

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur

École Doctorale en Énergétique et Développement Durable



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Systemes Énergétiques Avancés

Conception d'un moteur « pop pop » comme démonstrateur de caloduc pulsé Pulsating Heat Pipe (PHP)

Présenté par : **Idir TOUZI**

Soutenu le : 12/ 10 /2009

Mohand TAZROUT	Professeur	E.M. Nantes	Président
Khaled LOUBAR	Chargé des Recherches	E.M. Nantes	Examineur
Mourad BALISTROU	Maître de conférences	UMBB/Boumerdes	Examineur
Frédéric TOPIN	M C HDR	IUSTI Marseille	Directeur de mémoire
Henda KAHALERRAS	Maître de conférences	LTPMP USTHB Alger	Co-directeur
Stéphanie KHOLER	Ingénieur de projet	Creed Veolia	Invitée

Année Universitaire 2008/2009

Remerciements

Ce stage a été effectué au Laboratoire des Systèmes Thermiques Industriels (IUSTI) de Marseille, France et au Laboratoire des Transports Polyphasiques et Milieux Poreux (LTPMP) USTHB Bab Ezzouar Algérie. Je remercie donc les deux directeurs Monsieur Lounès TADRIST et Madame Khedidja BOUHADEF de m'y avoir accueilli au sein de leurs laboratoires.

J'adresse également mes vifs remerciements à mes directeurs de mémoire ; monsieur Frédéric TOPIN MC et HDR à IUSTI et mademoiselle Henda KAHALERRAS MC à USTHB d'avoir acceptés de suivre ce projet et aussi pour leurs conseils, disponibilité et leurs contributions pour la réalisation d'un travail de qualité.

Je tiens à remercier toute l'équipe TCM, IUSTI pour leur hospitalité, et je remercie particulièrement Messieurs Jean Hugo MICHEL et Ouamer RAHLI pour leurs soutiens, et leurs orientations.

Un grand merci pour mesdames PULLINO Jeanne et Cindy LE PENHER pour leurs soutiens et disponibilités pendant la période de mon installation au sein du laboratoire.

Je tiens à remercier Messieurs Paul CERVETTI, Jean LE QUERE, Sady NOEL, Frédéric RATOUCNIAK techniciens au sein de l'IUSTI pour leur participation à la réalisation du démonstrateur.

Mes remerciements aux responsables de l'Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable Messieurs Mohand TAZROUT et Mourad BALISTRO, à tous les enseignants qui ont participé et intervenu dans le cadre de cette formation et aussi aux cadres qui ont soutenus cette formation soit de l'Université de Boumerdes soit l'Ecole des Mines de Nantes.

Je remercie tous les membres du jury pour tout le temps consacré à analyser et à évaluer ce travail et pour toutes leurs remarques constructives.

Je tiens à remercier toute personne qui m'a aidée de près et de loin pour la réalisation de ce projet.

J'adresse mes remerciements à toute ma famille et plus particulièrement à mes parents, mes frères et sœurs. C'est grâce à votre soutien inconditionnel que je suis parvenu à l'aboutissement de cette étape de ma vie, grâce à votre amour et votre attention.

Enfin, je ne pourrai pas fermer ce chapitre de remerciements sans présenter mes remerciements à tous nos collègues de la promotion de l'école doctorale 2007-2009 pour leurs encouragements et la résistance aux moments difficiles de cette formation.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents

Mes frères et sœurs

Tous les membres de ma grande famille

Tous mes amis et amies

SOMMAIRE

Introduction et objectifs	1
Chapitre I : Contexte de l'étude (Moteur « pop pop »)	
I.1. Introduction	3
I.2. Principe de fonctionnement	4
I.3. Représentation du cycle eau-vapeur d'un MPP.....	4
I.3.1. Les moteurs thermiques.....	4
I.4. Transformations thermodynamiques dans d'un MPP.....	4
Conclusion	5
Chapitre II : Bibliographie et état de l'art	
Partie II.1. Caloducs pulsés	6
II.1.1- Introduction	6
II.1.2- Présentation et principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé	6
II.1.3- Eléments caractéristiques et phénoménologie	6
II.1.3.1- La capillarité	8
II.1.3.2- Les structures capillaires	8
II.1.3.3- Fluide caloporteur	9
II.1.3.4- Caractéristiques géométriques.....	12
II.1.3.5- Taux de remplissage.....	13
II.1.3.6- Flux de Chaleur	13
II.1.3.7- Gravité.....	13
Conclusion	13
Partie II.2. Mousses Métalliques	
II.1.1. Introduction.....	14
II.1.2. Grandeurs caractéristiques des mousses.....	14
II.1.2.1. Porosité	14
II.1.2.2. Compacité	15
II.1.2.3. Surface spécifique	15
II.1.2.4. Tortuosité	15
II.1.2.5. Masse volumique apparente	15
II.1.2.6. Structure de la mousse	15
II.1.2.7. Grade des mousses	16
II.1.3. Propriétés de transport des milieux poreux.....	16
II.1.3.1. Modèles d'écoulement en milieux poreux	17
II.1.3.1.1. Modèle de Darcy	17
II.1.3.1.2. Modèle de Forchheimer	17
II.1.3.1.3. Modèle cubique.....	17
II.1.3.1.4. Relation paramètres écoulement/ paramètres morphologiques	18
II.1.3.2. Modélisation des transferts de chaleur dans les mousses métalliques	19
II.1.3.2.1. Modèle à une température	20
II.1.3.2.2. Modèle à deux températures.....	20
II.1.3.2.3. Conductivité thermique effective	20
II.1.3.3. Influence de la morphologie des mousses métalliques sur le transfert de chaleur.....	22

Partie II.3 : Ebullition dans les milieux poreux	
II.3.1. Introduction	24
II.3.2. Mécanisme d'ébullition dans un milieu poreux.....	24
II.3.3. Régimes d'écoulement lors de l'ébullition.....	24
II.3.4. Courbes d'ébullition et régimes d'ébullition	24
II.3.5. Principaux paramètres d'un écoulement diphasique	26
II.3.5.1. Titre thermodynamique.....	26
II.3.5.2. Taux de vide.....	26
II.3.5.3. Saturation	26
II.3.5.4. Perméabilité relative	27
II.3.5.5. Passibilité relative.....	27
II.3.6. Lois d'écoulement en ébullition convective.....	27
II.3.6.1. Loi de Darcy généralisée	27
II.3.6.2. Loi de Forchheimer généralisée.....	28
II.3.7. Transfert de chaleur en ébullition dans les mousses métalliques.....	28
Synthèse bibliographique.....	29

Chapitre III : Partie expérimentale

III.1 Conception et réalisation du moteur et instrumentation.....	30
Introduction et objectifs	30
III.1.1 Conception et réalisation	30
III.1.1.1 Caractéristiques.....	30
III.1.1.2. Les étapes de la réalisation.....	30
III.1.2 Instrumentation.....	32
III.1.2.1. Capteurs et appareillage de mesure	32
III.1.2.1.1 Mesure de pression.....	32
III.1.2.1.2 Mesure de température	34
III.1.2.1.3 Système d'acquisition de données	34
III.1.2.2 Dispositif expérimental	35
Conclusion	36
III.2. Résultats et analyse.....	37
III.2.1. Influence de la température sur les configurations de l'écoulement.....	37
III.2.1.1. Visualisation sur la première plaque.....	39
III.2.1.2. Visualisation sur le moteur avec la mousse métallique...	40
III.2.2. Variation de la pression le long du tube.....	44
III.2.3. Cycle représentatif d'un moteur « pop pop »	45
III.2.4. Fréquence des pulsations dans le moteur	45
Conclusion.....	46

Chapitre IV : Partie numérique

IV.1.Introduction et objectifs.....	47
IV.2. Procédures de la simulation	47
IV.2.1. Géométries.....	47

IV.3.2. Maillage.....	48
IV.2.4. Modèles utilisés et les conditions initiales.....	48
IV.2.4.1. Rappel sur les méthodes numériques les plus connues permettant le suivi d'interface.....	48
IV.2.4.1.1. Méthodes Lagrangiennes.....	49
IV.2.4.1.2. Méthodes Eulériennes.....	49
IV.2.4.1.2.1. Méthodes de suivi en volume.....	49
IV.2.4.1.2.1.1. Méthode MAC.....	49
IV.2.4.1.2.1.2. Méthode (VOF) Volume Of Fluid	50
IV.2.4.2. Modèle ébullition-condensation.....	51
IV.2.4.3. Organigramme de la modélisation en STAR CCM+.....	52
IV.2.4.4. Conditions aux limites et initiales.....	52
IV.3. Résultats et discussion	52
IV.3.1. Changement de phase dans le caloduc.....	52
IV.3.2. Evolution de la température dans le canal et dans fluide de travail.....	54
IV.3.3. Vitesse du liquide.....	56
Conclusion	57
Conclusion Générale	58

Références bibliographiques

Annexes

Liste des Figures

Figure I-1	schéma général d'un moteur « pop pop »	3
Figure I-2	Principe de fonctionnement d'un moteur pop pop.....	4
Figure I-3	Représentation qualitative d'un cycle moteur dans un diagramme entropique.....	4
Figure I-4	Représentation des différentes transformations dans un moteur « pop pop ».....	5
Figure II.1-1	Schéma d'un caloduc pulsé.....	6
Figure II.1-2	Rayons de courbure principaux du ménisque R_1 et R_2	7
Figure II.1-3	Evolution des pressions du liquide et de la vapeur le long du caloduc..	7
Figure II.1-4	Facteur de mérite Mc en fonctionnement capillaire.....	8
Figure II.1-5	Poche de vapeur et bouchon de liquide dans un tube	9
Figure II.1-6	Variation du diamètre critique de quelques fluides usuels en fonction de la température.....	10
Figure II.1-7	Influence de la longueur de l'évaporateur	11
Figure II.1-8	Influence du nombre de boucles sur les performances d'un caloduc oscillant en position horizontale.....	12
Figure II.1-9	Effet du taux de remplissage [8].....	13
Figure II.1-10	Effet du taux de remplissage [9].....	13
Figure II.2-1	Mousses métalliques	14
Figure II.2-2	Structure d'une mousse métallique.....	16
Figure II.2-3	Quelques échantillons de mousses avec leurs grades.....	16
Figure II.2-4	Coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds construit sur la taille de pore.....	19
Figure II.2-5	Evolution du nombre de Nusselt local pour une mousse non brasée et comparaison avec d'autres configurations.....	22
Figure II.2-6	Coefficient d'échange pariétal adimensionné de différentes mousses comparées au canal à vide.....	23
Figure II.2-7	Nombre de Nusselt global pour mousse brasée et mousse non brasée en fonction de la vitesse.....	23
Figure II.3-1	régimes d'écoulement lors de l'ébullition dans un lit de billes.....	24
Figure II.3-2	Courbes d'ébullition en vase dans un lit de billes.....	25
Figure II.3-3	Influence du diamètre du pore sur la surchauffe nécessaire à la nucléation.....	26
Figure II.3-4	Coefficient de transfert de chaleur global en condition d'ébullition convective fonction de la vitesse d'écoulement pour plusieurs puissances comparé au coefficient de transfert en monophasique.....	29
Figure II.3-5	Courbes d'ébullition pour le cas des mousses brasées et non brasées pour différentes vitesses comparées à des fibres consolidées (Miscovic (2002)) et du tube lisse (Schweitzer et Bar-Cohen (1988)).....	29
Figure III-1	Les configurations de caloducs utilisées.....	31
Figure III-2	Schémas de démonstrateur.....	31
Figure III-3	Capteur de pression piézo-électrique	32
Figure III-4	Appareil d'étalonnage des capteurs de pression.....	32
Figure III.5	Emplacement des capteurs de pression le long du canal.....	33
Figure III-6	Schéma de la Centrale de mesure National Instrument.....	34
Figure III-7	Interface d'acquisition de données LabVIEW.....	35
Figure III-8	Dispositif expérimental.....	35

Figure III-9	Différentes configurations de canaux.....	36
Figure III-10	Influence de la température sur la configuration de l'écoulement.....	38
Figure III-11	Configurations de l'écoulement en fonction de la température Cas de canal avec mousse métallique.....	39
Figure III-12	Variation de la pression dans le condenseur (capteur 1).....	40
Figure III-13	Variation de la pression dans le condenseur (capteur 3)	41
Figure III-14	Variation de la pression dans l'évaporateur près de la source froide (capteur 4).....	42
Figure III-15	Variation de la pression dans l'évaporateur (capteur 5).....	42
Figure III-16	Variation de la pression dans l'évaporateur (capteur 6).....	43
Figure III-17	Variation de la pression dans l'évaporateur et dans la mousse métallique (Capteur 7)	43
Figure III-18	Variation de la pression dans l'évaporateur et dans la mousse métallique (Capteur 12).....	44
Figure III-19	Cycle représentatif de la pression dans notre démonstrateur.....	45
Figure III-20	Fréquence des pulsations dans le capteur 4.....	45
Figure IV-1	La géométrie.....	47
Figure IV-2	Maillage	48
Figure IV-3	Schéma expliquant les deux grandes familles des méthodes pour le suivi d'interface.....	48
Figure IV-4	Méthode MAC.....	49
Figure IV-5	Fraction volumique associée à une interface sur un maillage discret.....	50
Figure IV-6	Fraction volumique de la phase liquide dans le caloduc zoom sur la section A-A avec une représentation 3 D.....	52
Figure IV-7	Fraction volumique de la phase vapeur dans le caloduc.....	53
Figure IV-8	Variation de la densité dans le caloduc.....	53
Figure IV-9	Evolution de la température suivant Y sur toute la longueur de caloduc et de fluide de travail	54
Figure IV-10	Champ de température dans le caloduc et zoom sur la partie entre l'évaporateur et la zone adiabatique.....	55
Figure IV-11	Vitesse du liquide dans le caloduc.....	56

Liste des tableaux

Tableau II.2-1	Différentes expressions de la constante A	17
Tableau III-1	Réponses des différents capteurs utilisés.....	33
Tableau III-2	Positions d'emplacement des capteurs de pression depuis le condensateur.....	40

Nomenclature

T	Température	[K]
P	Pression	[Pa]
P _c	Pression capillaire	[Pa]
W	Travail	[J]
U	Vitesse	[m/s]
s	Entropie	[J/kg.°K]
L	Longueur	[m]
D	Diamètre	[m]
R	Rayon	[m]
S	Surface	[m ²]
V	Volume	[m ³]
σ	Tension de surface	[mJ/m ²]
L _v	Enthalpie massique de vaporisation	[J/kg.°K]
C _p	Capacité calorifique	[J/kg.°K]
M	Facteur de mérite	-
t	Temps	[s]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m/s]
λ	Conductivité thermique	[W/m/°K]
B ₀	Nombre de Bond	-
g	Constante de gravité	[m/s ²]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
φ	Densité de flux de chaleur	[W/m ²]
C ₀	Nombre de confinement	-
X	Titre	-
\dot{m}	Débit massique	[Kg/s]
α	Taux de vide	-
S	Saturation	---
Sp	Surface spécifique	[m ² /m ³]
Dp	Diamètre de pore	[m]
h	Coefficient d'échange	[W/m ² /°K]
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-
β	Coefficient inertiel	-
X, Y, Z	Position adimensionnelle	-
K	Perméabilité	[m ²]
ε	Porosité	-
τ	Tortuosité	-
η	Passibilité	-
TR	Taux de remplissage	-

indices:

f : Fluide, s : Solide, sf : Solide/Fluide, disp : dissipatif, eff : effective (pour la conductivité)
 e : évaporateur, c : condenseur, a : adiabatique, crit : critique

Introduction Générale

Introduction générale

Le moteur POP POP (MPP) est un moteur thermique passif et très simple consistant en une chaudière et une tuyère de détente fonctionnant en cycle évaporation - condensation du fluide entre deux sources de chaleur. Ce dernier est très attrayant en raison de la simplicité de son concept rendant son coût de fabrication moins élevé qu'un autre moteur thermique.

Le MPP présente des avantages très intéressants par rapport aux autres moteurs : facile à réaliser (temps et coût de réalisation très réduit), aucune pièce mécanique en mouvement, réduction du coût d'entretien, système peu encombrant. Malgré tous ces avantages, ce système reste à ce jour non caractérisé et non exploité du fait de son faible rendement.

Dans notre étude nous essayons d'aborder ces types de moteurs. Notre démarche est de réaliser un démonstrateur de caloducs pulsés sous forme de moteur « pop pop ». Ce choix a été effectué à la lumière de l'ensemble des travaux réalisés dans les caloducs pulsés qui montrent une similitude de fonctionnement entre ceux-ci et les MPP.

Nous abordons aussi dans le cadre de cette étude, l'influence de la mousse métallique sur les mécanismes d'ébullition et de la condensation dans la partie évaporateur, et cela par la conception d'une autre géométrie intégrant la mousse métallique dans la partie évaporateur.

L'objectif de notre étude est de mieux comprendre le fonctionnement des MPP, relever les paramètres influant son fonctionnement afin d'améliorer ses performances et élargir les connaissances des phénomènes qu'abritent ces moteurs, et aussi étudier l'influence de la structure de la mousse métallique sur l'évaporation et la condensation.

Pour compléter l'approche expérimentale et accéder à des domaines complémentaires difficilement mesurables, nous effectuons également une simulation numérique de ces systèmes.

Les travaux réalisés au cours de ce stage ont été synthétisés dans ce mémoire composé de quatre chapitres, deux pour le contexte de l'étude et l'étude bibliographique, et deux pour les résultats expérimentaux et numériques, encadrés par cette introduction et la conclusion générale.

Le premier chapitre est dédié à la présentation du contexte de l'étude. Il comprend une introduction sur le MPP ; sa géométrie et son principe de fonctionnement.

Le second chapitre est consacré à l'étude bibliographique. Ce chapitre est divisé en trois parties ; la première est consacrée à la présentation des caloducs pulsés, l'étude de plusieurs éléments relevant de la phénoménologie et des processus physiques responsables du fonctionnement du caloduc pulsé (cette étude a été effectuée à la lumière de nombreux travaux expérimentaux réalisés précédemment sur ce système). La deuxième partie aborde les problèmes liés aux écoulements et aux transferts de chaleur dans les mousses métalliques. Elle est aussi dédiée à la présentation des mousses métalliques et leurs grandeurs

caractéristiques. La troisième partie est consacrée à l'étude de l'ébullition dans les mousses métalliques. Cette dernière présente les problèmes liés aux écoulements convectifs et aux transferts de chaleur avec changement de phase dans les mousses métalliques.

Le troisième chapitre détaille le dispositif expérimental que nous avons conçu et fabriqué pour répondre aux problématiques, ainsi que la présentation et l'analyse des résultats issus des expériences réalisées sur ce dispositif.

Le quatrième chapitre consiste à présenter une simulation numérique d'un écoulement avec changement de phase dans un caloduc pulsé par utilisation du logiciel STAR CCM+. Dans ce chapitre on présentera les différentes méthodes pour la simulation d'un écoulement avec changement de phase.

Chapitre I
Contexte de l'étude
Moteurs « pop pop »

Les Moteurs « pop pop »

I.1. Introduction :

Un moteur Pop Pop est un moteur très simple, c'est un moteur à vapeur qui fonctionne suivant les mêmes lois thermodynamiques que les autres moteurs thermiques. Pour qu'il fonctionne il faut une source chaude, une source froide et un fluide de travail généralement de l'eau (figure I-1). Sa simplicité n'a d'égal qu'à son rendement qui est très faible. Le Pop-Pop est utilisé pour la propulsion de petits bateaux jouets.

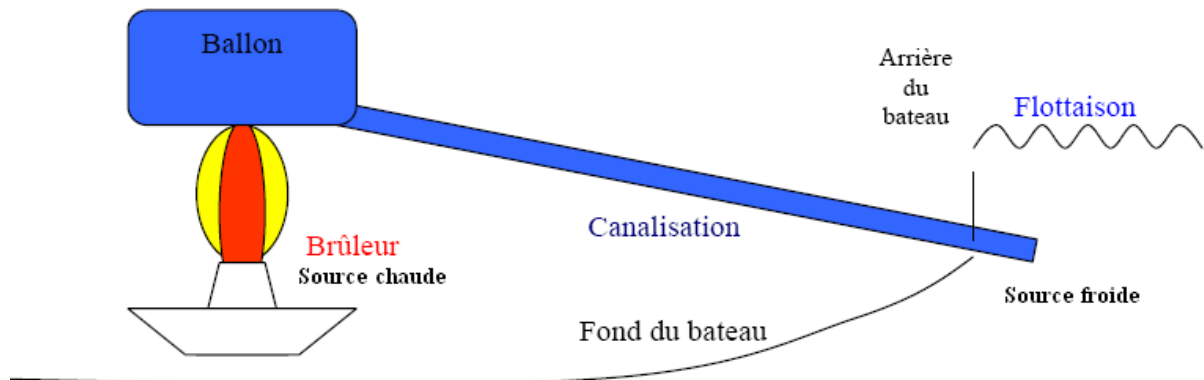


Figure I-1 : Schéma général d'un moteur « pop pop »

I.2. Principe de fonctionnement

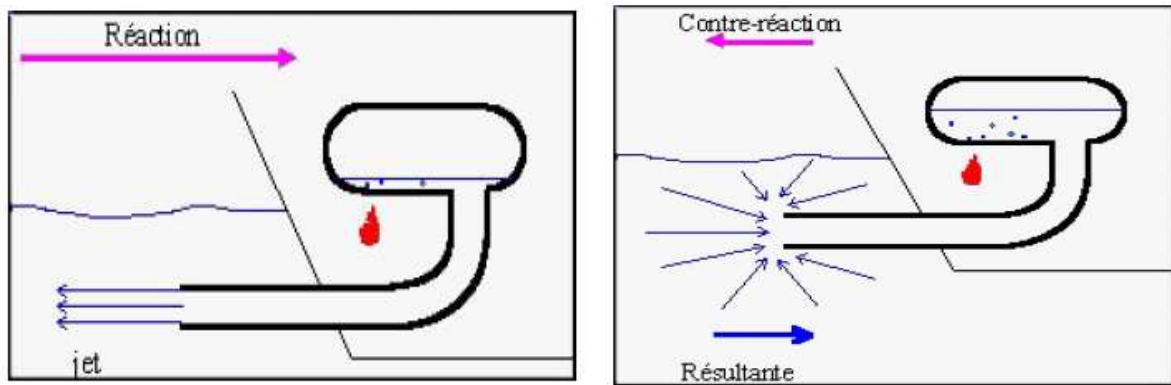
Au préalable il est nécessaire de remplir l'ensemble du moteur avec de l'eau, puis l'on chauffe la chaudière avec un système de chauffage. Lorsque l'eau est portée à ébullition, la vapeur chasse l'eau contenue dans les tubes et propulse le bateau en avant par réaction. Le bateau devrait s'arrêter lorsque la chaudière ne contient plus d'eau ; en réalité, les tubes étant plus froids que la chaudière, la vapeur se condense et la pression interne baisse (le vide), une nouvelle quantité d'eau est aspirée par les tubes. Or dans ce cas c'est une réaction inverse qui se produit ; bilan : le bateau devrait rester sur place mais en réalité il avance. Pourquoi avance-t-il ?

1^{er} étape :

La figure I-2 (A) montre l'asymétrie du jet à la sortie du tube ; par réaction la poussée est forte puisque toutes les molécules d'eau qui sont éjectées à la sortie du tube sont dirigées dans le même sens (le bateau avance).

2^{eme} étape :

La figure I-2 (B) montre la symétrie du jet à l'entrée du tube; par contre réaction la poussée inverse est moins forte que précédemment puisque toutes les molécules d'eau aspirées par le tube ne viennent pas de la même direction (le bateau recule peu).



(A) (B)
Figure I-2 : Principe de fonctionnement d'un moteur pop pop

Le bilan

Si l'on fait la somme algébrique des forces (réaction + contre-réaction), la résultante se trouve être une force propulsive ce qui fait que le bateau avance. C'est aussi la faiblesse du rendement qui est mis en évidence d'une part à cause de se système de forces antagonistes et d'autre part à cause du faible taux de compression.

I.3. Représentation du cycle eau-vapeur d'un moteur Pop-Pop

I.3.1. Les moteurs thermiques

La thermodynamique technique nous apprend, qu'une particule fluide subit un cycle thermodynamique moteur si l'ensemble de ses états thermodynamiques successifs décrit, dans un diagramme thermodynamique, une courbe fermée parcourue dans le sens des aiguilles d'une montre. Au cours des transformations thermodynamiques qu'elle subit, la particule fluide va, en moyenne sur le cycle, recevoir de la chaleur d'une 'source chaude', céder de la chaleur à une 'source froide' et fournir du travail mécanique à son environnement. La figure I.3 représente qualitativement un cycle moteur représenté dans un diagramme entropique (T, s).

