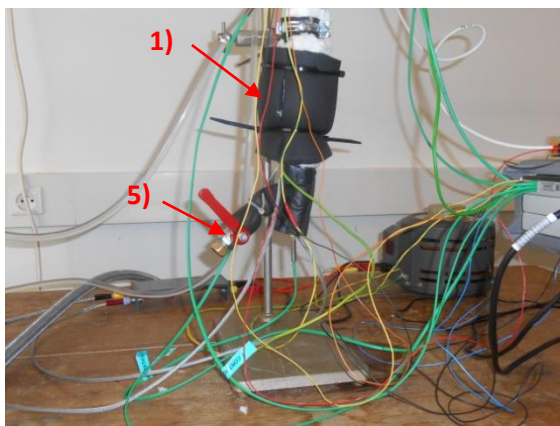


Figure 2-2: Stands expérimentales :

1) Evaporateur ; 2) Zone adiabatique ; 3) Condenseur ; 4) Vanne de remplissage du fluide de travail et dégazage des gaz incondensable ; 5) Vanne de vidange du fluide de travail.

Le débit de l'eau de refroidissement est mesuré à l'aide de deux débitmètres (type FT-110. S -Turboflow) (Figure 2-3.b), le premier à l'entrée de l'eau de refroidissement et le second à la sortie avec un débit constant qui vaut 0,01 Kg/s.

Enfin un détecteur de pression de type TK (Figure 2-3.a) permettant de mesurer la pression de la vapeur dans le condenseur se trouvant à une côte de 760 mm.

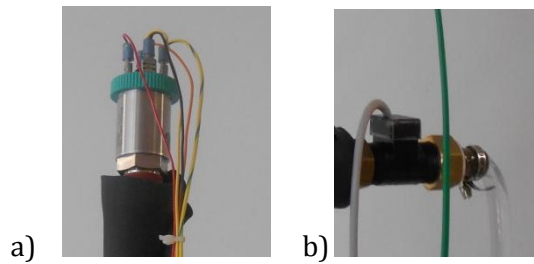


Figure 2-3: Capteurs utilisés :a) Manomètre ; b) Débitmètre

2.3. PROCEDURE DU REMPLISSAGE DU THERMOSIPHON

Cette opération est composée de quatre étapes :

- La première étape comporte le nettoyage du thermosiphon afin d'éliminer toutes les impuretés trouvées dans la surface interne du tube car celles-ci pourraient contaminer le fluide de travail et par conséquent perturber la performance du caloduc,
- La deuxième étape consiste à l'opération du remplissage du fluide choisi soit avec l'eau, soit le FC-72 par l'injection de la quantité adéquate du fluide de travail à travers la vanne supérieure (voir fig. 2-2),
- La troisième étape est le dégazage des gaz incondensables à travers la vanne qui a servi au préalable le remplissage du caloduc ; cette étape est basée sur l'évaporation du liquide de travail jusqu'à l'obtention d'une pression de vapeur supérieure à la pression atmosphérique. Ensuite, on dégaze l'air car la présence de ce dernier pourrait influencer sur les résultats expérimentaux en contaminant le fluide de travail,
- Et enfin, la quatrième étape comporte l'opération proprement dite de prise de mesure une fois le régime permanent est établi.

Paramètres à mesurer sont :

- ❖ Les différentes températures au niveau du condenseur, évaporateur, la zone adiabatique, la paroi, l'entrée et la sortie de l'eau de refroidissement.
- ❖ La pression de la phase gazeuse du fluide de travail.
- ❖ Le débit de l'eau de refroidissement.

Il faut noter qu'avant la prise des mesures, on effectue des étalonnages des capteurs.

Paramètre variable : ϕ représente la densité de flux de chaleur ; rappelons que : $\phi = \frac{Q_{in}}{A_e}$

Avec A_e est la surface de l'évaporateur qui est donnée par :

$$A_e = \pi D_{in} L_e$$

Q_{in} représente la puissance d'entrée [W].

2.4. TAUX DE REMPLISSAGE

Dans ce travail, on a adopté un taux de remplissage variable; rappelons que ce paramètre important est défini comme le rapport du volume rempli de fluide sur le volume d'évaporateur [12, 13 et 40] c'est-à-dire :

$$\tau = \frac{\text{Volume de fluide rempli}}{\text{Volume d'évaporateur}}$$

❖ Le volume des différentes zones sont calculés par la formule suivante :

$$V_i = \pi \frac{D_{in}^2}{4} \times L_i$$

Avec : D_{in} est le diamètre interne du thermosiphon, L_i est la longueur de chaque zone i. Le tableau 2-5 montre les différents taux de remplissage utilisés pour les deux fluides :

Tableau 2-5 : Dimensions des zones du thermosiphon

Zone	L_i [mm]	V_i [ml]
Evaporateur	40	21,22
Adiabatique	450	212,26
Condenseur	190	100,82
V_{Morte}	-	48,77
Total	680	383,08

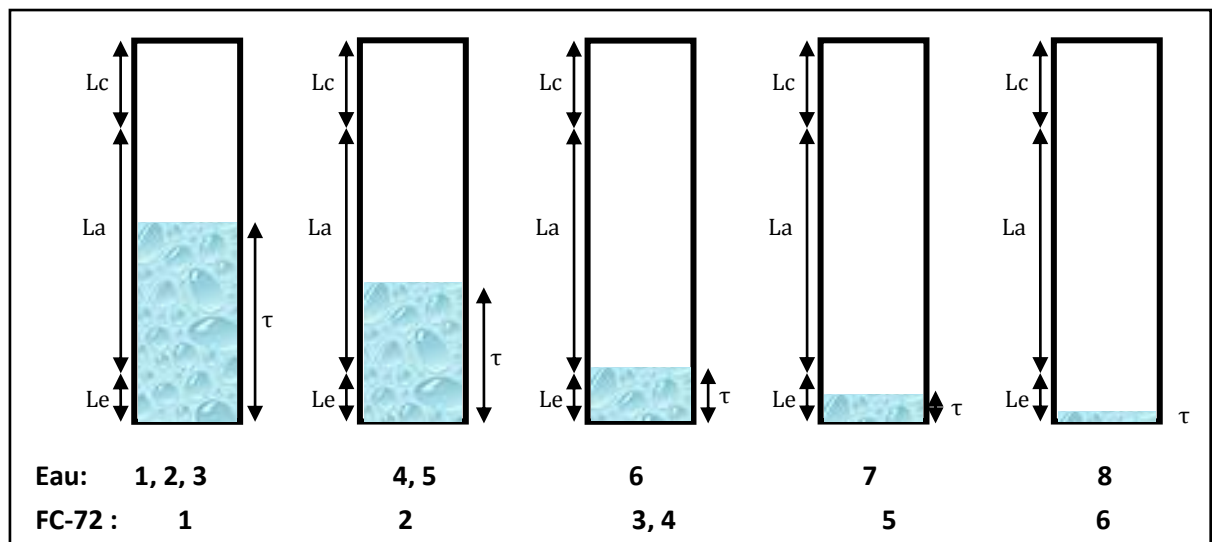


Figure 2-4: Taux de remplissages pour l'eau et le FC-72

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

Tableau 2-6 : Différents taux de remplissage étudiés pour les deux fluides de travail

Cas Fluide	1	2	3	4	5	6	7	8
EAU	285,71%	237,14%	201%	142%	114%	71%	52,38%	07,76%
FC-72	285,71%	201%	142%	71%	52,38%	07,76%	/	/

La Figure 2-4 présente la distribution des charges utilisées dans le thermosiphon pour l'eau et le FC-72, d'après le Tableau 2-6 on remarque des excès de charges (c'est-à-dire le volume de remplissage est supérieur à ce de l'évaporateur) pour les deux fluides utilisés.

Le tableau 2-7 résume les différentes conditions de travail variables pour les deux fluides de travail utilisés dans cette étude expérimentale.

Tableau 2-7 : Conditions de travail variables

Fluide de travail	Puissance d'entrée [W] / Flux de chaleur [W/cm²]	Taux de remplissage du fluide de travail [%]
Eau	$10 \leq Q \leq 200$	$7 \leq \tau \leq 285\%$
FC-72	$0,3 \leq \phi \leq 6,12$	

Notons que :

- La chaleur entrante Q_{in} à travers la section évaporateur est calculée en fonction de la tension électrique par la relation suivante :

$$Q_{in} = \frac{V^2}{r}$$

Avec : V est la tension électrique [V] et r représente la résistance électrique de la plaque chauffante [Ω].

- La chaleur sortante Q_{out} à travers la section condenseur est calculée par la relation suivante :

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Où \dot{m} : Débit massique de l'eau de refroidissement [kg/s] ;

Cp : Capacité calorifique de l'eau [J/Kg.K]

- La chaleur perdue à travers les différentes sections, évaporateur et condenseur, est supposée négligeable.

Des séries de mesure ont été effectuées permettant de suivre l'évolution des paramètres tels que la température, la pression, la résistance thermique, la conductivité thermique et le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la puissance d'entrée pour les deux types de

fluide de travail avec différents taux de remplissage ($7 < \tau < 285\%$) en variant à chaque fois la puissance d'entrée ($10 < Q < 200\text{W}$).

2.5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

2.5.1. Etude du thermosiphon vide

Au début et avant d'entamer le remplissage du fluide de travail choisi, il est impératif de tester le fonctionnement le thermosiphon vide juste après le nettoyage du thermosiphon et ensuite procéder à son remplissage, on a testé le fonctionnement du thermosiphon vide.

La figure 2-5 présente l'évolution de la résistance thermique globale du thermosiphon R et celle de l'évaporateur Re en fonction de la puissance d'entrée ;

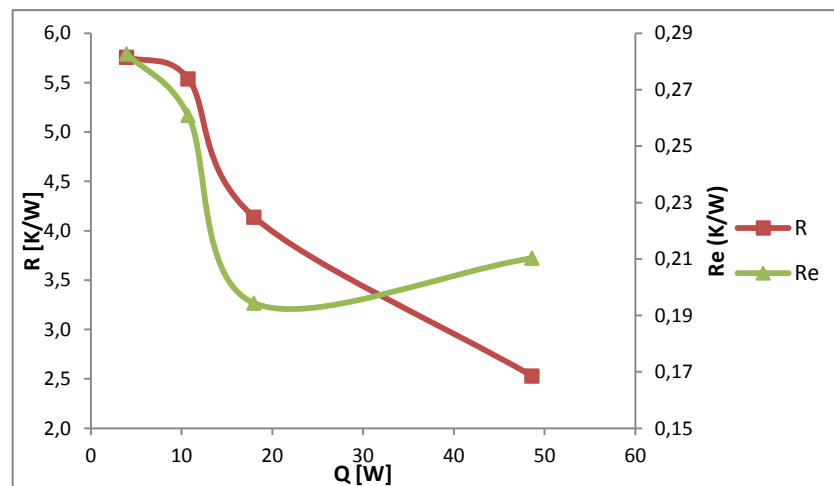


Figure 2-5: Variation de la résistance thermique globale ainsi que celle de l'évaporateur en fonction de la puissance

La comparaison est effectuée entre la résistance thermique de notre thermosiphon vide et celle d'un barreau creux en cuivre qui ont les mêmes dimensions,

$$R = \frac{L}{\lambda_{Cu} \cdot A} = \frac{515 \times 10^{-3}}{84,78 \times 10^{-6} \times 380} = 15,98 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$$

L : longueur totale du barreau [m] ;

A : Section latérale du tube [m²] ;

λ_{Cu} : Conductivité thermique du cuivre [W.m⁻¹.K⁻¹].

En comparant cette valeur trouvée d'une barre creuse en cuivre ayant les mêmes dimensions que notre thermosiphon ; on conclut que cette valeur est importante relativement à celle donnée par la courbe de la figure 2-5, aussi cette résistance n'est pas constante et ça revient aux pertes thermiques ; il faut noter aussi que le thermosiphon n'est pas en réalité vide mais contient de l'air qui circule par convection naturelle (voir fig. 2-6), donc il y'aura un effet thermosiphon monophasique (effet cheminée) avec l'air qui s'intensifie avec l'écart de température à la paroi de l'évaporateur.

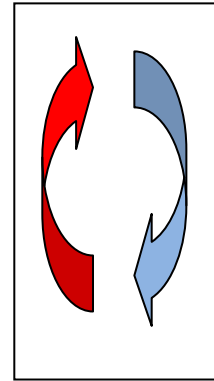


Figure 2-6: Circulation d'air par convection naturelle

2.5.2. Démarrage du fonctionnement du thermosiphon

Le démarrage de fonctionnement d'un thermosiphon c'est le temps nécessaire pour atteindre thermiquement le régime permanent et voir sa stabilité, il s'agit de suivre l'évolution de la température en fonction du temps ;

On peut suivre le démarrage du fonctionnement du thermosiphon à travers le suivi de l'évolution des températures au niveau de la surface externe du thermosiphon, l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur ; quand la valeur de la température du condenseur devient stable ceci indique que le démarrage du fonctionnement du caloduc c'est-à-dire il se produit un échange de chaleur par conduction entre le condenseur et le système de refroidissement.

En comparant le temps de démarrage du fonctionnement du thermosiphon rempli avec une charge de 80 ml constitué d'eau et avec deux puissances différentes 100 W et 150 W (voir les figures 2-7 et 2-8) ou on note que le temps de démarrage, avec la même charge, sera important avec les faibles puissances c'est-à-dire avec $Q=100$ W, le temps de démarrage est 700s mais avec une puissance $Q=150$ W le fonctionnement du thermosiphon commence après 530s, ce résultat montre que le temps de démarrage de fonctionnement diminue quand la puissance diminue.

Les figures 2-7 et 2-9 montrent le démarrage de fonctionnement du caloduc avec le même fluide qui est l'eau et la même puissance $Q=100$ W avec deux charges différentes 25 et 80ml où on remarque le temps correspondant à la faible charge est plus court (110s).

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

Similairement, on procède de la même manière que ci-dessus mais avec un autre fluide de travail qui est le FC-72 où le temps de démarrage correspond est à 350s (figure 2-10).

Le tableau 2-8 présente la variation du temps de démarrage en fonction de trois paramètres qui sont : le fluide de travail, la puissance d'entrée et la charge.

Tableau 2.8: variation du temps de démarrage

<i>Conditions de travail</i>		<i>Temps de démarrage [s]</i>	<i>Figure</i>
Eau, V=80 ml	Q=100 W	700	2-7
	Q=150 W	530	2-8
Eau, Q=100 W	V=80 ml	700	2-7
	V=25 ml	110	2-9
Q=100 W, V=80 ml	Eau	700	2-7
	FC-72	350	2-10

Les régimes d'ébullition sont (d'après les figures 2-7 et 2-8):

- 1) Chauffage de la paroi du caloduc (zone d'évaporateur),
- 2) Chauffage du fluide calorifique par convection naturelle et amorces du régime d'ébullition,
- 3) Ebullition convective et entrainement (dans le cas des excès de charge) par la vapeur de paquets de liquide sous-refroidi jusqu'au condenseur,
- 4) Fonctionnement stabilisé du thermosiphon (atteindre le régime permanent).

La dynamique de l'ébullition en vase dépend de la tension superficielle du fluide caloporteur et aussi de la chaleur massique et du transfert thermique proche paroi (conductivité présent dans le nombre de Nusselt), alors forcément on n'aura pas le même temps de démarrage pour les deux fluides utilisés dans cette expérience ; notons que la tension superficielle de l'eau est 7 fois plus grande que celle du FC-72, en plus la chaleur latente de l'eau est trois fois plus grande que celle du FC-72. (Voir annexe C), lorsqu'on travaille avec différentes charges, on doit noter que les sites de nucléation se trouvent dans la surface interne de l'évaporateur donc lorsqu'on change les charges la surface d'échange varie, avec les charges où on dépasse le volume totale de l'évaporateur le temps nécessaire pour atteindre le régime permanent sera forcément plus important qu'avec moins de charge.

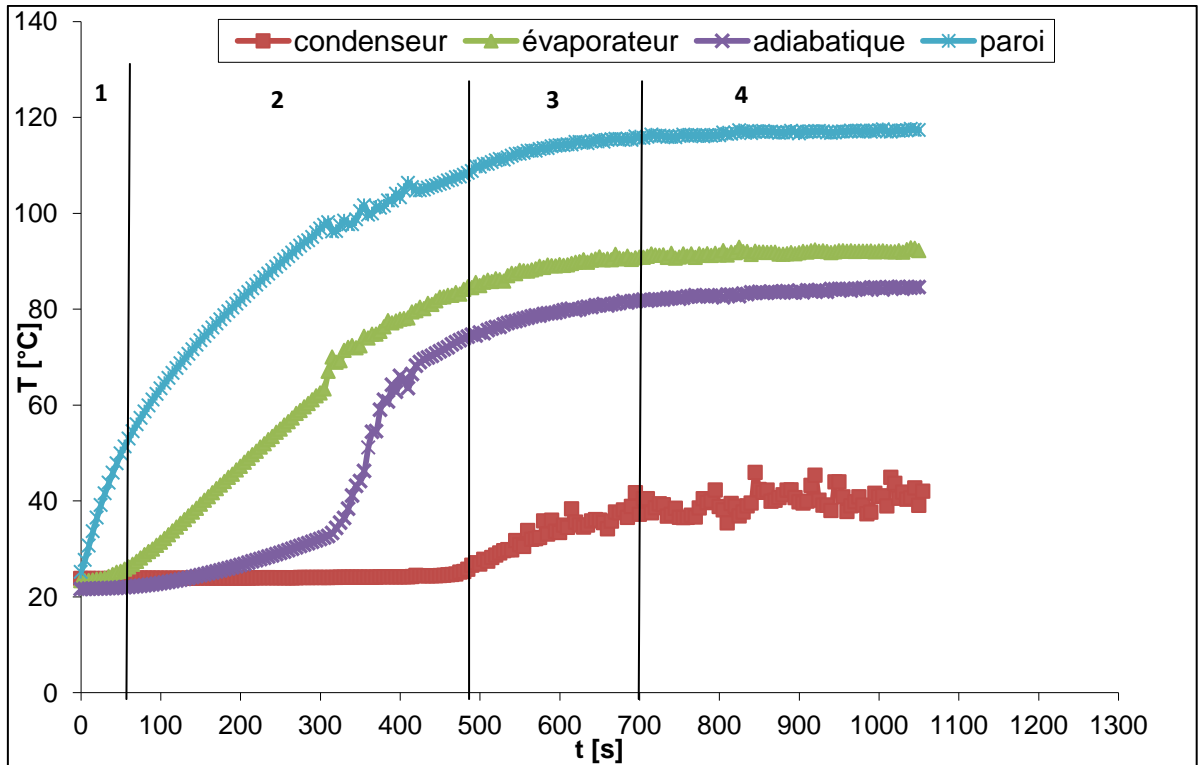


Figure 2-7: Démarrage du fonctionnement: eau, $V=80\text{ml}$, $Q=100\text{W}$

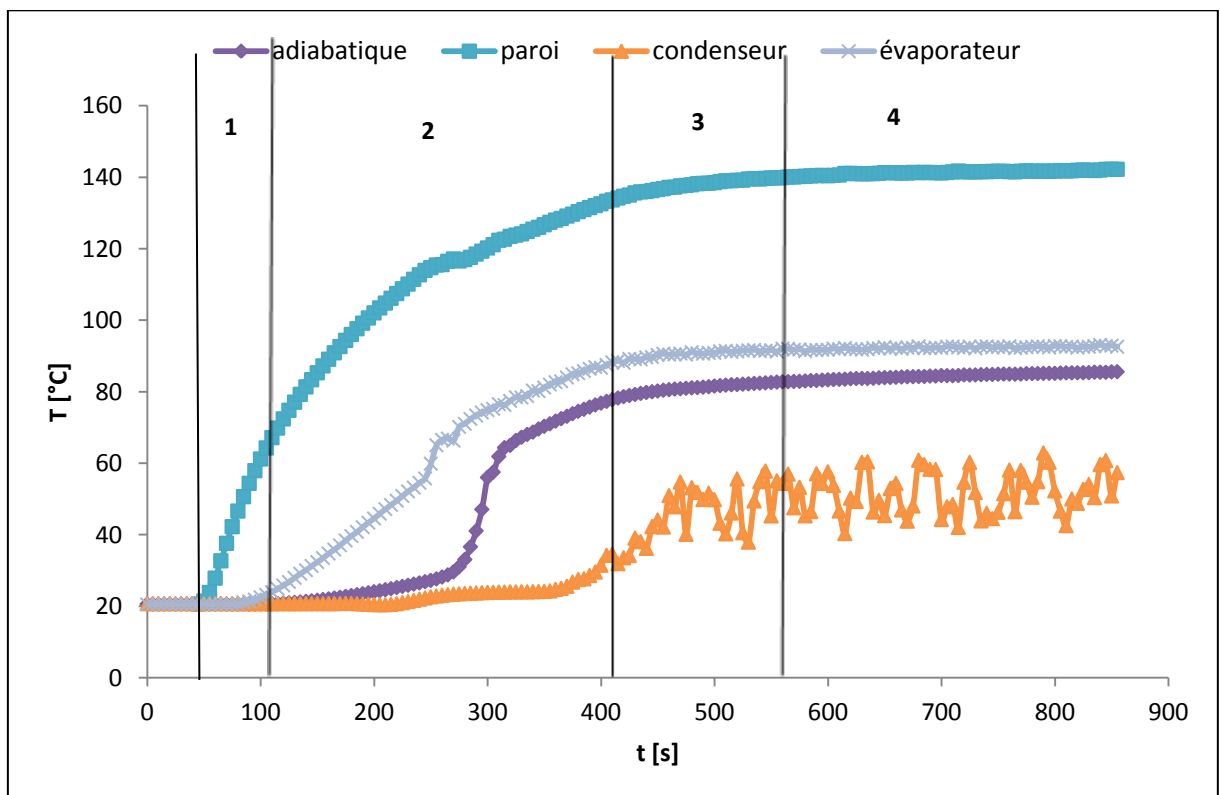


Figure 2-8 : Démarrage du fonctionnement: eau, $V=80\text{ml}$, $Q=150\text{W}$

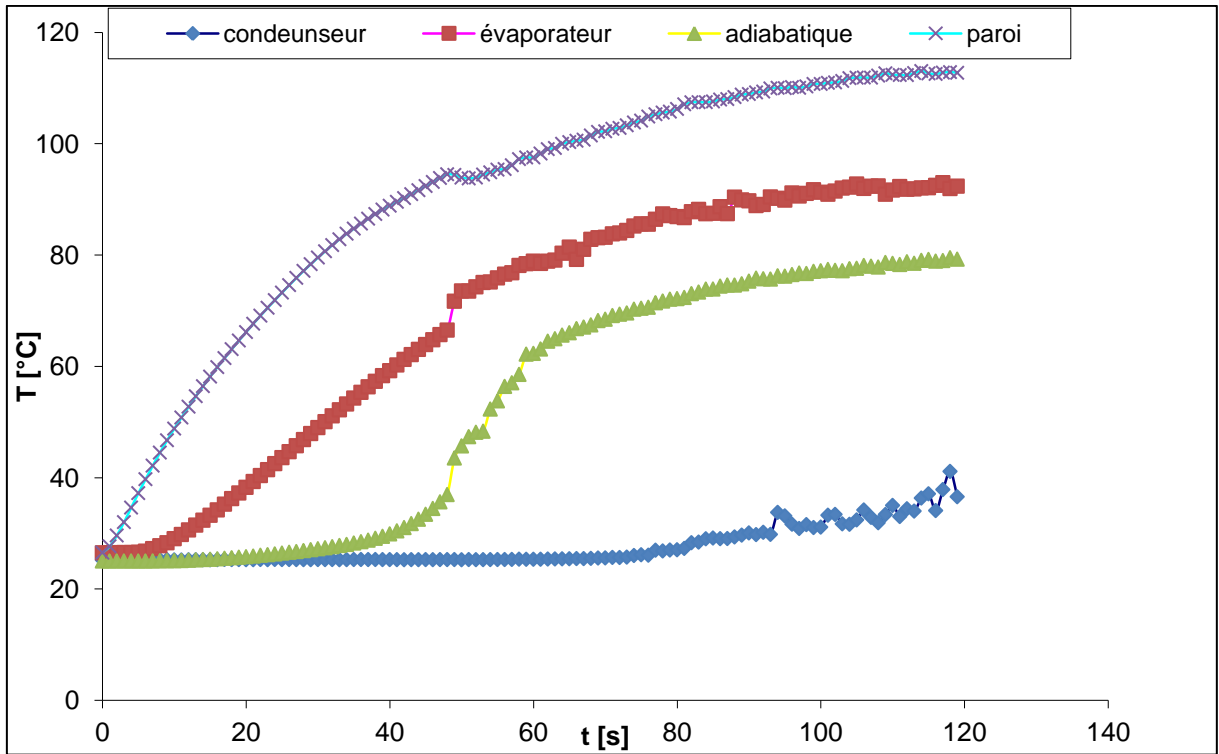


Figure 2-9: Démarrage du fonctionnement: eau, V=25ml, Q=100W

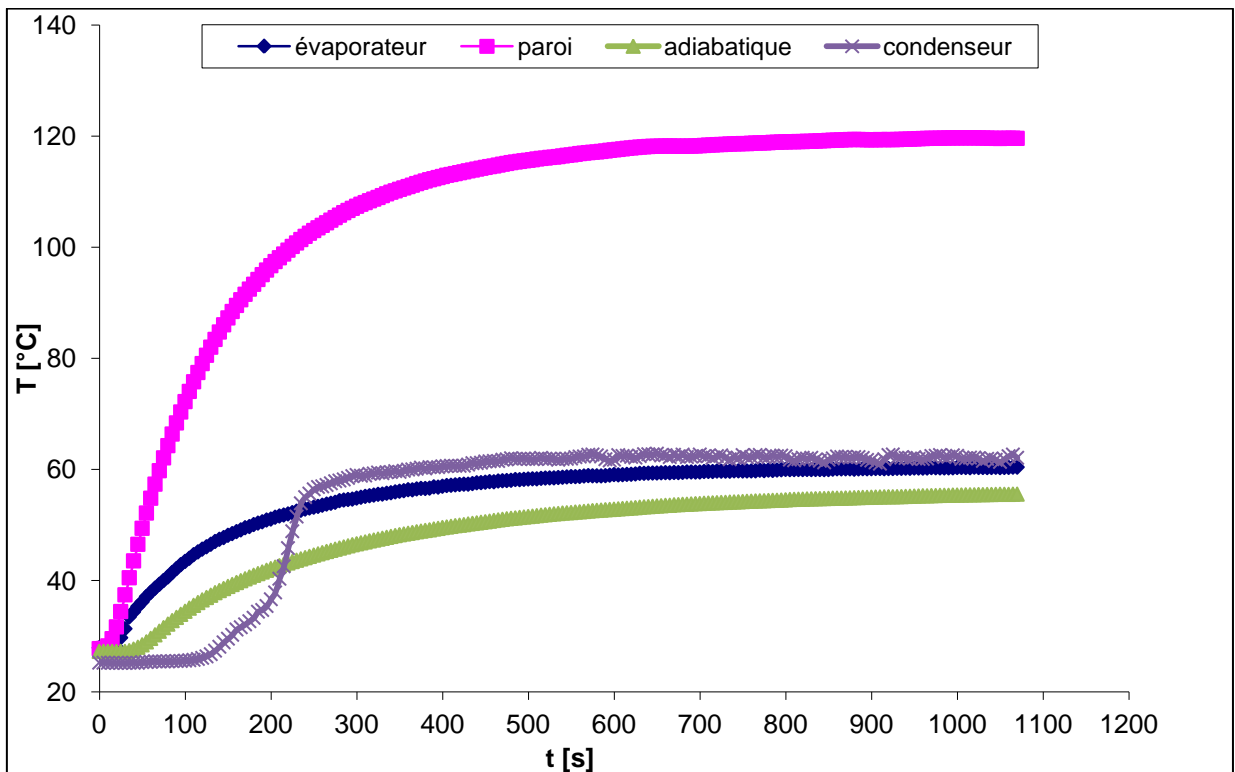


Figure 2-10: Démarrage du fonctionnement: FC-72, V=80ml, Q=100W

2.5.3. Influence de la puissance d'entrée

La figure 2-11 présente l'évolution des températures dans l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur en fonction de la puissance imposée qui varie de 10 à 100W dont le fluide de travail est l'eau ; il est évident que cette courbe montre une décroissance de la température depuis la zone d'évaporateur jusqu'au condenseur pour une puissance d'entrée fixe. De plus une augmentation des températures avec l'augmentation de la puissance ce qui induit aussi à une croissance de la pression de la vapeur d'eau (Voir fig. 2.12-b). Ce qui justifie cette augmentation de la pression est plus lié au transfert de chaleur au condenseur. La résistance thermique au condenseur augmente nécessairement avec l'augmentation du flux de chaleur imposée. En effet, il y a augmentation du débit de vapeur à condenser ce qui entraîne une augmentation des épaisseurs de film de condensat et une augmentation de la température moyenne du fluide secondaire. Par conséquent, Cela induit une augmentation de la résistance thermique et de la température moyenne du fluide secondaire. Ainsi, l'évacuation de la puissance thermique avec l'augmentation de ces grandeurs ne peut-être réalisée qu'avec l'augmentation de la température de saturation du fluide, et donc de sa pression.