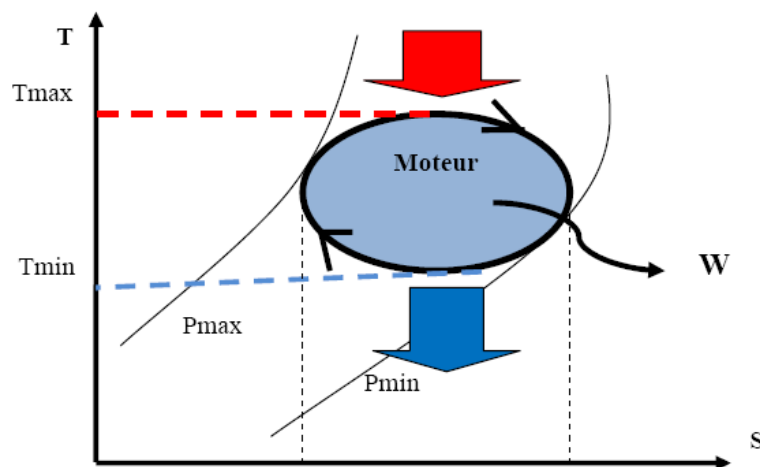


Figure I-3 : Représentation qualitative d'un cycle moteur dans un diagramme entropique

Ce cycle montre que tous les moteurs thermiques ont besoin, pour fonctionner, de la compression d'un fluide froid, l'apport de chaleur d'une source chaude, et la détente d'un fluide chaud. Ce qui permet, fondamentalement, de distinguer les différents moteurs thermiques, c'est la manière de réaliser ces opérations.

I.3. 2. Transformations thermodynamiques dans d'un MPP

Dans le cas d'un moteur « pop pop » on peut décrire le même cycle qu'un moteur thermique. Notons que le fluide de travail subit le même cycle thermodynamique que les moteurs thermiques. Les différentes transformations sont décrites comme suit :

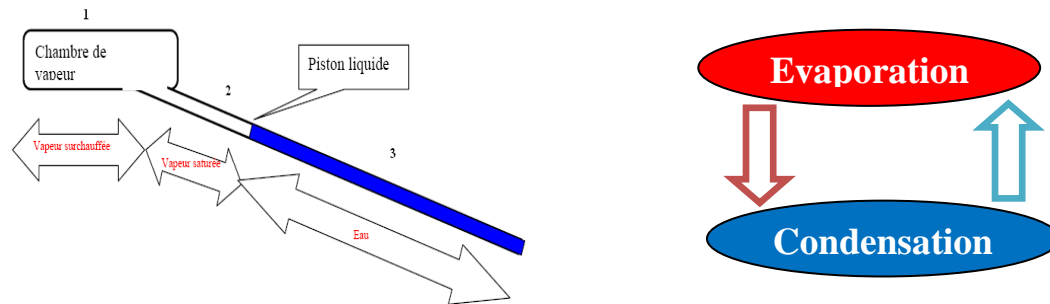


Figure I-4 : Représentation des différentes transformations dans un moteur « pop pop »

Transformation 1: apport de chaleur et compression. Cette compression est produite par le changement de phase du liquide et augmentation du volume.

Transformation 2 : détente de vapeur dans la tuyère, la vapeur chasse l'eau contenu dans la tuyère vers l'extérieur du fait que la pression dans le ballon (vapeur) est supérieure à celle de la tuyère (eau).

Transformation 3 : la condensation et aspiration de l'eau vers le ballon, dans cette phase on remarque qu'il y a deux opérations qui se produisent :

- 1- condensation de vapeur du fait que la tuyère est plongée dans l'eau (source froide).
- 2- aspiration de l'eau dans la chaudière : l'eau est aspiré vers le ballon par le vide créé par la condensation de vapeur. Ce vide ou bien la différence de pression entre les deux sources est le moteur de ce système.

D'après le principe de fonctionnement du moteur « pop pop », on peut dire que ce type de moteur est un moteur alternatif à deux temps à combustion externe à vapeur à échange thermique diphasique.

Conclusion et objectifs de travail

Cette recherche nous permet de conclure que ces moteurs sont des systèmes très simples et passifs et malgré tous les avantages présents ; conception, et cout de fabrication, reste à ce jour non caractérisé et non exploité. Notons que ce moteur a fait l'objet de brevets en 1891 et 1897 par un Anglais Thomas PIOT et un Américain C.J McHugh PRIT en 1924. Depuis et à ce jour l'exploitation de ces moteurs reste toujours à petite échelle ; aucun chercheur ne s'est intéressé à le mettre à grande échelle ou l'échelle industrielle du fait de son faible rendement.

Dans notre projet on essaye de faire fonctionner un caloduc pulsé selon le principe d'un moteur « pop pop » dans le but de comprendre les phénomènes mis en jeu et les paramètres qui influent sur son fonctionnement et réaliser un démonstrateur.

Chapitre II
Étude bibliographique et état de l'art
Partie I : Caloducs Pulsés

II-1 Les caloducs pulsés

II.1.1. Introduction

Les caloducs pulsés ou oscillants (Pulsating Heat Pipe PHP) sont essentiellement des dispositifs de transfert de chaleur constitués de plusieurs boucles continues en forme de serpent. Ce serpent couple une zone d'évaporation et une zone de condensation.

II.1.2. Présentation et principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé

Le caloduc pulsé, est un système de transfert de chaleur diphasique innovant, assure un transfert de chaleur entre une source froide et une source chaude selon un cycle fermé d'évaporation et de condensation d'un fluide caloporteur, figure II-1.

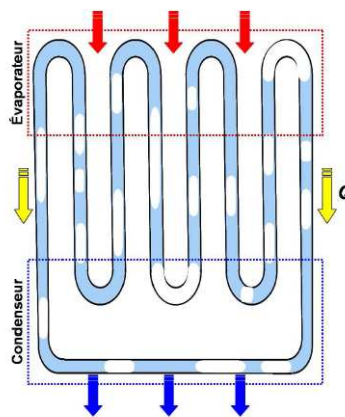


Figure II.1-1 : Schéma d'un caloduc pulsé

La chaleur est transférée entre la source froide et la source chaude grâce à un mouvement oscillatoire du fluide de travail selon la direction axiale. Ces oscillations étant créées par des fluctuations rapides de pression dues à la génération de bulles de vapeur dans la zone d'évaporation et à leur collapsus dans la zone de condensation.

II.1.3. Eléments caractéristiques et phénoménologie

Les caloducs pulsés restent à ce jour peu connus et non maîtrisés. Des travaux expérimentaux ont fourni quelques éléments caractéristiques du fonctionnement de ce dispositif.

En effet, plusieurs paramètres influant ont été identifiés :

- la nature et les propriétés thermo physiques du fluide de travail utilisé,
- les dimensions géométriques du caloduc oscillant,
- le taux de remplissage,
- le nombre de boucles composant le dispositif,
- la densité du flux de chaleur à transférer
- et enfin l'orientation du caloduc pulsé dans l'espace.

II.1.3.1. La capillarité

La capillarité est le moteur du caloduc pulsé car il permet le retour du liquide de la zone condenseur vers la zone évaporateur. Ce phénomène provient du fait que dans un liquide, chaque molécule subit des forces d'attraction de la part des molécules voisines. La formule de Young - Laplace permet d'exprimer la pression capillaire en fonction de la tension superficielle σ , et des rayons de courbure de la surface R_1 et R_2

$$P_c = P_v - P_l = \sigma \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad [\text{II.1-1}]$$

P_v et P_l : respectivement sont la pression de vapeur et la pression du liquide en [Pa] ;

σ : tension superficielle [N.m^{-1}] ;

R_1 et R_2 : rayons de courbure principaux de la surface [m] ; figure II.1-2

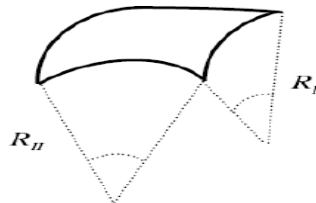


Fig. II.1-2 : Rayons de courbure principaux du ménisque R_1 et R_2

C'est cette pression capillaire qui est responsable de la mise en mouvement du fluide caloporteur au sein d'un caloduc muni d'une structure capillaire [3]. En effet, le fonctionnement de ce dernier nécessite la vérification de la condition mécanique suivante :

$$\Delta P_c \geq \Delta P_{vap} + \Delta P_{liq} \pm \Delta P_g \quad [\text{II.1-2}]$$

ΔP_{vap} : Chute de pression dans la phase vapeur

ΔP_{liq} : Chute de pression dans la phase liquide due aux forces de frottement.

ΔP_g : Différence de pression hydrostatique liée à la position relative de l'évaporateur par rapport au condenseur.

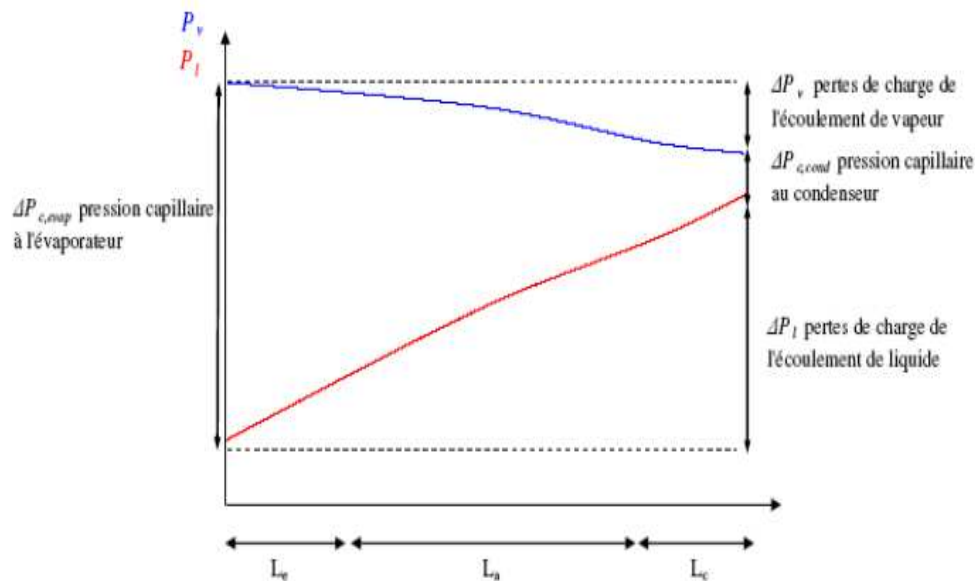


Figure II.1-3 : Evolution des pressions du liquide et de la vapeur le long du caloduc [3]

II.1.3.2. Les structures capillaires

La structure capillaire est le siège d'un écoulement de liquide grâce à la pression motrice générée à l'interface liquide-vapeur.

Cette pression motrice dépend de la géométrie de la structure capillaire.

D'un point de vue hydrodynamique, la structure capillaire facilite le retour du liquide vers l'évaporateur si :

- la pression motrice capillaire est importante,
- les pertes de charge liquide et vapeur sont limitées

Généralement, ces deux caractéristiques sont contradictoires dans une même structure capillaire.

L'optimisation d'une structure capillaire est la recherche du meilleur rapport (pression capillaire / pertes de charge).

II.1.3.3. Fluide caloporteur

Le choix du fluide caloporteur adapté à une application donnée, repose essentiellement sur les éléments suivants :

- propriétés thermo physiques de ce fluide ; la gamme de température de travail du caloduc et ensuite le niveau des performances souhaitées ;
- la compatibilité du fluide avec le métal utilisé pour la réalisation du caloduc ;
- le caractère non nocif et non agressif vis-à-vis de l'environnement.

Dans le cas de plusieurs fluides possibles dans le domaine de température requis, on affinera le choix en fonction des performances souhaitées et du coût (coût du fluide proprement dit et surtout coût de sa mise en œuvre). On pourra comparer les performances de divers fluides à l'aide du facteur de mérite.

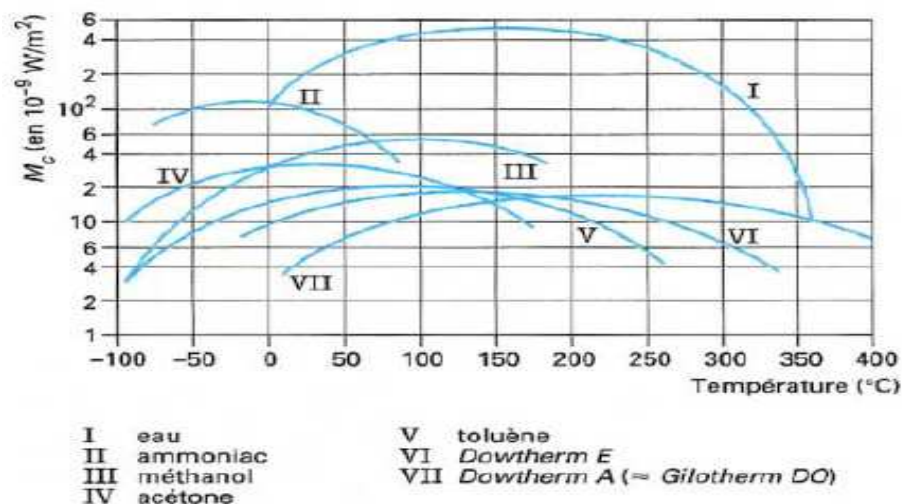


Figure II.1-4 : Facteur de mérite M_c en fonctionnement capillaire [6]

Le facteur de mérite d'un fluide est un nombre construit à partir de plusieurs propriétés thermo physiques de telle manière que, plus sa valeur à une température donnée est élevée, meilleures sont les performances du fluide pour un caloduc fonctionnant à cette température.

Les facteurs de mérite pour les caloducs fonctionnant en pompage capillaire ou par gravité sont respectivement [6]:

$$M_{cc} = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot L_v}{\mu_l} \quad [\text{II.1-3}] \quad M_{cg} = \left(\frac{\rho_l^2 \cdot \lambda^3 \cdot L_v}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad [\text{II.1-4}]$$

Avec L_v : Enthalpie massique de vaporisation du fluide, λ : Conductivité thermique du liquide, μ_l : viscosité dynamique du liquide, ρ_l : Masse volumique du liquide et σ : Tension superficielle du liquide.

II.1.3.4. Caractéristiques géométriques

II.1.3.4.1. Diamètre intérieur

Le principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé repose essentiellement sur la répartition des deux phases liquide et vapeur du fluide de travail dans un canal sous l'effet de la tension de surface. Cette distribution particulière, présentée sur la figure II.1-5, est caractéristique du caloduc pulsé.

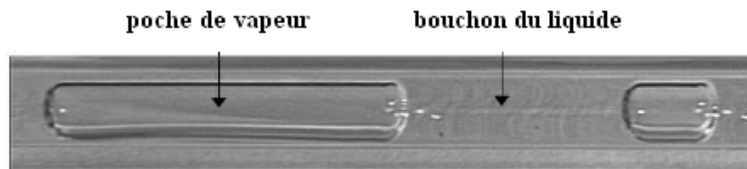


Figure II.1-5 : Poche de vapeur et bouchon de liquide dans un tube

Lorsque le diamètre hydraulique d'un caloduc oscillant augmente, les forces de tension de surface diminuent, et leur effet devient négligeable devant celui de la gravité ce qui provoque la disparition des ménisques et l'apparition d'une nouvelle répartition du fluide en fonction de la masse volumique des deux phases liquide et vapeur. Dans cette nouvelle configuration, l'action de pompage, se produisant en l'absence de structure capillaire et caractérisée par l'entraînement des bouchons de liquide sous l'effet de l'action combinée de l'évaporation et de la condensation, ne peut plus être assurée.

Donc il existe une valeur maximale du diamètre hydraulique pour assurer un bon fonctionnement du caloduc pulsé en dessous de laquelle les forces de tension de surface deviennent prépondérantes devant la force de gravité. Ce diamètre critique équivaut à une valeur critique du nombre de Bond.

$$B_0 = \sqrt{\frac{D_{crit} \cdot g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma}} \approx 2 \quad [\text{II.1-5}] \quad D_{crit} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}} \quad [\text{II.1-6}]$$

Le graphique de la figure II.1-6 illustre la variation de ce diamètre critique en fonction de la température pour quelques fluides caloporteurs usuels comme l'eau, méthanol, etc.

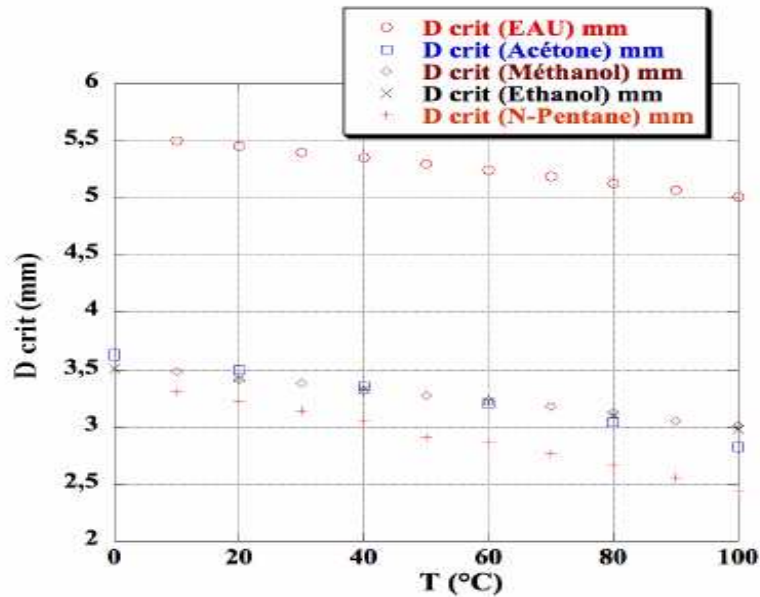


Figure II.1-6 : Variation du diamètre critique de quelques fluides usuels en fonction de la température [1]

II.1.3.4.2. Longueurs de l'évaporateur, du condenseur et de la zone adiabatique

Les dimensions des trois zones d'un dispositif de transfert de chaleur diphasique ont une importance majeure dans la caractérisation de ses performances.

La densité du flux thermique transférable par ce système dépend de la surface de son évaporateur. De la même manière, le choix de la longueur de la zone adiabatique, correspondant à la longueur de transport, dépend considérablement du contexte d'utilisation du dispositif diphasique. La longueur de cette zone doit permettre de réaliser un compromis entre, d'une part, répondre aux exigences imposées en termes de distance de déplacement du flux thermique et, d'autre part, ne pas accroître les pertes de charge. Enfin, dans les applications de contrôle thermique, les caractéristiques de la source froide destinée à recevoir la chaleur transférée par le système diphasique sont souvent connues au préalable, ce qui conditionne le choix de la surface d'échange au niveau du condenseur.

Tous ces impératifs sont valables dans le cas du caloduc oscillant, mais on ne dispose pas, à l'heure actuelle, de règles de dimensionnement spécifiques à ce système.

Malgré l'importance de ces paramètres (longueurs des différentes zones), peu d'études ont été consacrées à la mise en évidence de leur effet sur les performances du caloduc oscillant. Des résultats expérimentaux récents concernant l'effet de la longueur L_t d'une branche, présentés sur la figure II.1-7 ont été publiés par Charoensawan et Terdtoon [8]

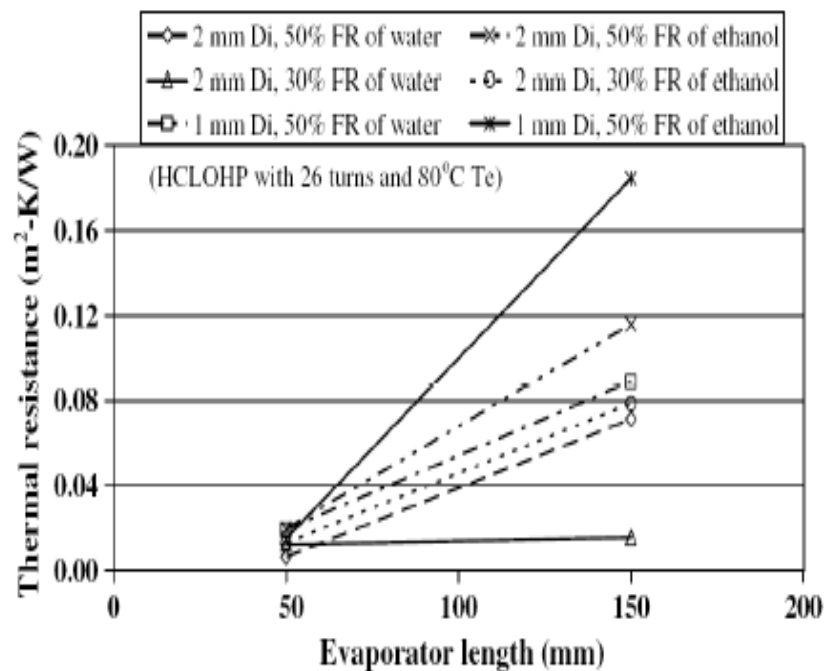


Figure II.1-7 : Influence de la longueur de l'évaporateur [8]

On constate que, dans tous les tests réalisés, la résistance thermique globale du système est plus faible dans le cas d'une longueur totale $L_{t1} = 50$ mm que celui d'une longueur $L_{t2} = 150$ mm.

La réduction de la longueur totale du caloduc oscillant L_t est synonyme de réduction de la distance que doit parcourir le fluide caloporteur le long d'une branche entre la source chaude et la source froide et, par conséquent, d'une diminution de la résistance due au frottement. Cependant, cette remarque ne permet pas d'expliquer directement la réduction de la résistance thermique globale observée.

II.1.3.4.3. Nombre de boucles

Le nombre de boucles est une autre donnée qui caractérise la géométrie particulière du caloduc pulsé, à savoir le nombre total de boucles N (une boucle = un aller-retour) constituant le «serpentin». On peut penser que ce paramètre influe directement sur les performances du caloduc pulsé car il intervient à la fois au niveau des pertes de charge (présence de coudes) et dans le transfert de chaleur (surface d'échange thermique). L'importance du rôle du nombre total de boucles ne peut être négligée et la détermination d'un critère dimensionnant associé à ce paramètre doit permettre l'identification du nombre de boucles optimal en conciliant les pertes de charge et l'échange thermique global.

Aucune étude n'a été consacrée à la détermination d'une relation générale destinée au calcul de ce nombre de boucles critique. Néanmoins, il existe quelques résultats expérimentaux, présentés sur la figure II.1-8, mettant en évidence l'effet direct de ce paramètre sur le comportement du caloduc pulsé.

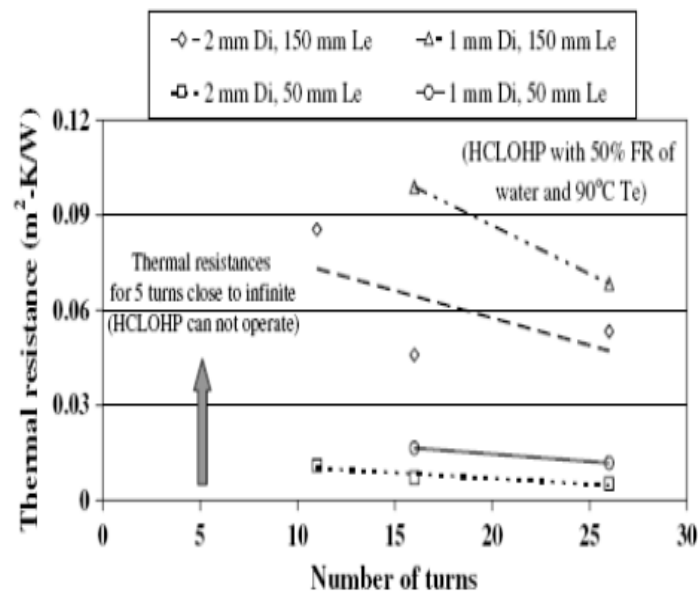


Figure II.1-8 : Influence du nombre de boucles sur les performances d'un caloduc oscillant en position horizontale [8]

Ces résultats montrent une diminution plus ou moins importante de la résistance thermique à mesure que le nombre de boucles total croît. *En revanche, aucun fonctionnement n'a pu être observé dans le cas des deux dispositifs composés de cinq boucles chacun.*

II.1.3.5. Taux de remplissage

Le fonctionnement et les performances du caloduc pulsé en sont fortement dépendants car un remplissage partiel 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» TR qui correspond au rapport du volume du liquide, initialement introduit dans le caloduc oscillant, et le volume total de ce dernier. Ce paramètre s'écrit alors sous la forme suivante :

$$TR = \frac{V_{liq}}{V_{php}} \quad [\text{II.1-7}]$$

V_{liq} : correspond au volume du liquide évalué à la température ambiante ;

V_{php} : représente le volume total du caloduc oscillant défini par le tube capillaire (ou les canaux gravés sur une plaque) constituant le système.

Les résultats obtenus pour différents taux de remplissage permettent de démontrer que cette valeur optimale de TR est spécifique à chaque dispositif considéré car elle varie en fonction des dimensions géométriques des divers caloducs pulsés étudiés, du fluide caloporteur utilisé ainsi que des conditions opératoires considérées. Les figures II.1-9 et II.1-10 illustrent cette observation.

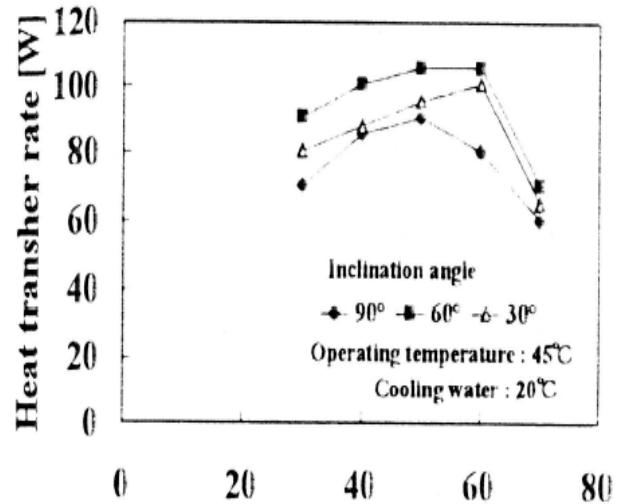
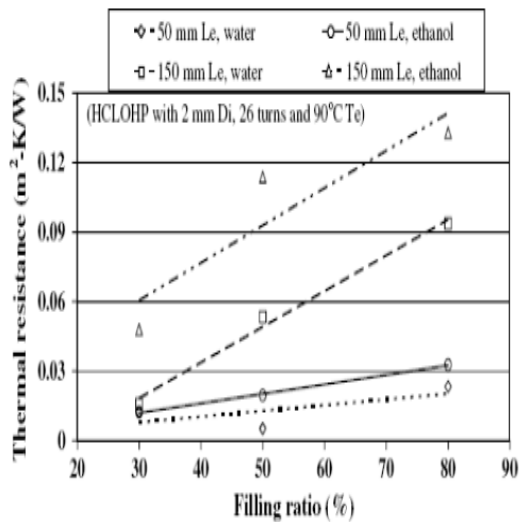


Figure II.1- 9: Effet du taux de remplissage [8] Figure II.1-10 : Effet du taux de remplissage [9]

En effet, dans l'étude menée par Chroensawan *et al.* [8], les résistances thermiques les plus basses ont été obtenues pour un taux de remplissage d'environ 30 %. En revanche, dans l'étude publiée par Gi *et al.* [9], la puissance thermique transférée par le caloduc oscillant considéré augmente lorsque le taux de remplissage augmente et semble atteindre un maximum entre TR=50 % et TR = 60 %.

II.1.3.6. Flux de haleur

Le flux de chaleur entrant est un facteur déterminant dans les performances d'un caloduc pulsé car il affecte directement la fonction de pompage responsable du transport de la chaleur. En effet, les régimes d'écoulements diphasiques du fluide caloporteur et les instabilités qui y sont associées dépendent considérablement de ce paramètre [11].

II.1.3.7. Gravité

La sensibilité des performances d'un système de transfert de chaleur passif à la gravité est un aspect important. Ce facteur peut être un critère déterminant dans le choix des applications industrielles potentielles. En effet, la connaissance et la maîtrise de l'effet de la gravité constituent une étape obligatoire lorsqu'il s'agit plus spécifiquement d'une application spatiale.

Conclusion

On peut conclure de cette partie que les caloducs sont des systèmes de transfert de chaleur très efficaces, mais mal connus.

Nombreux sont les paramètres qui influent sur leur fonctionnement :

- Les propriétés thermo physiques du fluide de travail utilisé
- Les dimensions géométriques du caloduc oscillant (diamètre, longueur des trois zones et le nombre de boucles)
- Le flux de chaleur transféré
- Le taux de remplissage
- Enfin l'orientation du caloduc, gravité et capillarité

Chapitre II
Etude bibliographique et état de l'art
Partie II : Mousses métalliques

II-2 Les Mousses Métalliques

II.2.1.Introduction

Les mousses métalliques sont des structures cellulaires ouvertes tridimensionnelles fortement poreuses supérieure à 90%. Elles interviennent dans plusieurs domaines tels que l'aéronautique, l'électronique, les réacteurs catalytiques, l'industrie automobile, etc. Grâce à leurs structures, ces mousses permettent d'obtenir des gains substantiels en termes d'intensification de transferts de chaleur, de mélanges et de réactions chimiques. La structure de ces matériaux est un peu complexe et de ce fait la caractérisation de leurs propriétés thermique et hydraulique reste peu connue.

Il existe deux catégories de mousses métalliques ;

- Structures fermées

Ce type de mousses est utilisé essentiellement à des applications mécaniques du fait de leur grande résistance mécanique, absorbeur de chocs (véhicules par exemple), et elles sont aussi utilisées comme boucliers anti feu. Figure II.2-1 (a)

- Structures ouvertes

Les mousses à structures ouvertes sont utilisées pour des applications plus fonctionnelles où il y a un écoulement du fluide : échangeurs de chaleur, mélangeurs, catalyseurs, électrolyse, etc. (Figure II.2-1 (b))

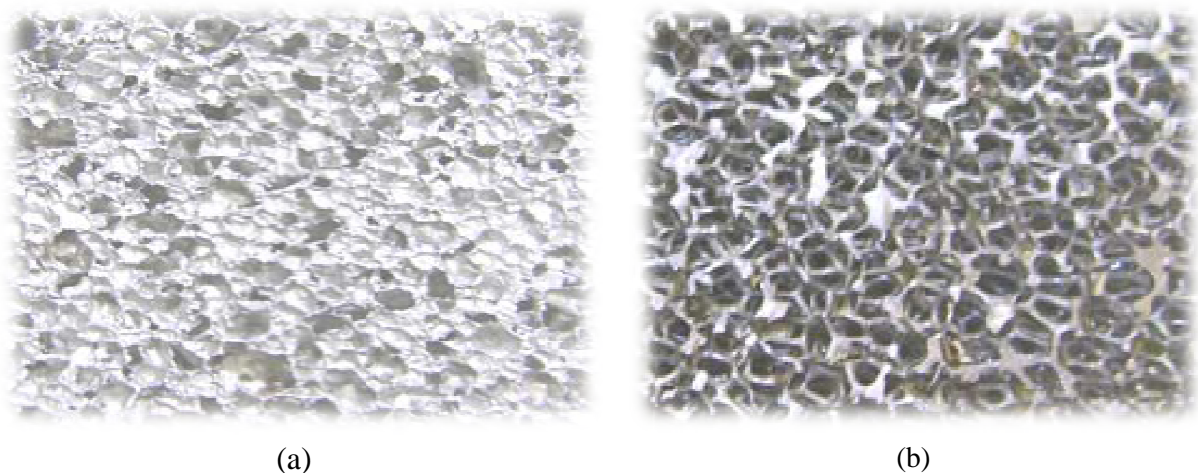


Figure II.2- 1 : Mousses métalliques ; (a) structure fermée (b) structure ouverte

II.2.2. Grandeurs caractéristiques des mousses (milieux poreux en général)

Les phénomènes qui se déroulent dans les mousses métalliques dépendent de la géométrie de la matrice, celle-ci est donc caractérisée par un certain nombre de grandeurs moyennes, géométriques ou statistiques.

II.2.2.1. Porosité

Comme les mousses métalliques sont composées de deux phases, la phase vide (pores) et la phase solide, la porosité est définie comme le rapport du volume des vides (pores) au volume total, donc on a :

$$\varepsilon = \frac{V_{pores}}{V_{total}} = \frac{V_{total} - V_{solide}}{V_{total}} \quad [II.2-1]$$

V_{pores} : volume des pores, V_{total} : volume total ; qui est égal à la somme du volume occupé par les pores et la matrice solide.

II.2.2.2. Compacité

On parle aussi de la compacité ou concentration, celle-ci est définie comme le rapport du volume occupé par le solide sur le volume total ;

$$\phi = \frac{V_{\text{solide}}}{V_{\text{total}}} = 1 - \varepsilon \quad [\text{II.2-2}]$$

V_{solide} : volume solide

II.2.2.3. Surface spécifique

Se définit comme le rapport de l'aire de la surface totale des interfaces solide pores au volume de l'échantillon. Cette caractéristique joue un rôle important dans de nombreuses applications industriels tels que le transfert de chaleur, l'absorption, la filtration, etc.

$$S_p = \frac{S_{\text{pores}}}{V} \quad [\text{II.2-3.1}]$$

S_{sp} : la surface spécifique

S_{pores} : la surface totale des interfaces solide pores

Topin et al. (2006) ont montré que la surface spécifique est linéairement reliée à la taille des pores par la relation suivante :

$$S_p = 3.03 \frac{1}{D_p} \quad [\text{II.2-3.2}]$$

II.2.2.4. Tortuosité

La tortuosité d'un milieu poreux dans une direction particulière est le carré du rapport de la distance effective moyenne parcourue par le fluide à la distance euclidienne entre 2 sections [25]. Comme nous connaissons la géométrie fine de la matrice solide il est plus intéressant de définir une tortuosité géométrique pour chacune des phases. Celle-ci est définie, par un couple de points contenus dans la même phase et connecté selon la formule suivante [27]:

$$\tau(p_1, p_2) = \left[\frac{L_{\min}(p_1, p_2)}{\|p_1 - p_2\|} \right]^2 \quad [\text{II.2-4}]$$

$L_{\min}(P_1, P_2)$ la longueur de la géodésique joignant P_1 et P_2

II.2.2.5. Masse volumique apparente

On peut également définir la masse volumique apparente comme la masse qu'occupe une phase sur le volume total.

- La phase solide :

$$\rho_{\text{solide}}^{\text{app}} = \frac{\text{Masse}_{\text{solide}}}{\text{Volume}_{\text{total}}} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_{\text{solide}}^{\text{réel}} \quad [\text{II.2-5}]$$

- La phase liquide :

$$\rho_{liquide}^{app} = \frac{Masse_{liquide}}{Volume_{total}} = \epsilon \cdot \rho_{fluide}^{réel} \quad [II.2-6]$$

II.2.2.6. Structure de la mousse

Les mousses métalliques sont composées de :

- la phase solide (appelée aussi la matrice solide) constituée de brins métalliques de section se rapprochant de la forme circulaire. Ces brins sont caractérisés par leur diamètre D_b
- la phase vide : pores ou cellules qui sont reliés entre eux par des cols.

Le figure ci-dessous montre toutes les dimensions caractéristiques relatives à la définition de la structure d'une mousse métallique : diamètre du brin D_b , diamètre du col D_{col} et diamètre du pore D_p .

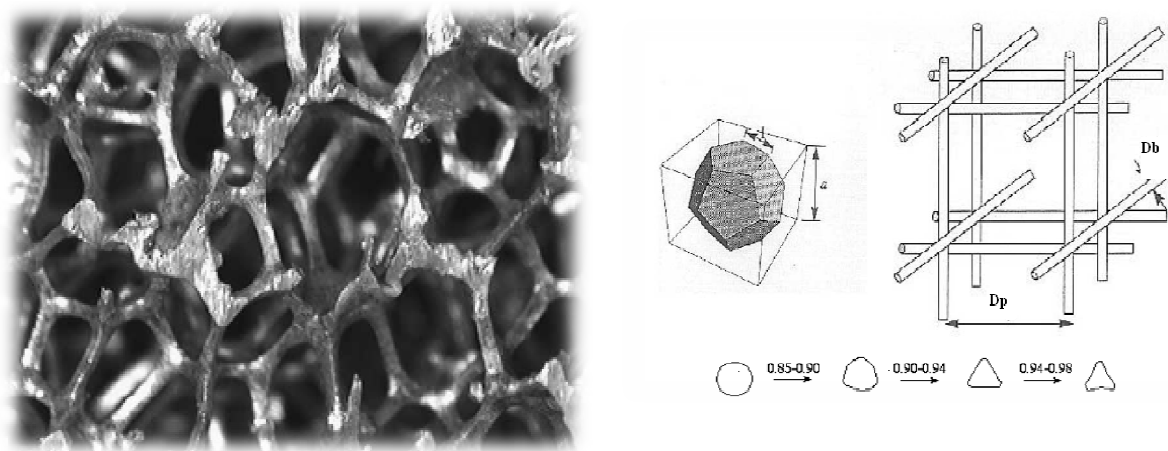


Figure II.2-2 : Structure d'une mousse métallique

II.2.2.7. Grade des mousses

Les mousses sont généralement caractérisées par leur grade PPI (Pore Per Inch). Ce grade correspond au nombre d'éléments par unité de longueur Inch (pouce =2.54 cm). Plus le grade est élevé plus la taille des pores est petite. Exemple : mousse (NC 1116) mousse Nickel-Chrome dont le grade est compris entre 11 et 16 PPI.



Figure II.2-3 : Quelques échantillons de mousses avec leurs grades

II.2.3. Propriétés de transport des milieux poreux

Les phénomènes de transport dans les milieux poreux sont généralement étudiés à l'échelle macroscopique. Ceci est dû d'un côté, à l'impossibilité de prendre des mesures au niveau du pore et d'un autre côté, à la complexité de la prise en compte de la structure du milieu poreux au niveau local.

II.2.3.1. Modèles d'écoulement en milieux poreux

II.2.3.1.1. Modèle de Darcy (1856)

Ce modèle est formulé pour décrire l'écoulement visqueux d'un fluide incompressible à l'échelle macroscopique, et donne le gradient de pression en fonction de la vitesse débitante de l'écoulement.

$$-\frac{\Delta P}{dz} = \frac{\mu}{K} u \quad [\text{II.2-7}]$$

P : pression (Pascal), Z : direction d'écoulement (m), μ : viscosité dynamique du fluide (kg/m.s), K : perméabilité (m^2) et u : vitesse débitante.

K est une grandeur macroscopique qui ne dépend que de la géométrie du milieu poreux, et caractérise l'aptitude de la matrice solide à laisser passer le fluide.

Le modèle le plus connu pour le calcul de ce paramètre est celui de Kozeny-Carman :

$$K = \frac{\varepsilon^3 \cdot d_p^2}{72\tau^2 (1-\varepsilon)^2} \quad [\text{II.2-8}]$$

Plusieurs auteurs s'accordent à utiliser dans le cas d'un empilement de particules sphériques l'expression suivante pour le calcul de K :

$$K = \frac{\varepsilon^3 \cdot d_p^2}{A(1-\varepsilon)^2} \quad [\text{II.2-9}]$$

A : est une constante donnée par le tableau suivant :

Auteur	Valeur de A
Ergun (1952)	150
Carman et Kozeny	180
Rohsenow (1973)	175
Fand et all (1986)	185
Fand et all (1989)	215

Tableau II.2-1 : Différentes expressions de la constante A

Cette approche classique est non valable pour les mousses métalliques [28]

II.2.3.1.2. Modèle de Forchheimer (1901)

Pour les écoulements à forte vitesse l'effet inertiel n'est pas négligeable, le modèle de Forchheimer (1901) vient pour tenir compte de cet effet. Sa forme est la suivante :

$$-\frac{\Delta P}{dz} = \frac{\mu}{K} u + \beta \cdot \rho \cdot u^2 \quad [\text{II.2-10}]$$

$\beta \cdot \rho \cdot u^2$: le terme inertiel, β : le coefficient inertiel

- Ergun propose la corrélation

$$\beta = f \cdot K^{-\frac{1}{2}} \quad [\text{II.2-11}]$$

f : coefficient d'Ergun

- Pour un empilement de particules sphériques, les auteurs proposent :

$$\beta = \frac{D_p \varepsilon^3}{1.8(1 - \varepsilon)} \quad [\text{II.2-12}]$$

II.2.3.1.3. Modèle cubique

Mei et Auriault (1991), Fridaous, Guermond et al. (1997) ont proposé ce modèle cubique afin de décrire les écoulements dans la zone de transition c'est-à-dire entre les régimes visqueux et inertiel.

$$-\frac{\Delta P}{dz} = \frac{\mu}{K} u + \frac{\gamma \cdot \rho^2}{\mu} u^3 \quad [\text{II.2-13}]$$

γ : le coefficient cubique, dépendant du milieu poreux,

Les mousses métalliques sont caractérisées par une multitude de paramètres qui influent sur l'écoulement :

- La géométrie de la mousse en différents points, donc le coefficient de frottement ne sera pas le même.
- La porosité, la taille du pore (définie différemment selon les auteurs), la taille de col, le diamètre du brin sont autant de paramètres géométriques qui influent sur l'écoulement.
- La nature du matériau rentre également en compte. En effet, les coefficients de frottement (du point de vue microscopique) ne sont pas les mêmes que la mousse soit en aluminium, en cuivre ou en céramique.

Bonnet a utilisé une approche alternative en termes de coefficient de frottement pour comparer l'ensemble des données issues de la littérature [28].

$$\lambda_{D_p} = \frac{\nabla P}{\rho u^2} D_p = 2D_p \left(\frac{D_p}{KR_e} + \beta \right) \quad [\text{II.2-14}]$$

La figure II.2-4 montre les coefficients de frottement en fonction du nombre de Reynolds, obtenus par une quinzaine d'auteurs avec 120 échantillons.

On remarque dans les résultats présentés dans la figure ci-dessous, pour la même taille de pores, que les chutes de pression générées par la mousse se dispersent sur trois ordres de grandeur pour les faibles vitesses, et sur deux ordres de grandeur pour les grandes vitesses.

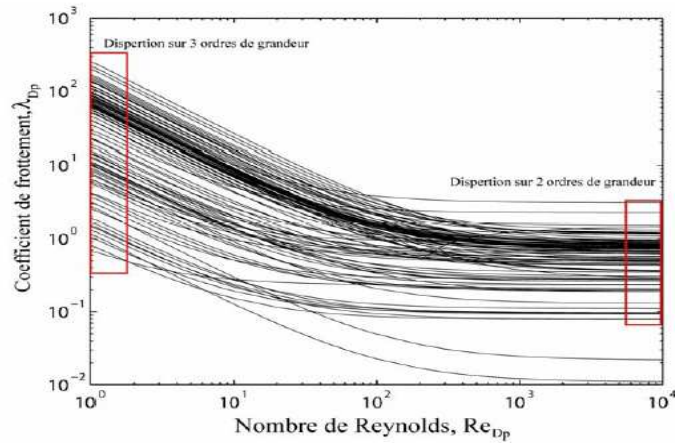


Figure II.2-4 : Coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds construit sur la taille de pore.

II.2.3.1.4. Relation paramètre écoulement/ paramètre morphologique

Le Tableau suivant donne les corrélations proposées par des auteurs et qui donnent les propriétés géométriques des mousses avec les paramètres ; le coefficient inertiel et la perméabilité.

Auteur	Loi d'écoulement	Modèle morpho/écoulement
Ashby& al.	Inertiel pur	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho}{a} \left[\frac{v_a^m \rho_a}{(1-\alpha)^{2-m}} \right] V_f^{2-m} d^{-m} \quad a = 1.24d \sqrt{\frac{3\pi}{\rho_{rel}}}$
Despois& al.	Darcy	$K = \frac{\Delta r^2}{\pi} \left[\frac{\Delta - \Delta_0}{3(1-\Delta_0)} \right]^{-3/2}$
Du plessis& al.	Forchheimer	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K} u + \beta \rho u^2$ $\frac{K}{d^2} = \frac{\varepsilon^2}{36 \chi (\chi - 1)}$ $f = \beta \sqrt{K} = \frac{2.05 \chi (\chi - 1) \sqrt{K}}{\varepsilon^2 (3 - \chi) d^2}$
Duhkan& al.	Forchheimer	10PPI : $K = 10^{-8} (0.0013e^{0.0955\varepsilon})$ 20PPI : $K = 10^{-8} (0.0009e^{0.0946\varepsilon})$ 40PPI : $K = 10^{-8} (8 \times 10^{-7} e^{0.1639\varepsilon})$ 10PPI : $C = 100(-2.3992\varepsilon + 222.51)$ 20PPI : $C = 100(-1.1461\varepsilon + 108.44)$ 40PPI : $C = 100(-0.6133\varepsilon + 58.362)$
Liu& al.	Forchheimer	$f_k = 22 \frac{1-\varepsilon}{Re} + 0.22 \quad f_k = \frac{\Delta P}{L} \frac{D_p}{\rho u^2} \frac{\varepsilon^3}{1-\varepsilon}$
Moreira& al.	Forchheimer	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{k_1} u + \frac{\rho}{k_2} u^2$ $k_1 = \frac{\varepsilon^3 d_{pore}^{0.264}}{1.36 \times 10^8 (1-\varepsilon)^2} \quad k_2 = \frac{\varepsilon^3 d_{pore}^{-0.24}}{1.8 \times 10^4 (1-\varepsilon)}$
Richardson& al.	Forchheimer	$\frac{dP}{L} = \frac{\alpha S_v^2 \mu (1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} u + \frac{\beta S_v \rho (1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} u^2$ $\alpha = 9.73 \times 10^2 d_p^{0.743} (1-\varepsilon)^{-0.0982}$ $\beta = 3.68 \times 10^2 d_p^{0.7523} (1-\varepsilon)^{0.07158}$
Tadrist& al.	Forchheimer	$\frac{\Delta P}{L} = \alpha \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_p^2} u + \beta \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_p} \rho u^2$

II.2.3.2. Modélisation des transferts de chaleur dans les mousses métalliques

Il existe deux modèles pour l'étude du transfert de chaleur dans les mousses métalliques ; le premier est un modèle à une seule température et le deuxième à deux températures. Ces deux modèles sont à la base des travaux théoriques effectués dans ce domaine.

II.2.3.2.1. Modèle à une température

Ce modèle est basé sur un certain nombre d'hypothèses :

- Il y a un équilibre thermique entre les deux phases fluide et solide ; le gradient de température entre les deux phases est négligeable
- Absence de source de chaleur entre les deux phases
- Ecoulement relativement lent
- Diffusion thermique prédominante

Ce modèle est donné par l'équation suivante :

$$\left[(\rho C_p)_s (1-\varepsilon) + (\rho C_p)_l \varepsilon \right] \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_l \varepsilon \vec{V} \nabla T = \nabla (\lambda_{eff} \nabla T) \quad [II.2-15]$$

II.2.3.2.2. Modèle à deux températures

Ce modèle appelé aussi modèle de déséquilibre local, considère que chaque phase comme continue, donc chaque phase est représentée par une équation d'énergie spécifique. Le couplage entre les deux phases est assuré par l'introduction d'un coefficient d'échange h_{sf} qui tient compte des échanges thermiques des phases solide et fluide. Ce modèle est donné par le système suivant :

$$\varepsilon (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C_p)_f \frac{\partial (u_i T_f)}{\partial x_i} = \frac{\partial (\lambda_{f-eff} \frac{\partial T_f}{\partial x_i})}{\partial x_i} + h_{sf} (T_s - T_f) \quad [II.2-16]$$

$$(1-\varepsilon) (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial (\lambda_{s-eff} \frac{\partial T_s}{\partial x_i})}{\partial x_i} + h_{sf} (T_s - T_f) \quad [II.2-17]$$

La résolution du problème de transfert de chaleur dans un milieu poreux passe obligatoirement par la détermination de la conductivité thermique effective du milieu poreux λ_{eff} et le coefficient d'échange entre les deux phases h_{sf} .

II.2.3.2.3. Conductivité thermique effective

Ce paramètre détermine le transfert de chaleur par conduction dans un milieu poreux considéré. Son expression est la suivante :

$$\lambda_{eff} = \lambda_{eq} + \lambda_{disp} \quad [II.2-18]$$

λ_{disp} : conductivité thermique de dispersion, λ_{eq} : conductivité thermique équivalente

Le terme de la dispersion thermique dans l'équation [II.2-17] est dû à l'existence simultanée d'un gradient de température et d'un gradient de pression.