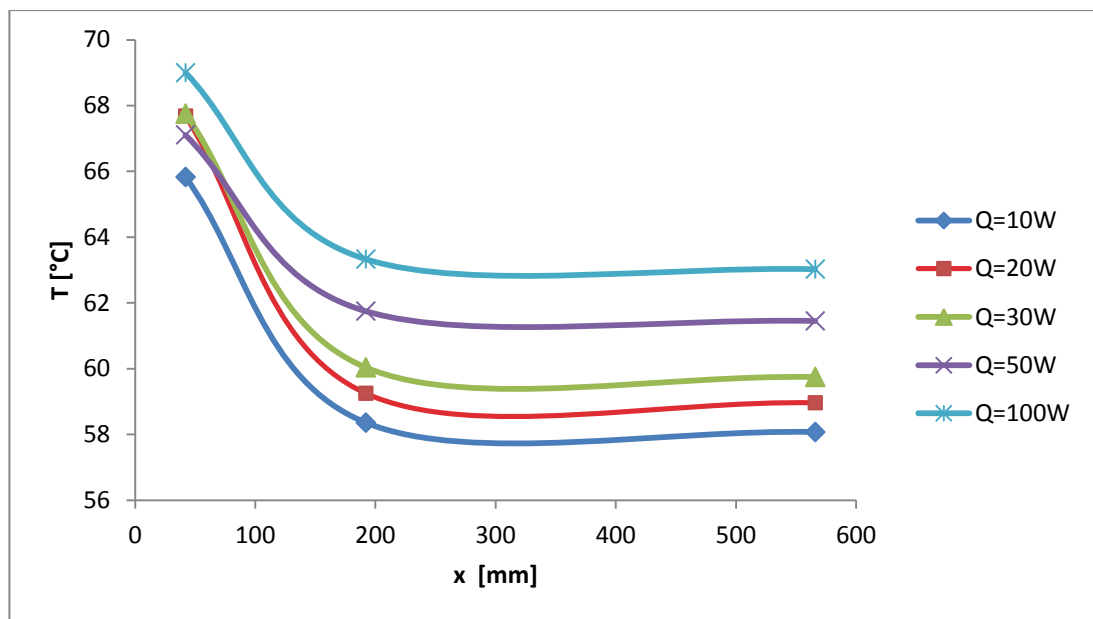


Figure 2-11: profils de température le long du thermosiphon à différentes puissances pour l'eau

2.5.4. Effet de la nature du fluide de travail

Comme ça été indiqué précédemment, deux fluides de travail ont été utilisés qui sont l'eau et le FC-72 ; Le choix de ces deux fluides est dicté par la grande différence de température d'ébullition à la pression d'un bar dont celle de l'eau étant égale à 100°C tandis que celle du FC-72 ayant égale à 56,6°C, concernant la tension superficielle de l'eau qui est 7 fois plus grande que

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

celle du FC-72 ; notons aussi que la chaleur latente de l'eau est 26 fois plus grande que celle du FC-72, c'est-à-dire il faut une quantité de chaleur importante pour l'évaporation pour une même masse de fluide.

La Figure 2-12 montre l'évolution de la pression de la vapeur d'eau en fonction de la puissance imposée, on remarque que la puissance a un effet sur la pression de la vapeur, ce qui fait ; il est évident que plus la puissance augmente, plus la température du bouilleur augmente ; donc le processus d'évaporation sera actif d'où l'augmentation de la pression, ce phénomène est bien régi par le mécanisme bien connu de l'ébullition (changement de phase).

Pour le FC-72, la pression au niveau du condenseur augmente de 0,5 vers 1 Bar avec une pente de 0,003 et celle de la courbe de l'eau est égale à 0,001 ; on peut expliquer cette écart dans les valeurs de pressions entre ces deux fluides par la différence des propriétés physico-chimiques et surtout la tension superficielle ; donc pour le FC-72 la création des bulles sera plus facile et plus rapide si l'on compare avec de l'eau c'est-à-dire la quantité de la vapeur migré à travers la zone adiabatique avec le FC-72 sera plus importante ce qui provoque une augmentation de pression qui sera par conséquent plus élevée qu'avec l'eau, mais l'augmentation de la pression n'est pas nécessairement liée à la production de vapeur, mais aussi à la capacité du thermosiphon à condenser cette vapeur. Plus la chaleur latente sera faible, plus les débits de vapeur seront importants pour une puissance identique. Plus de vapeur condensée implique des films de condensat plus épais. Ajoutant une augmentation de l'épaisseur de film liquide avec le FC-72 (car chaleur latente plus faible) et des transferts en condensation réduit aussi par les faibles propriétés du FC-72 en lien avec sa faible conductivité thermique, cela induit une augmentation importante de la température de condensation, et donc de la pression, de la vapeur du FC-72 pour assurer le transfert de chaleur au condenseur avec l'augmentation de la charge thermique.

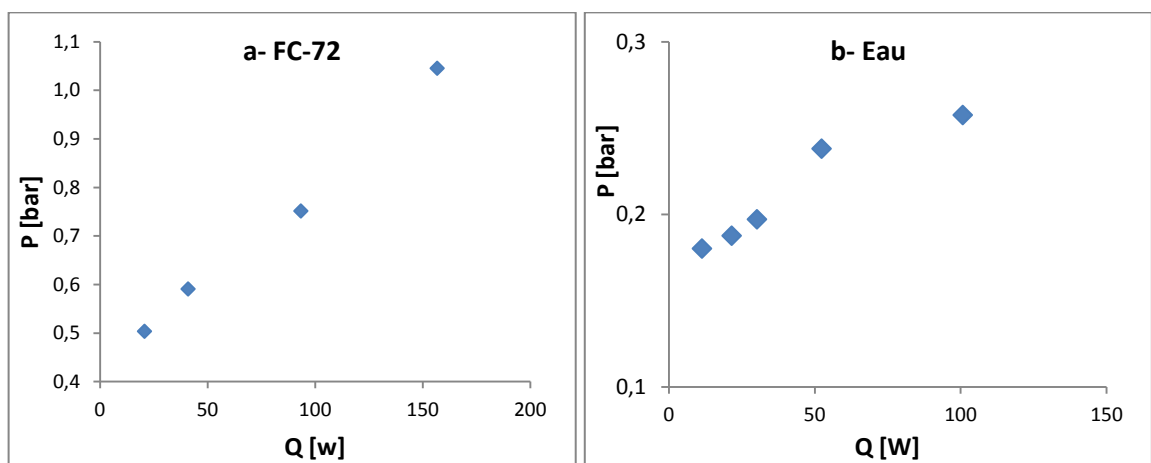


Figure 2-12: Variation de la pression en fonction de la puissance pour l'eau et le FC-72 pour une charge de 200ml

2.5.5. Effet des gaz incondensables

L'influence du gaz incondensable sur la performance thermique du caloduc est obtenue en comparant l'évolution de la conductivité thermique λ et la résistance thermique globale du thermosiphon R_g avec et sans gaz incondensable comme c'est montré sur les figures 2-13 et 2-14 avec l'eau et une charge de 160ml. Il est évident que le rendement du thermosiphon sans gaz incondensable est plus important qu'avec la présence de gaz incondensable car la présence de ce dernier s'interpose entre la vapeur et le liquide ce qui bloque l'écoulement de la phase vapeur vers l'extrémité du condenseur ce qui traduit par une augmentation de la pression à ce niveau et par conséquent une augmentation de la température dans la zone adiabatique du fait qu'il n'y a pas de retour du liquide vers l'évaporateur, donc on assiste à un assèchement. Du côté évaporateur, la présence du gaz incondensable influe sur la formation des bulles lors du phénomène d'ébullition à la surface de l'évaporateur ; on aura un mélange de vapeur d'eau en présence du gaz incondensable ce qui retarde la condensation. La présence d'un gaz incondensable même en petite quantité empêche le fluide de travail de se condenser au niveau du condenseur et par conséquent le bon fonctionnement du caloduc.

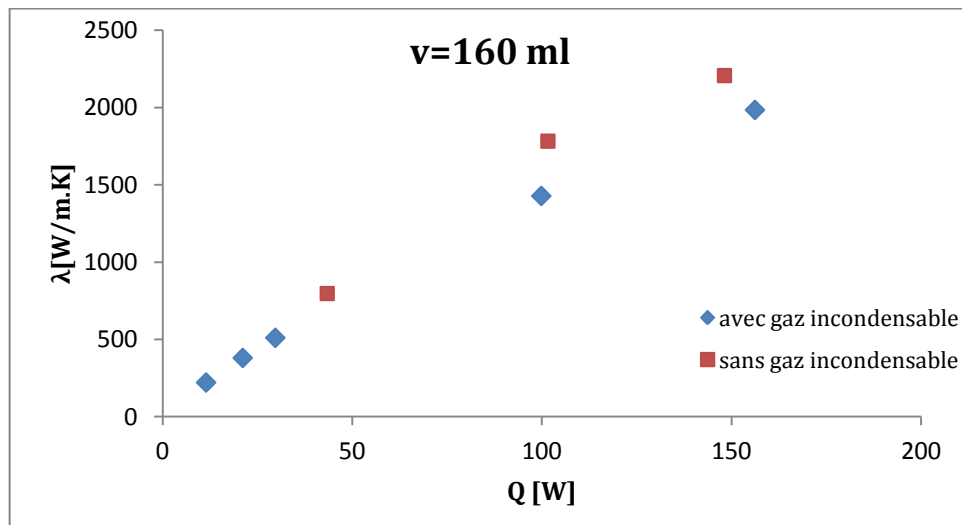


Figure 2-13: Variation de la conductivité thermique en fonction de la puissance « EAU »

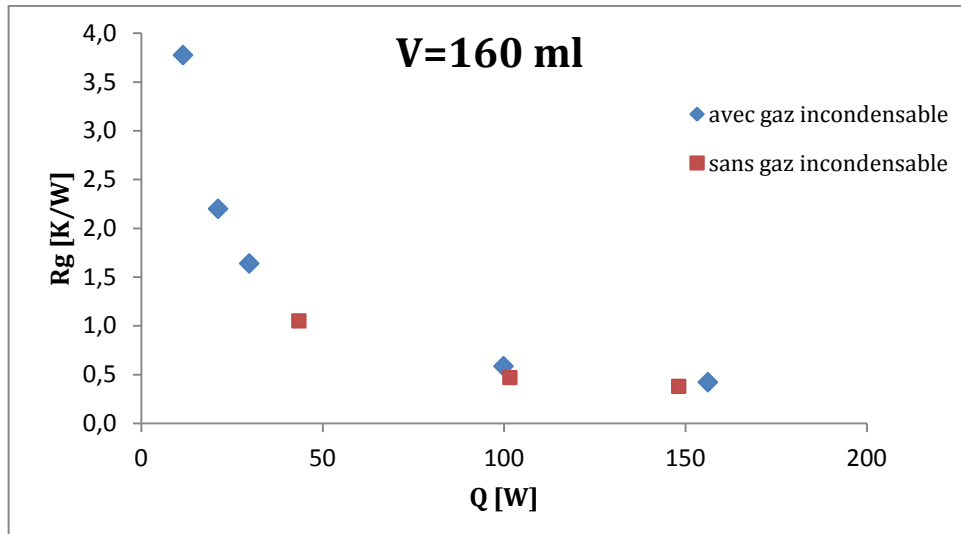


Figure 2-14: Variation de la résistance globale en fonction de la puissance « EAU »

2.5.6. Variation de la pression et la température de l'évaporateur

Pour les deux fluides étudiés et quelque soit le taux de remplissage utilisé on remarque une augmentation de la pression et de la température de l'évaporateur suite à l'augmentation de la puissance de chauffage (Figures 2-15 et 2-16).

- Pour l'eau, l'examen de la courbe 2-15.b permet de distinguer trois domaines :
 - 1^{er} domaine : concernant les charges comprises entre 140 et 50 ml : à puissance constante, la pression diminue avec la diminution de la charge ; ce cas peut être interprété comme suit ; une condensation importante de la vapeur entraînant la diminution de la pression.
 - Le 2^{ème} domaine concerne deux charges qui sont 25ml et la micro charge. Pour une puissance constante, on remarque seulement un effet inverse c'est à dire une diminution de la pression suite à une augmentation de la charge.
 - Le 3^{ème} domaine concerne uniquement les charges comprises entre 200 et 166 ml, dans ce cas la pression à l'intérieure du condenseur en fonction de la puissance étant plus faible que le premier domaine, bien que les charges soient élevées de vapeur au niveau du condenseur, ceci s'expliquerait par l'apparition du phénomène d'engorgement « flooding ».
- Concernant le fluide FC-72, comme c'est montré sur la Figure 2-15.a, et avec une puissance donnée on remarque que la pression de la vapeur est presque constante quelque soit la charge utilisée. Ceci montre que la charge de ce fluide de travail n'a pas d'influence sur la pression de la vapeur.

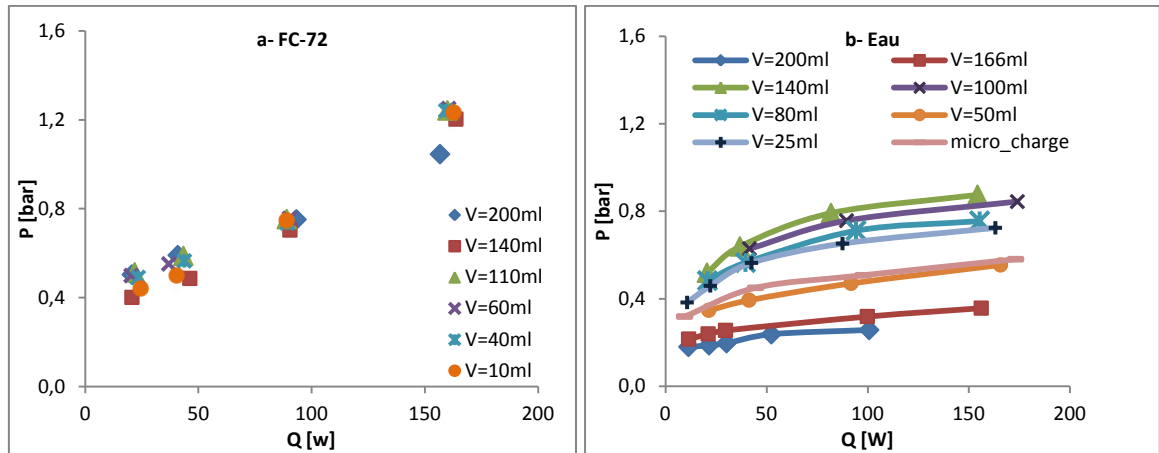


Figure 2-15: Variation de la pression en fonction de la puissance à différents taux de remplissage

La Figure 2-16 donne l'évolution de la température de l'évaporateur en fonction de la puissance :

- On peut distinguer d'après fig. 2-16.a deux séries de charges concernant l'eau ; la tendance générale, quelque soit la charge utilisée ; la température augmente avec la puissance d'entrée, c'est-à-dire plus on chauffe plus la température augmente :
 - Pour la première série, $v=200-166\text{ml}$; les températures de l'évaporateur sont les plus basses comparativement avec les autres charges, ceci pourrait être expliqué qu'avec ces charges qu'on n'arrive pas à avoir une quantité suffisante de vapeur qu'avec les charges inférieurs dont la puissance la plus élevée est 150 W. En plus, la longueur du trajet du film liquide devient courte parce qu'avec la charge de 200 ml, rempli la totalité du volume d'évaporateur et environ 61% du volume de la zone adiabatique.
 - Pour la deuxième série relative aux $V= [140, 100, 80 \text{ et } 50] \text{ ml}$, on remarque que pour une puissance constante, la température de l'évaporateur diminue quand on passe d'une charge à une autre inférieure. Ce résultat est normal car la longueur du trajet du film liquide devient de plus en plus importante, en tenant compte que le niveau du liquide va diminuer car une quantité de ce dernier se trouve sous forme de vapeur.
- Pour le FC-72, l'interprétation donnée auparavant, concernant l'évolution de la pression en fonction de la puissance reste valable concernant l'évolution de la température de l'évaporateur en fonction de la puissance (Figure 2-16.b) c'est-à-dire que la charge n'a pas d'influence sur l'évolution de la température en fonction de la puissance d'entrée.

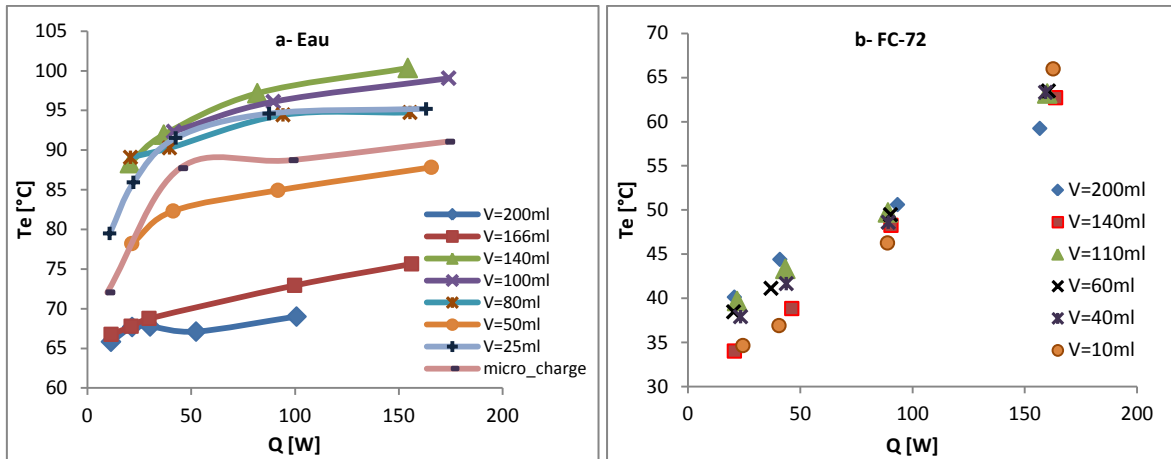


Figure 2-16: Evolution de la température de l'évaporateur en fonction de la puissance à différents taux de remplissage

2.5.7. Etude de la variation des résistances thermique dans le thermosiphon

Afin de calculer les différentes résistances thermiques tout en négligeant les pertes de chaleurs à ce niveau, on n'a pris en considération que la résistance de la paroi du matériau dans nos calculs.

Tableau 2-9 : Les résistances thermiques

Zone du thermosiphon	Formule
La résistance thermique globale R	$R = \frac{T_r - T_m}{Q}$
La résistance thermique de l'évaporateur R_e	$R_e = \frac{T_r - T_e}{Q}$
La résistance thermique adiabatique R_a	$R_a = \frac{T_e - T_c}{Q}$
La résistance thermique du condenseur R_c	$R_c = \frac{T_c - T_m}{Q}$

Dont : $T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$

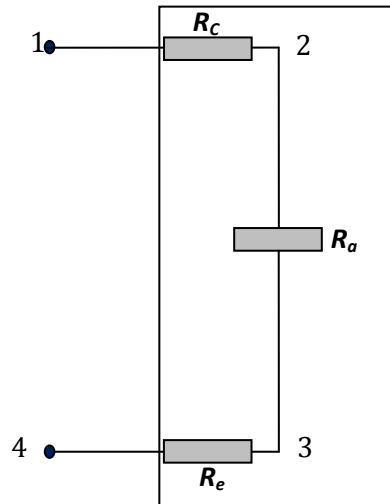


Figure 2-17: Différentes résistances dans le thermosiphon

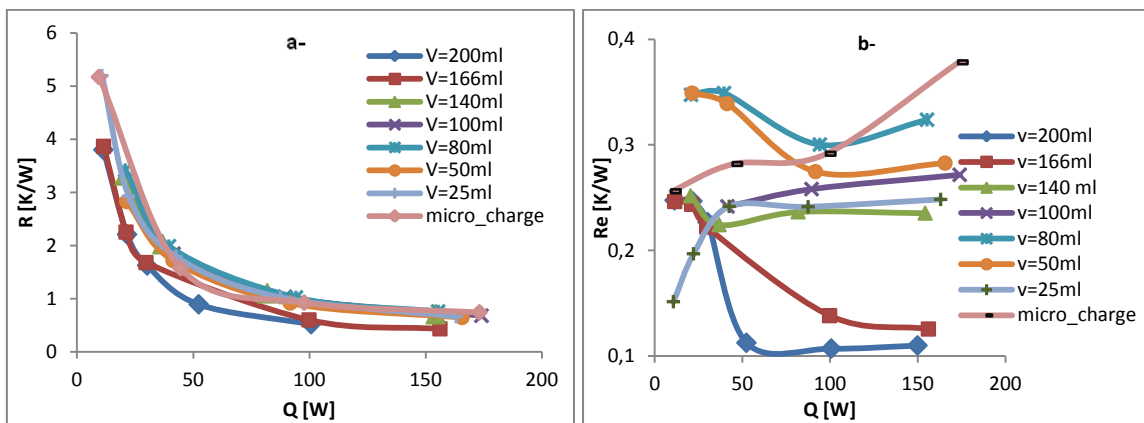


Figure 2-18: Variation des résistances thermique pour l'eau

La Figure 2-18-a montre l'évolution de la résistance thermique globale en fonction de la puissance, pour l'eau, on remarque quelque soit la charge utilisée, la résistance thermique diminue avec l'augmentation de la puissance, cette tendance est confirmée par la loi suivante :

$$R = \frac{\Delta T}{Q}$$

C'est-à-dire, Plus la puissance augmente, la résistance thermique diminue. Ceci montre que la charge n'a pas d'influence sur le comportement du thermosiphon et que ce dernier fonctionne même avec une micro charge.

Avec les grandes charges ($200 < V < 166$ ml), les points expérimentaux de la Figure 2-18 montrent des valeurs de résistances plus faibles entraînant une amélioration de l'ébullition par conséquent une formation de plusieurs micro bulles à la surface de l'évaporateur autrement dit il se produit une crise d'ébullition et une formation d'une couche isolante constituée par de la vapeur qui empêche le liquide froid de la remplacer ; alors il se produit une crise d'ébullition entraînant ainsi la vibration du thermosiphon

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

La Figure 2-18-b montre la variation de la résistance thermique dans l'évaporateur en fonction de la puissance à différentes charges, on distingue trois domaines de charge de remplissage:

- Le premier domaine englobe les deux hautes charges de 200-160 ml ; la résistance thermique de l'évaporateur diminue avec l'augmentation de la puissance d'entrée qui est la plus faible comparativement aux autres charges,
- Le deuxième domaine comporte les charges 100, 80 et 50 ml, la résistance thermique de l'évaporateur diminue, passe par un minimum puis augmente ; ceci montre que le trajet parcouru par le film liquide sur la paroi est important, apparemment il y'a deux phénomènes prédominants dans le thermosiphon qui se manifeste au niveau de l'évaporateur par l'ébullition et l'évaporation au niveau du film liquide descendant,
- Le troisième domaine concerne la charge de 25 ml et celle de la micro charge dans ce cas on a une évolution inverse ; une augmentation de la résistance thermique de l'évaporateur avec l'accroissement de la puissance d'entrée.

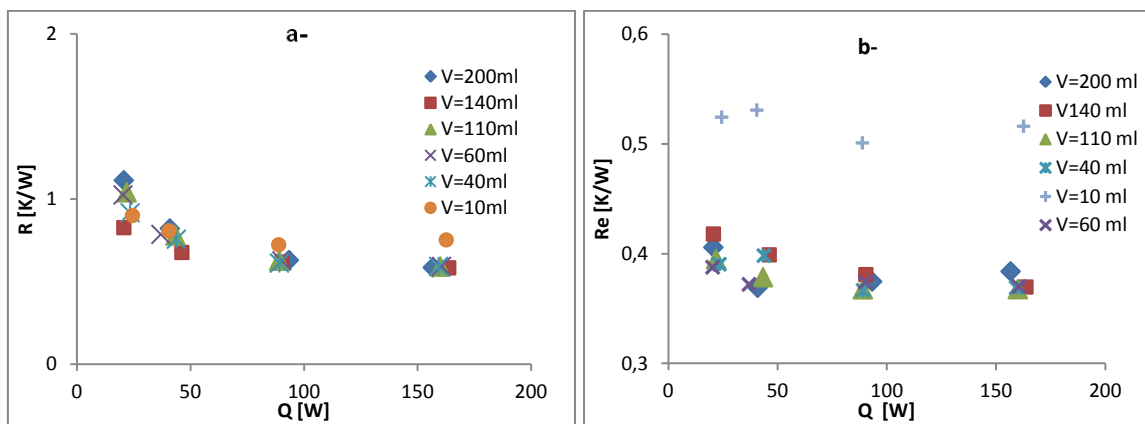


Figure 2-19: Variation des résistances thermique pour le FC-72

Concernant le FC-72 (figures 19-a et 19-b) ; quelque soit la charge de remplissage, la résistance thermique (globale ou de l'évaporateur) diminue avec l'augmentation de la puissance ; on constate ici que le taux de remplissage n'a pas d'influence sur la performance du thermosiphon comme il est illustré dans les figures 2-18 et 2-19, donc notre caloduc assisté par gravité fonctionne avec des excès de charge de fluide de travail ($V_{aj} > V_e$) sauf pour le taux de remplissage correspond à 7%.

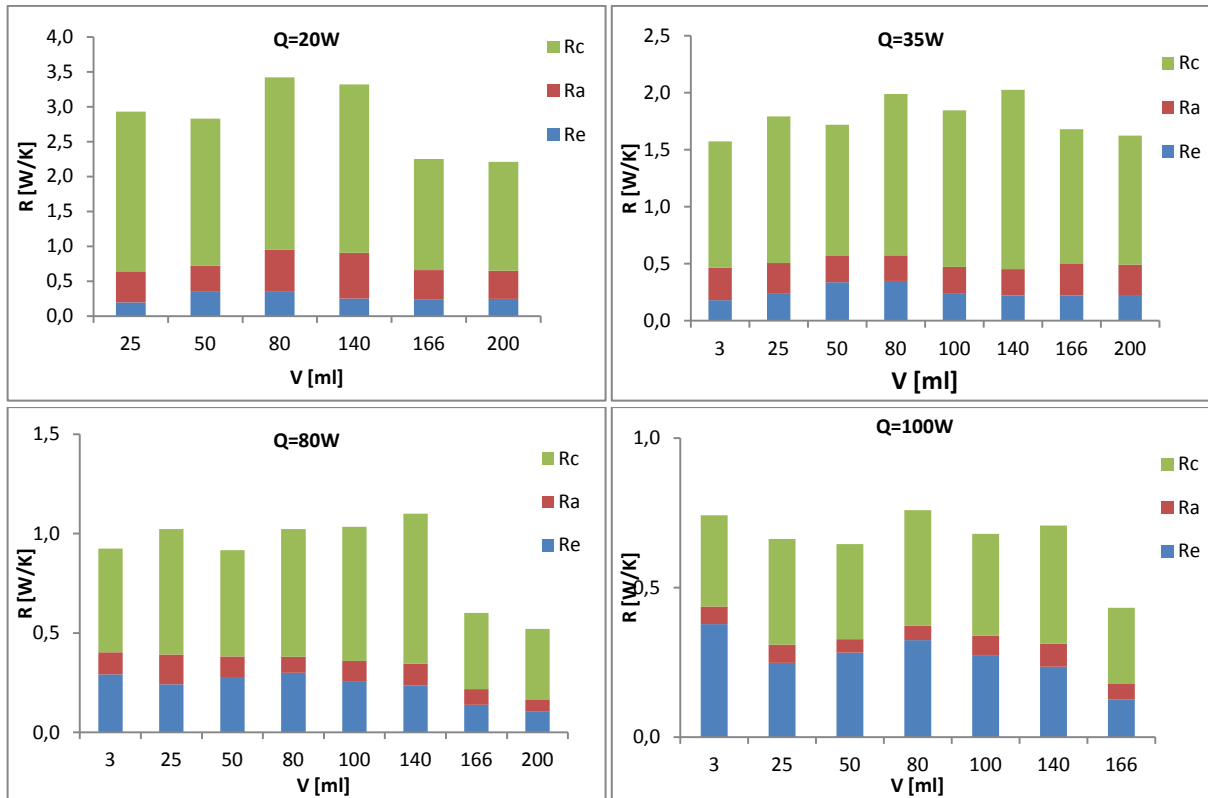


Figure 2-20: Variation des résistances thermiques en fonction de la charge et la puissance *EAU*

La Figure 2-20 montre des histogrammes donnant les différentes résistances thermiques (Re, Ra, Rc) en fonction de la variation de la charge pour une puissance donnée constante. Quelle que soit la puissance donnée, on remarque que la résistance du condenseur est toujours la plus grande comparativement aux deux autres résistances qui sont Re et Ra et pour toutes les charges. Cette constatation reste valable pour les puissances Q=35, 80 et 100 W. Toutefois la résistance thermique de l'évaporateur est quasiment constante quelle que soit la charge du fluide et pour une puissance donnée constante ; les résistances maximum obtenues pour les valeurs de charge de 80-140 ml et pour Q=20 W ; de même pour la puissance égale à 35 W, Re max est observé pour les mêmes charges (80-140 ml)

En observant les quatre figures, on constate généralement que la résistance thermique globale diminue quand on passe d'une puissance à une autre supérieure ; par contre la résistance de l'évaporateur diminue au profit de la résistance du condenseur.