II.2.3.2.3.1. La conductivité équivalente

Ce paramètre dépend essentiellement des facteurs suivants :

La conductivité thermique de chaque phase

La structure de la phase solide

La conduction dans un milieu poreux est gouvernée par la loi de Fourier (1822) :

$$\phi = \lambda_{eq} grad(T) \quad [II.2-19]$$

Deux modèles analytiques simples sont utilisés pour la détermination de la conductivité équivalente ;

- Modèle en série $\lambda_{eq} = \varepsilon \lambda_f + (1 - \varepsilon) \lambda_s$ [II.2-20]

- Modèle en parallèle $\frac{1}{\lambda_{eq}} = \frac{\varepsilon}{\lambda_f} + \frac{1 - \varepsilon}{\lambda_s}$ [II.2-21]

II.2.3.2.3.2. Le coefficient d'échange thermique solide liquide

La convection consiste en une transmission de chaleur par le fluide, cette transmission est la combinaison entre la conduction thermique de fluide et le transport de la chaleur par le mouvement du fluide (advection). Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\phi = h_{sf} (T_s - T_f) \quad [II.2-22]$$

h_{sf} : le coefficient d'échange convectif

L'échange thermique à l'interface est régi par la loi de Fourier :

$$\phi = -\lambda_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad [II.2-23]$$

De l'équation [II.2-19] et [II.2-20] nous obtenons :

$$h_{sf} = \frac{-\lambda_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_s - T_f} \quad [II.2-24]$$

II.2.3.2.3.3. Nombre de Nusselt Nu

Ce nombre est une quantité adimensionnelle. Il peut être interprété comme la quantité qui compare les échanges convectifs aux échanges conductifs. Ce paramètre est calculé par la relation suivante :

$$Nu = \frac{h_{sf} L}{\lambda} \quad [II.2-25]$$

L : longueur caractéristique de l'écoulement

II.2.3.3. Influence de la morphologie des mousses métalliques sur le transfert de chaleur

Depuis une vingtaine d'années plusieurs chercheurs se sont intéressés à étudier les écoulements et le transfert de chaleurs dans les mousses métalliques. Nous citons à titre d'exemple ; Du Plessis et al. (1994), Bastarows et al. (1998), Calmidi et Mahajan (2000), Lu et al. (1998), Paek et al. (2000), Zhao et al. (2001), Bhattacharya et al. (2002), Phanikumar et Mahajan (2002), Fourie et Du Plessis(2002), Boomsma et al. (2003) et Tadrist et al. (2004).

La figure II.2-5 représente l'évolution des nombres de Nusselt locaux le long du canal, pour la mousse brasée, autres milieux poreux et le canal lisse, pour différents débits du liquide à l'entrée du canal.

Ces résultats montrent que le nombre de Nusselt est plus important à l'entrée, et qu'il augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds. Cela peut s'expliquer par le fait que l'augmentation du nombre de Reynolds retarde l'établissement et tend à aplatir les couches limites.

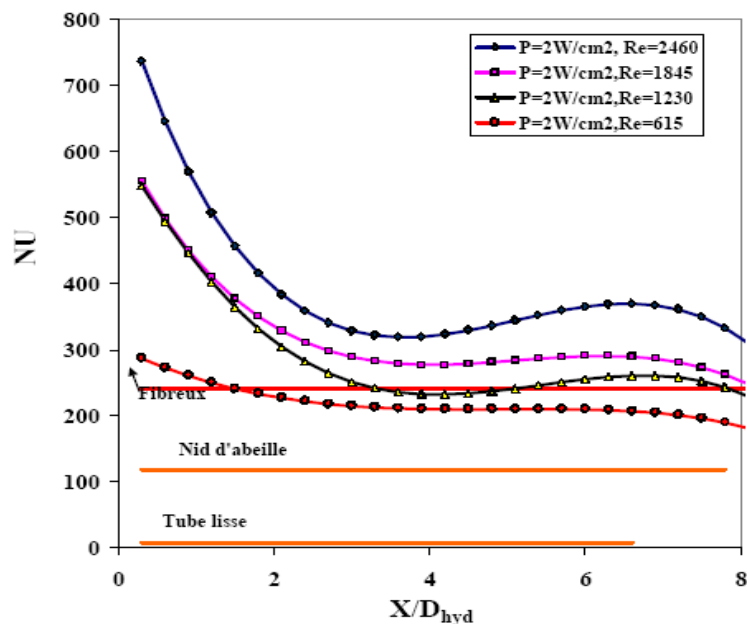


Figure II.2-5 : Evolution du nombre de Nusselt local pour une mousse non brasée et comparaison avec d'autres configurations (a) valeurs brutes; (b) valeurs lissées (Madani [31]).

Tadrist et al. (2004) ont montré que l'utilisation de mousses métalliques dans les échangeurs de chaleur, offre une amélioration considérable des échanges thermiques, et que le milieu poreux peut jouer le rôle d'ailettes (intensificateur d'échange thermique). Ainsi ils ont montré l'intérêt d'utilisation des mousses dans les évaporateurs pour l'ébullition puisqu'elles permettent de réduire la surchauffe nécessaire à l'ébullition et d'augmenter le flux critique par rapport aux tubes lisses.

Serret et al. (2007) ont présenté les résultats des coefficients d'échange de chaleur pariétaux en fonction du nombre de Reynolds comme il apparaît sur la figure II.2-6. Ces résultats montrent l'intérêt des mousses métalliques dans l'amélioration des échanges par rapport au tube lisse.

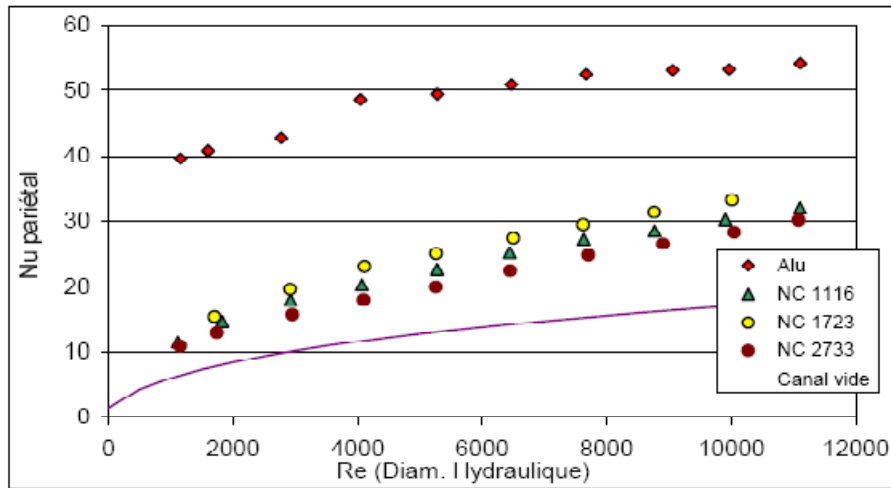


Figure II.2-6 : Coefficient d'échange pariétal adimensionné de différentes mousses comparées au canal à vide.

Madani (2005) a étudié aussi l'influence du contact mousse – parois et son impact sur les échanges de chaleur. La figure II.2-7 représente les valeurs du nombre de Nusselt global trouvées pour les deux mousses. Ce nombre croit avec l'accroissement du nombre de Reynolds, pour les deux cas de mousses (brasée et non brasée), mais on remarque que les performances thermiques de la configuration avec des mousses brasées sont supérieures à celles des mousses non brasées. L'écart entre les deux performances augmente avec la vitesse de filtration (Madani et al. (2005)).

Ceci met en évidence l'importante influence des contacts mousses-parois sur les transferts : une liaison « parfaite » de la mousse à la paroi (brasure) double sensiblement le coefficient de transfert de chaleur.

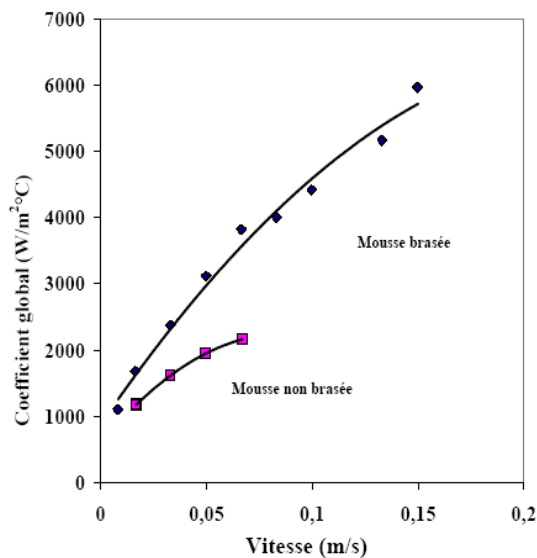


Figure II.2-7 : Nombre de Nusselt global pour mousse brasée et mousse non brasée en fonction de la vitesse

Chapitre II

Etude bibliographique et état de l'art

Partie III : Ebullition dans les mousses métalliques

II-3. Ebullition dans les mousses métalliques

II.3.1. Introduction

Les phénomènes de changement de phase en milieux poreux occupent une place importante dans de nombreux domaines : l'exploitation des gisements d'hydrocarbures, l'isolation thermique, la géothermie, les transferts entre le sol et l'atmosphère, les échangeurs thermiques, les piles à combustible, le génie chimique, etc. Comme tous les processus polyphasiques, ils sont d'une grande complexité et sur de nombreux points leur connaissance n'est encore que partielle.

II.3.2. Mécanisme d'ébullition dans un milieu poreux

L'ébullition, qui correspond au changement de phase liquide-vapeur associé à la formation de bulles, est un phénomène de transfert de chaleur qui occupe une grande place dans le domaine industriel. Ce phénomène se produit lorsqu'un liquide à température de saturation est mis en contact avec une paroi chauffée à une température supérieure.

Dans un milieu poreux il y a un mélange entre les trois phases (liquide, vapeur et solide) et donc il y a contact intime entre les surfaces du solide et le fluide, les surchauffes de paroi nécessaires à l'ébullition sont fortement réduites.

II.3.3. Régimes d'écoulement lors de l'ébullition

Dans un milieu poreux, les régimes d'écoulement observés dans l'écoulement diphasique sont semblables aux régimes d'écoulement observés dans un écoulement diphasique dans les conduites. La figure II.3-1 montre les trois régimes d'écoulement lors de l'ébullition dans un lit de billes (bulles, poches et écoulement annulaire)

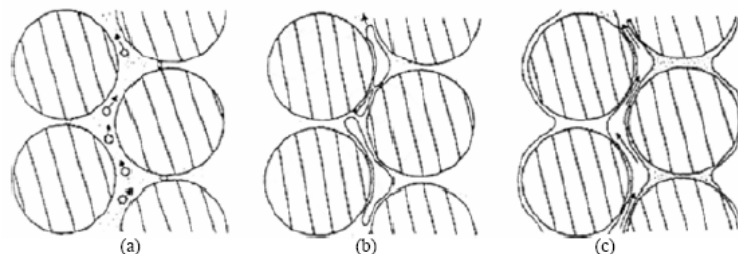


Figure II.3-1 : régimes d'écoulement lors de l'ébullition dans un lit de billes [30]

(a) : écoulement à bulles (b) : écoulement à bouchons (c) : écoulement annulaire

II.3.4. Courbes d'ébullition et régimes d'ébullition

Les différents régimes d'ébullition sont représentés par la courbe de NUKIYAMA (1934) Figure II.3-2 (courbe A1) :

- A_1-B_1 : zone d'ébullition nucléée, pour les faibles surchauffes ΔT ,
- B_1-C_1 : zone d'ébullition en film est une région de croissance de flux de chaleur,
- C_1-D : zone de transition. C'est une zone instable entre la zone d'ébullition en film et nucléée.
- $D-E$: cette zone représente les conditions thermiques pour lesquelles la paroi est complètement isolée par la vapeur (sèche), elle marque la première crise d'ébullition.

En 1990 Tomé a montré l'influence de singularités géométriques sur l'ébullition, il a mis en évidence l'activation de site des surchauffes faibles ($\Delta T_{\text{sat}} < 0.1\text{K}$) au point de contact entre une sphère et une paroi.

La figure ci-dessous montre une série d'expériences réalisées par Fukusako (1986) dans un récipient remplie de billes de différents diamètres, dans le but d'évaluer l'effet de la structure poreuse sur l'ébullition ;

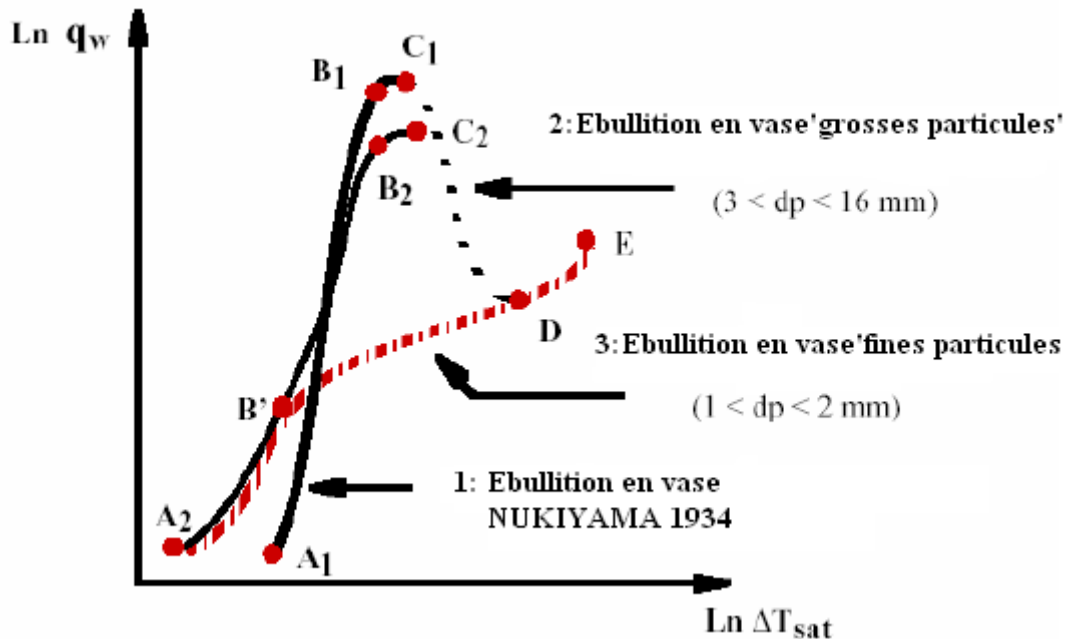


Figure II.3-2 : Courbes d'ébullition en vase dans un lit de billes (Fukusako, 1986)

La courbe 2 est relative à un lit de billes de grand diamètre. Cette courbe d'ébullition est pratiquement similaire à la courbe d'ébullition en vase (courbe 1), mais présente une légère diminution du flux critique.

Pour la courbe 3 relative à un lit de billes de faible diamètre, on observe une disparition de la zone d'ébullition transitoire et la croissance monotone du flux de chaleur. Cette remarque a été donnée par Kolalev (1987) qui explique cette disparition par le fait que l'ébullition dans un milieu poreux est initiée dans les pores et les aspérités de ce milieu ; c'est ce qui empêche la formation du film de vapeur observé sur les surfaces lisses.

Les deux courbes 2 et 3 montrent aussi que la présence d'une couche poreuse favorise l'ébullition et intensifie l'échange de chaleur entre paroi et fluide.

Le flux de chaleur pour les billes de petit diamètre est inférieur à celui de particules de gros diamètre. Cela est dû aux petites tailles des pores qui limitent les flux transférés par leur impact sur l'écoulement diphasique. Cet effet est mesuré par le nombre de confinement qui compare la longueur capillaire à la taille des pores. L'impact de la structure poreuse sur l'ébullition sera d'autant plus marqué que le nombre de confinement sera grand.

$$c_0 = \frac{l_c}{d_p} = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)d_p^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{II.3-1}]$$

La surchauffe de parois se réduira en fonction du nombre de confinement jusqu'à ce que d'autres effets deviennent limitant.

Pour des pores suffisamment petits les écoulements sont très limités et le rayon critique des bulles devient comparable à la taille des pores et la nucléation peut être gênée.

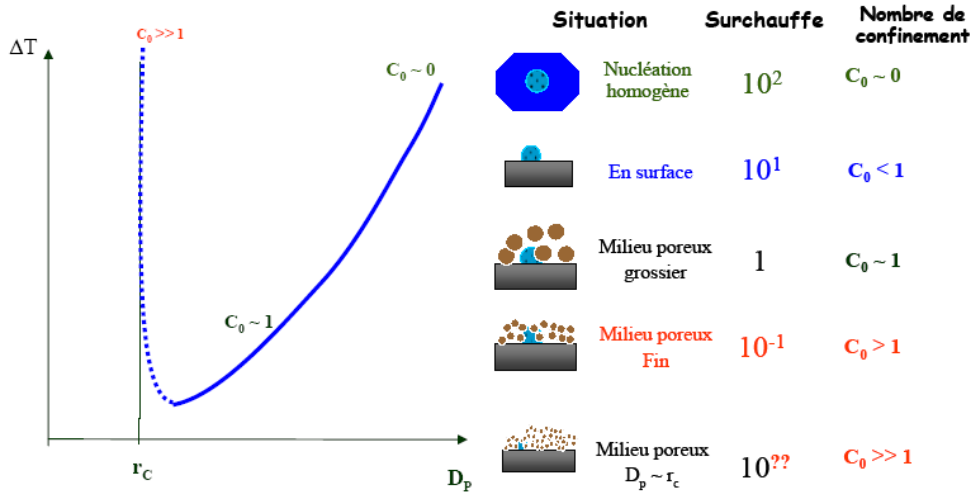


Figure II.3-3 : Influence du diamètre du pore sur la surchauffe nécessaire à la nucléation

II.3.5. Principaux paramètres d'un écoulement diphasique

II.3.5.1. Titre thermodynamique

Le titre massique X est défini comme la fraction que représente la masse du gaz par rapport à la masse totale en écoulement :

$$X = \frac{m_v}{m_v + m_l} \quad [\text{II.3-2}]$$

II.3.5.2. Taux de vide

Le taux de vide est le rapport du volume occupé par la phase vapeur sur le volume total. Il est donné par la relation suivante :

$$\alpha = \frac{V_v}{V_T} \quad [\text{II.3-3}]$$

II.3.5.3. Saturation

La saturation en liquide S est définie comme la fraction volumique occupée par la phase liquide par rapport au volume total de l'écoulement :

$$S = \frac{V_l}{V_T} = 1 - \alpha \quad [\text{II.3-4}]$$

II.3.5.4. Perméabilité relative

En 1907 Buckingham a introduit la notion de perméabilité relative. Ce paramètre est nécessaire pour la description d'un écoulement multiphasique. Elle gouverne le mouvement d'une phase en présence d'autres phases.

Dans la littérature, on trouve plusieurs modèles :

- Modèle de Corey $K_g = (1 - S^2)$, $K_l = S^2$ [II.3-5]

- Modèle de Brook et Corey, 1966 $K_g = (1 - S)^3$, $K_l = S^3$ [II.3-6]

- Modèle de Hardee et Nilson, 1977 $K_g = (1 - 1.11S)$, $K_l = S^3$ [II.3-7]

- Modèle de Chung et Catton, 1988 $K_g = e^{-4.43S}$, $K_l = 0.02e^{3.79S}$ [II.3-8]

K_g : perméabilité relative de la phase gazeuse, K_l : perméabilité relative de la phase liquide

II.3.5.5. Passibilité relative

Cette propriété de l'écoulement multiphasique en milieu poreux, tient compte de l'effet de la dispersion hydrodynamique dû à des vitesses d'écoulement assez grandes.

En 1980 Lipinski propose les expressions suivantes :

$$\eta_g = 0.1(1 - S)^4 , \quad \eta_l = S^3 \quad [\text{II.3-9}]$$

En 1984, il donne les expressions suivantes :

$$\eta_g = (1 - S)^6 \quad \text{Pour } S \leq 0.7$$

$$\eta_g = 0.1(1 - S)^4 \quad \text{Pour } S > 0.7 \quad [\text{II.3-10}]$$

$$\eta_l = S^5$$

η_g , η_l : sont respectivement la passibilité relative de la phase gazeuse et la passibilité relative de la phase liquide.

II.3.6. Loïs d'écoulement en ébullition convective

II.3.6.1. Loi de Darcy généralisée

Pour des écoulements diphasiques « lents », la relation de Darcy généralisée est généralement admise [31]. En 1959 Musquant propose l'expression [II.3-11] pour la description des écoulements de phases,

$$\nabla P_i = \rho_i g - \frac{\mu_i}{KK_i} V_i \quad [\text{II.3-11}]$$

P : la pression, ρ : la masse volumique, μ : la viscosité dynamique, K : la perméabilité intrinsèque, K_i : la perméabilité relative, V : la vitesse de filtration, i : indice de phase, soit l pour liquide ou bien g pour gaz.

II.3.6.2. Loi de Forchheimer généralisée

En 1977 Hardee et Nelson proposent des modèles pour les écoulements rapides qui tiennent compte des effets inertiels. Ces modèles sont basés sur la relation de Forchheimer, et s'écrivent :

$$\nabla P_i = \rho_i g - \frac{\mu_i}{KK_i} V_i - \frac{\rho_i}{\eta \eta_i} V_i |V_i| \quad [\text{II.3-12}]$$

η_i : la passibilité de la phase i

En ajoutant le terme d'accumulation à l'équation [II.3-12], on obtient l'expression suivante :

$$\frac{\partial \rho_i V_i}{\partial t} + \nabla P_i = \rho_i g - \frac{\mu_i}{KK_i} V_i - \frac{\rho_i}{\eta \eta_i} V_i |V_i| \quad [\text{II.3-13}]$$

On fait intervenir l'expression de la pression capillaire dans l'équation [II.3-13] on aura :

$$\frac{\partial \rho_l V_l}{\partial t} + \nabla (P_g - P_c) = \rho_l g - \frac{\mu_l}{KK_l} V_l - \frac{\rho_g}{\eta \eta_l} V_l |V_l| \quad [\text{II.3-14}]$$

La plupart des corrélations disponibles sont issues de travaux liés à des écoulements rencontrés en génie pétrolier ou en hydrologie qui sont généralement très différents de ceux observés en ébullition, de ce fait donc il n'est pas évident que ces concepts soient justifiés pour ces écoulements générés lors de l'ébullition en milieux poreux.

II.3.7. Transfert de chaleur en ébullition dans les mousses métalliques

Madani (2005) a travaillé sur l'ébullition en présence de mousses métalliques et a présenté quelques résultats expérimentaux sur le transfert de chaleur dans ce domaine.

II.3.7.1. Coefficient d'échange de chaleur global

La figure II.3-4 montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la vitesse de l'écoulement et pour différentes puissances de chauffe en condition d'ébullition comparé au coefficient de transfert de chaleur obtenu dans l'écoulement monophasique. A partir de cette figure on peut conclure que les mousses métalliques présentent une amélioration des échanges en présence d'ébullition par rapport au monophasique. De même ces résultats illustrent également la très forte augmentation du transfert de chaleur, induite par le changement de phase liquide-vapeur (Topin et al. (2006)).

II.3.7.2. Courbe d'ébullition dans les mousses métalliques

La figure II.3-5 représente la courbe d'ébullition obtenue dans le cas de mousses métalliques en comparaison avec les travaux de Miscevic (2002) et de Schweitzer et Bar-Cohen (1988).

On remarque à partir de ces expériences que les mousses métalliques donnent une surchauffe de déclenchement de l'ébullition approximativement égale à 0.1 °C et une croissance très rapide de la densité de flux en fonction de la surchauffe de la paroi. De plus, nous ne remarquons aucune influence de la vitesse apparente du fluide sur ces courbes.

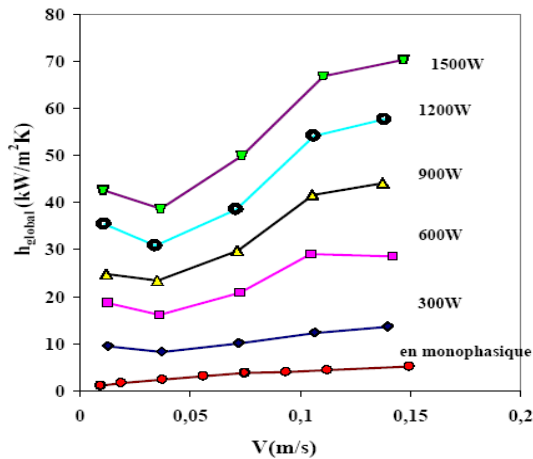


Figure II.3-4 : Coefficient de transfert de chaleur global en condition d'ébullition convective fonction de la vitesse d'écoulement pour plusieurs puissances comparé au coefficient de transfert en monophasique [32].

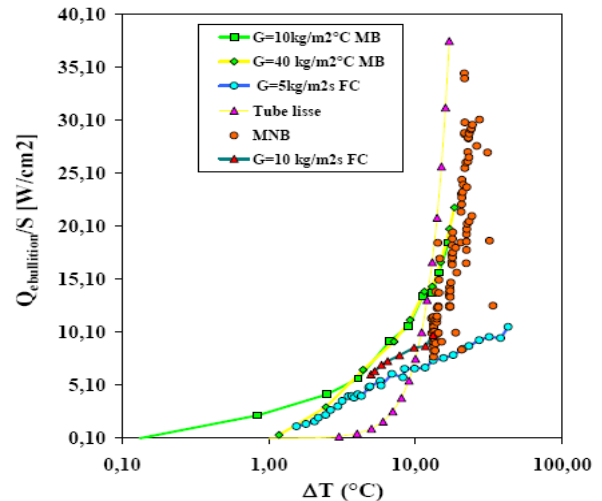


Figure II.3-5 : Courbes d'ébullition pour le cas des mousses brasées et non brasées pour différentes vitesses comparées à des fibres consolidées (Miscevic (2002)) et du tube lisse (Schweitzer et Bar-Cohen (1988)) [31].

Synthèse bibliographique :

Nous avons présenté dans cette partie les principales notions utilisées dans le domaine de transfert de chaleur avec changement de phase en MPP et dans les mousses métalliques.