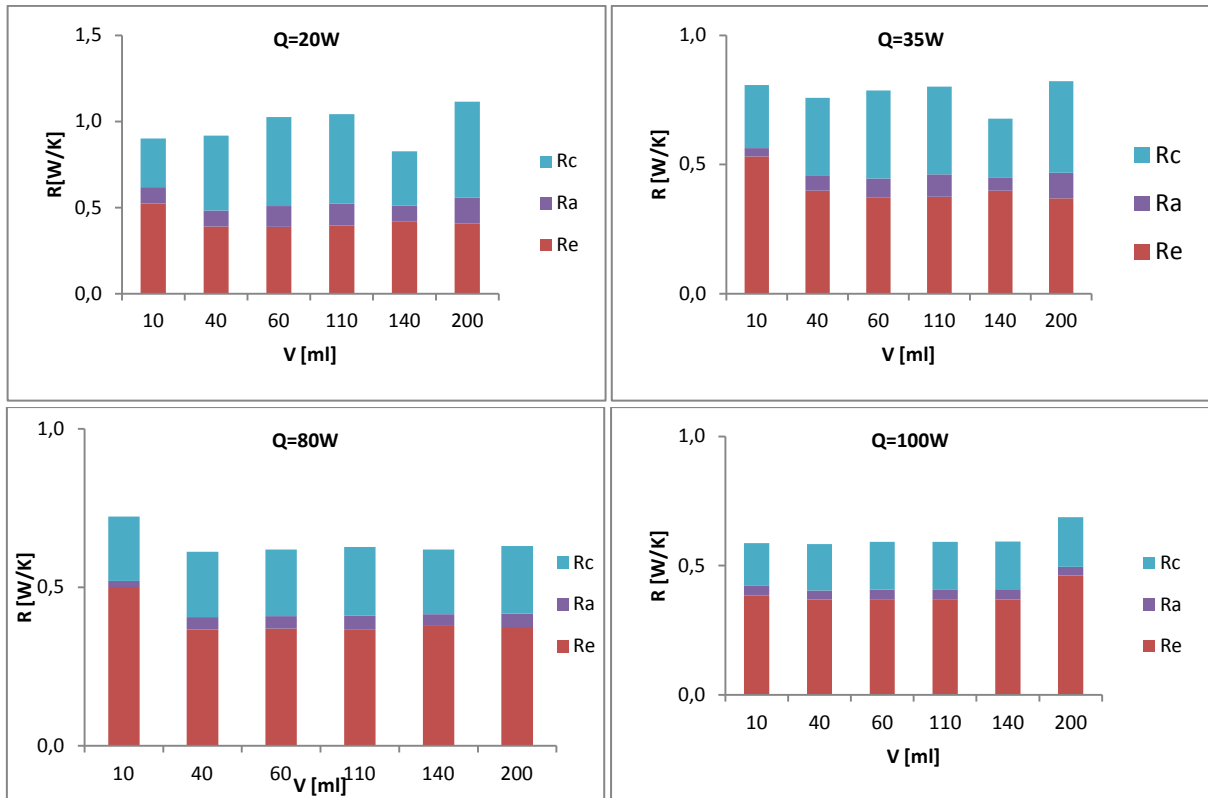


Figure 2-21: variation des résistances thermiques en fonction de la charge de remplissage et la puissance *FC-72*

2.5.8. Variation de la conductivité thermique

La conductivité thermique λ est donnée par la relation suivante :

$$\lambda = \frac{Q \cdot L}{\pi R_e^2 (T_r - T_m)}$$

La conductivité thermique est étudiée en fonction de la puissance comme s'est montré sur la Figure 2-22 ; on remarque que la conductivité thermique augmente avec la puissance, quelque soit la charge utilisée et le fluide de travail, on distingue deux tendances une pour les faibles et une pour les hautes charges. On remarque que la conductivité thermique augmente aussi bien pour les faibles charges que pour les hautes charges de remplissage et qu'il s'établit un écart de plus en plus important au fur et à mesure que la puissance augmente; il est évident que les faibles charges ont une conductivité plus faible contrairement aux hautes charges.

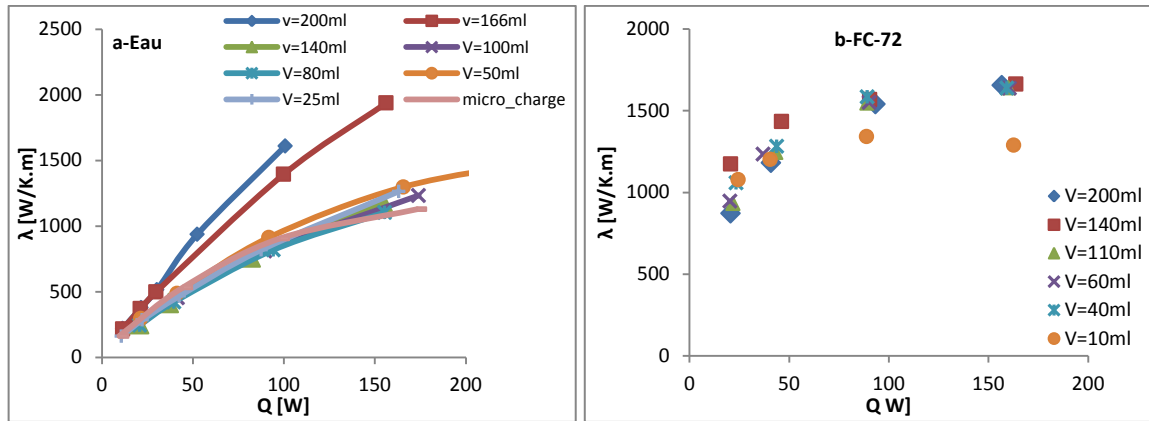


Figure 2-22: Variation de la conductivité thermique du cuivre en fonction de la puissance

2.5.9. Etude de la variation du coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur par convection, h est donné par :

$$h = \frac{Q}{2\pi D_i L (T_r - T_m)}$$

La courbe de la Figure 2-23-a relative à l'eau montre un coefficient de transfert de chaleur maximum, qui est égal à 300 W/m².K pour une puissance de 100 W et pour une charge égale à 200ml tandis que pour une charge de 166ml et une puissance 150 W le coefficient de transfert de chaleur est égal à 2500 W/m².K.

La courbe de la Figure 2-23-b relative au FC-72 montre pour la charge de 10ml le coefficient de transfert de chaleur est minimum et reste presque constant qui est égale 600 W/m².K, pour les autres charges comprises entre 40 et 200ml, le coefficient h augmente jusqu'à 850 W/m².K.

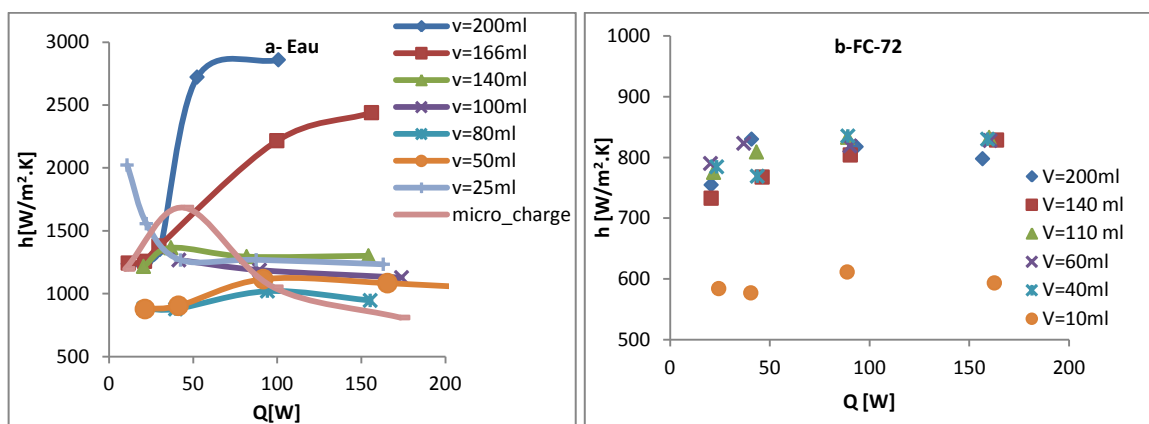


Figure 2-23: variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la puissance à différentes charges

2.5.10. Effet d'inclinaison du thermosiphon

Une étude a été réalisée dans le but d'étudier l'influence de l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizon sur thermosiphon avec une charge d'eau correspond à 200 ml d'eau et une puissance imposée de 100 W ; les inclinaisons testées sont 40, 65 et 75°. La figure 2-24 montre la variation de la conductivité thermique en fonction de l'inclinaison avec et sans gaz incondensable. Cette étude montre que la conductivité thermique maximale correspond à un angle d'inclinaison du thermosiphon à 75° sans gaz incondensable.

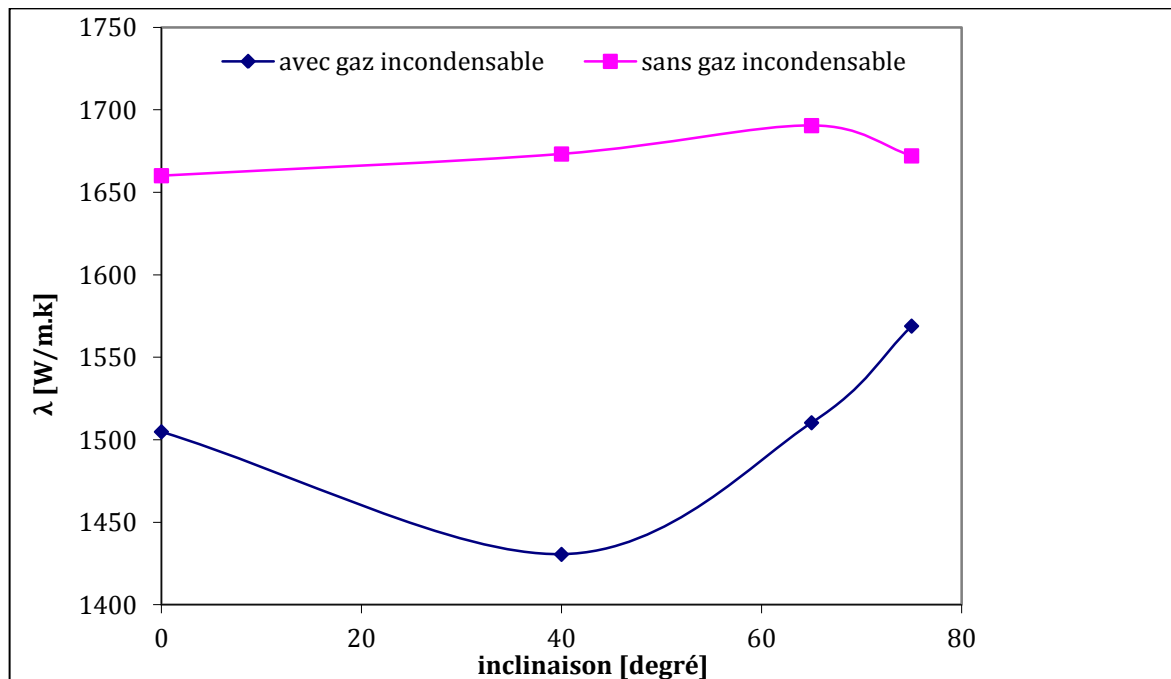


Figure 2-24: Variation de la conductivité thermique en fonction de l'inclinaison du thermosiphon avec l'eau, Q=100W et V=200ml

2.6. LIMITES DE FONCTIONNEMENT

Deux limites de fonctionnement ont été observées qui sont la limite d'assèchement et la limite d'entraînement :

2.6.1. Limite d'assèchement

Cette limite apparaît lorsque la quantité de fluide caloporteur dans le thermosiphon est insuffisante, on détecte cette limite lorsque la température augmente brusquement comme dans la figure 2-25 après 140s.

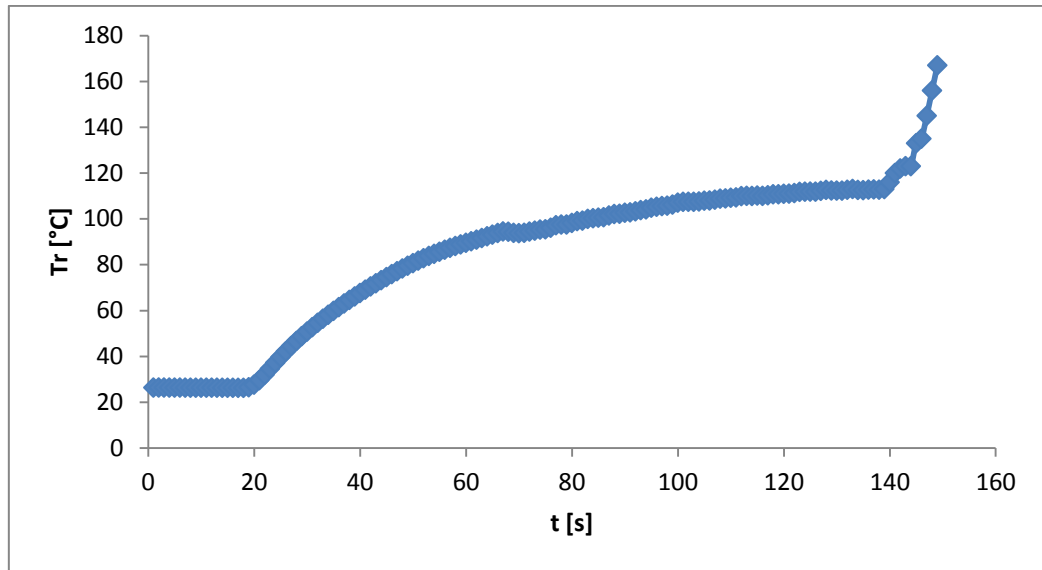


Figure 2-25: Allure de l'évolution temporelle de la température de la paroi dans le cas d'une limite d'assèchement

2.6.2. Limite d'entraînement

Cette limite entraîne des vibrations du thermosiphon qui produit par un bruit d'éclatement avec la charge 200 ml pour les deux fluides en position verticale et avec une charge moins de 200 ml mais dans le cas où le thermosiphon incliné à 75°.

2.7. CONCLUSION

Ce second chapitre est consacré à l'étude du comportement thermique et hydrodynamique d'un thermosiphon diphasique vertical d'une longueur totale de 680 mm et un diamètre interne de 26 mm pour des taux de remplissage qui dépasse le volume d'évaporateur. Deux fluides sont utilisés, l'eau et le FC-72, la puissance thermique imposée est comprise entre 10 et 200 W.

A travers cette étude expérimentale, on résume les résultats suivants :

- Les régimes d'ébullition dans ces conditions de travail sont :
 - Chauffage du fluide calorifique par convection naturelle et amorce du régime d'ébullition,
 - Ebullition convective et entraînement par la vapeur de paquets de liquide sous-refroidi jusqu'au condenseur,
 - Fonctionnement stabilisé du thermosiphon (atteindre le régime permanent).

Il faut noter que l'obtention du régime permanent lors du start-up dépend des paramètres suivants : la nature du fluide caloporteur, le flux de chaleur imposé et le taux de remplissage,

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

- Les performances du thermosiphon sont peu sensibles à la charge en fluide lorsque le FC-72 est utilisé comme fluide de travail contrairement à l'eau,
- La résistance thermique globale diminue lorsque la puissance augmente pour atteindre 0,6 K/W à 160 W avec l'eau. Les mécanismes d'ébullition sont limitant dans le transfert de chaleur par rapport à ceux du condenseur,
- Les performances du thermosiphon sont plus sensibles à la charge en fluide lorsque l'eau est utilisée comme fluide de travail,
- De bonnes performances sont obtenues pour des charges intermédiaires avec un taux de remplissage du réservoir compris entre 70 et 160 %, comme observé dans la littérature. Cependant, les meilleures performances de transfert de chaleur sont obtenues pour des taux de remplissage en fluide importants (235-285 %). Cela s'explique par l'importance des interactions entre la vapeur produite à l'évaporateur qui pousse brutalement une partie du liquide jusqu'au condenseur. Aux fortes puissances, ce phénomène participe autant à une amélioration des transferts thermiques à l'évaporateur qu'au condenseur.
- Les résultats expérimentaux ont montré aussi que le thermosiphon diphasique est performant dans le transfert de chaleur avec une conductivité thermique équivalente 4 à 5 fois supérieure à celle du cuivre.

2.8. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] P.D. Dunn, D.A. Reay. Heat Pipes, third ed., Pergamon Press, 1994.
- [2] A. Faghri. Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, Washington, D. C, 1995.
- [3] U. Gross. Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 35, 279-294, 1992.
- [4] H. Imura. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 26 N°08, 1181-1188, 1983.
- [5] K. Negishi, T. Sawada. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon, Int. J. Heat and Mass Transfer 8, 1207-1213, 1983.
- [6] S. J. Chen. Reflux condensation in a two phase closed thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 27 N°09, 1587-1594, 1984.
- [7] C. Casarosa, E. Latrofa, A. Shelglinski. The geyser effect in a two-phase thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 26, 933-941, 1983.
- [8] S. Noie. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering 25, 495-506, 2005.
- [9] M. S. Elmosbahi, A. W. Dahmouni, C. Kerkeni, A. A. Guizani, S. Ben Nasrallah. An experimental investigation on the gravity assisted solar heat pipe under the climatic conditions of Tunisia, Energy Conversation and Management 64, 594-605, 2012.
- [10] A. Kamyar. Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, International Journal of Heat and Mass Transfer 65, 610-618, 2013.
- [11] H. Shabgard. Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 70, 91-102, 2014.
- [12] Bandar Fadhl, Luiz C. Wrobel, Hussam Jouhara. Numerical modeling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering 60, 122-131, 2013.
- [13] Yong Joo Park, Hwan Kook Kang, Chul Ju Kim. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 4655-4661, 2002.

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

- [14] H. Jouhara, O. Martinet, A.J. Robinson. Experimental study of small diameter thermosyphons charged with Water, FC-84, FC-77 & FC-3283, 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands, 2008.
- [15] T. Paramatthanuwat, S. Boothaisong, S. Rittidech, K. Booddachan. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano, Heat Mass Transfer 46, 281–285, 2010.
- [16] T. Kiatsiriroat, A. Nuntaphan, J. Tiansuwan. Thermal performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids, Exp. Heat Transf. 13(2), 137–152, 2000.
- [17] H. Hashimoto, F. Kaminaga. Heat transfer characteristics in a condenser of closed two-phase thermosyphon: effect of entrainment on heat transfer deterioration, Heat. Transf. Asian Res. 31(3), 212–225, 2002.
- [18] Davoud Jafari, Alessandro Franco, Sauro Filippeschi, Paolo Di Marco. Two-phase closed thermosyphons : A review of studies and solar applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews 53, 75–593, 2016.
- [19] Ping-Yang Wang, Bo-Wen Hu, Zhen-Hua Liu. Heat transfer and thermal storage performance of an open thermosyphon type thermal storage unit with tubular phase change material canisters, Energy Conversion and Management 103, 1078–1088, 2015.
- [20] Q. Baojin, Z. Li, X. Hong, S. Yan. Heat transfer characteristics of titanium/ water two-phase closed thermosyphon, Energy Convers. Manag. 50 (9), 2174–2179, 2009.
- [21] T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Rittidech. Correlations to predict heat transfer characteristic of an inclined closed two-phasethermosyphon at normal operating conditions, Appl. Therm. Eng. 20, 781–790, 2000.
- [22] H. Jouhara, A. J. Robinson. Experimental investigation of small diameter two phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. Appl. Therm. Eng. 30(2-3), 201–211, 2010.
- [23] T. F. Lin, W. T. Lin, Y. L. Tsay, J. C. Wu. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two phase closed thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transf. 38(2), 295–307, 1995.
- [24] A. Nakano, M. Shiraishi, M. Nishio, M. Murakami. An experimental study of heat transfer characteristics of a two-phase nitrogen thermosyphon over a large dynamic range operation, Cryogenics 38, 1259–1266, 1998.

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

- [25] T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Rittidech. Correlations to predict heat transfer characteristic of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions, *Appl. Therm. Eng.* 20, 781–790, 2000.
- [26] S. Rittidech, W. Srimuang. Correlation to predict heat-transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT) at normal operating conditions, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53, 5984–5987, 2010.
- [27] I. Khazaei, R. Hosseini, S. H. Noie. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.* 30, 406–412, 2010.
- [28] M. H. M. Grooten, C. W. M. Van Der Geld. The effect of the angle of inclination on the operation limiting heat flux of long R-134a filled thermosyphons, *ASME J. Heat Transf.* 132/0515011, 2010.
- [29] B. Jiao, L. M. Qiu, Z. H. Gan, X. B. Zhang. Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosyphon. *Heat Mass Transf* 48 (6), 1043–1055, 2012.
- [30] Z. Q. Long, P. Zhang. Experimental investigation of the heat transfer characteristics of a helium cryogenic thermosyphon. *Cryogenics* 57, 95–103, 2013.
- [31] Janusz T. Cieslinski, Artur Fiuk. Heat transfer characteristics of a two-phase thermosyphon heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 51, 112-118, 2013.
- [32] A. Brusly Solomon, R. Roshan, Walter Vincent, V.K. Karthikeyan, L. Godson Asirvatham. Heat transfer performance of an anodized two-phase closed thermosyphon with refrigerant as working fluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 82, 521–529, 2015.
- [33] Y. J. Park, H. K. Kang, C. J. Kim. Heat transfer characteristics of a two phase closed thermosyphon to fill charge ratio, *Int. J. Heat Mass Transf.* 45, 4655–4661, 2002.
- [34] H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kozai. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transf.* 26(8), 1181–1188, 1983.
- [35] J. Lee, J. Ko, Y. Kim, S. Jeong, T. Sung, Y. Han, J. P. Lee, S. Jung. Experimental study on the double-evaporator thermosiphon for cooling HTS (high temperature super conductor) system, *Cryogenics* 49, 390–397, 2009.
- [36] H. Hagens, F. L. A. Ganzevles, C. W. M. Van Der Geld, M. H. M. Grooten. Air heat exchangers with long heat pipes: experiments and predictions. *Appl. Therm. Eng.* 27, 2426–2434, 2007.

Chapitre 2 : Etude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon tube

[37] W. Guo, D. W. Nutter. An experimental study of axial conduction through a thermosyphon pipe wall, *Appl. Therm. Eng.* 29, 3536–3541, 2009.

[38] B. Jiao, L.M. Qiu, X.B. Zhang, Y. Zhang. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon, *Applied Thermal Engineering* 28, 1417–1426, 2008.

[39] Davoud Jafari, Sauro Filippeschi, Alessandro Franco, Paolo Di Marco. Numerical Analysis of the Effect of Filling Ratio on the Transient Behaviour of a Two-Phase Closed Thermosyphon, *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (MCM) Spain*, Paper No. 302, 2015.

[40] R. Manimaran, K. Palaniradja, N. Alagumurthi. Effect of Filling Ratio on Thermal Characteristics of Wire-Mesh Heat Pipe Using Copper Oxide Nanofluid, *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 3, 023004, 2012.

Chapitre 3 :

**Etude de l'influence de la charge sur le
fonctionnement et les performances d'une boucle de
type thermosiphon diphasique**

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

3.1. INTRODUCTION

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté une étude expérimentale de la performance thermique sur un thermosiphon tube avec des excès de charges. Dans ce chapitre, on propose une étude expérimentale complémentaire sur un autre type de caloduc qui est constitué par une boucle de type thermosiphon diphasique en considérant l'influence du taux de remplissage sur la performance de celui-ci.

Une des applications de la boucle à thermosiphon est celle du refroidissement des équipements électroniques qui demande des techniques en réduisant à chaque fois la taille, la masse ainsi que le coût de production ; on peut utiliser la gravitaire dans différents domaines tels que le stockage de l'énergie solaire, le refroidissement des équipements de télécommunication [7]...

Son principe de fonctionnement est basé essentiellement sur le transport d'énergie d'un endroit à un autre c'est-à-dire que la chaleur est transférée de l'évaporateur vers le condenseur par le biais d'un fluide avec un changement de phase, ensuite une fois la vapeur condense sous forme de liquide, celui-ci revient vers l'évaporateur par gravité ; mais dans des cas l'écoulement contre-courant du liquide-vapeur génère des problèmes ; afin d'éviter ce genre de problème, une boucle de type thermosiphon est montée.

Une boucle de type thermosiphon diphasique comporte quatre éléments essentiels à savoir un évaporateur, une ligne vapeur, un condenseur et une ligne liquide ; lorsque la chaleur est imposée à l'évaporateur, le liquide s'évapore et la vapeur produite monte à travers la ligne vapeur vers le condenseur où elle se condense et la chaleur sera récupérée, le liquide condensé revient à l'évaporateur à travers la ligne liquide.

Des études ont été réalisées sur des applications de la boucle type thermosiphon comme Samba et al. [7] qui ont placé la boucle à thermosiphon afin de refroidir un cabinet de télécommunication et Khodabandeh [5] qui a fait son étude dans le but de refroidir une station de radio.

Plusieurs auteurs ont réalisé des études dans ce domaine tel que Jiang He et al. [14-15] qui ont examiné l'influence des gaz incondensables sur le fonctionnement et la performance d'une boucle type thermosiphon,

Des études ont prouvés que la dimension de la boucle influe sur le fonctionnement de la boucle tel que Chehade et al. [8] qui ont développé un modèle physique d'une boucle type thermosiphon et ils ont affirmé que la dimension de la ligne liquide influe sur la pression dans la boucle, Khodabandeh et Furberg [4, 6] ont démontré que la géométrie de l'évaporateur a un effet sur le fonctionnement du thermosiphon,

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

Khodabandeh [5], en étudiant la performance de la boucle de type thermosiphon, a montré que le mode de refroidissement est un facteur déterminant qui influe sur le rendement de la boucle.