En conclusion de cette partie bibliographique, on peut dire que les caloducs pulsés sont des systèmes de transfert de chaleur passifs et très efficaces, correspondant à une géométrie très simple, composée de plusieurs tubes parallèles inter-connectés, associée à une répartition particulière du fluide caloporteur qui, sous l'effet d'une quantité de chaleur, s'écoule de manière « oscillatoire » vers une source froide où cette énergie est évacuée. Si l'on s'intéresse à ce système d'apparence assez simple, on s'aperçoit cependant que les mécanismes responsables de son fonctionnement sont de nature complexe. On constate aussi que leur fonctionnement est assez proche du fonctionnement d'un moteur « pop pop ». Cette remarque est très intéressante puisqu'elle nous permet d'une part, de comprendre assez facilement le principe de fonctionnement de ce moteur et d'autre part, d'identifier les paramètres qui influent sur son fonctionnement et sa puissance.

Les mousses métalliques sont des matériaux cellulaires à forte porosité, récents et encore peu caractérisés. Du fait de leur complexité et de la multitude de paramètres morphologiques ou de paramètres rentrant en compte dans leur fabrication, il n'y a aucune corrélation générale qui les caractérise (la littérature est très dispersée). Cependant, l'évolution de paramètres comme le coefficient de pertes de charge ou les coefficients d'échange thermiques en fonction des débits du fluide en écoulement, est la même quelle que soit les paramètres géométriques de la mousse, le matériau qui la constitue, ou le fluide en écoulement.

La littérature nous montre que l'intégration des mousses métalliques dans les systèmes thermiques que ce soit pour le refroidissement, ou pour l'ébullition, offre un grand intérêt en terme d'intensification des échanges. Donc nous allons étudier un prototype de caloduc pulsé pour réaliser un MPP avec et sans mousse métallique.

Chapitre III
Partie expérimentale

Partie expérimentale

Cette section comprend deux parties ; la première est la conception d'un moteur « pop pop » à base de caloduc pulsé, la deuxième est la présentation et l'analyse des résultats issus des expériences effectuées sur ce démonstrateur.

III.1. Conception et réalisation du moteur et instrumentation :

Introduction et objectifs

La partie conception et réalisation dans ce chapitre consiste à la réalisation d'un moteur « pop pop » sous forme de démonstrateur plan. Cette réalisation doit répondre à certains critères dont :

- la transparence pour la visualisation de l'écoulement dans le canal et aussi de mieux comprendre son principe de fonctionnement ;
- la légèreté afin de le transporter facilement ;
- instrumenté afin d'étudier les paramètres qui influent sur son fonctionnement.

III.1.1. Conception et réalisation

III.1.1.1. Caractéristiques

Ce dispositif comporte un caloduc pulsé réalisé à partir d'une plaque d'aluminium gravée sur une fraiseuse à commande numérique pour former le canal. Les deux extrémités du tube sont ouvertes directement à la bassine (source froide), sur la face supérieure du canal on a mis une plaque transparente de polycarbonate afin de visualiser l'écoulement au sein de ce caloduc et de comprendre mieux son fonctionnement. Un schéma de principe de réalisation de démonstrateur est présenté sur la figure III-2.

III.1.1.2. Les étapes de la réalisation

III.1.1.2.1. Conception

La première étape de réalisation de ce démonstrateur est la schématisation des principaux éléments comportant ce dispositif :

- Le caloduc pulsé
- La bassine (source froide)
- Le système de chauffage

Ces trois éléments sont des éléments de base de ce démonstrateur et sont représentés dans les plans donnés en annexe de ce rapport.

III.1.1.2.2. Réalisation des pièces

Tous les éléments de ce démonstrateur, dont les plans sont joints à ce présent rapport, ont été réalisés au sein de l'atelier de l'IUSTI.

III.1.1.2.3. Assemblage

L'assemblage des pièces pour former notre dispositif a été effectué dans le même atelier cité ci-dessus. La difficulté rencontrée au cours de la réalisation de ce démonstrateur est dans l'assemblage des deux pièces pour former le caloduc (pièce d'aluminium et plaque transparente de polycarbonate). Plusieurs essais ont été effectués avant d'aboutir à la solution finale de cet assemblage. Ces essais sont :

Le premier est l'utilisation d'une colle spéciale, le deuxième est l'utilisation du scotch double faces, mais cela sans résultat, car on piège toujours de petites bulles d'air entre les deux plaques lors du collage, et lors du chauffage du caloduc la taille de ces bulles augmente formant des vides entre les deux plaques, donc notre caloduc devient moins étanche figure III-1 (a) et (b).

La solution finale qu'on a adoptée, même si elle est laborieuse, est de placer un joint de caoutchouc cylindrique sur les deux cotés du canal, et on fixe les deux pièces avec plusieurs vis, comme le montre la figure III-1 (c).

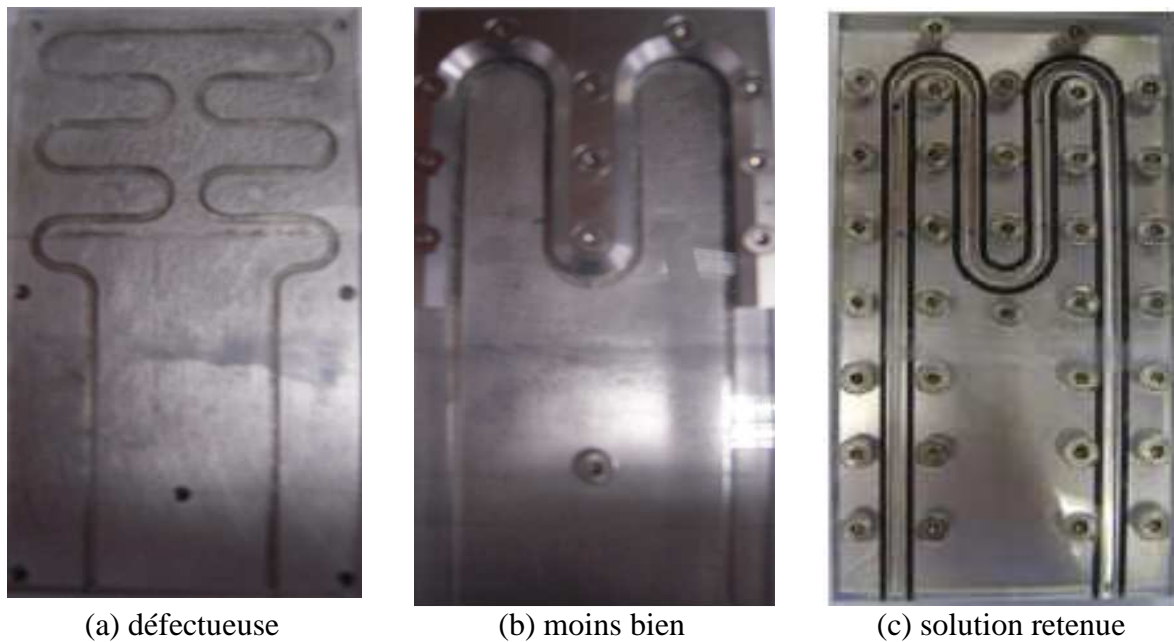


Figure III-1 : Les configurations des caloducs utilisées

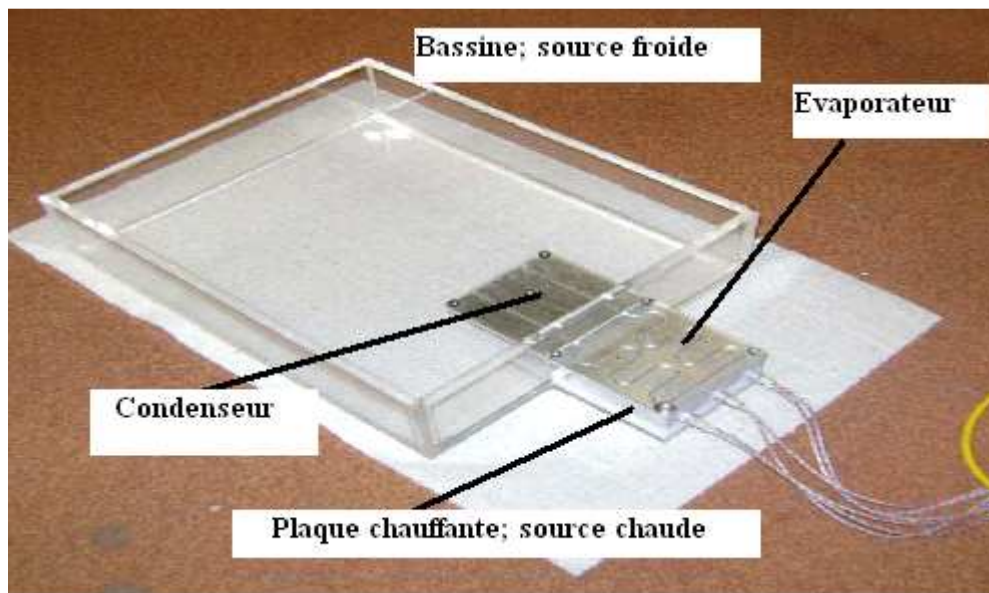


Figure III-2 : Schémas du démonstrateur

III.1.2. Instrumentation

La deuxième étape de cette partie expérimentale est l'instrumentation du dispositif avec des capteurs et thermocouples et cela dans le but de voir et de mesurer les paramètres qui influent sur ce système afin de mieux comprendre son fonctionnement.

III.1.2.1. Capteurs et appareillage de mesure

III.1.2.1.1. Mesure de pression

Les mesures de pression sont effectués à l'aide de capteurs piézo-électriques de type Sensym SCX 05 DN et Sensym SCX 01 DN de grande précision (0-5 psid et 0-1 psid pound per square inch - livre per pouce carré $1 \text{ sq in} \approx 6894,757 \text{ Pa}$). Ces capteurs mesurent la différence entre la pression au port A exposé à l'atmosphère, et celle au port B lié au point de mesure. Cependant ces capteurs sont alimentés d'une tension stable de 12V.

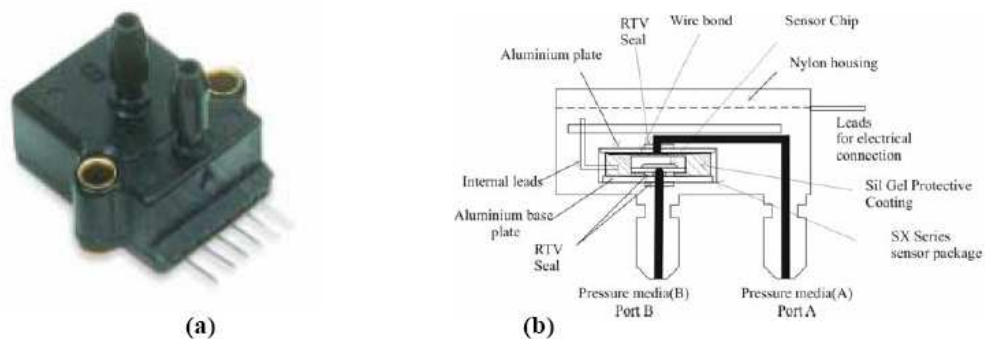


Figure III-3 : Capteur de pression piézo-électrique

III.1.2.1.1.1. Etalonnage des capteurs de pression

Le dispositif utilisé pour l'étalonnage des capteurs de pression est celui représenté sur la figure III-4. Les réponses des capteurs utilisés sont linéaires et ont la forme $P=AV+B$ avec P : la pression en Pascal, V : la tension en Volt et B : l'ordonnée à l'origine. Les réponses des capteurs sont représentées dans le tableau ci-dessous :

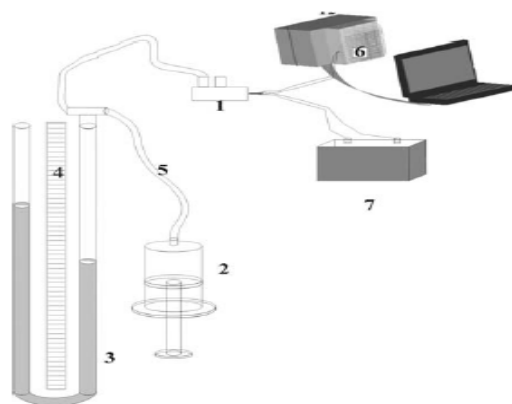


Figure III-4 : Appareil d'étalonnage des capteurs de pression

1- capteur de pression ; 2- pompe manuelle ; 3- manomètre piézométrique ; 4- règle graduée, 5- tube de connexion ; 6- acquisition de données ; 7- batterie d'alimentation des capteurs.

L'étalonnage est réalisé en imposant successivement des pressions croissantes connues et les valeurs des capteurs indiquées sont corrélées à celles imposées à partir du 'tube en U'. Les courbes d'étalonnages obtenus pour les différents capteurs sont représentées dans le tableau suivant :

Capteur N°	La pente A	B
Capteur N° 1	566890	- 139,6
Capteur N° 3	563089	43,747
Capteur N°4	566365	- 146,96
Capteur N° 5	378031	- 82,136
Capteur N° 6	389020	+ 89,945
Capteur N° 7	387735	36,476
Capteur N° 12	581072	- 165,98

Tableau III-1 : Réponses des différents capteurs utilisés

III.1.2.1.1.2. Emplacement des capteurs de pression

Sept capteurs de pression ont été implantés sur notre moteur le long du canal, de la source froide à la source chaude, dans le but de relever la variation de pression dans le canal sous l'effet de la température (changement de phase du fluide de travail).

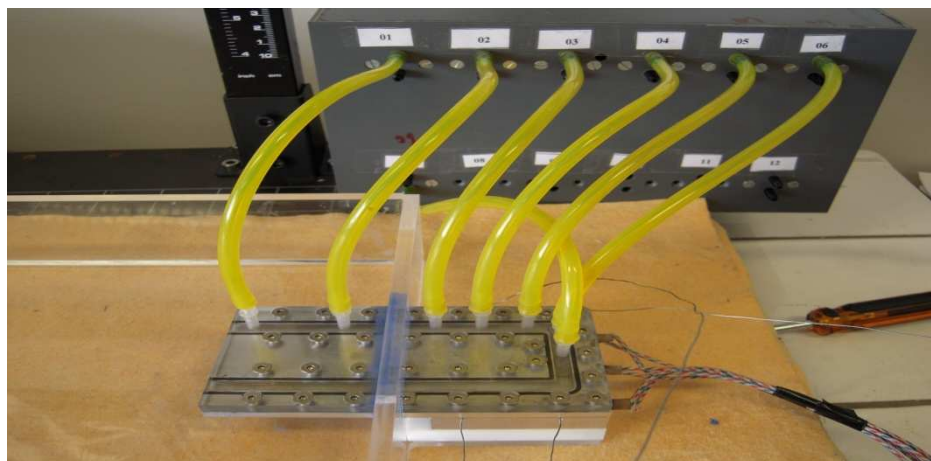


Figure III. 5 : Emplacement des capteurs de pression le long du canal

III.1.2.1.2. Mesure de température

Les températures sont mesurées par des thermocouples de type K (Chromel-Alumel) de diamètre égal à 0,5 mm et de classe I (de précision $\pm 0.1^\circ\text{C}$). Nous avons utilisé pour notre travail l'étalonnage standard fourni par le laboratoire.

III.1.2.1.3. Système d'acquisition des données

A) La centrale de mesure

La centrale d'acquisition de données représentée sur la figure III-6 est fournie par National Instrument.

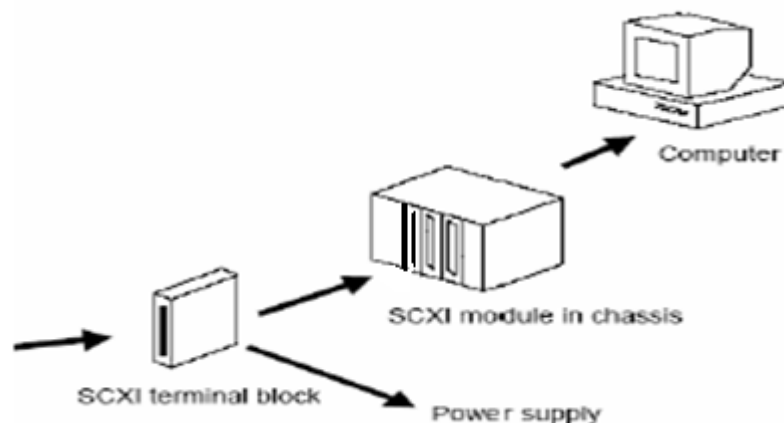


Figure III-6 : Schéma de la Centrale de mesure National Instrument

Cette centrale est constituée de trois éléments :

Un châssis type SCXI-1000 pour le conditionnement du signal.

Trois modules d'amplification SCXI-1100 logés dans le châssis.

Trois bornes SCXI-1300 connectables aux cartes d'amplification ; ils permettent l'acquisition de 100 voies de mesures.

Le signal issu des modules de conditionnement est envoyé pour conversion, affichage et stockage vers un micro-ordinateur via une carte PCMCIA.

B) Logiciel d'acquisition (LabVIEW)

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) est un logiciel de développement d'applications de mesures. Bien que tout à fait utilisable dans un grand nombre de domaines, LabVIEW est plus particulièrement destiné à l'acquisition de données et au traitement du signal. En effet, ce logiciel offre de larges possibilités de communication entre l'ordinateur et le monde physique (par cartes d'acquisitions analogiques ou numériques, cartes GPIB, réseau, liaisons série et parallèles, etc.) ainsi que d'importantes bibliothèques mathématiques permettant de traiter les signaux mesurés.



Figure III-7 : Interface d'acquisition de données LabVIEW

III.1.2.2. Le dispositif expérimental

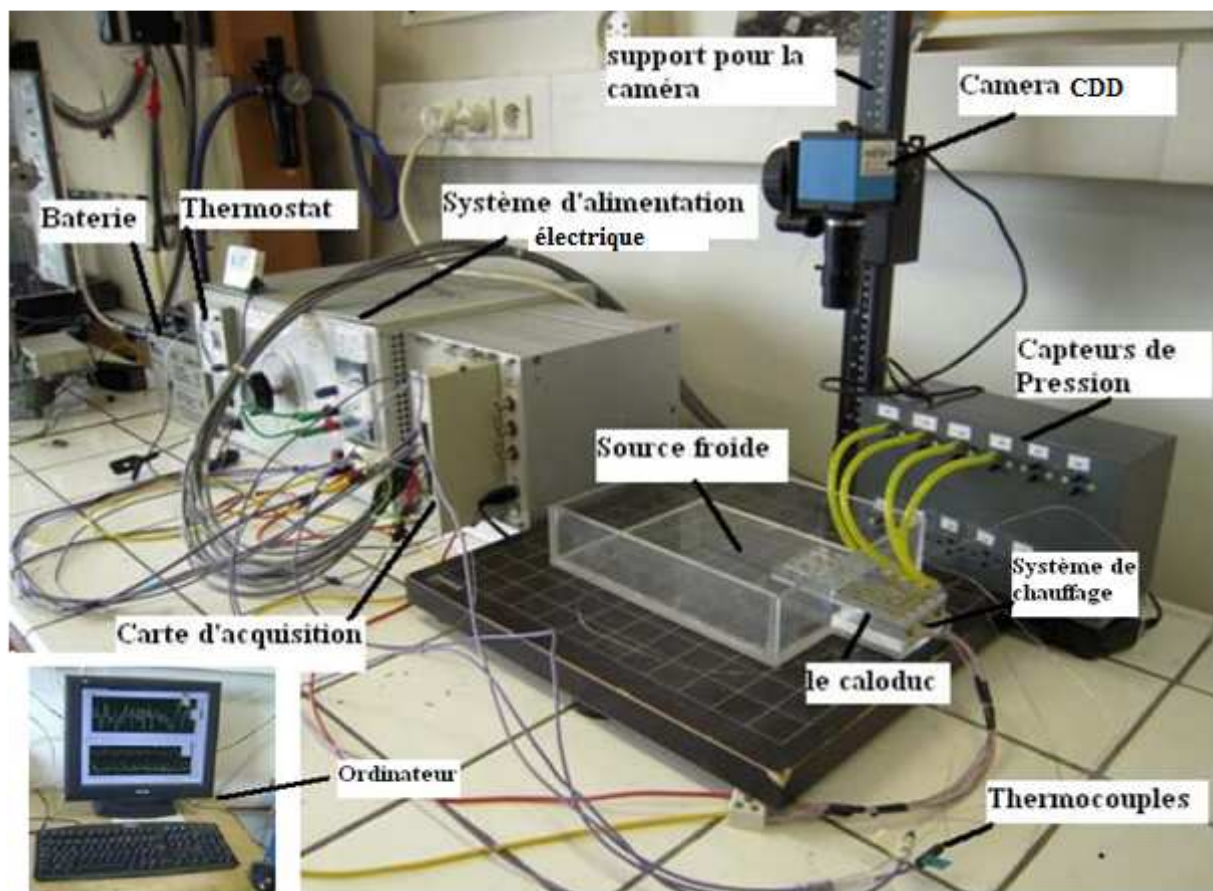


Figure III-8 : Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental illustré sur la figure III-8 représente un moteur « pop pop » sous forme d'un démonstrateur instrumenté de capteurs de pression et de thermocouples ainsi que d'une caméra pour la visualisation de l'écoulement à l'intérieur des canaux.

La puissance de la source chaude est contrôlée par une alimentation électrique régulée en température.

Le caloduc est maintenu horizontalement, entre une plaque chauffante (source chaude) et un réservoir d'eau (source froide), cela pour fonctionner notre système.

Ce dispositif expérimental permet aussi de tester trois types de canaux dont un est en mousses métallique afin d'examiner leurs fonctionnements et d'analyser leurs performances (Figure III-9).

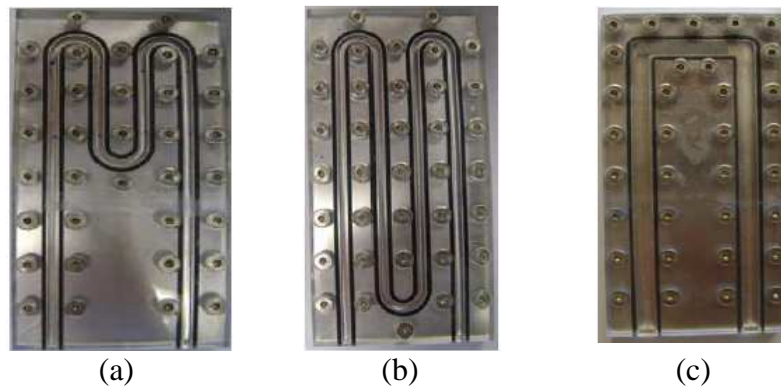


Figure III-9 : Différentes configurations de canaux

III.1.2.2.1. Eléments du dispositif

- Un système d'alimentation, servant à l'alimentation de la résistance de chauffage, est doté d'un thermostat qui permet de maintenir la température de la plaque constante.
- Une batterie 12V pour l'alimentation des capteurs de pression.
- Une centrale d'acquisition permettant de lier, à l'aide d'une carte, tous les instruments de mesure (capteurs de pression, thermocouples, etc.) avec l'ordinateur pour permettre la lecture directe des valeurs des paramètres à mesurer.
- Une caméra rapide pour la visualisation de l'écoulement dans le canal.

Conclusion

Nous avons conçu et réalisé un démonstrateur selon les exigences que nous souhaitons avoir, tels que la transparence pour visualiser l'écoulement, et la souplesse pour faciliter son transport.

Ce dispositif expérimental nous permet de tester trois configurations de moteurs ; vu sa conception de montage et de démontage des caloducs.

Les configurations à tester sont :

- 1- Caloduc pulsé avec trois boucles dans l'évaporateur et deux tubes plongés dans la source froide figure III-9 (a).
- 2- Caloduc pulsé classique avec trois boucles et avec circuit ouvert ; ce dernier peut être utilisé comme caloduc classique si on bouche ces deux extrémités, ou bien comme moteur en laissant les extrémités ouvertes à la source froide ; figure III-9 (b).
- 3- Un moteur avec un canal plus large dans le but de mettre la mousse métallique dans l'évaporateur pour analyser les performances de la mousse métallique dans l'évaporateur (figure III-9 (c)).

III.2. Résultats et analyse

L'objectif de cette partie du chapitre est la présentation et l'analyse des résultats expérimentaux obtenus. Il s'agira d'étudier plus particulièrement :

- l'influence de la température sur les différents régimes d'écoulement dans notre moteur et dans le caloduc ;
- l'influence de la structure poreuse sur l'ébullition ;
- l'évolution de la pression à l'intérieur du canal en ébullition.

III.2.1. Influence de la température sur la configuration de l'écoulement

La visualisation a été effectuée par une caméra, placée au dessus du canal. La variation de la température a été réalisée par le système d'alimentation, lui-même doté d'un thermostat qui permet de maintenir la température de la plaque constante. Pour plus de précisions trois thermocouples ont été branchés vers l'ordinateur par l'intermédiaire du système d'acquisition afin d'avoir une valeur la plus correcte de la température.

III.2.1.1. Visualisation sur la première plaque

Pour une température de 80°C on a enregistré une apparition de petites bulles de vapeur sur les parois du canal. En augmentant la température jusqu'à 100° C les bulles se multiplient dans l'évaporateur, mais aucun mouvement du fluide de travail n'a été enregistré.

L'augmentation de la température, au-delà de 100°C, a permis d'observer la coalescence des bulles pour former des poches de vapeur. Cette augmentation de température a engendré des oscillations du fluide de travail sans privilégier une direction particulière. Le régime d'écoulement observé a été de type «slug flow» caractérisé par des périodes d'inactivité suivies par des phases de mouvement.

Une augmentation supplémentaire de la température conduit ensuite à l'apparition d'oscillations stables dont l'amplitude croît lorsque la puissance thermique augmente. Une circulation du fluide vers la source froide est constatée.

Au-delà d'un certain niveau de puissance thermique (110°C) (voir figure III-8.6), la transition d'un écoulement dans l'évaporateur de type «slug flow» vers un écoulement «annulaire» a été mise en évidence. Il faut noter que cette transition ne dépend pas uniquement du flux de chaleur mais également des différentes caractéristiques géométriques du dispositif. Au niveau du condenseur on a enregistré aussi à cette température des pulsations qui provoquent le mouvement du liquide dans la bassine. L'augmentation de la puissance de chauffe conduit à de plus importantes pulsations.

Pour des valeurs très importantes de la puissance thermique, un phénomène d'assèchement de la zone évaporateur pourrait se produire et conduire à atteindre une limite de fonctionnement du système.



80°C bulles pas de mouvement enregistré



90°C bulles pas de mouvement enregistré



90°C Bulles se multiplient



100°C Coalescence des bulles



100°C Début de l'écoulement bouchons et poches



100°C Ecoulement bouchons et poches



110°C Ecoulement annulaires

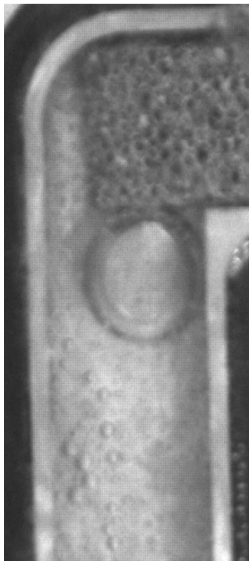


(7) 130°C Ecoulement dispersé dans le Condenseur

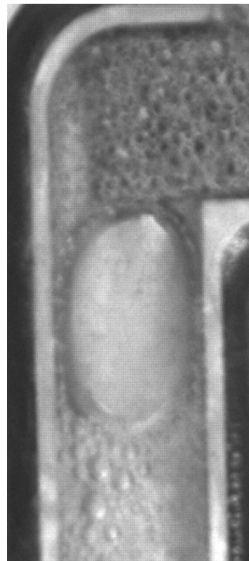
Figure III-10 : Influence de la température sur la configuration de l'écoulement

III.2.1.2. Visualisation sur le moteur avec la mousse métallique

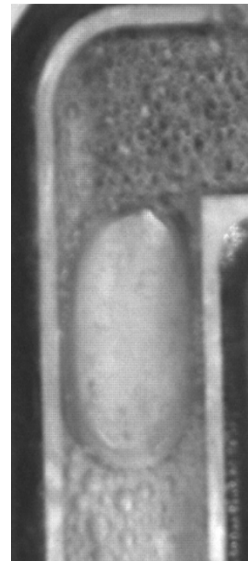
Cette étape de visualisation consiste à observer l'influence de la mousse métallique sur l'ébullition dans la partie de l'évaporateur.



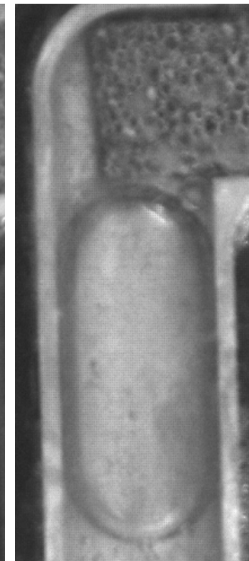
bulles pas de mouvement enregistré



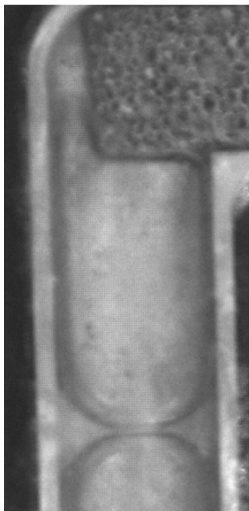
Bulles se multiplient



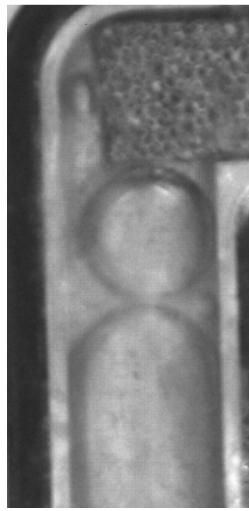
Coalescence des bulles



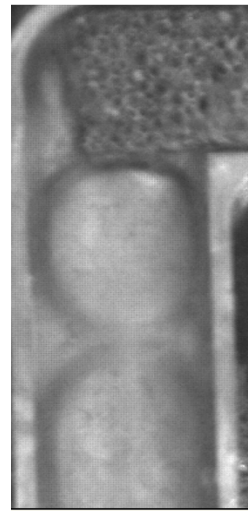
Début de l'écoulement bouchons et poches



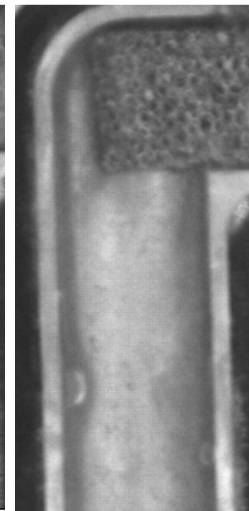
Écoulement bouchons et poches



Écoulement bouchons et poches



Début de transition vers l'écoulement annulaire



Écoulement annulaires

Figure III-11 : Configurations de l'écoulement en fonction de la température
Cas du canal avec mousse métallique

On remarque dans cet essai que les mêmes configurations de l'écoulement ont été observées dans le canal ; bulles sur les parois, puis leur accroissement et leur coalescence pour former des poches et l'écoulement annulaire et dans les mêmes gammes de températures.

On a constaté aussi qu'à partir de la température de 90°C, l'apparition de petites bulles de vapeur dans la mousse métallique à cause de la présence de l'air dans l'eau (effet de dégazage), et une augmentation supplémentaire de cette température même aussi on constat que ces bulles augment chassé vers le canal.

On constate également à partir d'une température de 110 °C, l'apparition de pulsations rapides au niveau de la mousse métallique due à sa structure qui favorise la condensation et l'évaporation. Cette observation a été constatée aussi sur les profils de pression qu'on a réalisée dans le cadre de cette étude pour les capteurs implantés dans la mousse métallique (voir graphes de pression des capteurs 7 et 12).

III.2.2. Variation de la pression le long de tube

Cette partie consiste à représenter la variation de la pression dans le canal en fonction de la température de la paroi. Cette prise de pression est effectuée par différents capteurs implantés sur les parties du canal de notre moteur.

Le tableau III-2 donne les valeurs des distances des capteurs depuis le condenseur.

Cap 1	Cap 3	Cap 4	Cap 5	Cap 6	Cap 7	Cap 12
7mm	37mm	66mm	83mm	97mm	107mm et 7mm du centre du canal	107mm et 17mm Du centre du canal

Tableau III-2 : Positions d'emplacement des capteurs de pression depuis le condensateur.

III.2.2.1. Capteurs de pression implantés dans le condenseur :

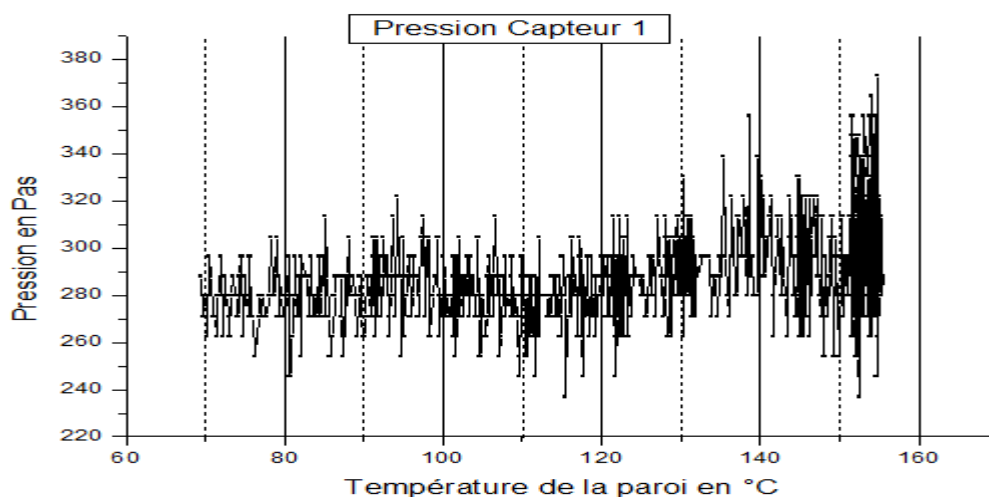


Figure III-12 : Variation de la pression dans le condenseur (capteur 1)

Cette figure montre la variation de pression dans le canal plongé dans la source froide. Le capteur qui a indiqué cette pression est implanté à une distance de 7 mm du bout du canal du côté ouvert à la bassine.

Ces résultats montrent que la pression varie avec des petites amplitudes jusqu'à la température de 135°C dû au passage des bulles de vapeur dans cette partie, mais au-delà de cette température les pulsations deviennent de plus en plus importantes surtout à partir de 150°C où on a des pulsations assez importantes qui provoquent une poussée au niveau de la bassine.

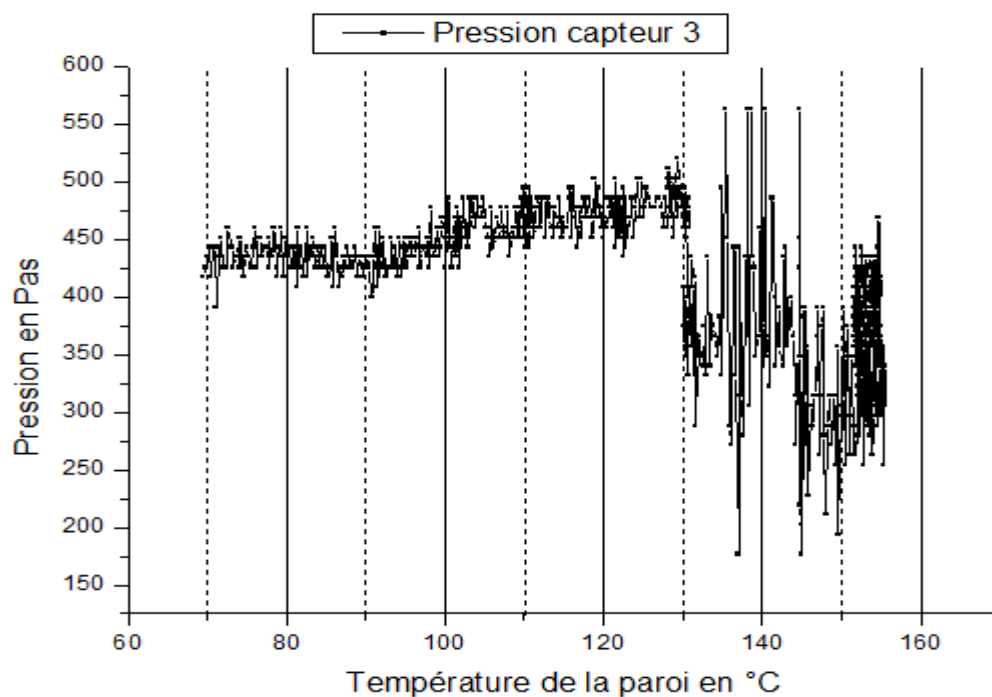


Figure III-13 : Variation de la pression dans le condenseur (capteur 3)

Le graphe III-11 montre la variation de pression dans le canal du condenseur. Sur cette figure on remarque que les pulsations sont plus importantes à partir d'une température de 130°C.

La première conclusion qu'on peut tirer des deux figures précédentes, que la longueur du tube plongé dans la bassine (source froide) a une influence très importante sur la puissance fournie au niveau de l'évaporateur, plus le tube est proche du côté évaporateur plus la poussée est importante et la puissance fournie à l'évaporateur est réduite.

III.2.2.2. Capteurs de pression implantés dans l'évaporateur

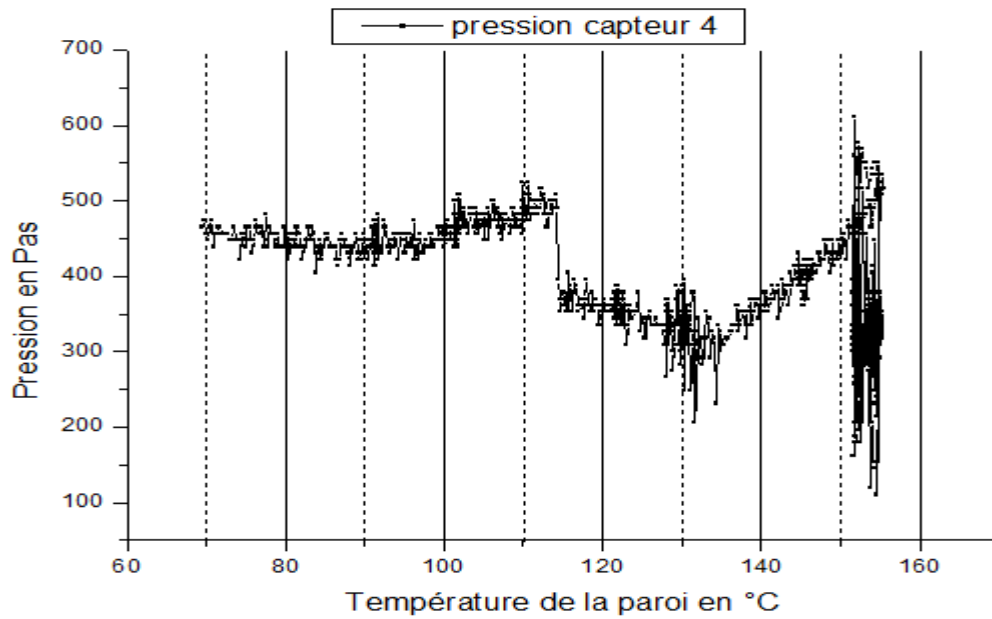


Figure III-14 : Variation de la pression dans l'évaporateur près de la source froide (capteur 4)

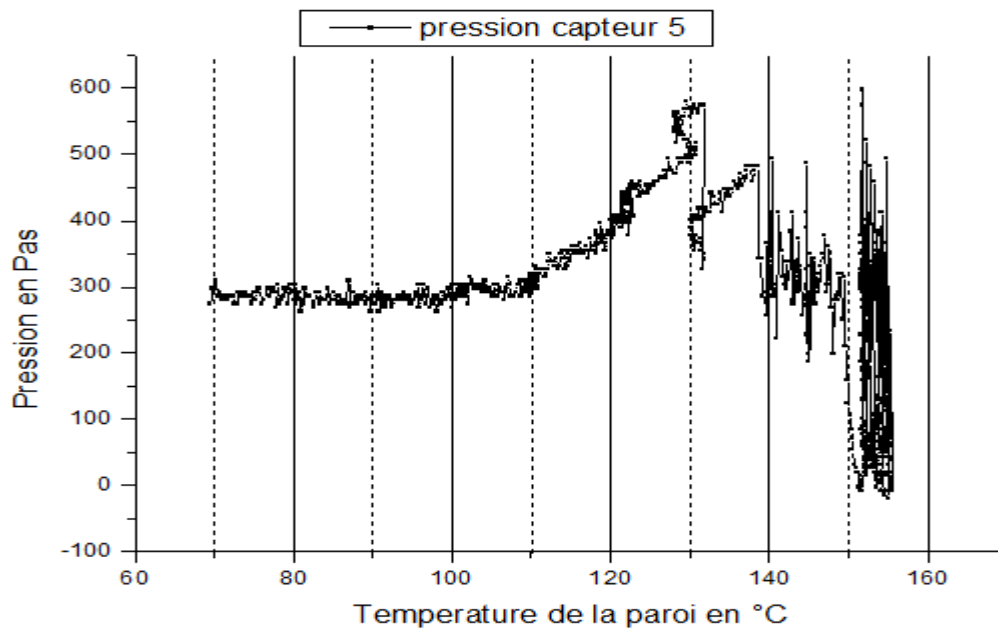


Figure III-15 : Variation de la pression dans l'évaporateur (capteur 5)

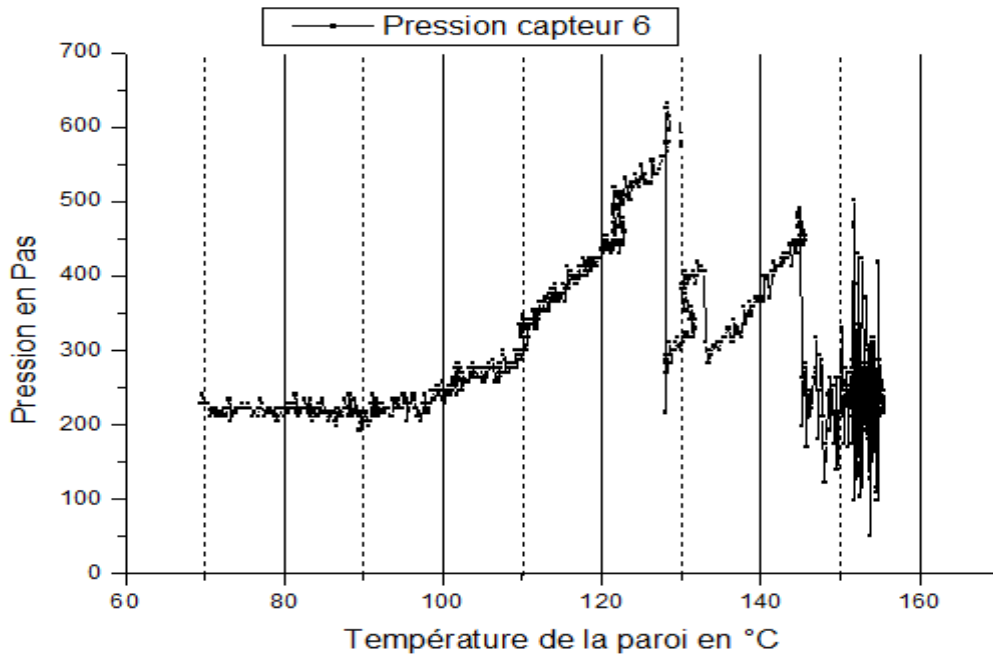


Figure III-16 : Variation de la pression dans l'évaporateur (capteur 6)

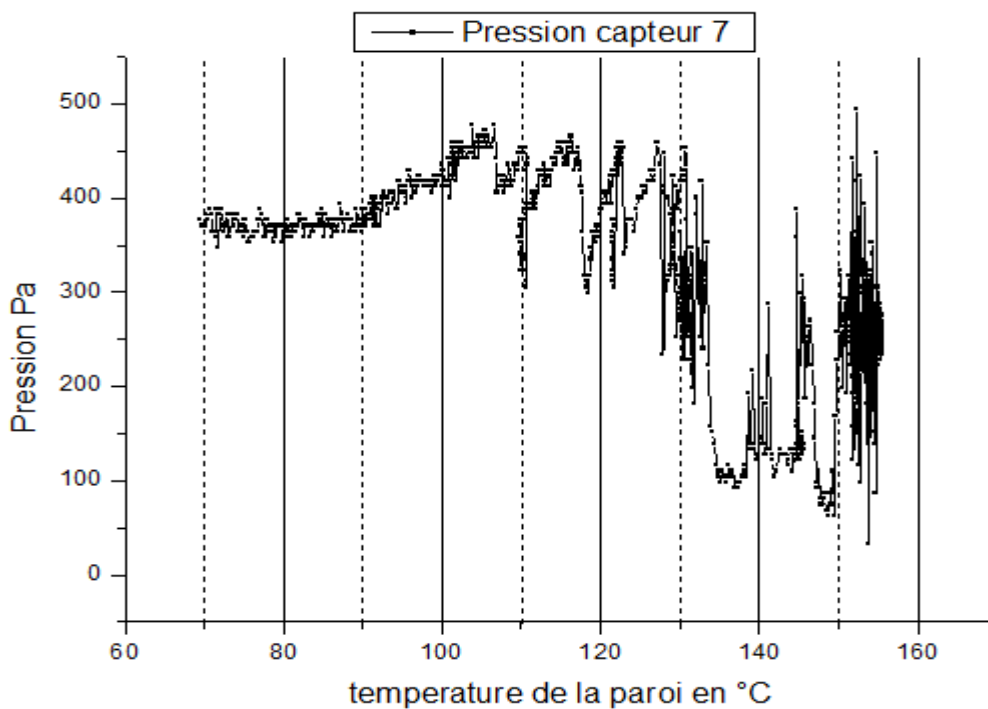


Figure III-17 : Variation de la pression dans l'évaporateur et dans la mousse métallique (Capteur 7)

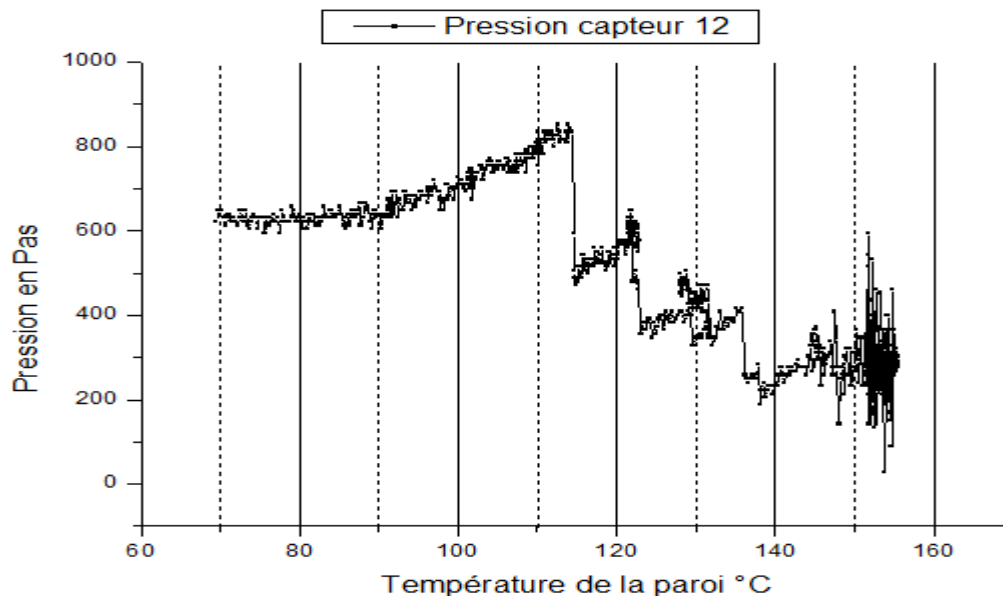


Figure III-18 : Variation de la pression dans l'évaporateur et dans la mousse métallique (Capteur 12)

Les figures III-17 à III-18 représentent l'évolution de la pression dans le canal partie évaporateur.

Les capteurs 4,5 et 6 sont implantés dans la partie lisse du canal d'évaporateur, alors que les capteurs 7 et 12 sont implantés dans la partie de mousse métallique.

Les figures précédentes montrent que la pression augmente jusqu'à une valeur maximale, qui peut s'expliquer par le fait que tout le liquide est devenu vapeur qui est chassée vers l'extérieur, mais d'un seul coup on observe une chute de pression dans l'évaporateur avec des grandes amplitudes.

On peut expliquer la chute de pression créée dans l'évaporateur, par le fait que tout le liquide est chassé vers l'extérieur ce qui crée un vide dans l'évaporateur. Cette dépression tire le liquide vers ce dernier pour le compléter le canal de l'évaporateur et dès que le liquide arrive à l'évaporateur il est encore une autre fois expulsé vers l'extérieur, et c'est ça le principe de fonctionnement de notre moteur.

On remarque aussi, des résultats que nous avons obtenu avec les capteurs implantés dans la mousse métallique, que les écarts entre la compression et la dépression sont assez petits. Ceci explique que l'utilisation de la mousse métallique dans notre moteur favorise l'évaporation et la condensation.

On peut également remarquer à partir de ces résultats que la pression motrice de ce moteur est liée à la puissance fournie au niveau de l'évaporateur, plus la température augmente plus il y a accroissement du taux de compression.