Parmi les travaux qui ont étudié l'influence de la charge sur le fonctionnement de la boucle ont résumé dans le tableau 3-2 dont des études expérimentales ont été effectuées par Kang et al. [1] sur un thermosiphon de boucle avec trois types d'évaporateur : le premier évaporateur est sans structure de mèche, le deuxième et le troisième ont respectivement des structures de mèches d'épaisseur de 1mm et 4mm (figure 3-1.b) ; avec différents taux de remplissage de 5%, 10%, 20%, 30%, 40% et 50% pour des puissances de chauffage allant de 20 à 250W où le méthanol et l'eau sont utilisés comme fluide de travail. Les résultats montrent que la structure de mèche peut améliorer directement les effets de transfert de chaleur ; le taux de remplissage optimal est à 10% avec du méthanol et 30% pour l'eau dont l'épaisseur de mèches est de 1mm ; à cet effet, la température de l'eau de refroidissement qui a un rôle sur la performance du thermosiphon. Le tableau 3-1 résume les valeurs des résistances thermiques trouvées :

Tableau 3-1: Variation des résistances thermique en fonction de la température de l'eau de refroidissement

Température de l'eau de refroidissement [°C]	R [°C/W]
20	0,18-0,2
30	0,25-0,5
40	0,3-0,9
50	0,3-1,3

Dans un autre travail, Khodabandeh et Palm [3] ont étudié l'influence de la pression du système sur le coefficient de transfert de chaleur dans l'évaporateur (figure 3-1.a), ce dernier est composé de 3 blocs en cuivre de dimensions (10x20x15 mm) et le fluide de travail est l'isobutane. Les résultats expérimentaux trouvés sont comparés avec la littérature, il faut noter que cette étude a négligé le rôle du condenseur ;

L'équipe de Samba [7] a réalisé une étude expérimentale sur un thermosiphon type boucle pour évaluer la performance d'un thermosiphon avec la variation du taux de remplissage, la température et le débit massique de l'eau de refroidissement, cette boucle est constituée d'un évaporateur et un condenseur relié par deux tubes isolants (figure 3-1.e); les résultats montrent que le rapport optimal de la charge de remplissage est 9,2 % ;

Le dispositif expérimental de l'équipe de Chehade [8] (figure 3-1.f) est constitué d'un évaporateur et un condenseur relié par deux tubes isolants, les expériences sont mené pour évaluer sa performance avec la variation du taux de remplissage, la température de l'eau de refroidissement (5, 20, 30 et 40°C) et le débit massique variant entre 0.1 et 1.1 l/min. Les

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

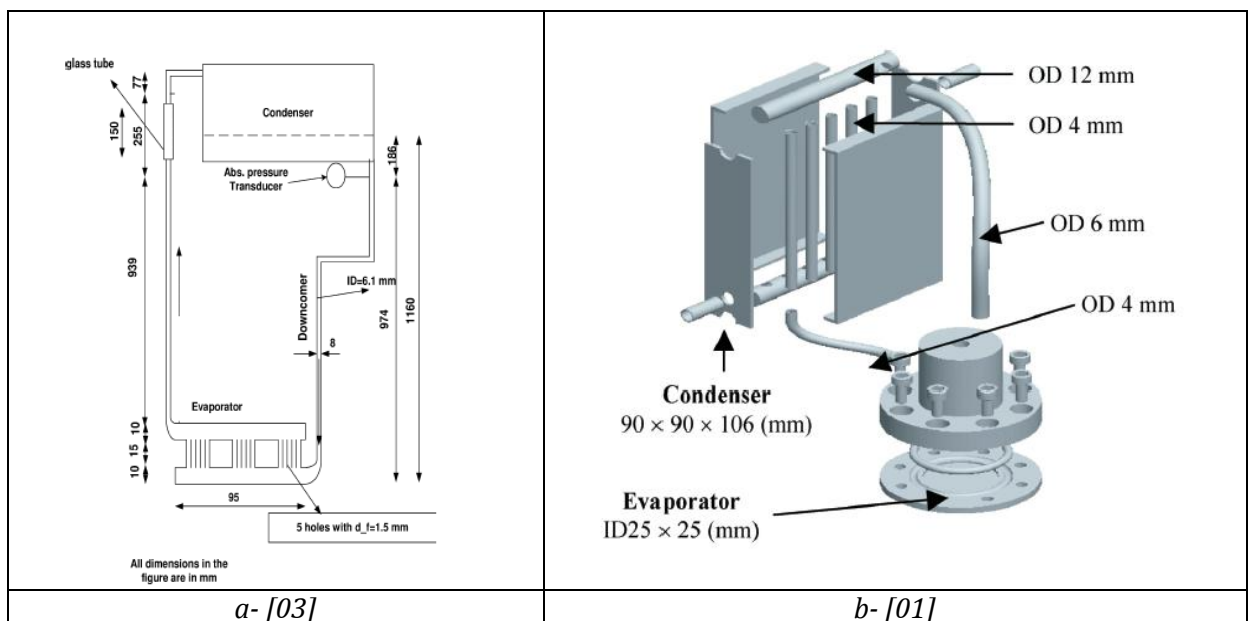
résultats montrent que le rapport optimal de la charge de remplissage est compris entre 7% et 10%, le système de refroidissement présente une performance optimale lors du contrôle de la température ainsi que le débit massique de l'eau de refroidissement (5 °C et 0.7 l/min);

Jiang He et al. [14] et [15] ont étudié l'influence des gaz incondensable sur le fonctionnement pendant le démarrage de la boucle où ils ont trouvé que l'existence de ce paramètre influe directement sur l'obtention du régime permanent ; c'est-à-dire que sans gaz incondensable la boucle atteint rapidement et facilement le régime permanent, tandis que la présence du gaz incondensable augmente le temps de commencement de la circulation du fluide caloporteur dans la boucle ;

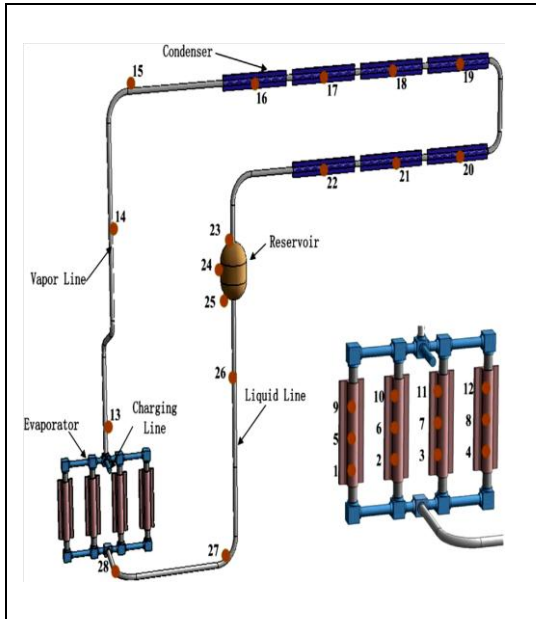
Cehade et al. [9] ont utilisé un thermosiphon à boucle en vue de refroidir un équipement de télécommunication tout en développant un modèle mathématique pour calculer les résistances thermiques au niveau du condenseur et l'évaporateur afin de prévoir la température opérationnelle du cabinet, les fluides de travail utilisés dans cette sont : n-pentane, HFC-365mfc, SES-36, HFE-7000 et FC-3284.

Wen Fu et al. [18] ont développé une étude numérique en utilisant le code RELAP5 d'un thermosiphon à boucle pour refroidir un réacteur nucléaire, le taux de remplissage adopté est de 10 à 100 %. Les résultats de cette étude montrent que le taux de remplissage optimum doit être choisi entre 30 et 80 % mais le transfert de chaleur sera faible pour un taux inférieur à 30 % et supérieur à 80 %.

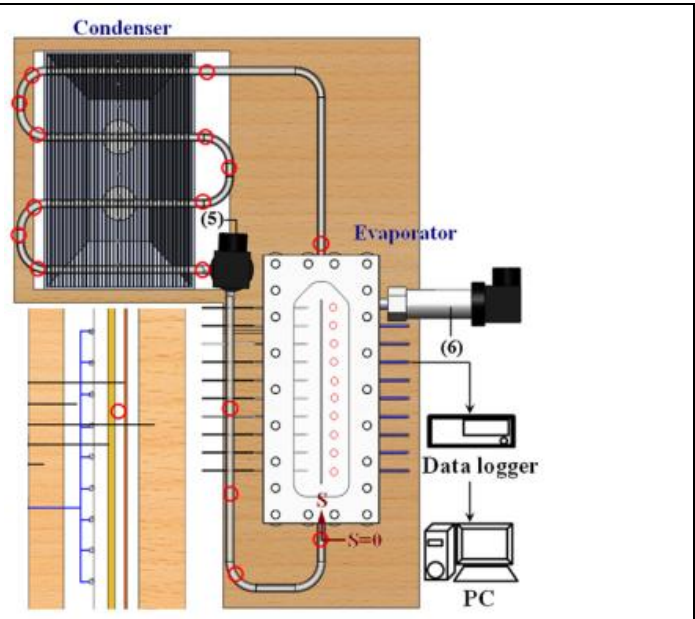
La figure 3-1 montre quelques schémas descriptifs des montages expérimentaux dans la littérature.



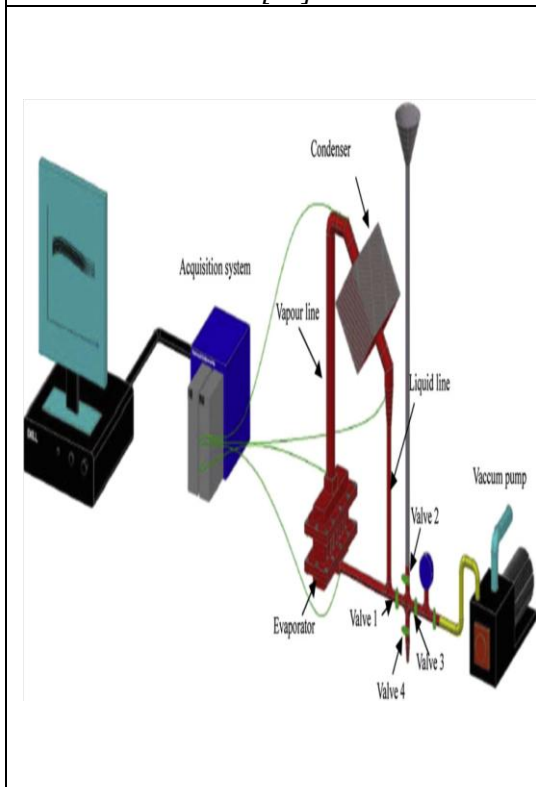
Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique



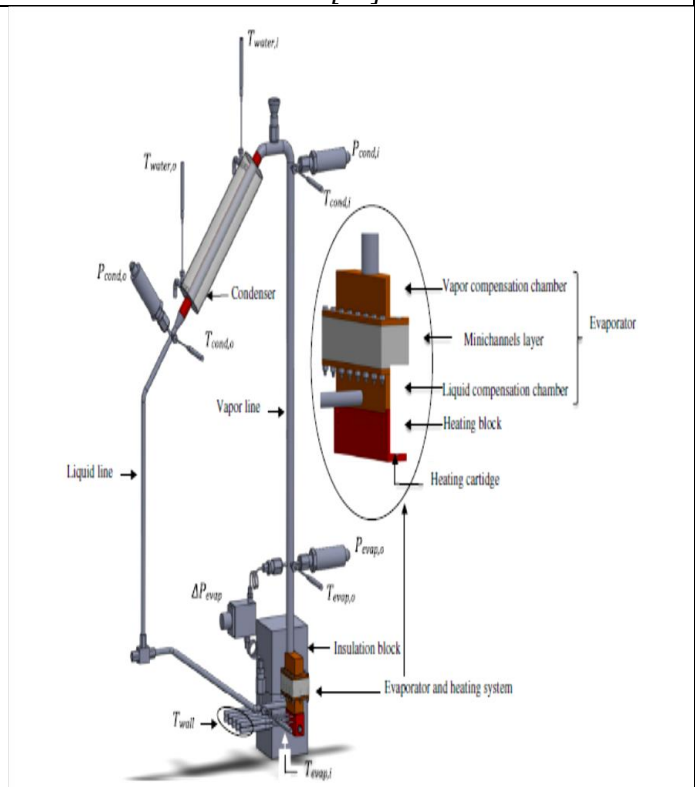
c- [14]



d- [13]



e- [07]



f- [08]

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

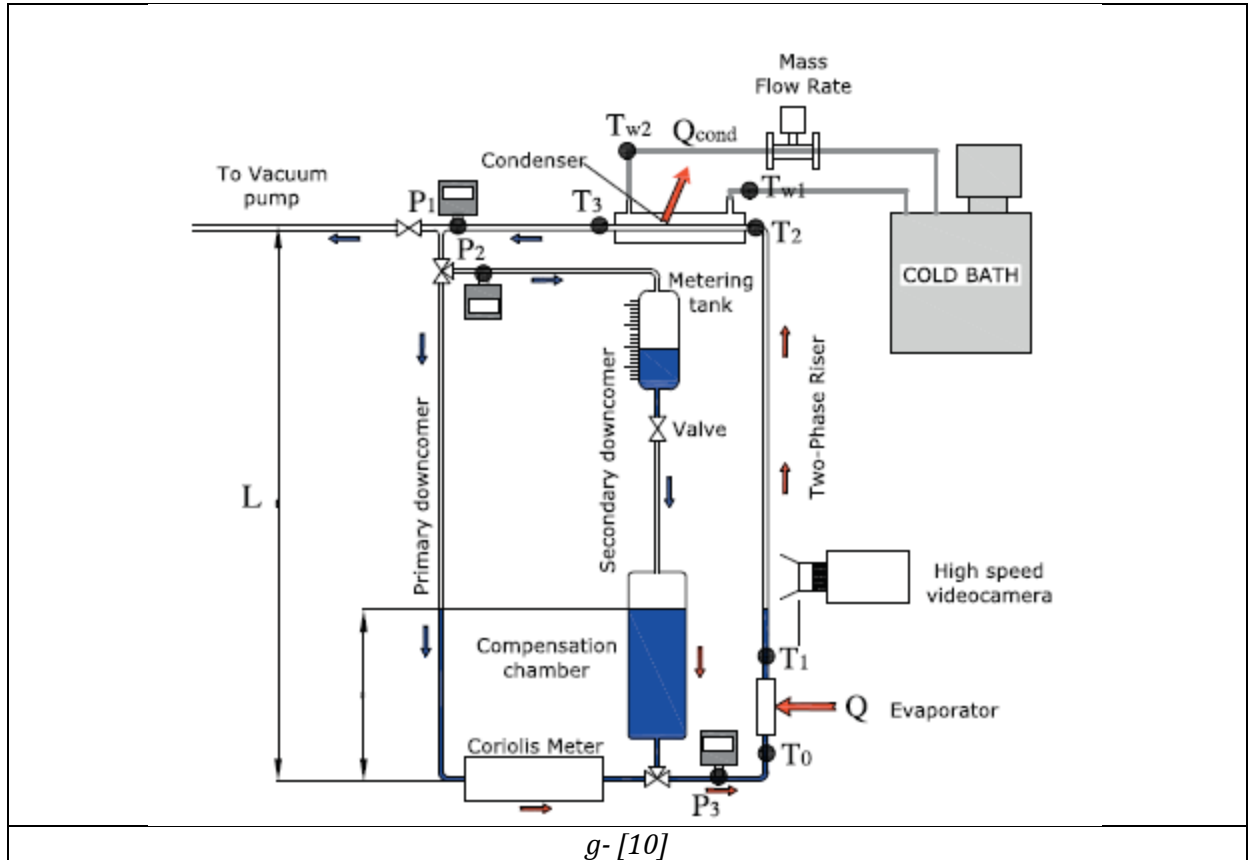


Figure 3-1: Schémas descriptif de quelques boucles à thermosiphon diphasique

Une boucle de type thermosiphon est montée dont la majorité des conduites sont transparentes afin de voir les différents phénomènes de la condensation au niveau de condenseur, les deux phases dans la ligne vapeur pour mieux comprendre l'effet de la charge sur le fonctionnement d'une boucle de type thermosiphon.

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

Tableau 3-2: Conditions expérimentales de quelques boucles de types thermosiphon

Références bibliographiques	Dimensions [mm] Condenseur Evaporateur Ligne liquide/ligne vapeur	Fluide de travail	Taux de remplissage [%]	q_{\max} [W/cm ²]	Résistance thermique globale [°C/W]
[1]	Voir figure 3-1	Eau, Méthanol	5 - 50	09,16	0,2-1,3
[7]	Evaporateur: 53x90x15.6 Ligne de vapeur : $D_{in}=14$, $L=470$ Ligne de liquide : $D_{in}=06$, $L=720$	n-pentane	2,7 - 14,70	13	0,06-0,14
[8]	N.M.	Eau	3,7- 11,8	14	0,3-0,4
[14] et [15]	Evaporateur : $D_{in}=6$, $L=100$ Condenseur : $D_{in}=4$, $L=2100$ Ligne vapeur : $D_{in}=4$, $L=1300$ Ligne liquide : $D_{in}=6$, $L=1100$	Ammoniac	106 g	10	1,2-5,0
[10]	Evaporateur : $D_{in}=10$, $L=155$ Condenseur : $D_{in}=10$, $L=400$ Ligne vapeur : $L=1200$ Ligne liquide : $D_{in}=10$, $L=750$	Eau + éthanol	$H/L^1=0,2-0,3$	36	/
[2]	Evaporateur : 70x30x19 Condenseur : $D_{in}=4$, $L=250$ Ligne vapeur : $D_{in}=4$, $L=1300$ Ligne liquide : $D_{in}=4.2$, $L=841$	Eau	26 ml	23,12	$R_c=1-2$ °C.cm ² /W $R_e= 0.28-0.14$ °C.cm ² /W

¹ Le taux de remplissage est défini dans cette référence comme étant le rapport de la hauteur du fluide rempli **H** sur la longueur du tube **L** [10]

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

3.2. DESCRIPTION DE LA BOUCLE THERMOSIPHON

3.2.1. Montage expérimental et instrumentations

L'équipement expérimental, illustré sur les figures 3-2 et 3-3, est un thermosiphon diphasique à boucle constitué d'un évaporateur I, un condenseur II, une ligne de vapeur V et une ligne liquide VI (voir tableau 3-2); le volume total de la boucle est 90,5 ml avec une longueur totale de 2.12 m.

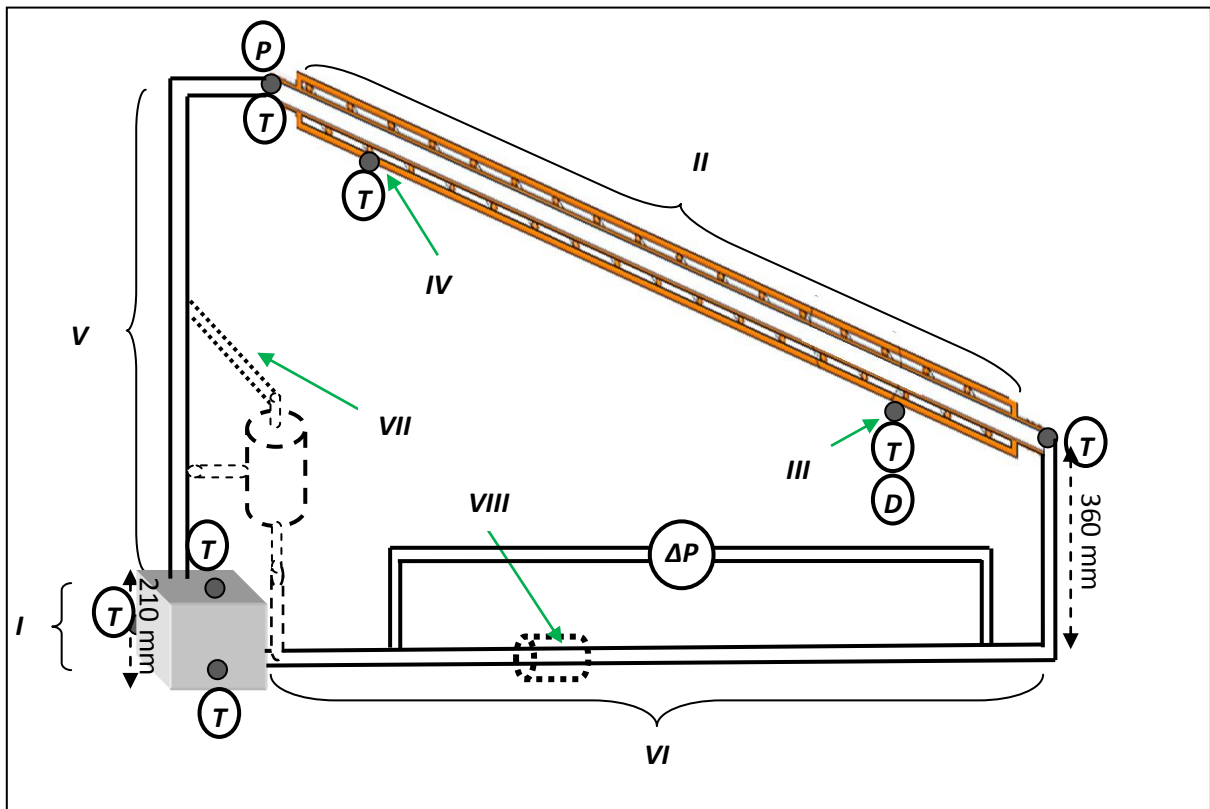


Figure 3-2: Montage expérimental.

I : zone évaporateur, II : zone condenseur, III : entrée eau de refroidissement, IV : sortie eau de refroidissement, V : ligne vapeur, VI : ligne liquide, VII : réservoir cyclonique, VIII : singularité

(P)	- Manomètre	(T)	- Thermocouple
(ΔP)	- manomètre différentielle	(D)	- Débitmètre

Une boucle de type thermosiphon diphasique comporte quatre éléments zones à savoir un évaporateur I, une ligne vapeur V, un condenseur II et une ligne liquide VI; lorsque la chaleur est imposée à l'évaporateur, le liquide s'évapore et la vapeur produite monte à travers la ligne vapeur vers le condenseur où elle se condense et la chaleur sera récupérée, le liquide condensé revient à l'évaporateur à travers la ligne liquide. Un réservoir cyclonique VIII sera installé au

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

niveau de la ligne vapeur dans le but de récupérer les paquets de liquide entraîné. Ensuite une singularité VIII sera placée au niveau de la ligne liquide (voir figure 3-2).

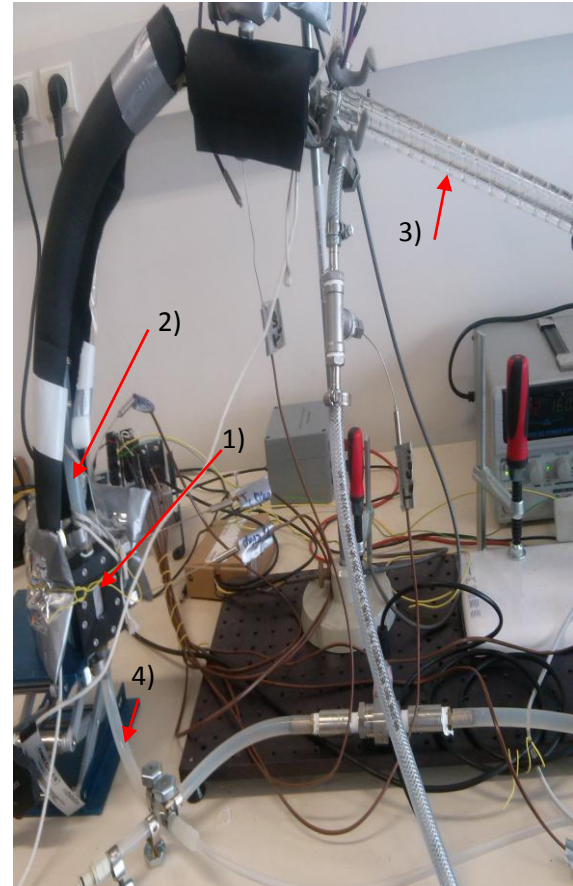
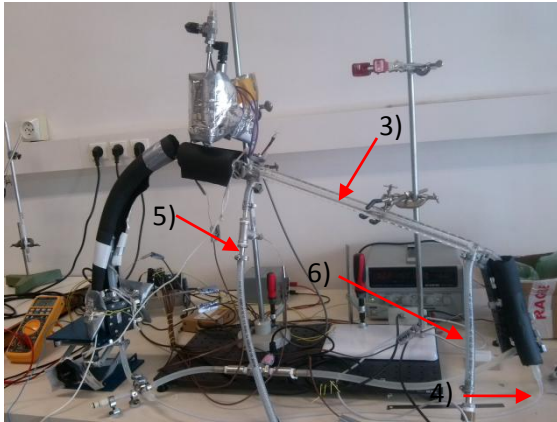


Figure 3-3: Stand expérimental du thermosiphon à boucle: 1) Evaporateur, 2) Ligne vapeur, 3) Condenseur, 4) Ligne liquide, 5) Entrée de l'eau de refroidissement, 6) Sortie de l'eau de refroidissement.

L'évaporateur est constitué d'une résistance électrique en cuivre placée contre une plaque de Téflon ; le condenseur est un tube en verre entouré par un serpentin placé dans un autre tube ; la sortie et l'entrée du condenseur sont raccordées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur respectivement par des tubes en silicone, isolés thermiquement.

Le tableau 3-3 résume les dimensions des zones constituant la boucle.

Tableau 3-3: Dimensions des sections de la boucle à thermosiphon

Section	Dimensions [mm]	Matériaux
Evaporateur	25x12x14 $S_{chauffée}=300$	Téflon Cuivre
Ligne vapeur	$L=579$ $D_{ex}=15.4 ; D_{in}=9.2$	Tube en Silicone
Condenseur	$L=508$ $D_{ex}=14, D_{in}=10$	Verre
Ligne liquide	$L=1034$ $D_{ex}=6 ; D_{in}=3.2$	Tube en Silicone

**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

Sept thermocouples ont été installés dont : le premier est au niveau de la plaque chauffante, quatre sont placées à l'entrée et la sortie de l'évaporateur et du condenseur pour mesurer les températures du fluide caloporteur ; deux thermocouples ont été mis à l'entrée et la sortie de l'eau de refroidissement, ces thermocouples ont une précision de $\pm 0,1K$; un manomètre est placé à l'entrée du condenseur afin de mesurer la pression de la vapeur ; un débitmètre est mit à l'entrée de l'eau de refroidissement avec un débit constant de 0,003 Kg/s et une température fixe de 30°C dont un cryostat assure le règlement de la température et le débit de l'eau de refroidissement. Ces capteurs sont connectés à un module d'acquisition NATIONAL INSTRUMENTS NI cDAQ-9174, on suppose que l'ensemble des capteurs n'induit pas de singularité sur l'écoulement de manière à ne pas modifier le comportement thermo-hydraulique de la boucle (voir tableau 3-4). Avant la prise des mesures, on effectue des étalonnages des capteurs (voir l'annexe E).

Un cryostat est installé afin de pomper l'eau de refroidissement vers le condenseur dont le débit de circulation et la température sont assurés constants.

Tableau 3-4 : Les différents capteurs utilisés dans le montage expérimental

Capteur	Type	Quantité	Plage de mesure
Thermocouple	T	07	-200 à 350 °C
Manomètre	CTE 9003AY4	01	0 à 3 Bar
Manomètre différentiel	PX419-10WDWU5V	01	0 à 10 in H ₂ O
Débitmètre	FT-110	01	1 à 15 l/min

L'évaporateur est une plaque en cuivre de surface de 3 cm² (voir fig. 3-4), il est composé d'une couverture en Téflon (1) isole l'évaporateur de pertes de chaleur vers l'extérieur, (2) constitue une plaque en cuivre, les trois compartiment (3) sont utilisés pour installer les résistances et (4) est réservé pour placer le thermocouple afin de mesurer la température de la plaque chauffante , (6) est une chambre d'écoulement du fluide, de (7) vers (8), fabriquée en Peek et la fenêtre en verre (5) permet de voir le processus d'ébullition, les principales caractéristiques des matériaux constituant l'évaporateur sont présentés dans l'annexe B.

La structure du condenseur est illustré dans l'annexe D dans la quelle il est composé de deux cylindres en verre et une forme de serpentín est mise entre les deux afin d'augmenter le temps de contact entre l'eau de refroidissement et le condensat.

Les lignes de vapeur et du liquide sont des tubes en silicone dont ils résistent des températures de -40 à 200°C. Par exemple pour un tube d'un diamètre interne de 3,2 mm et un diamètre externe de 6,4 mm, la pression maximale à 20°C est 1,5 Bar [26].

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

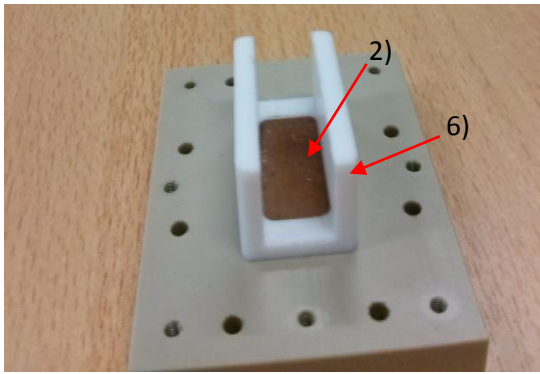
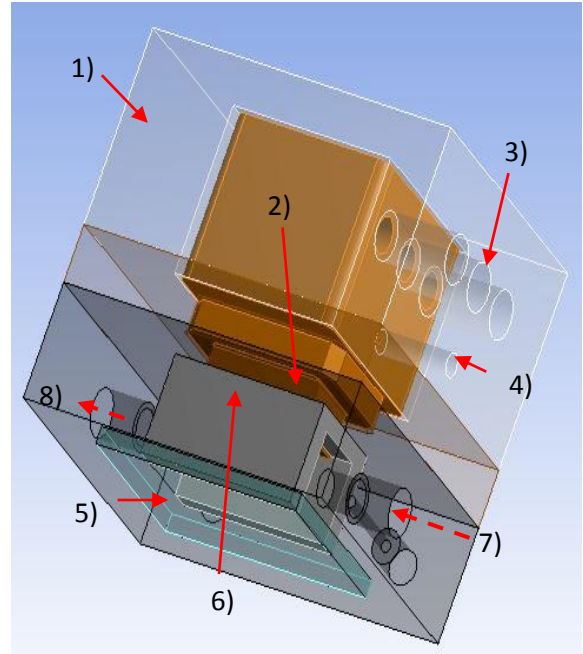


Figure 3-4: Design de l'évaporateur : 1) Couverture en Téflon, 2) Plaque en cuivre, 3) Trois compartiments, 4) Hall du thermocouple, 5) Fenêtre en verre, 6) chambre d'écoulement, 7) Entrée de l'évaporateur, 8) Sortie de l'évaporateur.



3.2.2. PROTOCOLE EXPERIMENTAL

La première étape consiste à nettoyer la boucle puis le remplissage du fluide de travail ; avant de commencer les essais expérimentaux, une pompe à vide a été utilisée pour mettre la boucle à vide.

Les températures et les pressions en différents points de mesure dans la boucle sont enregistrées avec une fréquence de mesure de 1.95 Hz grâce à un système d'acquisition LabVIEW Signal Express géré par un PC, les essais sont effectués à différentes valeurs de puissances appliqués ; chaque essai est contrôlée par un tensiomètre qui est variable de 0 à 230V. Le tableau 3-5 présente les différentes conditions de travail dans le Protocole expérimental.

Rappelons que, dans le cas d'une boucle, le taux de remplissage est égal au rapport du volume rempli du fluide de travail au volume total de la boucle (Voir le premier chapitre 1.11).