III.2.3. Cycle représentatif d'un moteur « Pop Pop »

D'après les résultats obtenus dans cette partie sur l'évolution de la pression dans le canal du moteur, on peut résumer les cycles d'un moteur « pop pop » sur la figure III-17.

1-2 : Augmentation de la pression par effets de la température et du changement de phase du liquide qui est chassé vers l'extérieur sous pression.

2-3 : aspiration du liquide vers la zone de l'évaporateur sous l'effet du vide créé par la disparition du liquide.

Ce cycle se reproduira de la même façon dans le temps jusqu'à l'extinction de la chaleur au niveau de l'évaporateur.

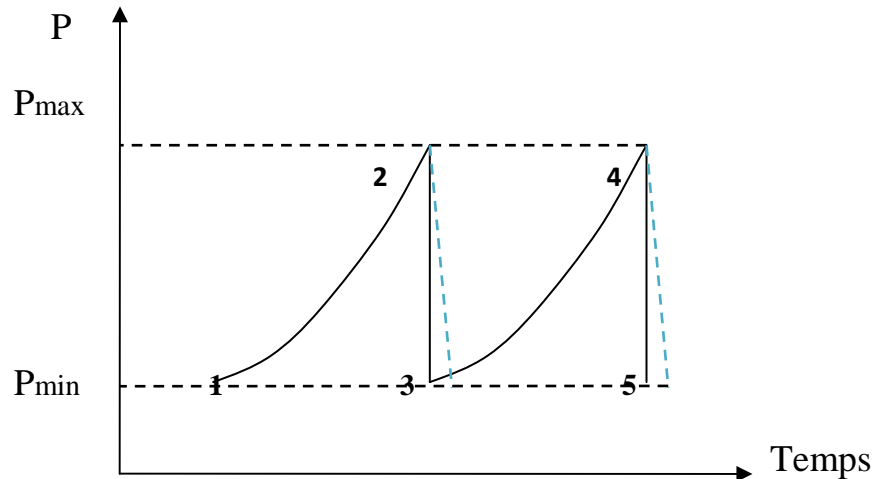


Figure III-19 : Cycle représentatif de la pression dans notre démonstrateur

III.2.4. Fréquence des pulsations dans le moteur

Nous avons remarqué à partir des vidéos enregistrées qu'il y a un phénomène cyclique qui se produit dans le canal du démonstrateur. Donc c'est utile de voir ce phénomène et de le démontrer à partir des résultats de variation de pression.

La figure III-20 obtenue à partir des données enregistrées dans le capteur 4 à température de la paroi de 130°C et dans une gamme de fréquence stable. A partir de ce graphe et avec des calculs numériques on a obtenu la fréquence de l'oscillation qui a atteint une valeur de 7.5 Hz.

Ce résultat montre aussi que même si on maintient la température de la paroi constante notre moteur fonctionne.

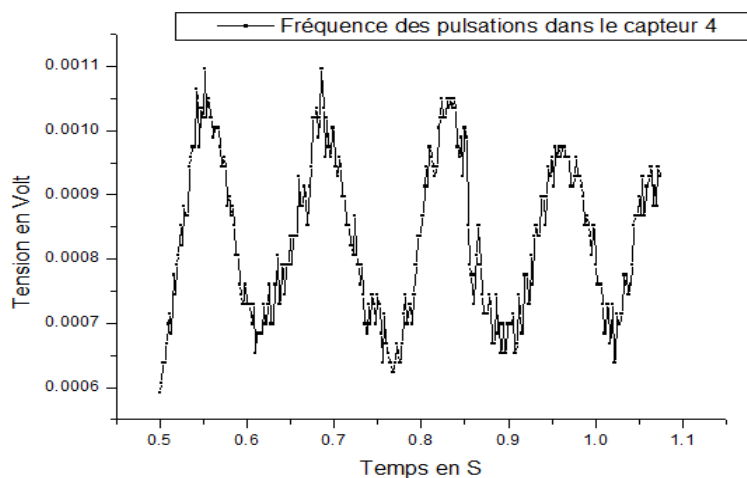


Figure III-20 : Fréquence des pulsations dans le capteur 4

Conclusion

Cette partie de l'étude consiste en la présentation et l'analyse des résultats expérimentaux relatifs aux écoulements dans un MPP sans et avec mousses métalliques ainsi que l'évolution de la pression dans le canal.

La présentation des résultats de différents régimes d'écoulement en fonction de la température dans un MPP montrent que pour des températures inférieures à 110 °C il y a une similitude avec le fonctionnement des caloducs pulsés non bouclés, et à partir de cette température on obtient le fonctionnement de notre moteur.

Dans cette partie aussi on a représenté l'évolution de la pression dans le canal en fonction de la température de la plaque. Ces résultats sont très importants puisqu'ils montrent bien le fonctionnement de ce type de moteur et aussi complète bien les résultats par la visualisation avec la caméra ; vu la grande sensibilité des capteurs utilisés. Dans cette analyse les courbes de pression des deux capteurs implantés dans la mousse montrent une nette amélioration des échanges thermiques condensation évaporation.

On peut aussi conclure à partir de cette partie expérimentale :

- Le démonstrateur est opérationnel
 1. Plusieurs types de canaux
 2. Instrumentation adéquate
 3. Faisabilité de démontage
- Mesures réalisées
 1. Température
 2. Pression
 3. Visualisation (caractérisation des régimes d'écoulements)
- A développer (traitement d'image pour déterminer la vitesse du liquide, taux de vide)
- Mesures systématiques à effectuer sur ce démonstrateur.

Chapitre IV
Partie Numérique

Partie numérique

IV.1. Introduction et objectifs

Les logiciels de simulation numérique des écoulements, peuvent maintenant être considérés comme de véritables “expériences numériques” lorsque les simulations sont faites avec soin. Le logiciel que nous utilisons ici pour notre étude est le code STAR CCM+ qui est basé sur la méthode des volumes finis. Rappelons que la dernière version mars 2009 de ce logiciel est équipée d’un modèle ébullition «Boiling» qui permet de simuler les écoulements avec changement de phase.

L’avantage de cette simulation numérique est que toutes les quantités physiques liées à l’écoulement (champ de vitesse, températures, contraintes, etc.) sont immédiatement disponibles. Dans une expérience l’obtention de ces quantités en tout point du champ est souvent impossible ou très difficile. Aussi sont-elles économiques par rapport à l’expérimentation et permettent la rapidité d’exécution pour le développement.

L’objectif de ce chapitre est de simuler un écoulement avec changement de phase, avec STAR CCM+ et d’utiliser pour la première fois le modèle ébullition intégré dernièrement dans ce logiciel. L’intégration de cette simulation peut offrir d’une part, l’amélioration de nos connaissances en numérique des écoulements avec changement de phase ; vue leur intervention dans plusieurs domaines et d’autre part, l’amélioration des performances de ces systèmes.

IV.2. Procédure de la simulation

IV.2.1. Géométries

La géométrie utilisée pour notre application est un caloduc pulsé de mêmes dimensions que celui que nous avons utilisé pour le démonstrateur. Ses dimensions sont : $L_T=120\text{mm}$, $L_e=L_a=L_c=40\text{mm}$, $D_{\text{int}}=2\text{mm}$, $D_{\text{ext}}=4\text{mm}$. La figure IV-1 illustre la géométrie que nous avons utilisée avec les trois principales zones ; l’évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur.

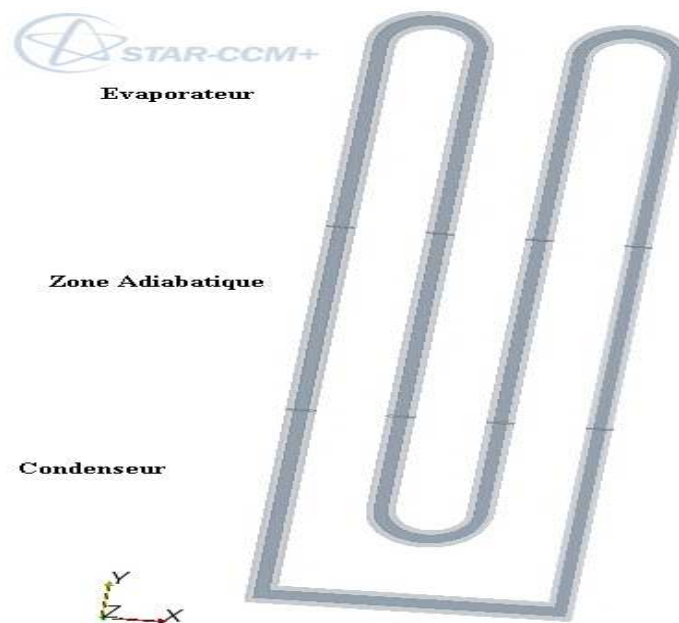


Figure IV-1 : La géométrie

IV.3.2. Maillage de la géométrie utilisée

Le logiciel STARCCM+ intègre dans sa plateforme un mailleur. Cette option permet d'une part, de simuler directement des géométries maillées et d'autre part, d'importer des géométries et de les mailler sur le logiciel. Pour notre cas le maillage a été effectué dans ce logiciel car cela présente un avantage pour le calcul, il adapte le calcul facilement à son maillage.

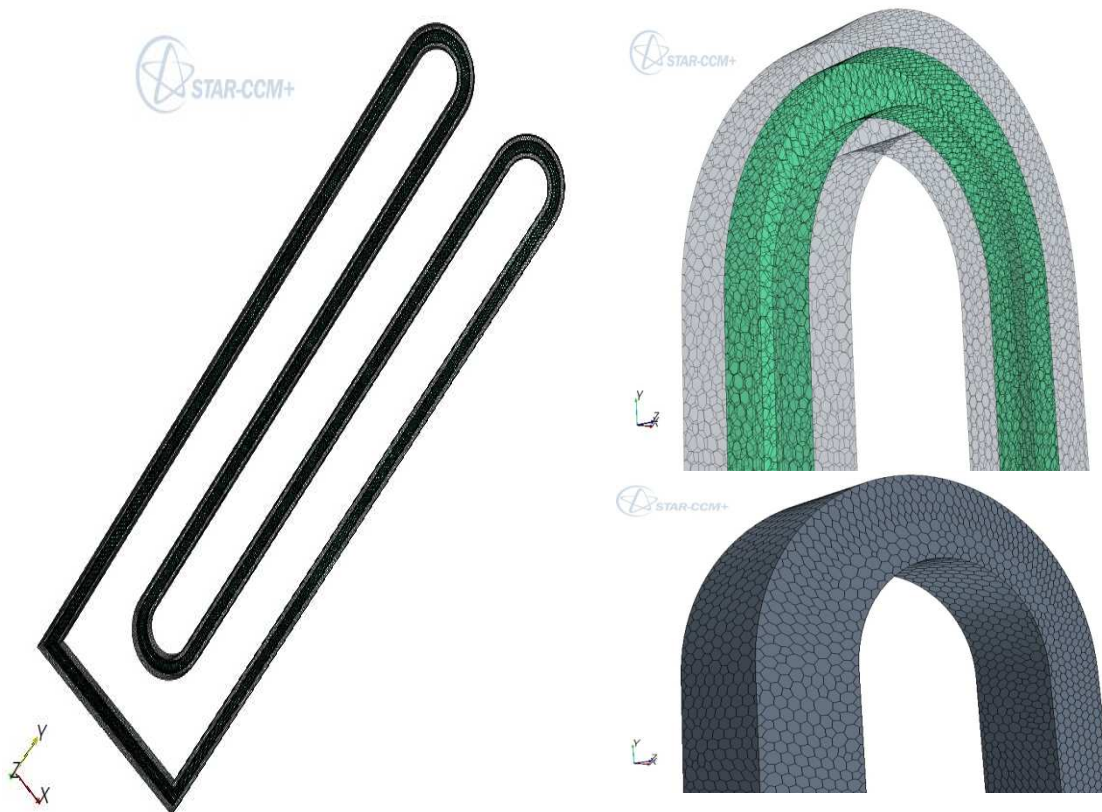


Figure IV-2 : Maillage

IV.2.4. Modèles utilisés et les conditions initiales

IV.2.4.1. Rappel sur les méthodes numériques les plus connues permettant le suivi d'interface

Les méthodes de suivi d'interface peuvent être classées en deux grandes catégories :

- les méthodes Lagrangiennes (maillage mobile adaptatif) ;
- les méthodes Eulériennes (maillage fixe).

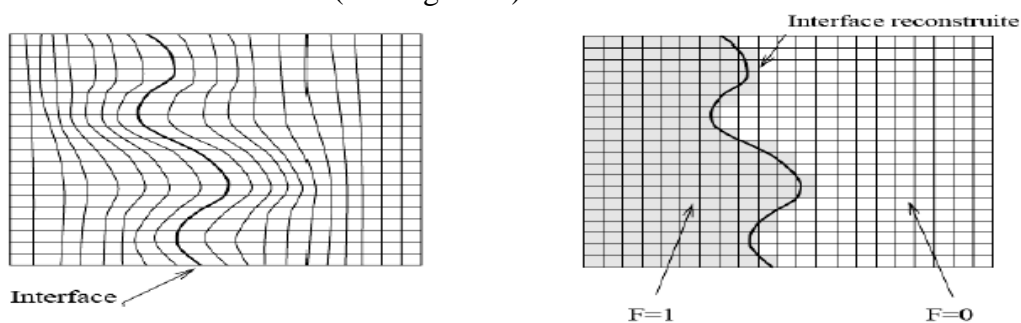


Figure IV-3 : Schéma expliquant les deux grandes familles des méthodes pour le suivi d'interface

- a) Méthode Lagrangienne (maillage mobile) b) Méthode Eulérienne (maillage fixe)

IV.2.4.1.1. Méthodes Lagrangiennes

Les méthodes Lagrangiennes sont caractérisées par l'utilisation de maillages mobiles qui permettent de suivre l'évolution de l'interface de manière très précise. Le maillage est reconstruit à chaque pas de temps de manière à s'adapter à la nouvelle forme et position de l'interface. Ce type d'approche offre l'avantage de pouvoir suivre l'interface avec précision, ce qui permet d'imposer facilement et avec rigueur les conditions aux limites (tangente et normale à l'interface). En revanche, ces méthodes manquent de flexibilité lorsqu'il s'agit de traiter des problèmes physiques complexes où l'interface subit de grandes déformations, parce que cela conduit à des maillages trop déformés. De plus, la tâche est encore plus difficile lorsqu'il s'agit de traiter des problèmes de rupture ou de reconnexion de l'interface.

IV.2.4.1.2. Méthodes Eulériennes

A la différence des méthodes Lagrangiennes, les méthodes Eulériennes nécessitent un maillage fixe, sur lequel l'interface évolue librement. La localisation de l'interface dans ces méthodes se fait à l'aide d'indicateur (fonction de présence).

Les méthodes Eulériennes peuvent être classées en deux catégories :

- les méthodes de suivi de front.
- les méthodes de suivi en volume.

Le logiciel que nous utilisons dans notre application utilise la méthode Eulérienne avec la méthode de suivi en volume (méthode VOF)

IV.2.4.1.2.1. Méthodes de suivi en volume

Dans les méthodes de suivi en volume, on ne suit plus l'interface, c'est plutôt le volume des phases qui est transporté en utilisant une fonction de présence ou taux de présence.

IV.2.4.1.2.1.1. La méthode MAC

La méthode des marqueurs de volume (Marker And Cells) mise au point par Harlow et Welch (1965) utilise des marqueurs à l'intérieur du fluide pour déterminer les régions occupées par ce fluide. Ainsi les cellules qui ne contiennent pas de marqueurs sont considérées comme vides. La cellule qui contient des marqueurs et qui est adjacente à une cellule vide est traversée par l'interface. Toutes les autres cellules qui contiennent des marqueurs sont considérées comme pleines (figure IV-4)

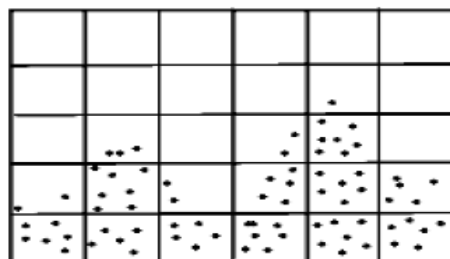


Figure IV-4 : Méthode MAC

IV.2.4.1.2.1.2. Méthode (VOF) Volume Of Fluid

De Bar (1974), Hirt et Nichols (1981) ont introduit un nouveau concept : le fluide n'est plus repéré par des marqueurs mais par la fraction volumique de l'un des deux fluides à l'intérieur de chaque cellule, d'où le nom de la méthode VOF (Volume Of Fluid). Cette méthode a un sérieux avantage par rapport à la méthode MAC puisqu'il n'est plus nécessaire de stocker une quantité considérable d'informations dans chaque cellule, une seule information suffit (le taux de présence).

Cette méthode VOF est actuellement utilisée dans de nombreux codes industriels (STAR CCM+, FLUENT, STARCD, ...). Elle consiste à résoudre une équation de transport pour une fonction scalaire qui représente le taux de présence que nous noterons F . L'équation s'écrit :

$$\frac{\partial F}{\partial t} + U \cdot \nabla F = 0 \quad [IV-1]$$

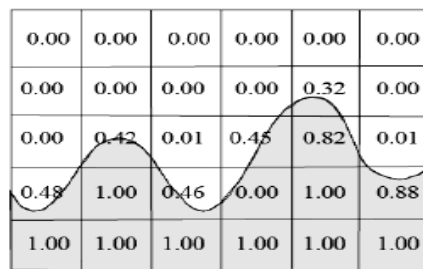


Figure IV-5 : Fraction volumique associée à une interface sur un maillage discret

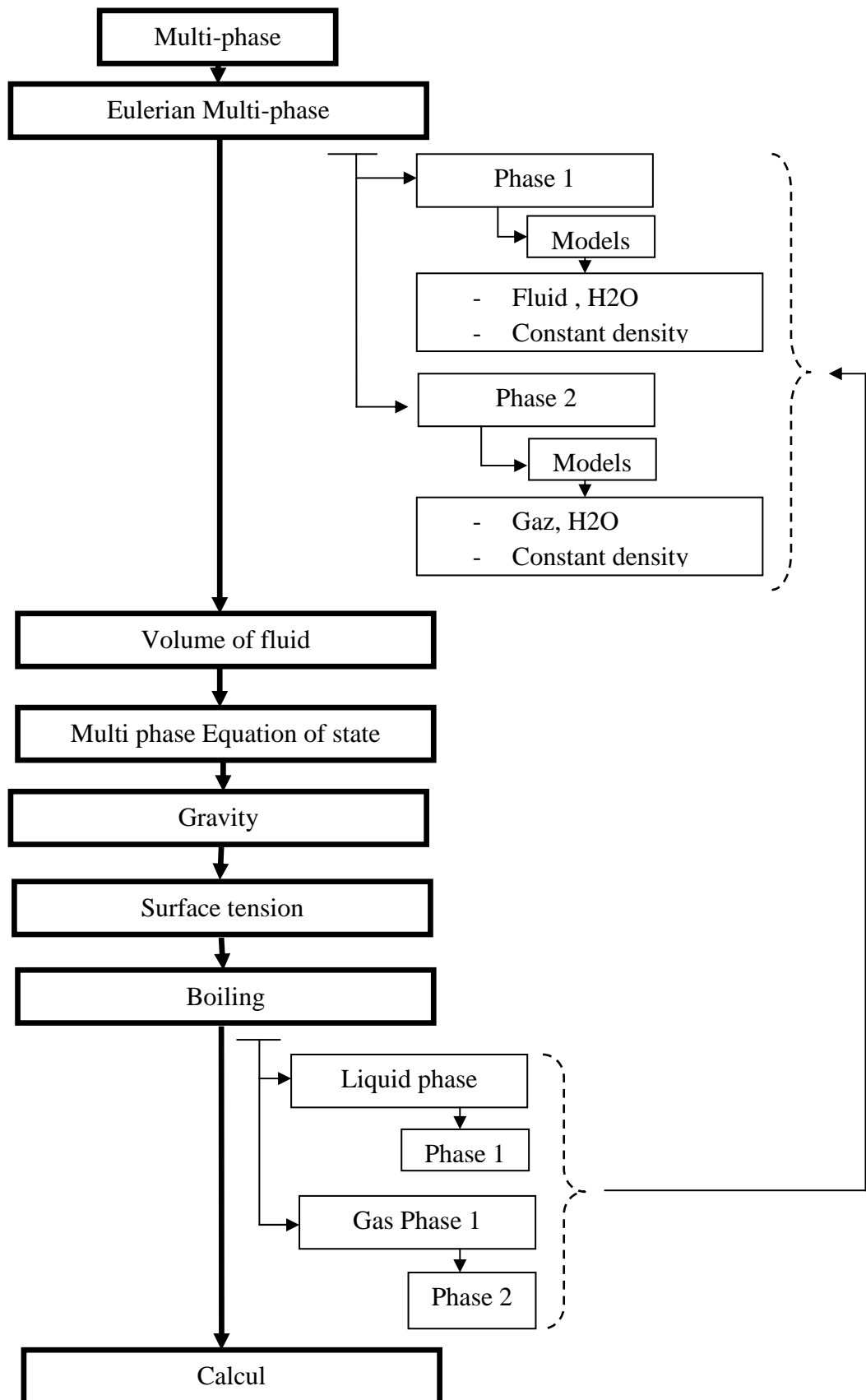
Les méthodes VOF peuvent être classées en deux grandes familles : méthode VOF avec reconstruction de l'interface et méthode VOF sans reconstruction de l'interface. Les méthodes VOF avec reconstruction d'interface localisent l'interface d'une manière satisfaisante en la reconstruisant maille par maille, tout en assurant un transport correct de la fonction taux de présence.

IV.2.4.2. Le modèle Ebullition-condensation

Les modèles que nous venons de citer précédemment sont des modèles numériques de suivi d'interfaces entre deux fluides non miscibles, donc pour notre cas il n'est pas possible d'utiliser ces modèles pour la résolution de notre problème. Le logiciel STAR CCM+ offre la possibilité de traiter des cas de deux fluides avec changement de phase ; (ébullition, condensation et cavitation). Ce modèle consiste à lier les deux phases créées par le modèle classique Eulérien avec suivi de volume VOF, par un modèle qui s'appelle **boiling** « ébullition » (voir organigramme ci-dessous). Ce modèle est intégré dans la dernière version de STAR CCM+ que nous utilisons dans notre application.

Nous présentons ci-dessous l'organigramme de programmation du modèle d'ébullition pour notre application :

IV.2.4.3. Organigramme de la modélisation en STAR CCM+



IV.2.4.4. Conditions aux limites et initiales

Les conditions initiales et aux limites que nous avons utilisé pour résoudre notre problème sont :

- Le fluide de travail est de l'eau
- Le caloduc est en aluminium
- Les forces de gravité suivant la direction z (9.81 m/s^2)
- La tension de surface de l'eau 72 mJ.m^{-2}
- La fraction volumiques initiale des deux phases 0,5 eau et 0,5 vapeur d'eau
- La vitesse suivant x et y égale à 0 m/s
- La température dans l'évaporateur est de 200°C
- La température dans le condenseur est de 15°C
- La zone adiabatique est convective avec le milieu extérieur avec un coefficient d'échange de $15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ et la température du milieu extérieur est de 27°C .

IV.2.5. Résultats et discussion

L'objectif de cette section de ce chapitre simulation numérique est la présentation des résultats issus de cette simulation ; les fractions volumique des deux phases, la température dans le canal et la vitesse du liquide.