Tableau 3-5: Les différentes conditions de travail dans les campagnes de mesures

Fluides de travail	Densité de chaleur [W/cm ²]	Taux de remplissage [%]
Eau	10 ≤ φ ≤ 60	40
Ethanol		62

3.3. PRESENTATION DES OBSERVABLES

Calcul des résistances thermiques dans chaque zone de la boucle

- La résistance thermique globale Rg :

La résistance thermique globale du système est calculée comme suit :

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

$$Rg = \frac{T_r - T_m}{Q}$$

Ou : T_r : est la température de la plaque chauffante,

T_m : est la moyenne de la température entrante et sortante de l'eau de refroidissement, dont :

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Q : est la puissance imposée au niveau de l'évaporateur c'est-à-dire la chaleur entrante du système Q_{in} [W], elle calculée :

$$Q_{in} = Q = \frac{V^2}{r}$$

- La résistance thermique de l'évaporateur R_{evap} :

La résistance thermique au niveau de l'évaporateur est calculée comme suit :

$$R_{evap} = \frac{T_r - T_{sevap}}{Q}$$

- La résistance thermique du condenseur R_{cond} :

$$R_{cond} = \frac{T_{econd} - T_m}{Q}$$

- La chaleur sortante gagnée par l'eau de refroidissement au niveau du condenseur :

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{out} - T_{in})$$

- Le débit du liquide à travers la ligne liquide est calculé comme suit :

$$\dot{m}_{liq} = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot \pi \cdot D^4 \rho_{liq}}{\mu_{liq} \cdot L}$$

3.4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

3.4.1. Fonctionnement de la boucle

L'eau et l'éthanol sont utilisés comme fluides de travail avec deux charges de 60 ml et 80ml correspond à des taux de remplissage de 40% et 62% respectivement. Précisant que pour ces deux taux de remplissage, correspond à un évaporateur complètement noyé. Une charge de 80 ml implique donc qu'une partie de la ligne vapeur et liquide est occupée par du liquide pour des puissances allant de 30 à 180W.

La figure 3-5 montre l'évolution temporelle des températures le long de la boucle. Ce graphe montre que le régime permanent est obtenu après 15min de fonctionnement de la boucle avec une charge de 80 ml d'éthanol ;

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

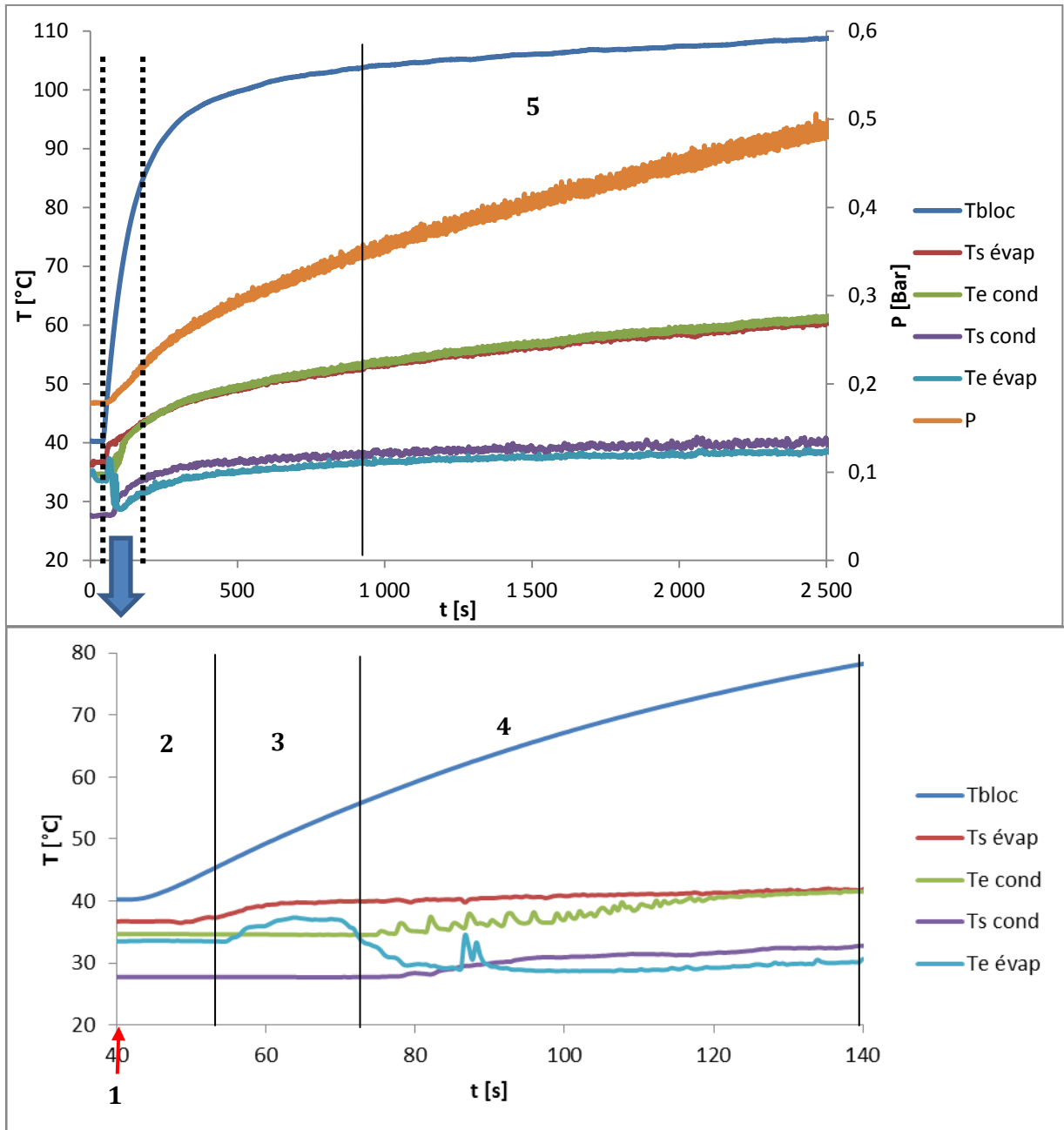


Figure 3-5: variation temporelle des températures et la pression, $\tau=62\%$, $Q=100W$, éthanol

Lors du démarrage de la boucle, dès qu'une puissance électrique est appliquée au niveau de l'évaporateur, la température de la plaque chauffante commence à augmenter puis la température à la sortie de l'évaporateur suivi par celle à l'entrée de l'évaporateur (phénomène d'ébullition convective); dans la phase initiale, les bulles vapeurs formées à l'évaporateur viennent se condenser dans le liquide présent dans la ligne vapeur. Entre $t=80$ s et 120 s, au fur et à mesure que le liquide « présent dans la ligne vapeur » se réchauffe, les bulles de vapeur tendent à accentuer l'amplitude des mouvements liquide dans la ligne vapeur jusqu'à entrainer une partie du liquide jusqu'au condenseur. C'est ce phénomène qui explique dans un premier

**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

temps l'augmentation de la température en entrée du condenseur. Pour $t > 120$ s, le liquide a atteint la température d'équilibre correspondante à celle de saturation ($T_{liq}=T_{vap}$). L'entraînement du liquide jusqu'au condenseur sera sensible à la charge initiale en fluide ainsi qu'à la position du condenseur par rapport à l'évaporateur. La diminution de la température du fluide à l'entrée de l'évaporateur est liée à la condensation d'une quantité de vapeur au niveau de condenseur où le passage du fluide entraîné à travers le condenseur ce qui génère une sous pression c'est-à-dire l'effet piston ce qui pousse le fluide vers l'évaporateur à travers la ligne liquide avec un débit plus élevé. Alors d'après la figure 3-5 (le deuxième graphe de la figure représente un zoom du premier graphe) et avant d'atteindre le régime permanent, les régimes d'ébullition sont les suivants :

- 1/ Imposition de l'échelon de flux de chaleur,
- 2/ Chauffage de la paroi et le fluide de travail par convection naturelle,
- 3/ Amorce au régime d'ébullition,
- 4/ Ebullition convective et entraînement par la vapeur de paquets de liquide sous refroidi jusqu'au condenseur,
- 5/ Fonctionnement stabilisé de la boucle.

3.4.2. Influence de la nature du fluide caloporteur

Les deux fluides de travail ont été utilisés qui sont l'eau et l'éthanol pour étudier l'influence de la nature du fluide de travail. On donne ici quelques propriétés thermiques présentées dans le tableau 3-6.

Tableau 3-6 : Propriétés des fluides de travail utilisés

Fluide	Bo [-]	Co [-]	M' [W/m ²]
Eau	3,98	0,50	110,6
Ethanol	10,71	0,30	20,8

- Le nombre de Bond, Bo, représente le rapport entre la force de gravité et la tension superficielle du fluide exercée sur les bulles, il est défini comme suit :

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)d^2}{\sigma}$$

- Le nombre Co traduit le confinement des bulles, il est défini comme suit :

$$Co = \frac{1}{\sqrt{Bo}}$$

- Le facteur de Mérite M' est défini comme suit :

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

$$M' = \left(\frac{\rho_l^2 K_l^3 h_{fg}}{\mu_l} \right)^{1/4}$$

Le choix de ces deux fluides est basé par la grande différence du facteur de Mérite ; alors ces fluides utilisés dans les expériences portent différents propriétés thermo-physique ce qui donne un intervalle pour étudier l'influence de la nature du fluide de travail sur le fonctionnement de la boucle.

Les figures 3-6 à 3-10 présentent la variation des températures à l'entrée et la sortie d'évaporateur et condenseur, la différence entre la température d'entrée et sortie de l'eau de refroidissement et la pression différentielle (le tableau 3-7 résume les différentes conditions de travail utilisées dans chaque figure), ces résultats obtenus pour les deux fluides caloporteurs : l'eau et l'éthanol. On note que le rangement des graphes de chaque figure est suit l'ordre de la boucle comme suit :

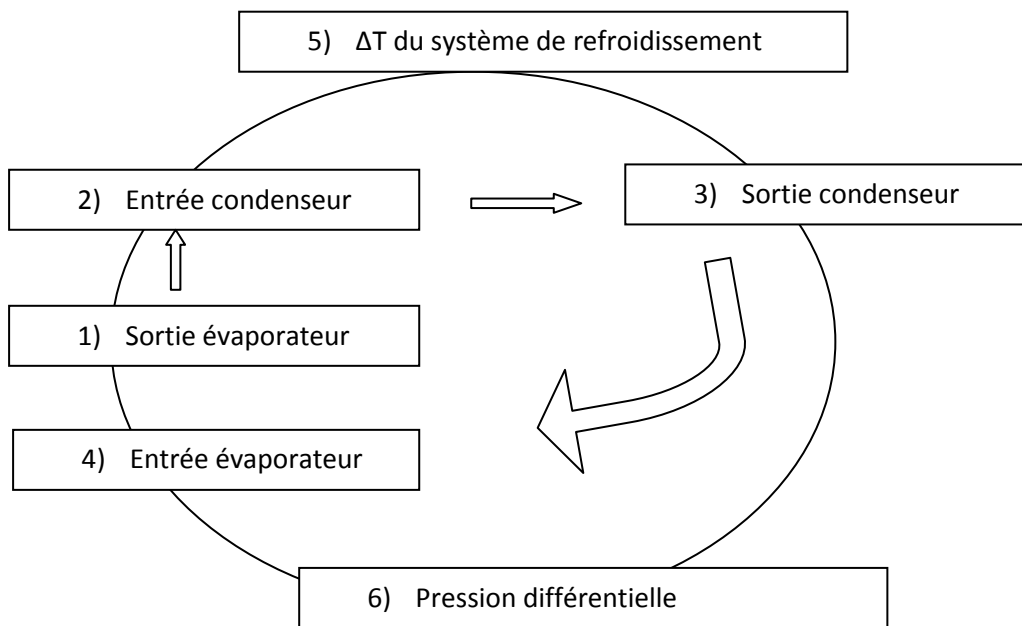


Tableau 3-7 : Conditions de travail utilisées

Cas	Fluide de travail	Q [W]	τ [%]
1	Ethanol	90	40
2	Ethanol	90	62
3	Ethanol	150	62
4	Eau	70	62
5	Eau	130	62

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

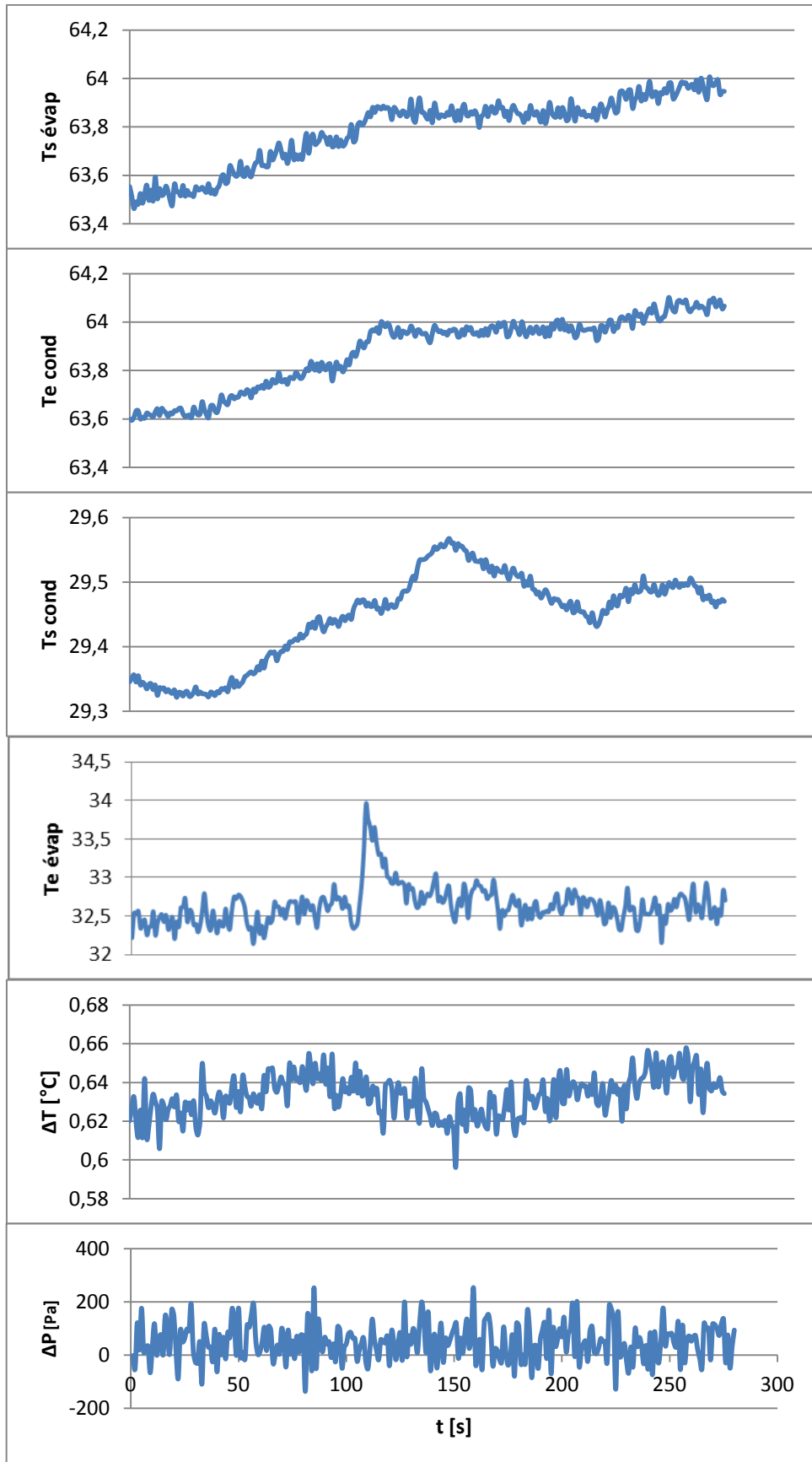


Figure 3-6: Signal temporel des différents paramètres, $\tau=40\%$, $Q=90W$, éthanol

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

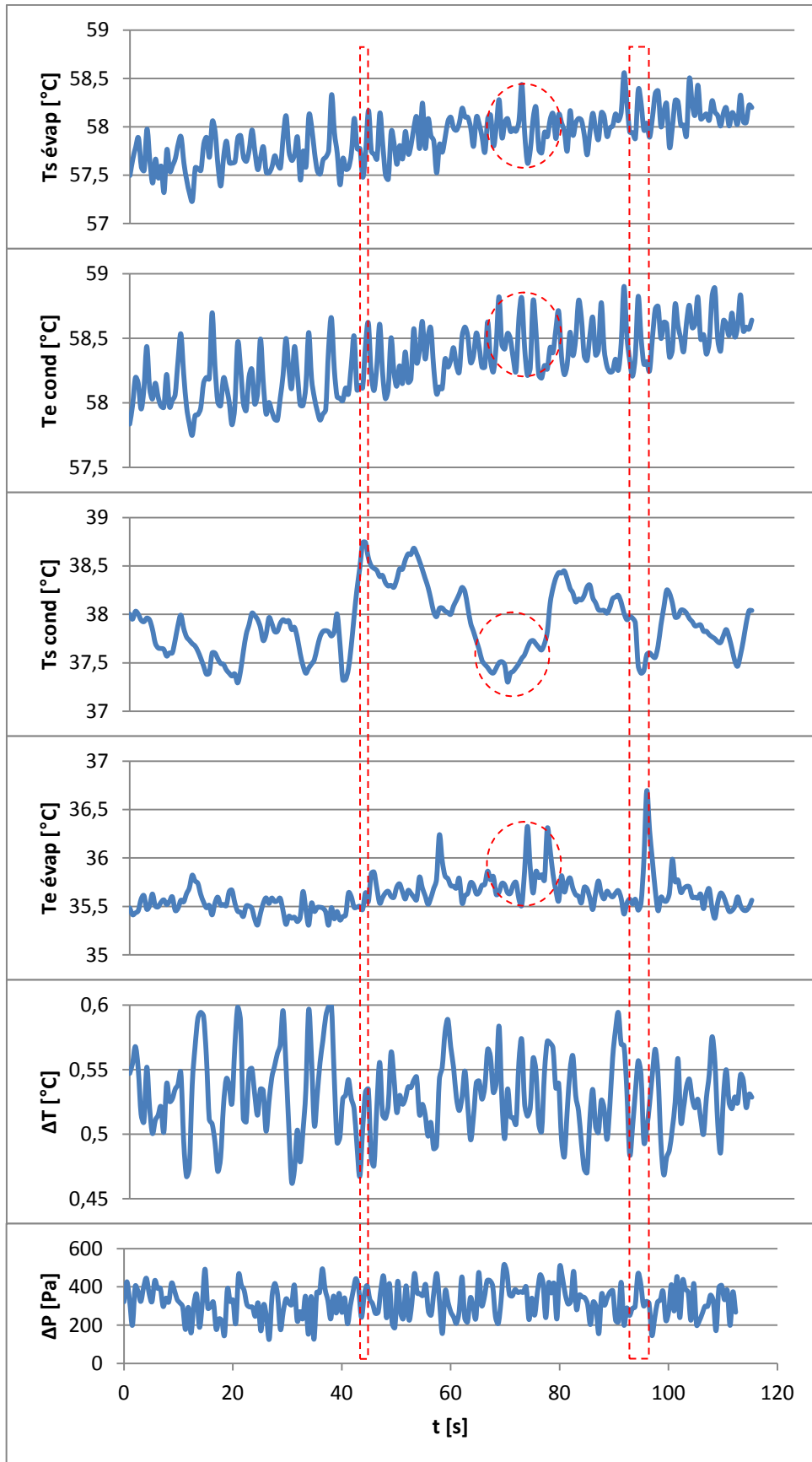


Figure 3-7: Signal temporel des différents paramètres, $\tau=62\%$, $Q=90W$, éthanol

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

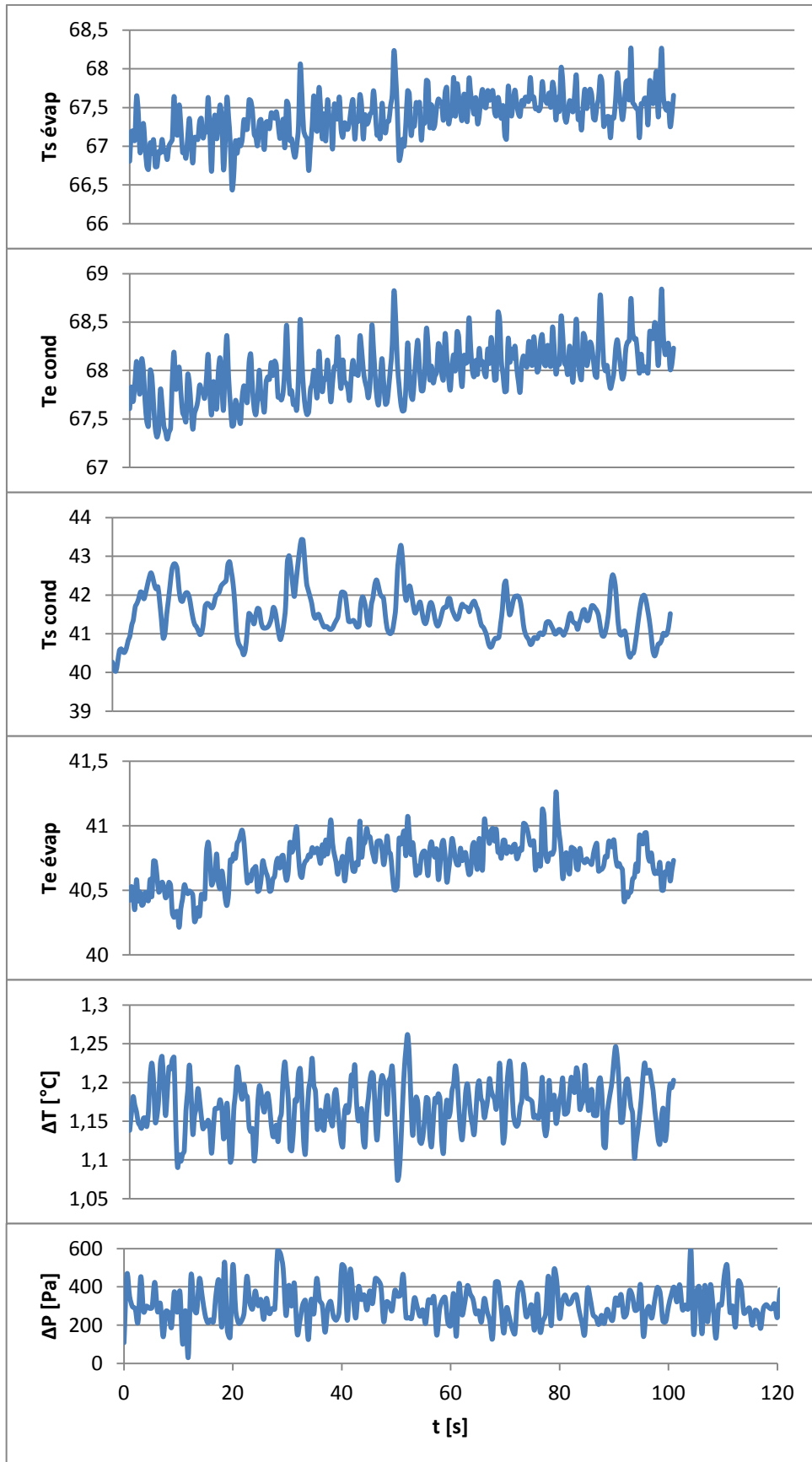


Figure 3-8: Signal temporel des différents paramètres, $\tau=62\%$, $Q=150W$, éthanol

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

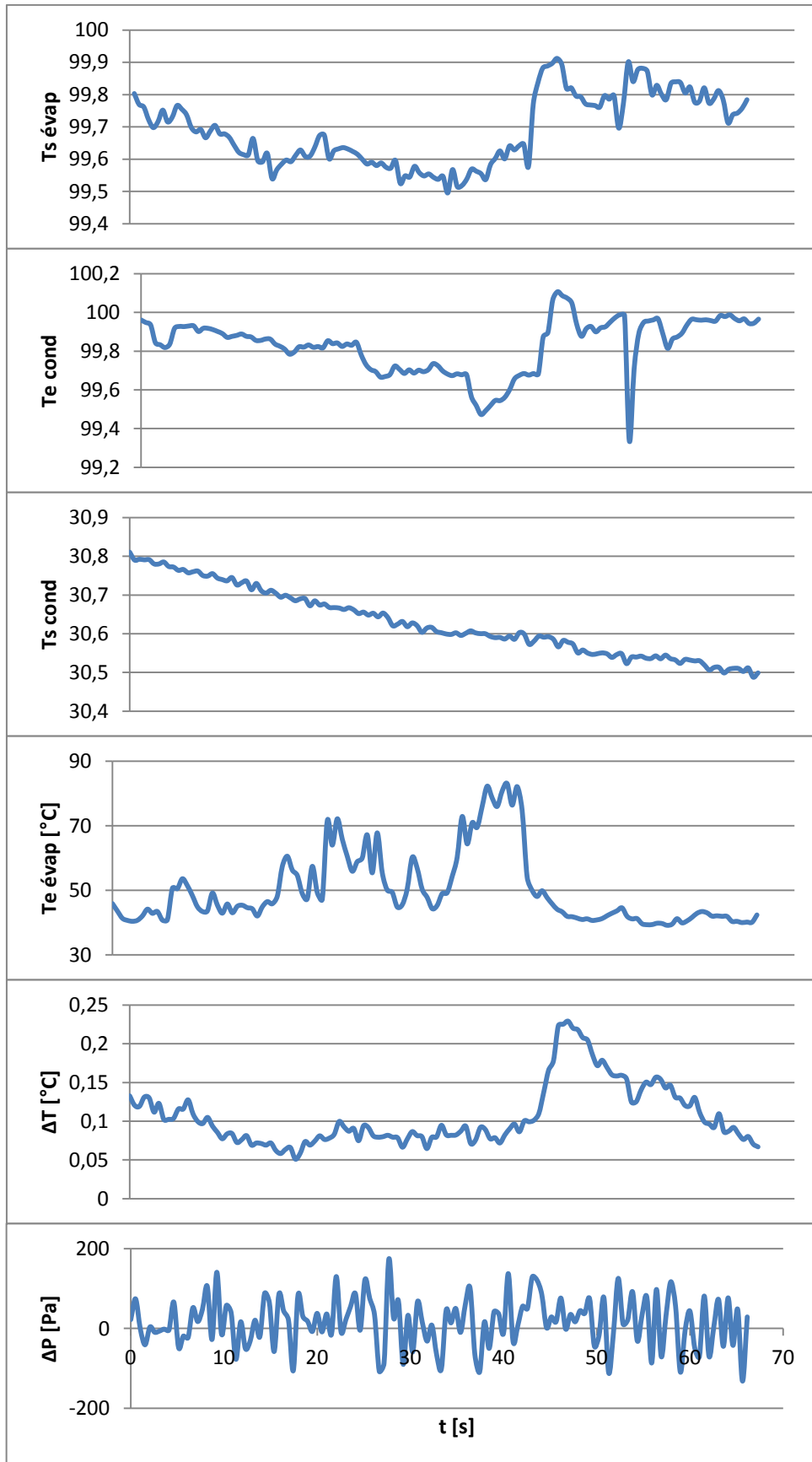


Figure 3-9: Signal temporel des différents paramètres, $\tau=62\%$, $Q=70W$, eau

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

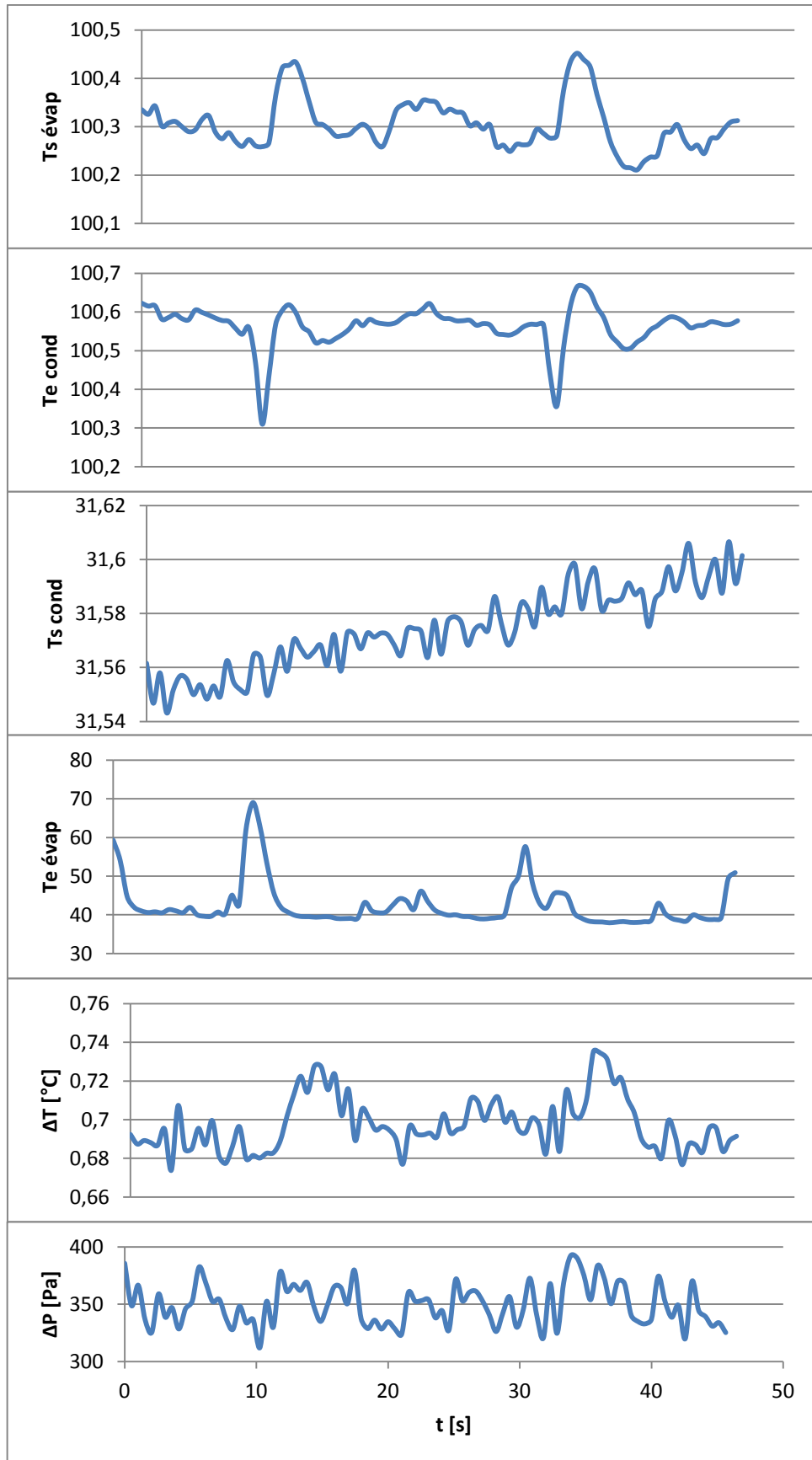


Figure 3-10: Signal temporel des différents paramètres, $\tau=62\%$, $Q=130W$, eau

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

Si on compare pour la même puissance ($Q=90W$), avec les deux charges, on remarque que la pression différentielle moyenne correspond à un taux de remplissage égal à 62% est environ 80 Pa, tandis qu'avec la charge de 40%, la pression est autour de 50 Pa (voir fig. 3-11) ; il faut noter qu'il y'a une relation proportionnelle entre le débit du fluide circulant dans la ligne liquide et la pression différentielle entre les bornes de cette conduite. Les explications doivent démontrer qu'un fort taux de remplissage de la boucle induit une modification de son fonctionnement. Cette modification concerne l'entraînement de la phase liquide de l'évaporateur jusqu'au condenseur par les mécanismes intenses de l'ébullition dans un espace confiné. La vapeur produite à l'évaporateur et sous la poussée d'Archimède interagit très fortement avec le liquide présent dans la ligne dite vapeur jusqu'à entrainer ce liquide jusqu'au condenseur. Cet entrainement de liquide participe à une augmentation du transfert de chaleur (chaleur sensible + chaleur latente) et à une augmentation du débit circulant (confère mesure de ΔP) le long du thermosiphon. Ainsi, l'évaporateur est alimenté par une plus grande quantité de liquide sous-refroidi. L'ensemble de ces mécanismes liés à l'entraînement du liquide au condenseur participe à une amélioration du transfert de chaleur global de la boucle, et à une augmentation de sa limite de fonctionnement. En effet, la crise d'ébullition est repoussée par l'apport plus conséquent de liquide sous-refroidi à l'entrée de l'évaporateur. Avec l'eau, l'écart de températures au niveau de la sortie évaporateur, entrée condenseur est de l'ordre de 100°C, avec l'éthanol ces températures sont au voisinage de 58°C.

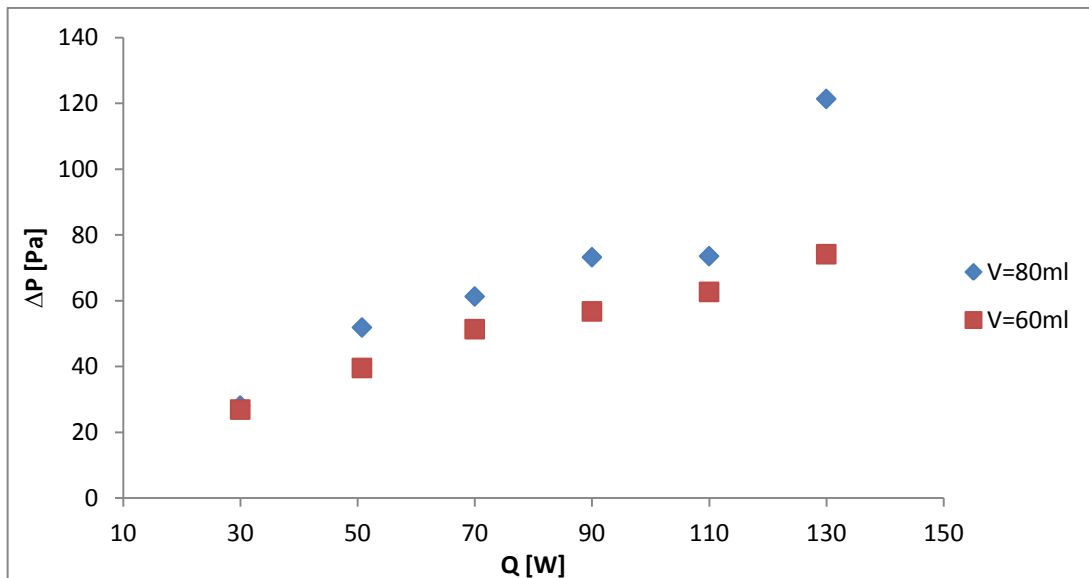


Figure 3-11 : variation de la pression différentielle en fonction de la puissance pour l'éthanol

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

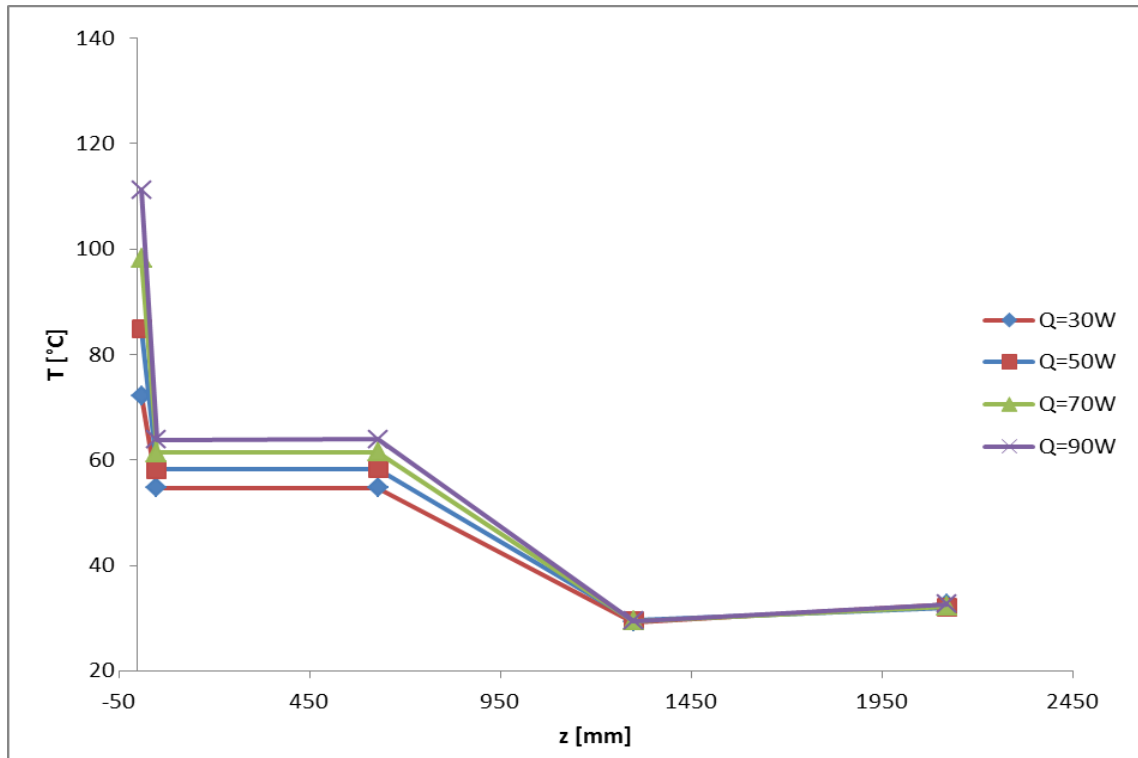


Figure 3-12: Profils de la température le long de la boucle : $\tau=42\%$, éthanol

La Figure 3-12 présente le profil des températures le long de la boucle (voir le tableau 3-7) en fonction de la puissance. Nous pouvons voir que, à titre de comparaison, à la sortie d'évaporateur la température du fluide caloporteur atteint 65 °C pour une puissance de 90 W, tandis que pour $Q=30$ W la température égale 55 °C. Le fait que les températures en sortie du condenseur et en entrée de l'évaporateur ne soient pas sensibles au flux de chaleur implique que l'augmentation de la température de saturation avec la puissance est plus certainement lié à l'évolution des mécanismes d'ébullition et de l'interaction des phases liquide et vapeur dans la ligne dite vapeur. Le tableau présenté ci-dessus (tab. 3-8) donne la position Z des thermocouples le long de la boucle gravitaire dans le but de voir l'évolution des températures dans différentes zones dans cette boucle.

Tableau 3-8: Emplacement des thermocouples le long de la boucle

Z [mm]	10	50	630	1300	2120
Température à	r	s évap	e cond	s cond	e évap

En plus, nous avons vérifié que le caloduc fonctionnait car, quel que soit la puissance imposée à l'évaporateur en régime permanent, la température à la sortie de l'évaporateur est égale à celle à l'entrée du condenseur et ça veut dire que le thermosiphon est en fonctionnement boucle. Enfin, on peut expliquer la variation des niveaux de températures à chaque puissance par la circulation du fluide dans la boucle et que sa température va augmenter avec l'augmentation de la température, concernant la légère augmentation de la température dans la

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

sortie d'évaporateur en comparant avec celle à la sortie du condenseur par circulation naturelle, le thermocouple détecté une température plus élevée comparant avec le fluide entrant à l'évaporateur.

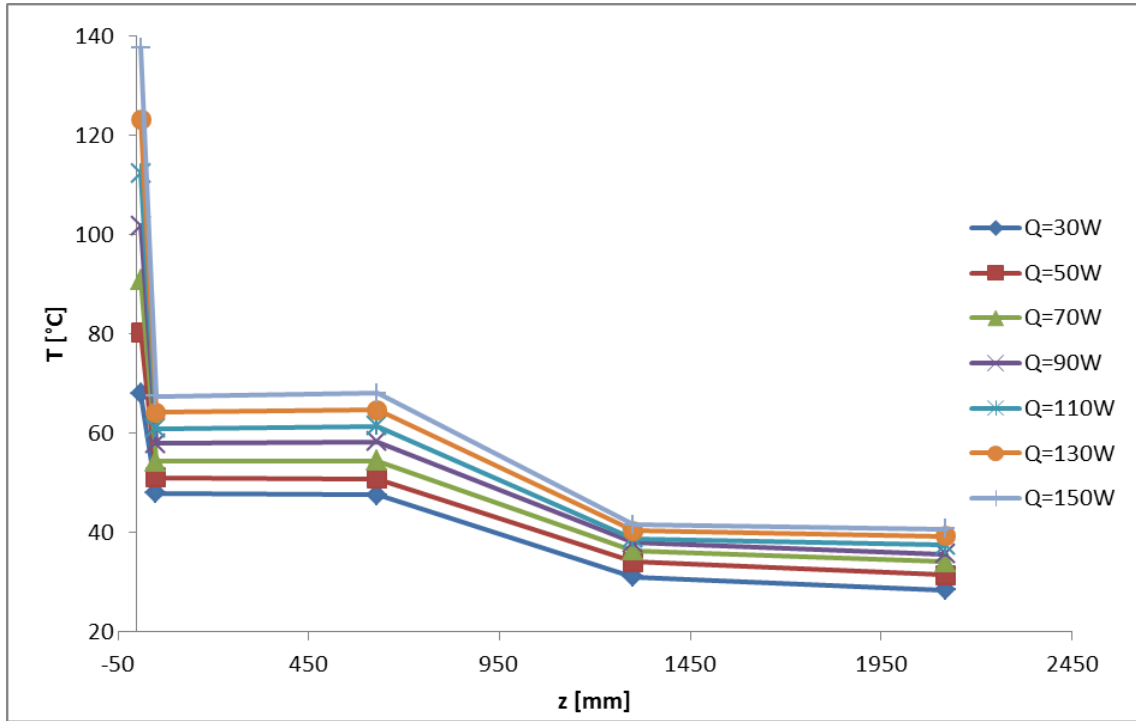


Figure 3-13: Profils de la température en fonction de la longueur de la boucle : $\tau=60\%$, éthanol

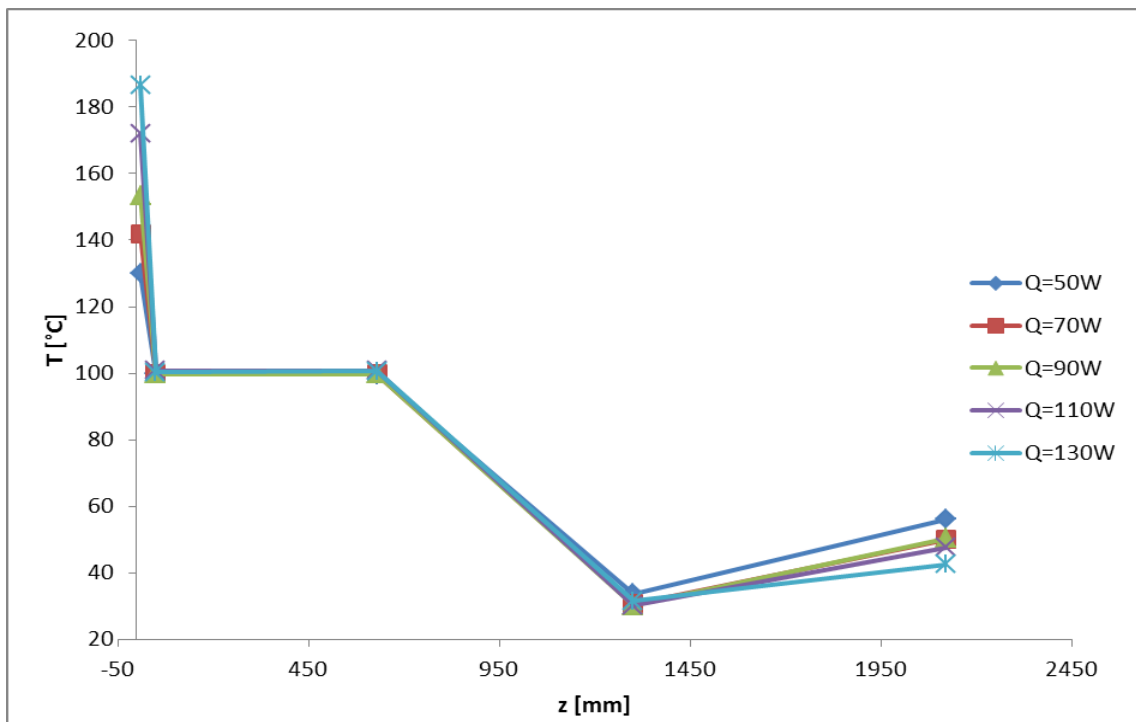


Figure 3-14 : Profils de la température le long de la boucle, $\tau=60\%$, eau

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

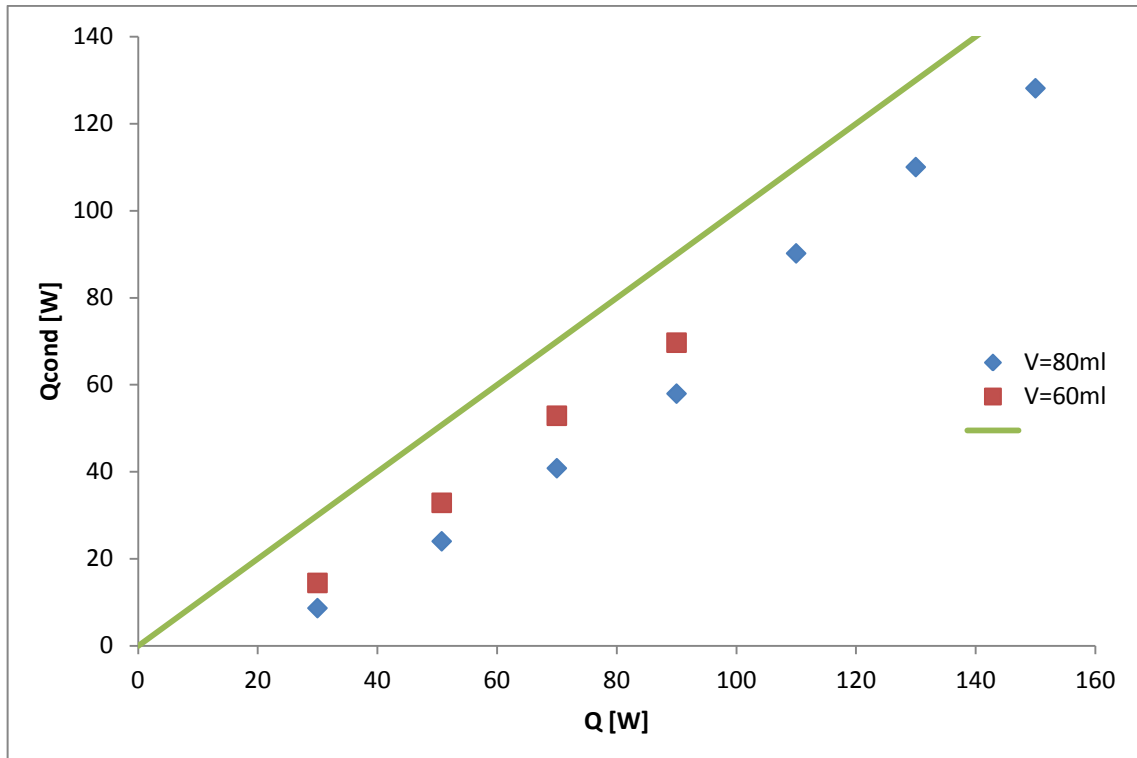


Figure 3-15: Variation de la quantité de chaleur récupérée en fonction de la puissance, éthanol

La figure 3-15 montre la variation de la quantité de chaleur récupérée au niveau du condenseur pour les deux charges utilisées (60 et 80 ml), pour une puissance imposée supérieure à 90W avec une charge de 80ml on remarque que l'écart entre la quantité de chaleur récupérée par rapport à la première bissectrice diminue. Par contre pour la deuxième charge, l'écart reste constant et on risque d'avoir un assèchement au niveau de l'évaporateur avec une puissance imposée supérieure à 90W.

3.4.3. Etude d'influence de la charge de l'éthanol

La Figure 3-16 illustre l'évolution des résistances thermique du caloduc en fonction de la puissance pour les deux charges de 60 et 80 ml. Nous pouvons voir qu'avec la charge de 60 ml la limite d'assèchement a arrêté le fonctionnement de la boucle à une puissance supérieure à 90 W. Par contre, les limites hydrauliques de ce caloduc n'ont pas pu être atteintes. D'après les valeurs de la résistance thermique au niveau du condenseur, on prouve que le liquide entraîné améliore le rendement thermique de la boucle.

Donc, la boucle a des meilleures performances thermo-hydrauliques avec le taux de remplissage le plus élevé, car avec ce taux, le débit de liquide circulant dans la ligne liquide est presque dix fois plus élevé qu'avec l'autre charge ($\tau=40\%$) d'après la figure 3-17.

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

Pour le graphe qui présente la variation de la résistance au niveau de l'évaporateur illustré dans la figure 3-17 ; avec une charge constante, quand la puissance augmente la résistance d'évaporateur diminue sauf avec la charge de 60ml où à partir d'une puissance de 70W, la résistance augmente car le travail de l'évaporateur commence à dégrader à cause de l'apparition de la limite d'assèchement (dryout) c'est-à-dire il y aura la disparition du film liquide au niveau de la paroi ce qui entraîne un saut de température excessif qui pourrait détruire le matériau.

Concernant le graphe qui présente la variation de la résistance au niveau du condenseur en fonction de la puissance imposée ; quel que soit la charge utilisée, on remarque qu'il y a une diminution de la résistance thermique du condenseur et la même interprétation reste valable pour la variation de la résistance thermique globale.

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

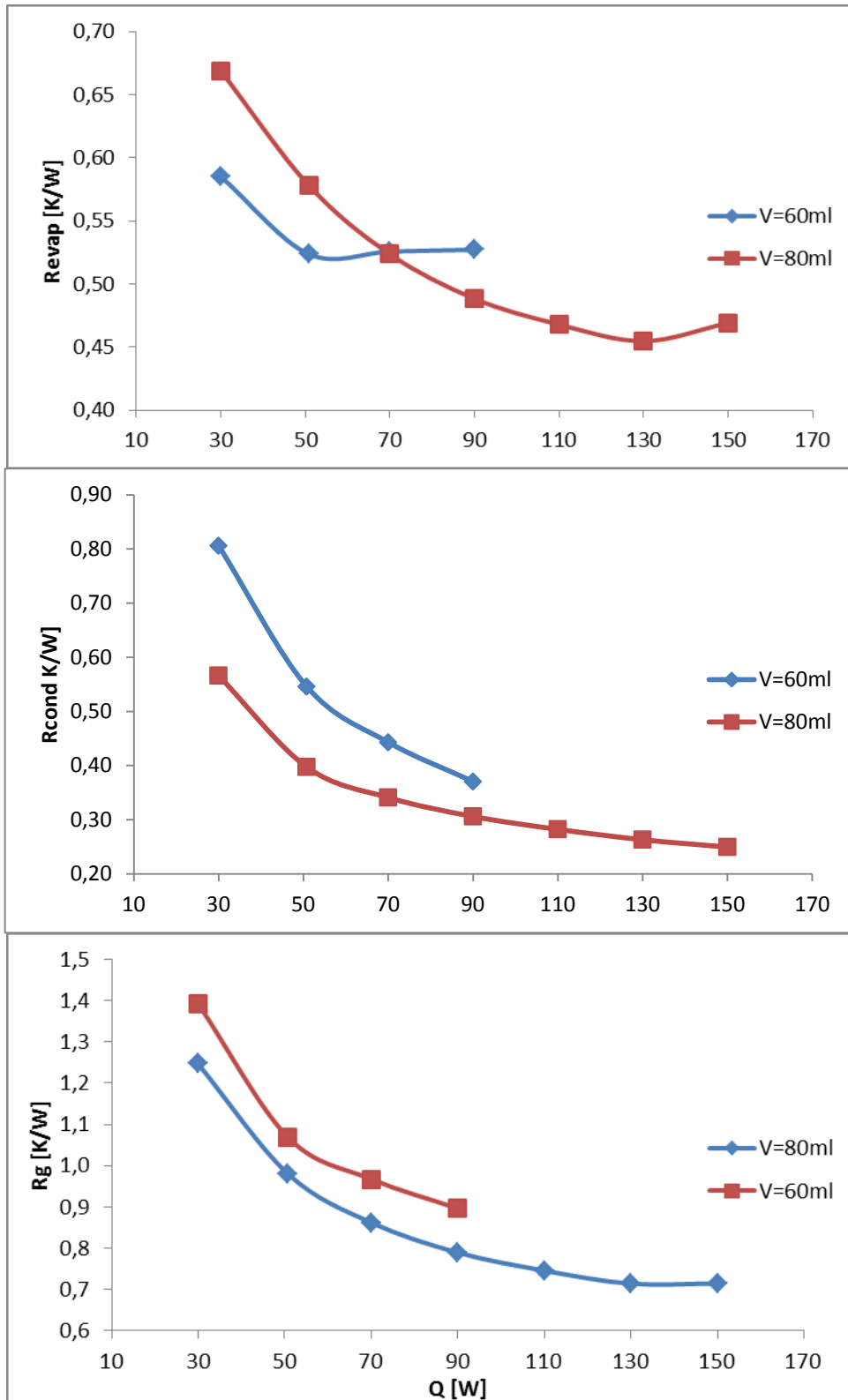


Figure 3-16: variation des résistances thermiques en fonction de la puissance au niveau : Condenseur, b- évaporateur, c-globale

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

D'après la figure 3-17 qui montre la variation du débit de liquide, qui circule dans la ligne liquide, en fonction du flux de chaleur ou on remarque qu'avec une charge de 80 ml le débit massique est dix fois plus grand qu'avec moins de charge (V=60ml) c'est-à-dire avec un taux de remplissage de 62 % une limite d'engorgement est remarqué (des paquets de liquide passent à travers le condenseur) donc l'excès de charge en fluide va induire un transfert du liquide jusqu'au condenseur en modifiant les modes de transferts et assurant un plus grand débit circulant du liquide sous refroidi.

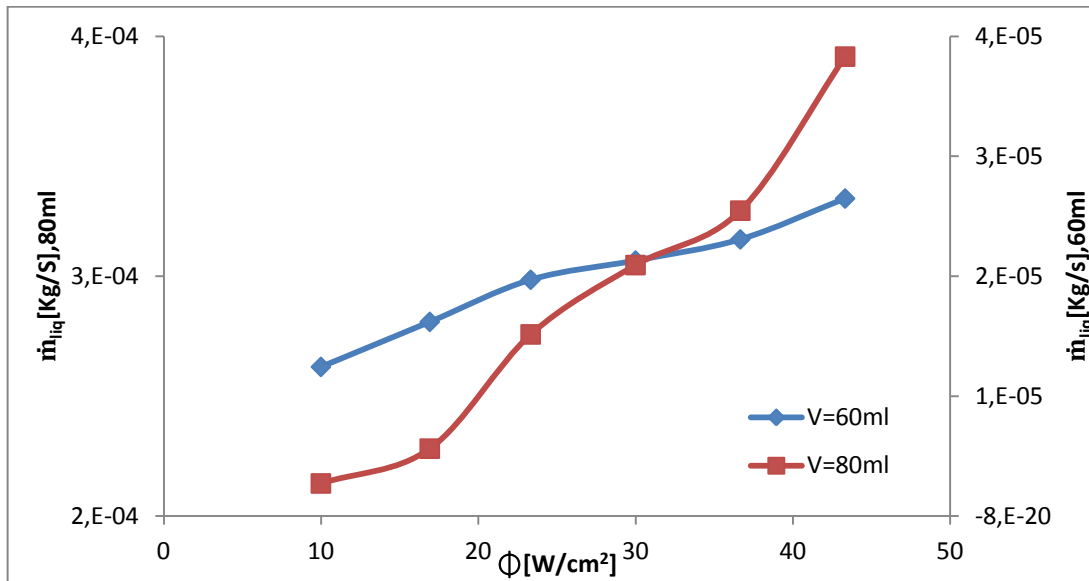


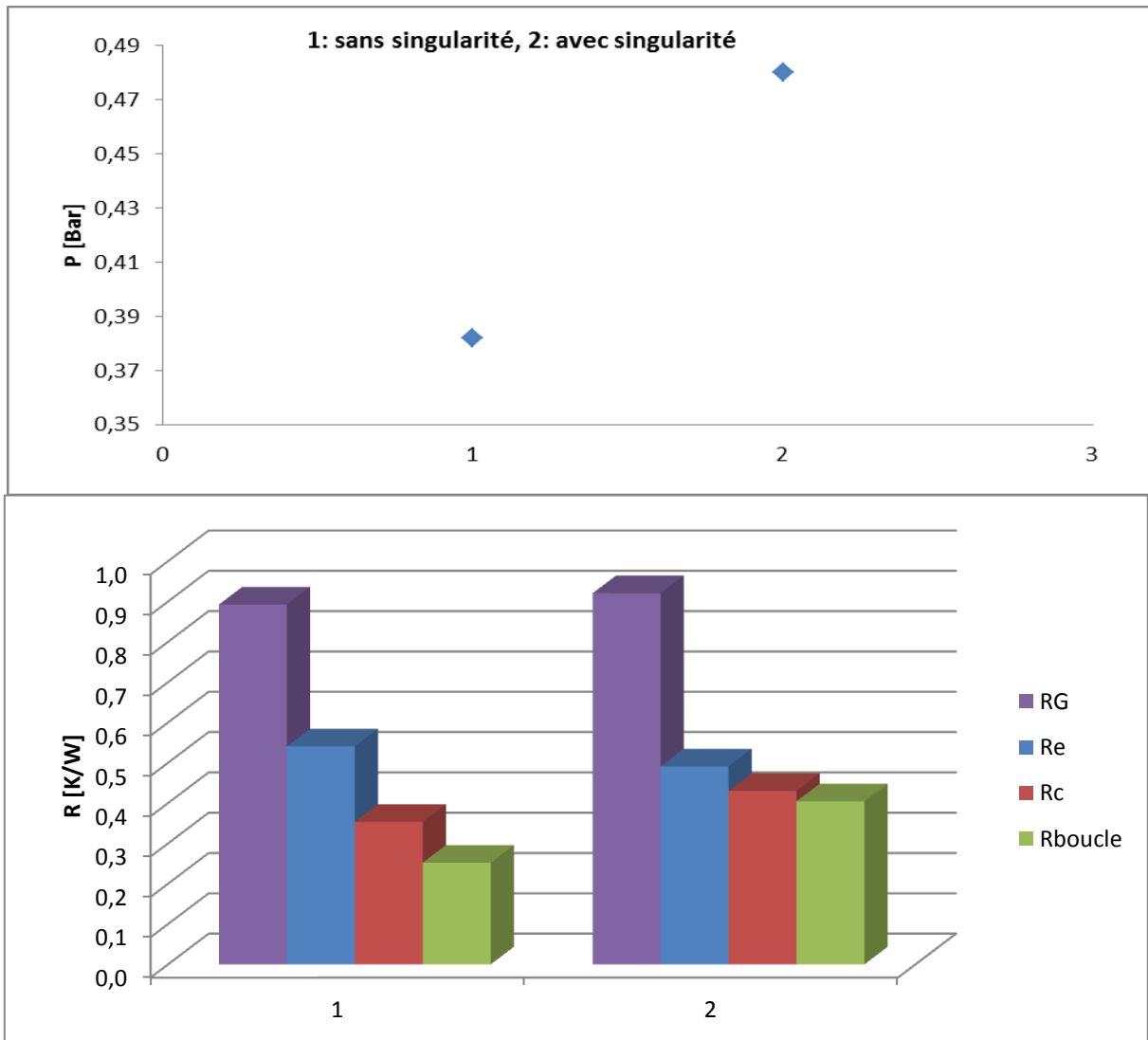
Figure 3-17: Evolution du débit du liquide dans la ligne liquide en fonction du flux de chaleur imposé pour l'éthanol

3.4.4. Influence de la singularité

Dans les résultats précédents, nous avons montré l'importance des couplages thermo-hydrauliques au sein de la boucle thermosiphon sur ces performances. Une singularité a été placée (figure 3-1.VIII) au niveau de la ligne liquide, l'idée d'ajouter une singularité hydraulique (résistance hydraulique le long de la ligne liquide) a pour objectif de modifier ce couplage hydrodynamique cette dernière génère une résistance à l'écoulement du liquide ce qui induit à l'accumulation du liquide au niveau du condenseur donc une augmentation de la pression si on compare avec la même puissance (voir figure 3-18) d'après les valeurs des résistances thermiques, cette singularité a amélioré le transfert de masse au niveau de l'évaporateur mais cette singularité a diminué le rendement total de la boucle. Alors si la résistance thermique globale de la boucle est dégradée par l'ajout de cette singularité, les poids relatifs des différentes résistances thermiques entre l'évaporateur et le condenseur ont été modifiés. Ainsi, la résistance thermique à l'évaporateur est améliorée alors que celle du condenseur est dégradée. Cette modification des résistances thermiques peut s'expliquer par le transfert de la charge fluidique de la ligne vapeur vers le condenseur. Pour un flux de chaleur donné, et donc un débit liquide

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

circulant donné, les pertes de pression le long de la ligne liquide par l'ajout de la singularité augmentent. Pour assurer l'alimentation de l'évaporateur en liquide, il est par conséquent nécessaire de compenser cette augmentation de pression. Cette nouvelle résistance hydraulique va dans un premier temps induire une accumulation du liquide en sortie du condenseur. L'augmentation du niveau de liquide dans le condenseur va entraîner une pression hydrostatique supplémentaire et venir ainsi compenser l'ajout de résistance hydraulique. Simultanément, cet ajout de charge en sortie de condenseur induit une réduction de charge liquide dans la ligne dite vapeur. Ce transfert de masse de la ligne dite vapeur à la sortie du condenseur tend à impliquer une amélioration de transfert de chaleur à l'évaporateur : moins de liquide dans la ligne dite vapeur implique moins de résistance hydraulique à l'évacuation de la vapeur produite à l'évaporateur. Cependant, une augmentation du niveau de liquide en sortie du condenseur tend à réduire la surface efficace d'échange de chaleur, et par conséquent à dégrader la résistance thermique au condenseur.



**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

3.4.5. Influence du réservoir cyclonique:

Un séparateur de phase liquide-vapeur de type cyclonique (figure 3-1.VII) a été inséré entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur. L'objectif de ce séparateur de phase est de limiter les effets d'entraînement de liquide par la phase vapeur dans la ligne vapeur. On constate que le séparateur de phase d'après la figure 3-19 n'a pas une influence significative sur les performances de la boucle thermosiphon pour les flux de chaleur modéré. Par contre, le séparateur de phase modifie les mécanismes thermo-hydrauliques de couplage. Ainsi, les transferts de chaleur sont légèrement améliorés à l'évaporateur, liés à une réduction des interactions entre les écoulements liquide et vapeur sur une longueur d'écoulement plus courte. Les transferts de chaleur au condenseur sont légèrement dégradés car seule la chaleur latente intervient dans le transfert de chaleur. Une autre conséquence importante concerne la limite de fonctionnement de la boucle thermosiphon. L'ajout du séparateur de phases a un effet significatif sur la limite de fonctionnement avec une valeur de 130 W. Ce résultat provient du fait que le liquide qui arrive à l'entrée de l'évaporateur n'est que très légèrement sous refroidi dans le cas de la boucle avec le séparateur. En effet, seul le débit de vapeur condensé est sous-refroidi, ce qui représente de l'ordre de 1/10 du débit total circulant. La majorité du débit liquide entrant dans l'évaporateur provient du séparateur de phase à la température de saturation. Ainsi, l'ébullition confinée dans l'évaporateur n'est plus autant sous-refroidie. La crise d'ébullition apparaît donc plus précocement.

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

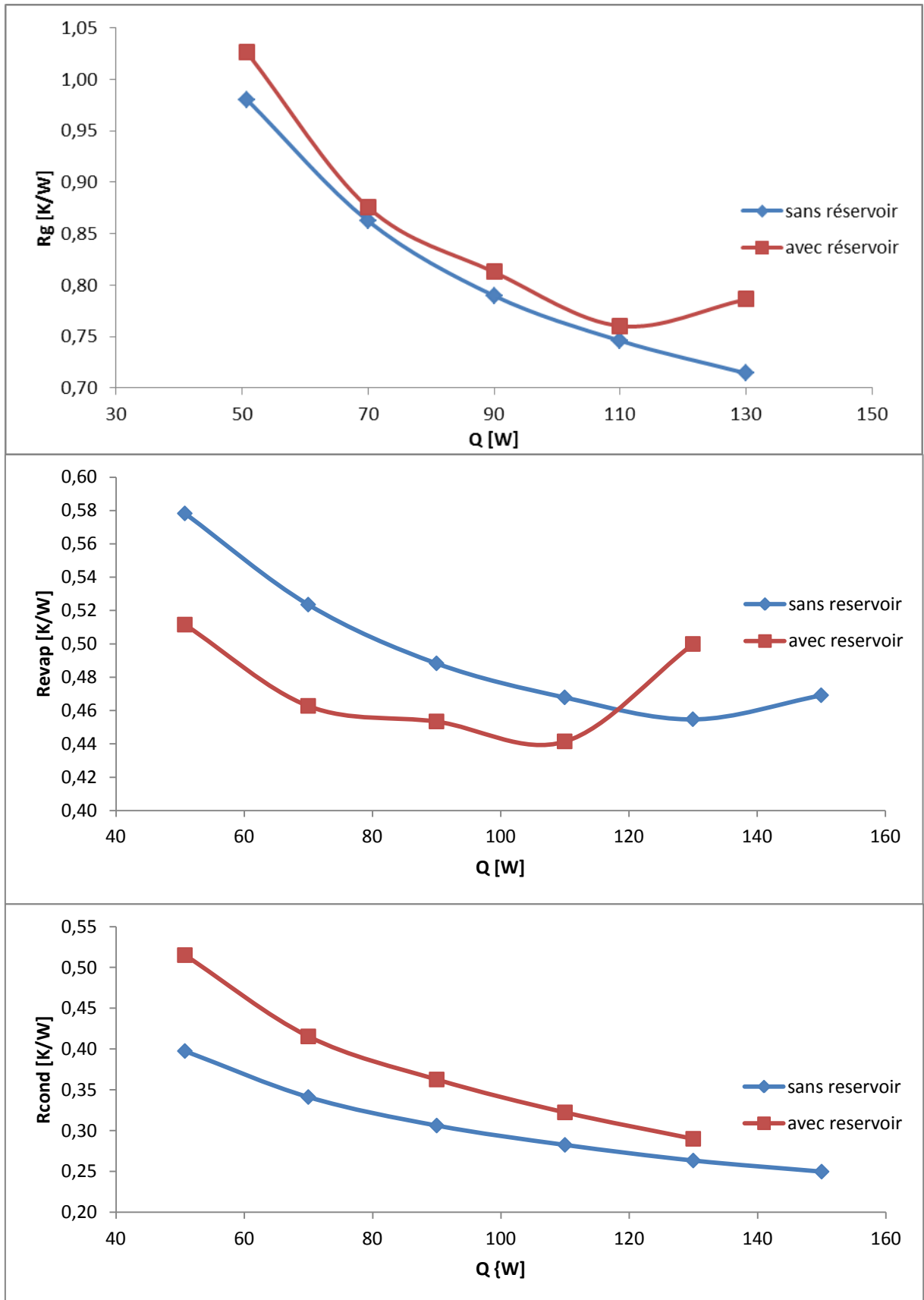


Figure 3-19: Variation des résistances thermiques avec et sans le réservoir

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

3.5. LIMITES DE FONCTIONNEMENT

La boucle à thermosiphon est soumise essentiellement à deux limites de fonctionnement à savoir limite d'assèchement et limite d'engorgement.

3.5.1. Limite d'assèchement

Rappelons que cette limite apparait avec un taux de remplissage de 40% ; le tableau 3-8 présente une comparaison entre le flux critique, selon Zuber (voir chapitre 1), et les valeurs trouvées expérimentalement :

Tableau 3-8: Comparaison des valeurs flux critique selon Zuber et expérimentalement

Fluide	Ethanol à 50°C	Eau à 100°C
$q_{Zuber} [W/cm^2]$	111,3	111,56
$q_{cri_exp}^* [W/cm^2]$	110	130

3.5.2. Limite d'entraînement

Cette limite est observée avec les deux fluides avec un taux de remplissage de 62 % où des paquets de liquide entraînés vers le condenseur mais d'après les résultats trouvés dans cette étude ce phénomène n'est pas considéré comme une limite car ça modifie le comportement thermo-hydraulique de la boucle.

3.6. CONCLUSION

Dans ce travail expérimental, nous avons présenté la modélisation expérimentale sur la performance thermo-hydraulique sur une boucle gravitaire d'une longueur totale de 2,12m, deux fluides de travail (l'eau et l'éthanol) ont choisi avec deux taux de remplissage (40 et 62%) en imposant une densité de flux de chaleur varie de 10 à 60 W/cm².

Cette partie expérimentale nous a permis de conclure qu'avec un taux de remplissage de 62% induit une modification dans le fonctionnement de la boucle à travers l'entraînement de la phase liquide de l'évaporateur jusqu'au condenseur. Cet entraînement de liquide participe à une augmentation du transfert de chaleur et à une augmentation du débit du liquide circulant le long de la boucle et cette variation améliore le transfert de masse au sein d'évaporateur dont ce liquide joue un rôle majeur dans le remouillage d'évaporateur, alors retarder la limite d'assèchement. On a pu voir aussi qu'après l'installation du séparateur de phase a modifie les mécanismes thermo-hydrauliques de couplage. Ainsi, les transferts de chaleur sont légèrement améliorés à l'évaporateur, liés à une réduction des interactions entre les écoulements liquide et vapeur sur une longueur d'écoulement plus courte. Cette étude a démontré que l'ajout du

Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances d'une boucle de type thermosiphon diphasique

séparateur de phases a un effet significatif sur la limite de fonctionnement avec une valeur de 130 W, Ce résultat provient du fait que le liquide qui arrive à l'entrée de l'évaporateur n'est que très légèrement sous refroidi dans le cas de la boucle avec le séparateur. En effet, seul le débit de vapeur condensé est sous-refroidi, ce qui représente de l'ordre de 1/10 du débit total circulant. D'autre part la température de l'évaporateur augmente moins vite pour les fortes charges en fluide que pour les faibles. Le fait que les températures en sortie du condenseur et en entrée de l'évaporateur ne soient pas sensibles au flux de chaleur implique que l'augmentation de la température de saturation avec la puissance est plus certainement lié à l'évolution des mécanismes d'ébullition et de l'interaction des phases liquide et vapeur dans la ligne dite vapeur.

De façon générale, ce chapitre a permis de conclure que l'entraînement du liquide vers le condenseur permet d'améliorer l'efficacité de la boucle.

**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

3.7. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Shung-Wen Kang, Meng-Chang Tsai, Chih-Sheng Hsieh, Jian-You Chen. Thermal Performance of a Loop Thermosyphon, *Tamkang Journal of Science and Engineering*, Vol. 13, No. 3, pp. 281-288, 2010.
- [2] Shwin-Chung Wong, Jhong-Cing Huang. Visualization experiments on the condensation process in the vertical tube condenser of a loop thermosiphon, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 92, 948-956, 2016.
- [3] Rahmatollah Khodabandeh, Björn Palm. Influence of system pressure on the boiling heat transfer coefficient in a closed two-phase thermosiphon loop, *Int. J. Therm. Sci.* 41, 619-624, 2002.
- [4] Rahmatollah Khodabandeh. Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosiphon loop, *International Journal of Refrigeration* 28, 190-202, 2005.
- [5] Rahmatollah Khodabandeh. Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosiphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions, *Applied Thermal Engineering* 24, 2643-2655, 2004.
- [6] Rahmatollah Khodabandeh, Richard Furberg. Instability, heat transfer and flow regime in a two-phase flow thermosiphon loop at different diameter evaporator channel, *Applied Thermal Engineering* Vol. 30, no 10, 1107-1114, 2010.
- [7] Ahmadou Samba, Hasna Louahlia-Gualous, Stephane Le Masson, David Nörterhäuser, Two-phase thermosiphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments, *Applied Thermal Engineering* 50, 1351-1360, 2013.
- [8] A. A. Chehade, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, I. Victor, N. Abouzahab-Damaj. Experimental investigation of thermosiphon loop thermal performance, *Energy Conversion and Management* 84, 671-680, 2014.
- [9] Ali Chehade, Hasna Louahlia-Gualous, Stephane Le Masson, Eric Lepinasse. Experimental investigations and modeling of a loop thermosiphon for cooling with zero electrical consumption, *Applied Thermal Engineering* 87, 559-573, 2015.
- [10] Alessandro Franco, Sauro Filippeschi. Experimental analysis of Closed Loop Two Phase Thermosiphon (CLTPT) for energy systems, *Experimental Thermal and Fluid Science* 51, 302-311, 2013.

**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

- [11] Alessandro Franco, Sauro Filippeschi. Experimental analysis of heat and mass transfer in small dimension, two-phase loop thermosyphons, *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal*, 1(2):163–182, 2010.
- [12] Alessandro Franco, Sauro Filippeschi. Closed Loop Two-Phase Thermosyphon of Small Dimensions: a Review of the Experimental Results, *Microgravity Science and Technology*, Volume 24, pp 165-179, 2011.
- [13] S.W. Chang, D.C. Lo, K.F. Chiang, C.Y. Lin. Sub-atmospheric boiling heat transfer and thermal performance of two-phase loop thermosiphon, *Experimental Thermal and Fluid Science* 39, 134–147, 2012.
- [14] Jiang He, Guiping Lin, Lizhan Bai, Jianyin Miao, Hongxing Zhang, Lu Wang. Effect of non-condensable gas on steady-state operation of a loop thermosiphon, *International Journal of Thermal Sciences* 81, 59-67, 2014.
- [15] Jiang He, Guiping Lin, Lizhan Bai, Jianyin Miao, Hongxing Zhang, Lu Wang. Effect of non-condensable gas on startup of a loop thermosiphon, *International Journal of Thermal Sciences* 72, 184-194, 2013.
- [16] Penglei Zhang, Baolong Wang, Wenxing Shi, Linjun Han, Xianting Li. Modeling and performance analysis of a two-phase thermosiphon loop with partially/fully liquid-filled downcomer, *international journal of refrigeration* 58, 172-185, 2015.
- [17] Penglei Zhang, Baolong Wang, Wenxing Shi, Xianting Li. Experimental investigation on two-phase thermosiphon loop with partially liquid-filled downcomer, *Applied Energy* 160, 10–17, 2015.
- [18] Wen Fu, Xiaowei Li, Xinxin Wu, Zhengming Zhang. Investigation of a long term passive cooling system using two-phase thermosiphon loops for the nuclear reactor spent fuel pool, *Annals of Nuclear Energy* 85, 346–356, 2015.
- [19] Zhen Tong, Tao Ding, Zhen Li, Xiao-Hua Liu. An experimental investigation of an R744 two-phase thermosiphon loop used to cool a data center, *Applied Thermal Engineering* 90, 362-365, 2015.
- [20] Jian Huang, Li Wang, Jianbiao Shen, Chuanping Liu. Effect of non-condensable gas on the start-up of a gravity loop thermosiphon with gas–liquid separator, *Experimental Thermal and Fluid Science* 72, 161–170, 2016.
- [21] R. T. Dobson, J. C. Ruppertsberg. Flow and heat transfer in a closed loop thermosiphon. Part I – theoretical simulation, *Journal of Energy in Southern Africa*, Vol. 18, No. 3, 2007.

**Chapitre 3 : Etude de l'influence de la charge sur le fonctionnement et les performances
d'une boucle de type thermosiphon diphasique**

[22] David Reay, Peter Kew. Heat Pipes Theory, Design and Application, Fifth Edition, 2006.

[23] Catherine Colin. Ebullition Convective, école thématique du CNRS, 2003.

[24] James R. Welty, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson, Gregory L. Rorrer. Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer, 5th Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2008.

[25] M.R. Gartia, P.K. Vijayan , D.S. Pilkhwal. A generalized flow correlation for two-phase natural circulation loops, Nuclear Engineering and Design 236, 1800–1809, 2006.

[26] Catalogue Fisher Scientific 2011/2012. www.fishersci.com

[27] D. Mishkinis, J. M. Ochterbeck. LOOP HEAT PIPES: CRITERIA APPROACH, V Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". Minsk, Belarus , September 8-11, 2003.

Conclusions et perspectives

Le travail mené dans cette thèse a permis, à travers l'étude expérimentale de deux types de caloduc, de participer à une meilleure compréhension des phénomènes régissant les échanges au sein de systèmes particuliers que sont les thermosiphons et les boucles gravitaire. Tester des fortes charges, Quelles sont les compromis entre améliorer le transfert de chaleur au condenseur et dégrader ceux de l'évaporateur ?

Le premier chapitre présente une étude théorique des caloducs, Ce chapitre a permis d'introduire le concept de caloduc et leurs types. Le fonctionnement des caloducs est basé sur le principe d'un transfert de chaleur par changement de phase d'un fluide, s'écoulant sous l'action des forces capillaires ou de gravité. Un certain nombre de définitions et d'explications concernant les phénomènes thermiques dans les systèmes diphasiques, et plus particulièrement dans les caloducs, a été étudié dans le but de comprendre les phénomènes qui introduit dans les deux types de caloduc utilisés dans cette étude qui sont les thermosiphons et les boucles gravitaires, parmi ces phénomènes citons par exemple les le changement de phase par ébullition et condensation.

Dans ce second chapitre, l'étude expérimentale nous a permis d'étudier le comportement d'un thermosiphon diphasique vertical d'une longueur totale de 680 mm et un diamètre interne de 26 mm pour des taux de remplissage qui dépasse le volume d'évaporateur. Deux fluides sont utilisés, l'eau et le FC-72, la puissance thermique imposée est comprise entre 10 et 200, l'inclinaison du thermosiphon de 0 à 75° et la présence des gaz incondensable sont les paramètres variables étudiés.

Les résultats expérimentaux ont montré aussi que le thermosiphon diphasique est performant dans le transfert de chaleur avec une conductivité thermique équivalente 4 à 5 fois supérieure à celle du cuivre. De bonnes performances sont obtenues pour des charges intermédiaires avec un taux de remplissage du réservoir compris entre 70 et 160 %, comme observé dans la littérature. Cependant, les meilleures performances de transfert de chaleur sont obtenues pour des taux de remplissage en fluide importants (235-286 %). Cela s'explique par l'importance des interactions entre la vapeur produite à l'évaporateur qui pousse brutalement une partie du liquide jusqu'au condenseur. Aux fortes puissances, ce phénomène participe autant à une amélioration des transferts thermiques à l'évaporateur qu'au condenseur.

Dans le troisième chapitre, une boucle de type thermosiphon a été conçue et construit d'une longueur totale de 2,12m afin d'étudier son comportement thermo-hydraulique en variant le taux de remplissage (42% et 60%) et le flux de chaleur (10 à 60) W/cm². De façon générale, ce chapitre a permis de conclure que l'entraînement du liquide vers le condenseur permet d'améliorer l'efficacité de la boucle, c'est-à-dire que la boucle est plus performante avec le taux

de remplissage de 60% où pendant le fonctionnement une quantité de liquide est entraîné vers le condenseur. Les travaux menés dans cette thèse ont montré l'importance de l'excès de charge

En perspectives, on peut jouer sur la température du condenseur (Pression de fonctionnement), et voir l'influence sur le comportement avec ou sans entrainement du liquide en fonction de la charge (mise en évidence le phénomène hydrodynamique)?

Annexe A
Expérience de Nukiyama

Annexe A

Expérience de Nukiyama [01]

en 1934, Nukiyama a réalisé cette expérience qui a permis de mettre en évidence les différents régimes d'ébullition en vase, le principe de cette expérience est de plonger un fil chauffant dans un liquide maintenu à la température de saturation T_{sat} (figure 1). Le fil, chauffé par effet Joule, est installé dans un circuit électrique où :

I : l'intensité du courant.

U : la différence de potentiel aux bornes du fil,

P : la puissance électrique dissipée dans le fil,

Cette puissance est reliée à la densité de flux thermique q par cette relation : $P = UI = q \pi d l$

Avec :

d : le diamètre du fil.

l : la longueur du fil.

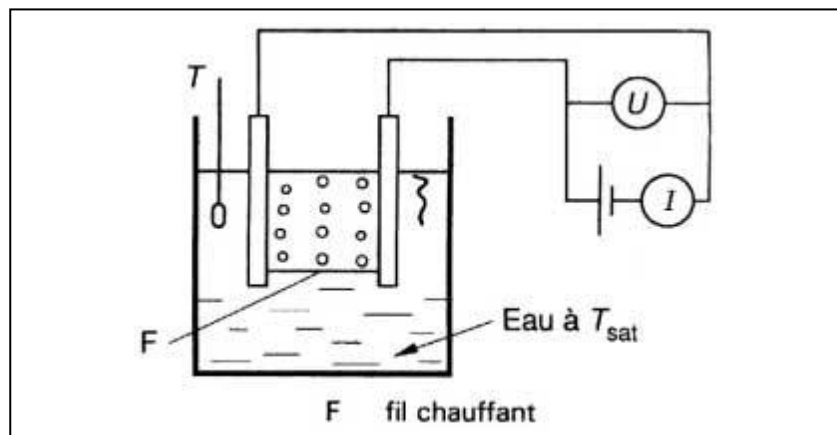


Figure A-1: Expérience de Nukiyama [1]

La température T_p du fil, supposée uniforme, est déterminée grâce à la connaissance de sa résistance électrique $R = U/I$. Remarquons que le chauffage du fil s'effectue dans ce type d'expérience à flux thermique imposé.

L'expérience consiste à chauffer progressivement le fil et à tracer la courbe donnant la densité de flux thermique q en fonction de la surchauffe où T_{sat} est la température du liquide maintenu à la saturation (100 °C à 1 Bar pour l'eau). Dans une première série d'essais, Nukiyama a utilisé un fil de Nichrome et obtenu la branche AC de la figure 2. Au point C, le fil se braisait brutalement. Ayant remplacé le fil de Nichrome par un fil de Platine, Nukiyama a obtenu la branche AC puis la branche C'E. En diminuant la puissance électrique, la branche ED était décrite puis la branche D'A.

L'allure de la courbe, ainsi construite par Nukiyama, laissait donc présager l'existence d'un phénomène d'hystérésis et d'une branche descendante CD. Il est aisé de montrer que les

points de fonctionnement situés sur cette branche descendante sont instables pour un chauffage à flux imposé.

En revanche, un chauffage à température imposée, comme celui réalisé par Drew et Müller en 1937, permet de tracer l'ensemble de la courbe représentée sur la figure 3. Cette courbe, appelée courbe d'ébullition ou courbe de Nukiyama, possède plusieurs tronçons correspondant à des régimes thermiques différents. Jusqu'au point A, le fil est baigné par le liquide en convection naturelle. Au point A apparaissent des petites bulles de vapeur prenant naissance en des points bien précis du fil, appelés *sites de nucléation*, et s'élevant sous forme de chapelets isolés. C'est l'**ébullition nucléée à bulles isolées**. Ces chapelets deviennent de plus en plus nombreux ; les bulles commencent à s'agglomérer et à former des poches et même des colonnes de vapeur. Cette **ébullition nucléée à poches** ou colonnes de vapeur se produit sur le tronçon BC. Au point C, le volume de vapeur produit est tel que le liquide ne peut plus atteindre le fil chauffant et assurer son refroidissement. Cela explique sur la figure 2 le passage du point de fonctionnement de C à C' et l'augmentation brutale de la température T_p du fil, ce qui avait entraîné la fusion du fil de nichrome. Le point C correspond à ce qui est communément appelé la **crise d'ébullition** ou encore le flux thermique critique ou le flux thermique maximal. Le tronçon DE correspond à l'**ébullition en film** encore appelée ébullition pelliculaire où le fil chauffant est entouré d'une gaine de vapeur d'où s'échappent régulièrement des bulles de vapeur. Le point D correspond au point dit de flux thermique minimal ou de température minimale de film stable, tandis que le tronçon CD correspond à l'**ébullition de transition**, régime mal défini où le fil chauffant est périodiquement baigné par le liquide, ce qui empêche la formation d'une gaine de vapeur continue autour du fil chauffant.

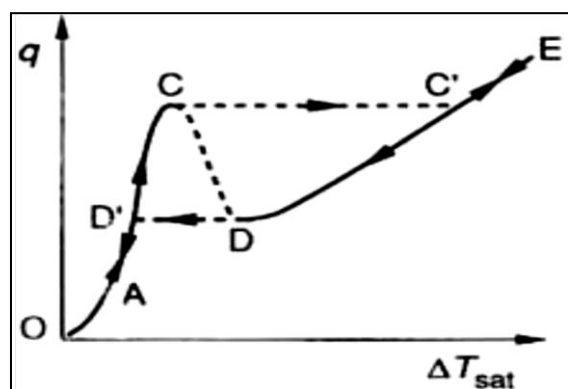


Figure A-2: Allure générale de la courbe de Nukiyama [1]

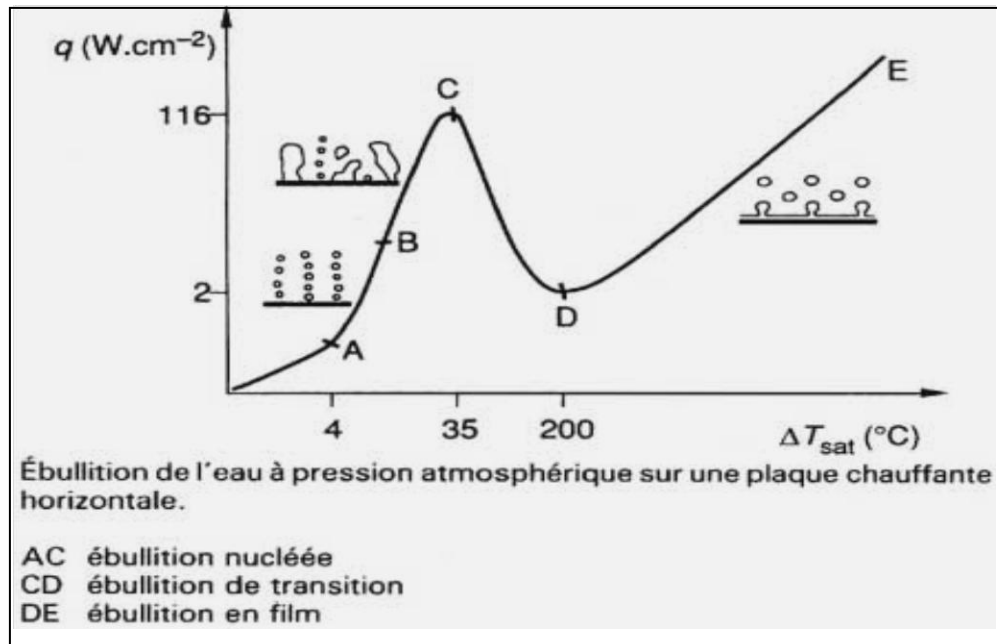


Figure A-3: Courbe de Nukiyama [1]

Référence bibliographique :

[1] Jean-Marc DELHAYE, Transferts de chaleur : ébullition ou condensation des corps purs, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, 1990.

Annexe B

Les principales caractéristiques des matériaux composant l'évaporateur

Annexe B

Les principales caractéristiques des matériaux composant l'évaporateur

B.4. Téflon : PTFE-PFE [1]

- Le coefficient de friction du Téflon varie en général de 0,05 à 0,2,
- Le Téflon peut être utilisé en permanence à des températures jusqu'à 290 °C/550 °F et par intermittence jusqu'à 315 °C/600 °F moyennement une ventilation adéquate,
- L'utilisation du Téflon peut être envisagée à des températures de l'ordre de -270 °C/-454 °F,
- Les métaux alcalins en fusion et les agents fluorant très réactifs attaquent tous les revêtements en Téflon.

B.5. PEER :

- Température de service maximum admissible dans l'air très élevée (250 °C en continu, allant jusqu'à 310 °C pour les périodes courtes),
- Hautes résistances mécanique, rigidité et résistance au fluage également à des températures élevées,
- Excellente résistance chimique et à l'hydrolyse.

B.6. POM : [2]

- La zone de fusion du POM est relativement étroite, entre 164 et 175 °C,
- Une solidité élevée,
- Une rigidité élevée.

Références bibliographiques :

[1] DuPont™ Teflon® AF, The miracles of science, 2013

[2] Polyacétals (POM) : élaboration et propriétés, ABC Plastiques, Techniques de l'ingénieur, 2015.

Annexe C

Propriétés thermo-physiques des fluides de travail utilisés

Annexe C

Propriétés thermo-physiques des fluides de travail utilisés

1) ETHANOL [1]

T	h_{fg}	ρ_{liq}	ρ_{vap}	λ_{liq}	μ_{liq}	μ_{vap}	P_{vap}	Cp_{vap}	σ_{liq}
°C	KJ/Kg	Kg /m ³	Kg /m ³	W/m.°C	cP	cPx10 ²	Bar	KJ/Kg.°C	N/mx10 ²
-30	939.4	825.0	0.02	0.177	3.40	0.75	0.01	1.25	2.76
-10	928.7	813.0	0.03	0.173	2.20	0.80	0.02	1.31	2.66
10	904.8	798.0	0.05	0.170	1.50	0.85	0.03	1.37	2.57
30	888.6	781.0	0.38	0.168	1.02	0.91	0.10	1.44	2.44
50	872.3	762.2	0.72	0.166	0.72	0.97	0.29	1.51	2.31
70	858.3	743.1	1.32	0.165	0.51	1.02	0.76	1.58	2.17
90	832.1	725.3	2.59	0.163	0.37	1.07	1.43	1.65	2.04

2) EAU [1]

T	h_{fg}	ρ_{liq}	ρ_{vap}	λ_{liq}	μ_{liq}	μ_{vap}	P_{vap}	Cp_{vap}	σ_{liq}
°C	KJ/Kg	Kg /m ³	Kg /m ³	W/m.°C	cP	cPx10 ²	Bar	KJ/Kg.°C	N/mx10 ²
20	2448	998.2	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	6.96
60	2359	983.0	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06

3) FC-72 [2]

Propriétés	
Point d'ébullition à 1 atm [°C]	56
Densité x 10 ⁻³ (kg/m ³)	1.680
Chaleur spécifique x 10 ⁻³ (W.s/kg.K)	1.088
Conductivité thermique (W/m.K)	0.0545
Viscosité dynamique x 10 ⁴ (kg/m.s)	4.50
Chaleur de vaporization x 10 ⁻⁴ (W.s/kg)	8.79
Tension de surface x 10 ³ (N/m)	8.5
Coefficient d'expansion thermique x 10 ³ (K ⁻¹)	1.6
Constant diélectrique	1.72

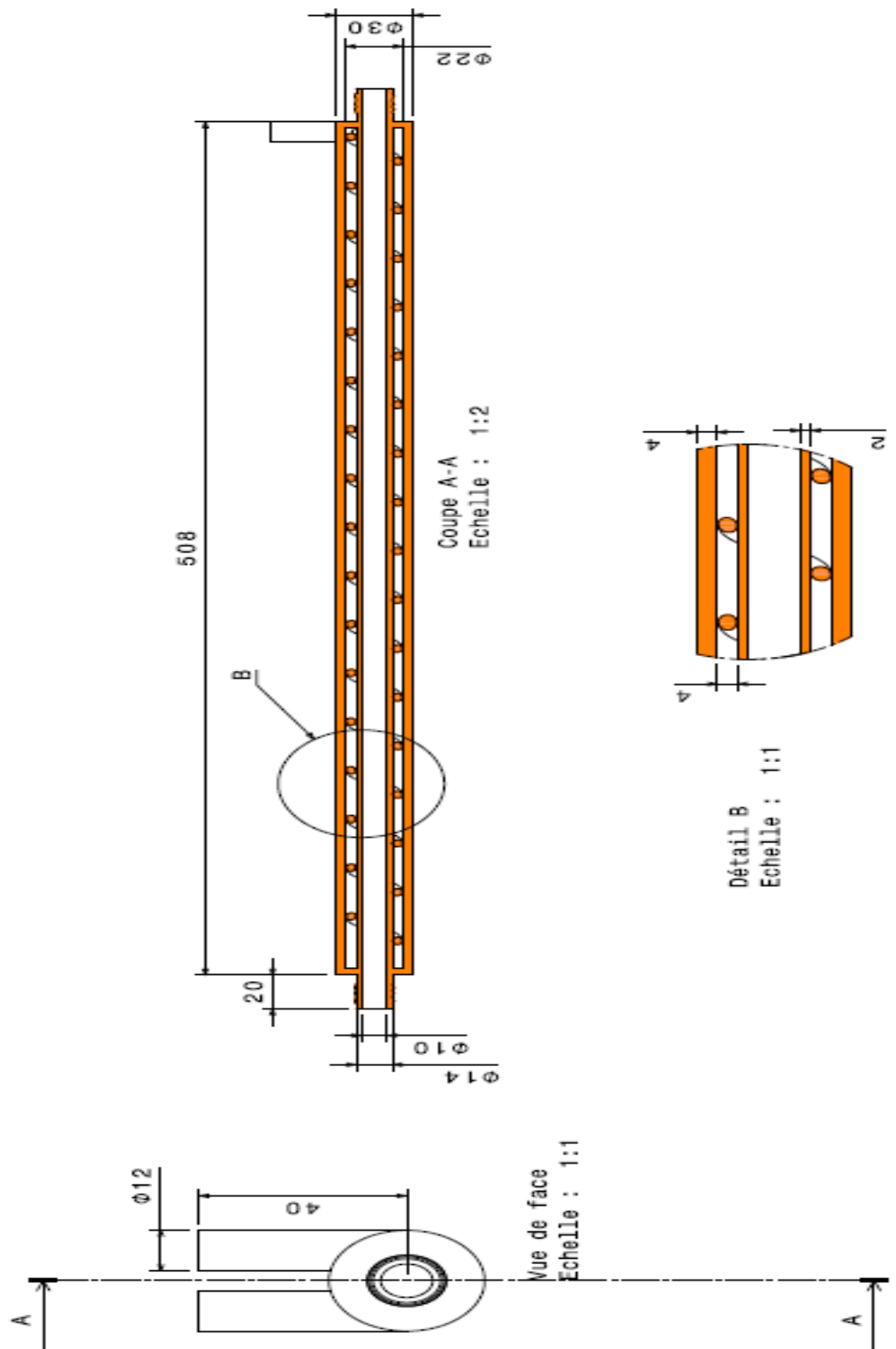
Références bibliographiques:

[1] A. Faghri. Heat pipe science and technology, Taylor and Francis, 1995.

[2] R.D. Danielson, L. Tousignant and A. Bar-Cohen. Saturated Pool Boiling Characteristics of Commercially Available Perfluorinated Liquids. In Proceedings of ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1987.

Annexe D

Fiches techniques de quelques instruments utilisés dans les expériences



WET/WET DIFFERENTIAL PRESSURE MODELS

UNI-DIRECTIONAL RANGES WITH mV/V OUTPUTS



UNI-DIRECTIONAL mV/V SPECIFICATIONS

Output: 10 mV/V ratiometric
 Supply Voltage: 5 to 10 Vdc
 Current Draw: 5 mA @ 10 Vdc
 Input Impedance: 1000 to 5000 Ω
 Output Impedance: 5000 Ω ±10% typical
 Zero Balance:
 Ranges ≤ 1psi: ±1% typ (2% max)
 Ranges > 1psi: ±0.5% typ (1% max)
 Span Setting:
 Ranges ≤ 1psi: ±1% typ (2% max)
 Ranges > 1psi: ±0.5% typ (1% max)



Fast Delivery!
Stock to 2 Weeks
On Most Models

PX409-030DWUV, 30 psid range, 10 mV/V output, cable termination, \$775. Shown actual size.

CABLE TERMINATION*

To Order (Specify Model Number)

10 mV/V OUTPUT, ¼ NPT MALE CONNECTORS

RANGE	METRIC	MODEL NO.	PRICE
0 to 10 inH ₂ O	25 mbar	PX409-10WDWUV	\$825
0 to 1 psi	70 mbar	PX409-001DWUV	825
0 to 2.5 psi	170 mbar	PX409-2.5DWUV	825
0 to 5 psi	350 mbar	PX409-005DWUV	775
0 to 15 psi	1 bar	PX409-015DWUV	775
0 to 30 psi	2 bar	PX409-030DWUV	775
0 to 50 psi	3.5 bar	PX409-050DWUV	775
0 to 100 psi	7 bar	PX409-100DWUV	775
0 to 150 psi	10 bar	PX409-150DWUV	775
0 to 250 psi	17.5 bar	PX409-250DWUV	775
0 to 500 psi	35 bar	PX409-500DWUV	775
0 to 750 psi	50 bar	PX409-750DWUV	775
0 to 1000 psi	70 bar	PX409-1.0KDWUV	775

* To order conduit fitting change model number from "PX409" to "PX409C-", no additional charge.



TWIST-LOCK TERMINATION**

MOST POPULAR MODELS HIGHLIGHTED!

10 mV/V OUTPUT, ¼ NPT MALE CONNECTORS

RANGE	METRIC	MODEL NO.	PRICE
0 to 10 inH ₂ O	25 mbar	PX429-10WDWUV	\$825
0 to 1 psi	70 mbar	PX429-001DWUV	825
0 to 2.5 psi	170 mbar	PX429-2.5DWUV	825
0 to 5 psi	350 mbar	PX429-005DWUV	775
0 to 15 psi	1 bar	PX429-015DWUV	775
0 to 30 psi	2 bar	PX429-030DWUV	775
0 to 50 psi	3.5 bar	PX429-050DWUV	775
0 to 100 psi	7 bar	PX429-100DWUV	775
0 to 150 psi	10 bar	PX429-150DWUV	775
0 to 250 psi	17.5 bar	PX429-250DWUV	775
0 to 500 psi	35 bar	PX429-500DWUV	775
0 to 750 psi	50 bar	PX429-750DWUV	775
0 to 1000 psi	70 bar	PX429-1.0KDWUV	775

** Mating connector not included, order PT06F10-6S, \$26.50 each.

Comes complete with 5-point calibration certificate.

Ordering Examples: PX409-100DWUV, 0 to 100 psi uni-directional wet/wet differential pressure range, 10 mV/V output, 0.08% accuracy, ¼ NPT termination, 2 m (6") cable, \$775.

PX419-015DWUV, 0 to 15 psi uni-directional wet/wet differential pressure range, 10 mV/V output, 0.08% accuracy, ¼ NPT termination, mini-DIN connector, \$775.

PX429-10WDWUV, 0 to 10 inH₂O uni-directional wet/wet differential pressure range, 10 mV/V output, 0.08% accuracy, ¼ NPT termination, twist-lock connector plus PT06F10-6S, mating connector, \$825 + 26.50 = \$851.50.

CONNECTIONS—mV/V OUTPUT

PX429 TWIST-LOCK	PX419 MINI-DIN	PX409 CABLE
Pin A +EXC	Pin 1 +EXC	Red +EXC
Pin B -EXC	Pin 2 -EXC	Black -EXC
Pin C +SIG	Pin 3 +SIG	White +SIG
Pin D -SIG	Pin 4 -SIG	Green -SIG
Pin E No Connection		
Pin F No Connection		

MINI-DIN TERMINATION

10 mV/V OUTPUT, ¼ NPT MALE CONNECTORS

RANGE	METRIC	MODEL NO.	PRICE
0 to 10 inH ₂ O	25 mbar	PX419-10WDWUV	\$825
0 to 1 psi	70 mbar	PX419-001DWUV	825
0 to 2.5 psi	170 mbar	PX419-2.5DWUV	825
0 to 5 psi	350 mbar	PX419-005DWUV	775
0 to 15 psi	1 bar	PX419-015DWUV	775
0 to 30 psi	2 bar	PX419-030DWUV	775
0 to 50 psi	3.5 bar	PX419-050DWUV	775
0 to 100 psi	7 bar	PX419-100DWUV	775
0 to 150 psi	10 bar	PX419-150DWUV	775
0 to 250 psi	17.5 bar	PX419-250DWUV	775
0 to 500 psi	35 bar	PX419-500DWUV	775
0 to 750 psi	50 bar	PX419-750DWUV	775
0 to 1000 psi	70 bar	PX419-1.0KDWUV	775



B

B-3

FT-110 Series – TurboFlow® Economical Flow-Rate Sensors

- ▶ Low Cost Plus High Accuracy $\pm 3\%$ of Reading
- ▶ Measures Low Liquid Flow Rates of 0.13 to 9.2 GPM (0.5 to 35 LPM)
- ▶ Lightweight Plastic Design Enables Mounting in any Position
- ▶ O-ring Design for Manifold Mounting

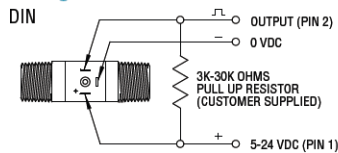
Gems Hall Effect turbine flow rate sensor is ideal for OEM applications involving low flow liquid monitoring. The low cost coupled with 1/2% repeatability makes it an ideal candidate for replacing dispensing timer systems. Unlike existing timing systems, turbine technology is not influenced by changes in system pressure caused by aging filters. The sensor's standard power and output specifications make it easy to retrofit to existing controllers.

Specifications

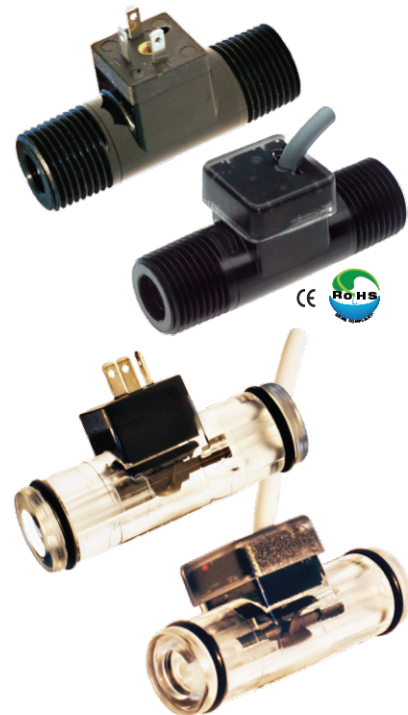
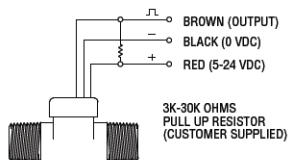
Wetted Materials	
Body	Nylon 12
Turbine	Nylon 12 Composite
Bearings	PTFE/15% Graphite
Operating Pressure	200 PSIG (13.7 bar)
Burst Pressure	2500 PSIG (172 bar)
Operating Temperature	-4°F to 212°F (-20°C to 100°C)
Viscosity	32 to 81 SSU (.8 to 16 Centistokes)
Filter	<50 Microns
Input Power	5 to 24 VDC @ 8mA
Output (Hz)	NPN Sinking Open Collector @ 20mA Maximum Leakage Current 10 μ A (Pull-Up Resistor Required)
Accuracy	$\pm 3\%$ of Reading
Repeatability	0.5% of Full Scale
Electrical Connection	DIN 9.4mm Spacing* 24 AWG 3 ft. Cable
Inlet/Outlet Ports	3/8" NPT Male G3/8 Male 17mm Tube O-Ring

* Mating DIN ordered separately.

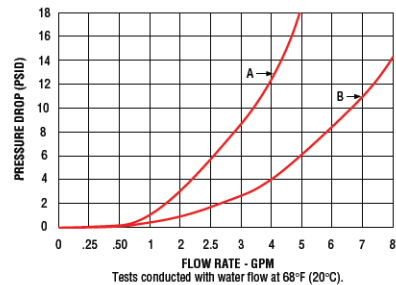
Wiring



Cable



Pressure Drop—Typical



Flow Range A
.13 - 2.6 GPM
.5 - 10 LPM

Flow Range B
.26 - 9.2 GPM
1 - 35 LPM

CTE7000 / CTU7000 Series Miniature pressure transmitters



FEATURES

- 0...10 mbar to 0...7 bar, 0...0.15 to 0...100 psi gage¹ or absolute¹⁰
- 0...5 V, 0...10 V, 0.5...4.5 V or 4...20 mA output
- Single supply
- Field interchangeable
- Rugged stainless steel housing



MEDIA COMPATIBILITY

Wetted materials:
stainless steel 1.4404 (316), nylon, silicon,
silicone-sealant and epoxy⁹

Housing:
stainless steel, protection class IP 64 (according to
DIN EN 60529) respectively NEMA 4¹

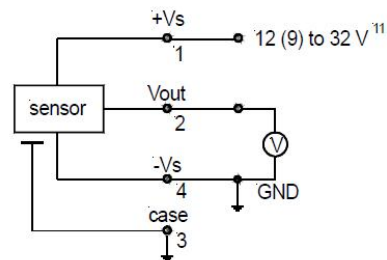
SPECIFICATIONS^{12,13}

Maximum ratings

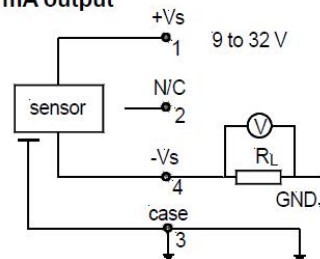
Supply voltage (reverse polarity protection)	
CTE(M)/CTU7...0 ¹¹	12...32 V
CTE(M)/CTU7...6, ...7 ¹¹	9...32 V
CTE(M)/CTU7...4 ²	9...32 V
Maximum load current (source)	
CTE(M)/CTU7...0, ...6, ...7	1 mA
Temperature limits	
Storage	-55 to 100°C
Operating	-40 to 85°C
Compensated	0 to 50°C
Humidity limits	0 - 98 %RH
Vibration (5 to 500 Hz)	2 g _{RMS}
Mechanical shock	50 g

ELECTRICAL CONNECTION

0...10 V, 0.5...4.5 V, 0...5 V output



4...20 mA output



Annexe E
Courbes d'étalonnage des capteurs

Annexe E

Courbes d'étalonnage

E.1. Courbe d'étalonnage du débitmètre :

Tableau E-1: Tableau d'étalonnage du débitmètre

m [kg]	t [s]	\dot{m} [kg/s]	U [v]
0,687	31	0,02216129	0,3755
0,637	20,37	0,03127148	0,501
0,642	15,31	0,04193338	0,6779
0,705	15,28	0,04613874	0,7537
0,82	15,41	0,0532122	0,8761

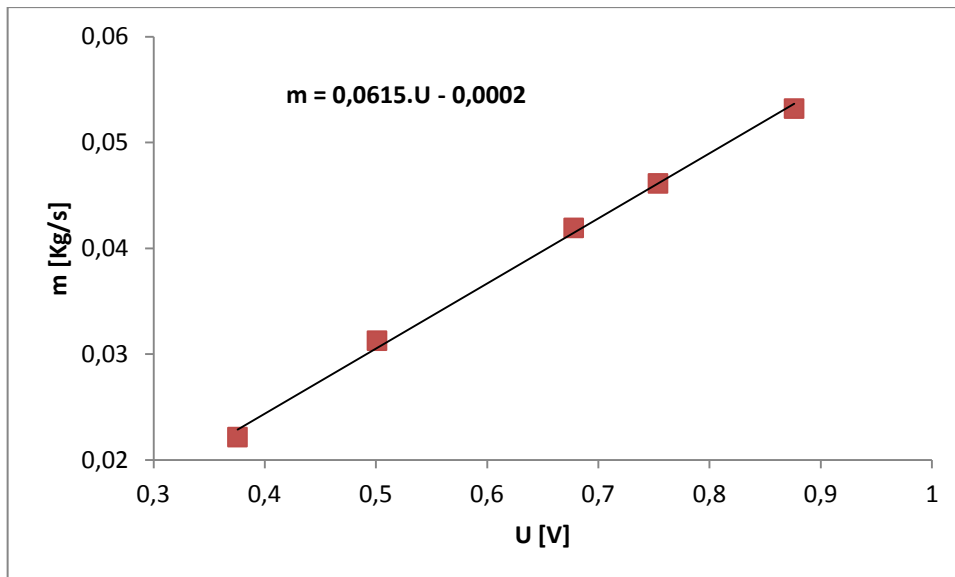


Figure E-1: Courbe d'étalonnage du débitmètre

E.2. Courbe d'étalonnage des thermocouples :

Tableau E-2: Tableau d'étalonnage des thermocouples

$T_{réelle}$	T_s eau	T_e eau	T_e evap	T_s cond	T_e cond	T_s evap	T bloc
30	29,6049253	29,6577932	29,6895422	29,7065679	29,7312016	29,7614453	29,757264
35	34,6226093	34,6567746	34,7163704	34,7867802	34,7542485	34,8001776	34,7792076
40	39,6282441	39,6590562	39,7325235	39,83219	39,7563267	39,8206169	39,7807372
45	44,6017776	44,642094	44,7293539	44,8509345	44,7280611	44,8076111	44,7750368
50	49,5556493	49,5589773	49,677489	49,846996	49,6547638	49,7548643	49,7238091

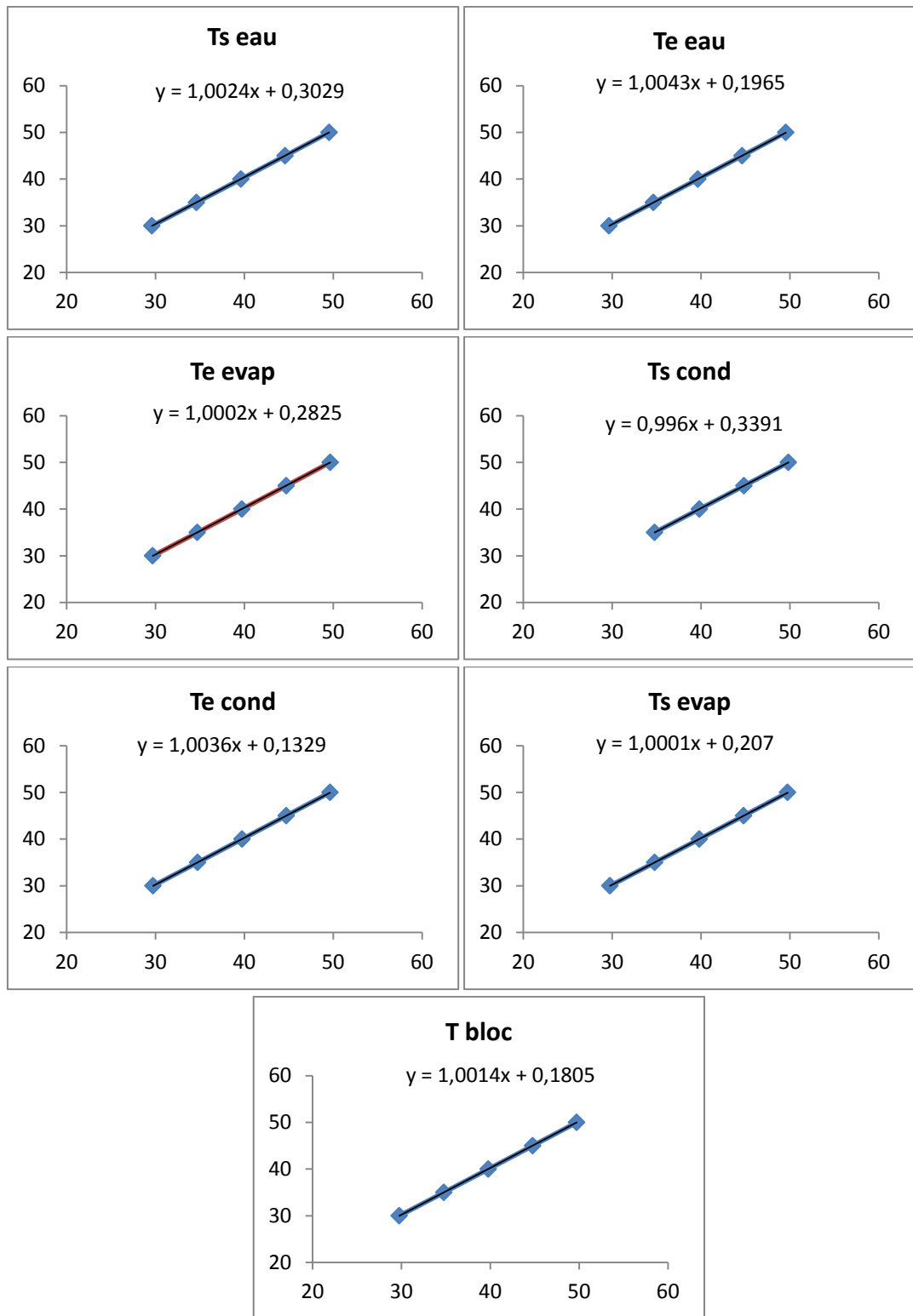


Figure E-2: Courbes d'étalonnage des thermocouples

x : la température détectée par le thermocouple ; y : la température corrigée

E.3. Courbe d'étalonnage de capteur de pression :

La procédure réalisée afin d'étalonner le capteur de pression est la suivante ; on a pris ces deux valeurs :

La première dans le cas où la boucle est presque vide ($P=0.18$ Bar), le capteur affiche 478mV et la deuxième c'est lorsque la boucle est à la pression atmosphérique ($P=1$ Bar), la valeur détectée est 929 mV.

D'après ces deux valeurs, la courbe d'étalonnage a été tracé où on a obtenu cette relation :

$$P = 0,0018 \times U - 0,6891$$

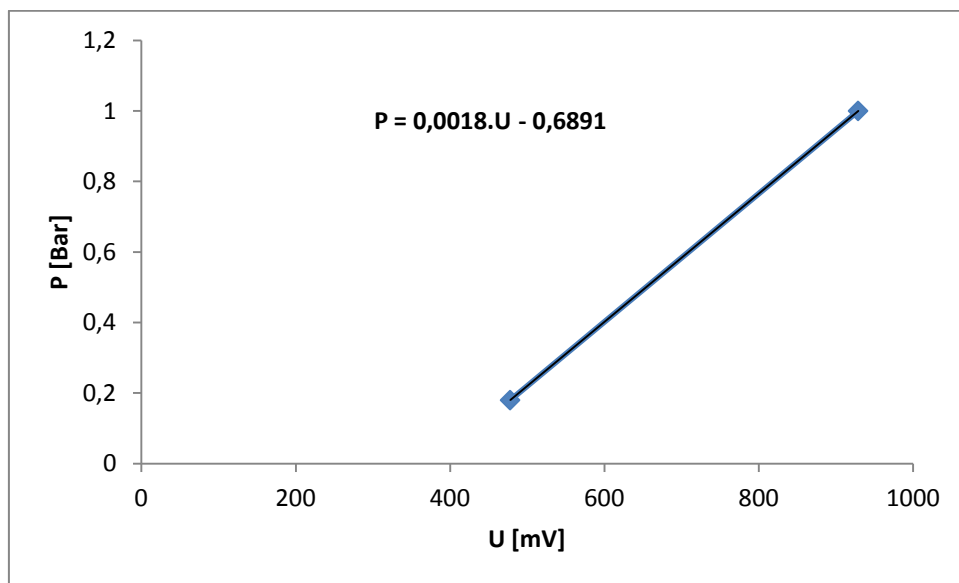


Figure E-3: Courbe d'étalonnage du détecteur de pression

N.B. la même procédure a été utilisée pour étalonner les thermocouples dans la première expérience.