IV.2.5.1. Changement de phase dans le caloduc

IV.2.5.1.1. La fraction volumique de l'eau

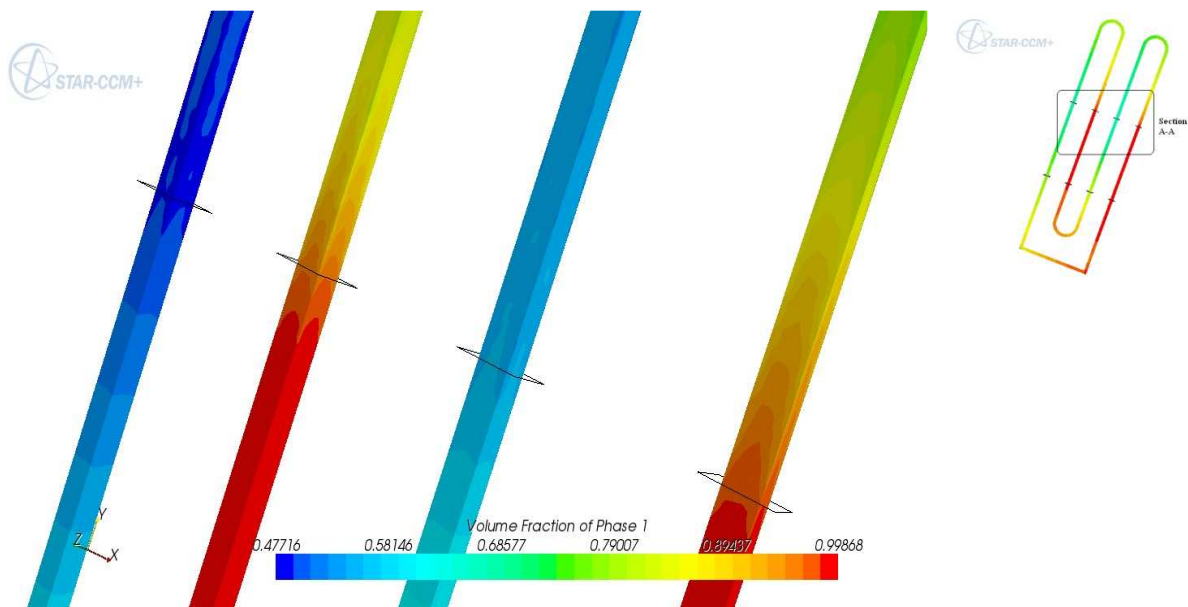


Figure IV-6 : Fraction volumique de la phase liquide dans le caloduc
Zoom sur la section A-A avec une représentation 3 D

IV.2.5.1.2. La fraction volumique de vapeur dans le caloduc

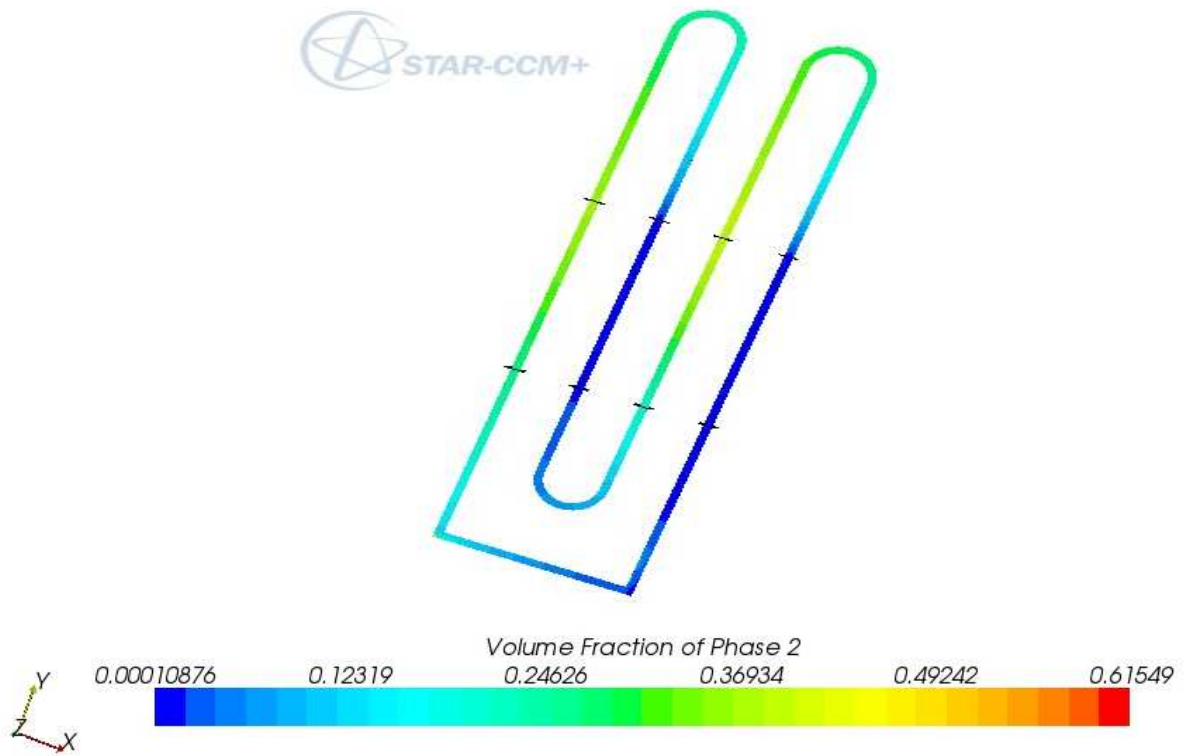


Figure IV-7 : Fraction volumique de la phase vapeur dans le caloduc

IV.2.5.1.3. La densité

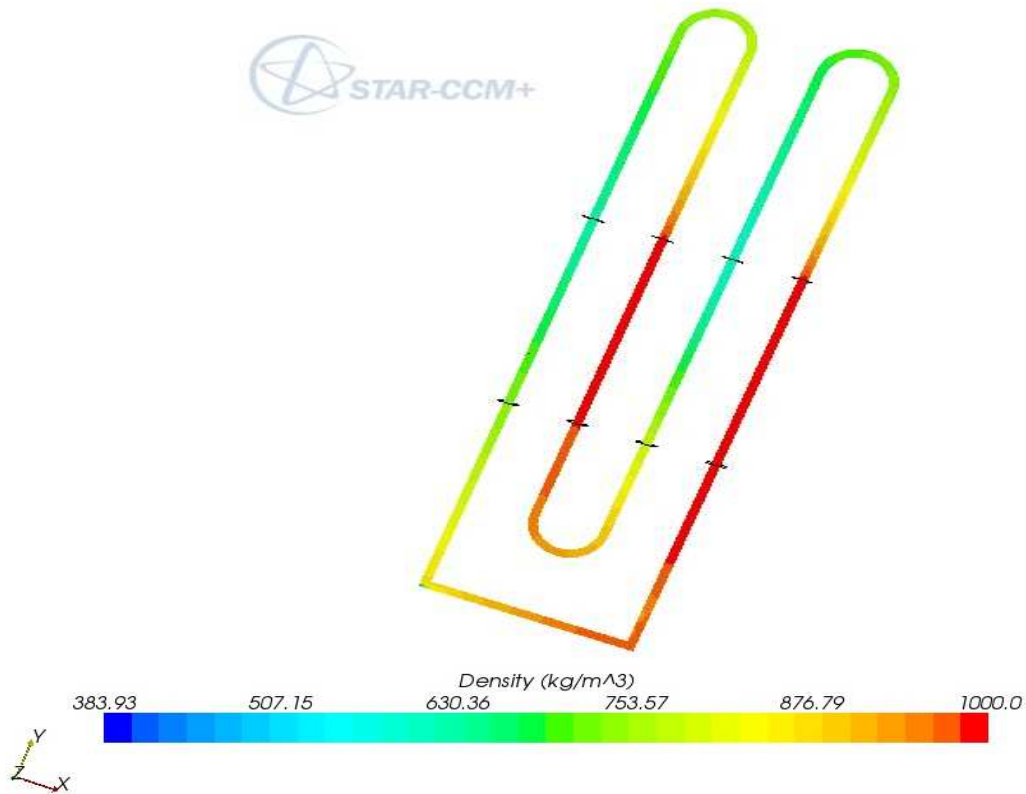


Figure IV-8 : Variation de la densité dans le caloduc

Les figures IV-6, IV-7 et IV-8 montrent respectivement la fraction volumique de la phase liquide, la fraction volumique de la phase vapeur et la densité du fluide de travail dans le canal. Ces figures montrent que la fraction volumique du liquide varie de 40% à 99.98%, et on voit très bien la répartition des phases sur les trois parties du caloduc ; la zone évaporateur, la zone adiabatique et la zone condenseur.

On observe dans la partie condenseur et la zone adiabatique pour les branches qui mènent vers l'évaporateur dans le sens de l'écoulement qu'on a pratiquement de la phase liquide pure, dans les branches qui mènent de l'évaporateur vers la zone adiabatique et le condenseur on voit que la phase vapeur est dominante et atteint une fraction volumique de 60%.

IV.2.5.2. Evolution de la température dans le canal et dans le fluide de travail :

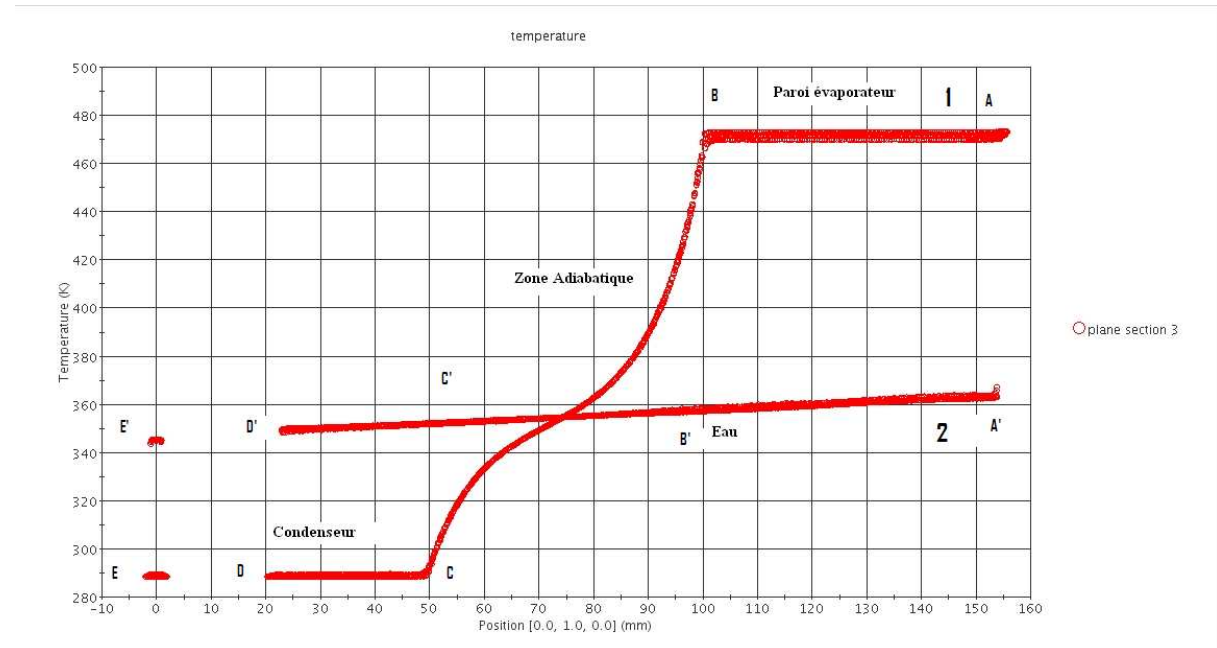
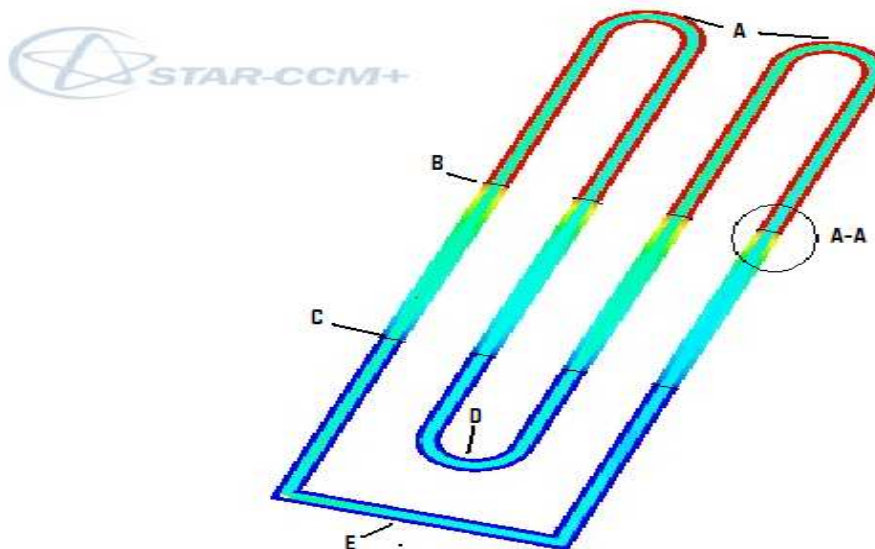


Figure IV-9 : Evolution de la température suivant Y sur toute la longueur du caloduc et du fluide de travail



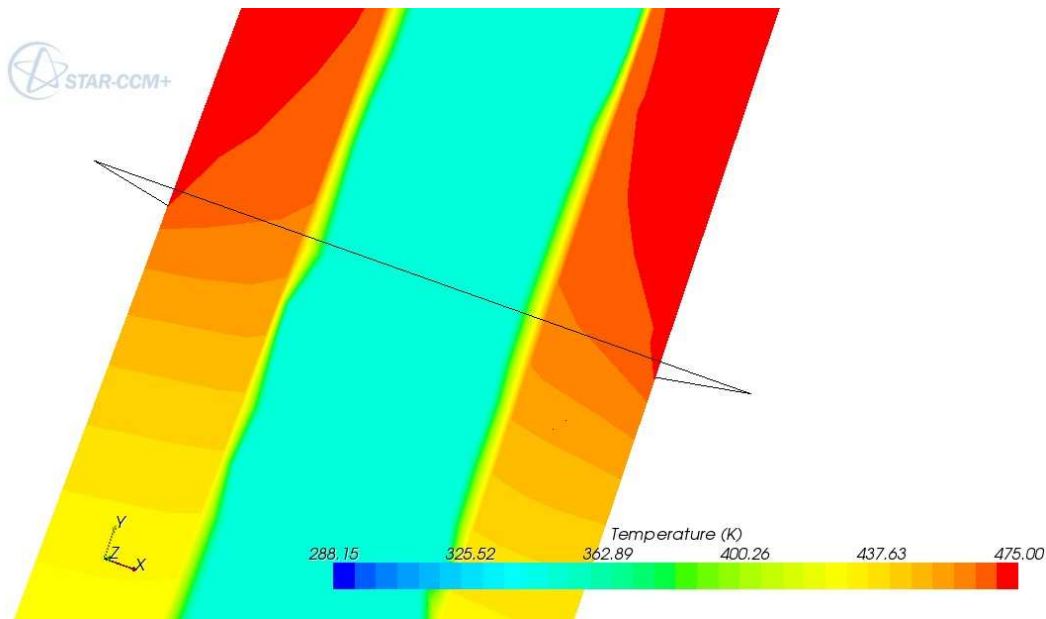


Figure IV-10 : Champ de température dans le caloduc et zoom sur la partie entre l'évaporateur et la zone adiabatique

Les figures IV-9 et IV-10 montrent l'évolution de la température dans le canal et dans le fluide de travail.

Les deux graphes représentés sur la figure IV-9 sont : le premier correspond à l'évolution de la température dans les parois du caloduc et le deuxième correspond l'évolution de la température du fluide.

Dans le premier graphe on remarque l'existence de trois zones ; deux paliers correspondant aux températures de la source chaude et de la source froide, et la troisième est celle de la zone adiabatique qui relie les deux sources. Il apparaît bien que cette courbe décroît d'une température maximale correspondant à celle de la source chaude vers une température minimale qui est celle de la source froide. Cette décroissance est due d'une part, aux échanges avec le milieu extérieur (convection naturelle) et d'autre part, au changement de phase du fluide de travail (condensation-évaporation). Les échanges les plus dominants dans cette zone est celle de changement de phase du liquide.

La figure IV-10 est un zoom de la zone entre l'évaporateur et la zone adiabatique, et elle illustre clairement cette décroissance.

Le deuxième graphe de la figure VI-9 est celui de la température moyenne du liquide le long du canal entre les deux sources. On voit bien que le liquide reçoit de la chaleur de la partie de l'évaporateur et la cède dans la partie condenseur pour que le fluide se condense. On constate aussi un écart moyen de températures d'environ 15°C entre les deux sources.

IV.2.5.3. Vitesse du liquide dans le caloduc

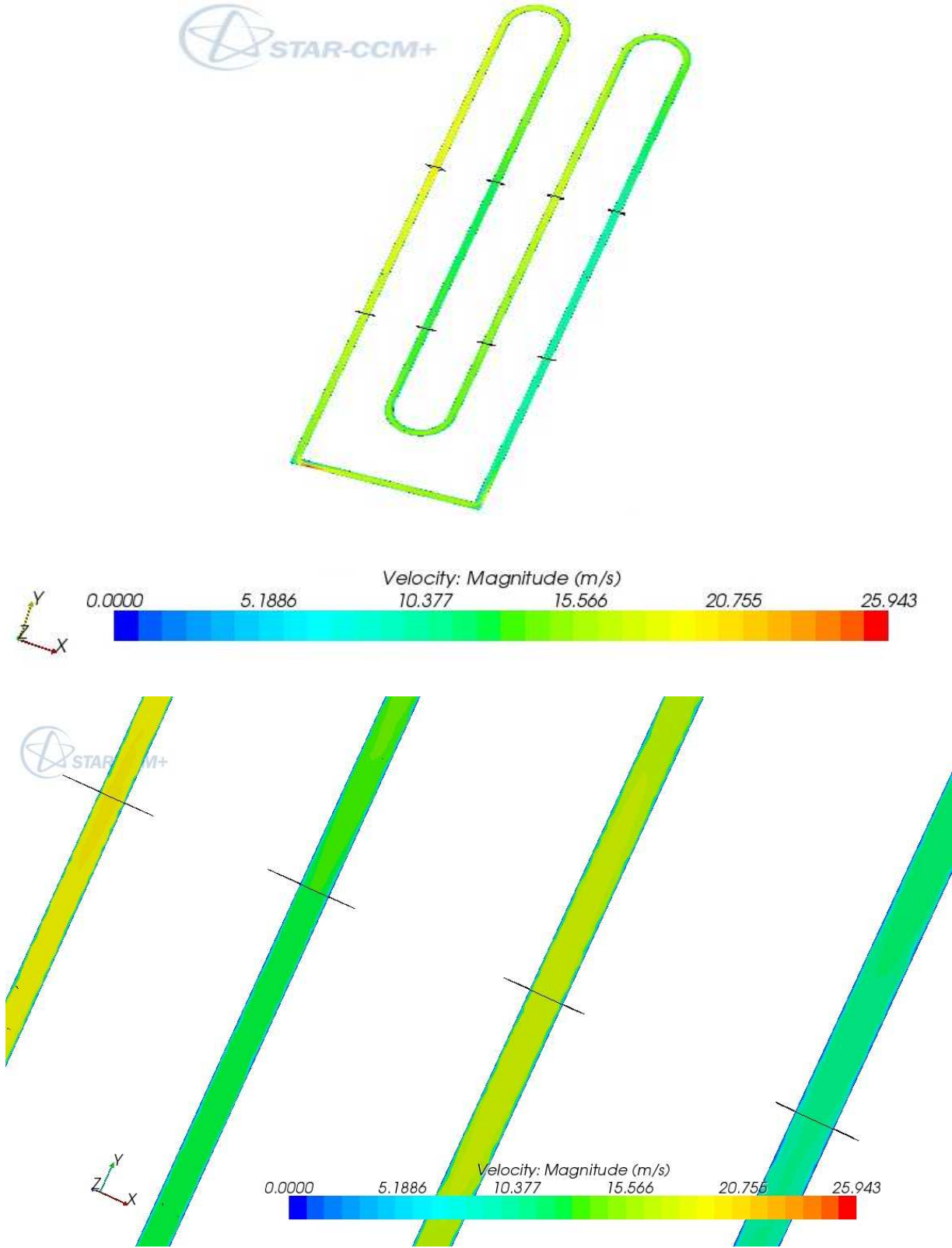


Figure IV-11 : Vitesse du liquide dans le caloduc

La figure IV-11 montre la variation de la vitesse du liquide dans le canal. Le résultat le plus intéressant de cette simulation est celui correspondant à cette vitesse. Rappelons que dans les conditions aux limites aucune vitesse n'est introduite, sauf la gravité suivant la direction Z. En effet, ces résultats montrent l'existence d'une vitesse suivant Y qui varie de 5m/s jusqu'à 25m/s dans le canal et avec un écoulement unidirectionnel ce qui a été trouvé par Ben Salem 2008 [1] pour le canal bouclé.

On peut expliquer aussi que la présence de cette vitesse est initiée par la présence du changement de phase du fluide de travail (évaporation-condensation) entre les deux sources de chaleur (froide et chaude). On peut aussi expliquer ce mouvement du liquide créé par la différence de pression de la phase liquide et de la phase vapeur. Cette différence est appelée la pression capillaire, ce qui explique directement le principe de fonctionnement d'un caloduc pulsé.

Ces résultats montrent aussi que la vitesse de la phase vapeur est supérieure à la vitesse de la phase liquide. Cette remarque peut être justifiée par le fait que les forces de viscosité sont dominantes dans la phase liquide par rapport à la phase vapeur, et aussi le contact paroi liquide limite l'écoulement par rapport au contact vapeur paroi là où les forces de viscosité sont faibles.

Conclusion

Les résultats obtenus dans cette simulation numérique, montrent une logique et concordance avec le principe de fonctionnement de notre caloduc. Nous avons également constaté de ces résultats ; une bonne répartition des phases dans les trois zones du caloduc et aussi la densité du fluide de travail, la distribution de la température dans le canal et dans le fluide de travail, ainsi que la vitesse du liquide qui montre l'existence d'une vitesse dans le canal, pouvant atteindre 20 m/s dans la zone de vapeur et d'un écoulement unidirectionnel. Cette observation a été justifiée par des travaux expérimentaux pour les caloducs à circuit bouclé.

En conclusion aux résultats obtenus de cette simulation, on peut dire que le premier essai que nous avons fait avec ce modèle ébullition intégré dans la dernière version de STAR CCM+, donne de bons résultats, et offre des perspectives assez importantes pour la simulation des écoulements avec changement de phases, car ce type d'écoulement intervient dans de nombreux domaines tels que les machines frigorifiques, caloducs, centrales thermiques, centrales nucléaires, industries agro-alimentaires, etc.

Néanmoins la confrontation de ce type de calculs avec des expériences dans les mêmes conditions est indispensable pour leur validation.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Le travail que nous avons présenté concerne la conception d'un démonstrateur plan avec un caloduc pulsé, ainsi que son optimisation avec l'insertion d'une mousse métallique. L'objectif est de mieux comprendre le fonctionnement des Moteurs Pop Pop, relever les paramètres qui influent sur leur fonctionnement, élargir la connaissance des phénomènes au sein de ces moteurs, et aussi d'étudier l'influence de la structure de la mousse métallique sur les mécanismes d'ébullition et de condensation dans notre démonstrateur.

• Bibliographie

La présentation bibliographique a permis de décrire tous les éléments de base que nous avons utilisé pour la conception et la réalisation de ce démonstrateur ; dont les MPP, les caloducs pulsés et les mousses métalliques.

De cette partie on peut conclure que ;

- les caloducs pulsés et les moteurs « pop pop » sont des systèmes qui se rapprochent en leurs fonctionnements.
- les caloducs pulsés sont des systèmes de transfert de chaleurs passifs et très efficaces. Malgré leur fort potentiel, l'exploitation de ces systèmes se trouve confrontée au manque d'outils de dimensionnement et d'optimisation.
- les mousses métalliques sont des matériaux cellulaires à forte porosité, récents et encore peu caractérisés, et leur intégration dans ces systèmes offre de gains substantiels en matière d'intensification des échanges thermiques.

• Dispositif expérimental

Nous avons conçu et réalisé un démonstrateur répondant au cahier de charges (la transparence, souplesse et instrumentation).

Ce démonstrateur est opérationnel, son système de montage offre la possibilité de tester trois configurations de canaux ; dont un avec mousse métallique. Ce démonstrateur est aussi doté d'une instrumentation adéquate ; (température, pression, et une caméra pour la visualisation et la caractérisation de l'écoulement). Trois des cinq sections d'essais sont opérationnelles.

• Résultats expérimentaux

Les différents essais effectués sur ce dispositif expérimental ont permis d'explorer plusieurs aspects du fonctionnement d'un moteur « pop pop ». Une première phase de cette étude a été consacrée à la caractérisation des régimes d'écoulement dans le canal en fonction de la température de la plaque. Cet essai est effectué sur deux types de canaux avec et sans mousse métallique. Les résultats obtenus nous ont permis d'identifier les caractéristiques et les différents régimes d'écoulement du fluide de travail au sein de ce système ;

- de 80°C à 98°C des bulles d'air apparaissent du dégazage;
- à 98°C il y a apparition de bulles et aucun mouvement du liquide n'est enregistré ;
- de 100 °C à 105°C il y a coalescence des bulles pour former des poches de vapeur. Le régime d'écoulement observé a été de type «slug flow» caractérisé par des périodes d'inactivité suivies par des phases de mouvement.

- une augmentation supplémentaire de la température de 105°C à 110°C conduit ensuite à l'apparition d'oscillations stables dont l'amplitude croît lorsque la puissance thermique augmente. Une circulation du fluide vers la source froide est constatée.
- Au-delà de 110°C la transition d'un écoulement dans l'évaporateur de type «slug flow» vers un écoulement «annulaire» a été mise en évidence, et aussi des pulsations et mouvements dans la bassine ont été observés.

La deuxième phase est consacrée à l'étude de la variation de la pression dans le canal en fonction de la température de la paroi. Les résultats de la variation de pression de différents capteurs implantés sur le canal, nous ont permis de mieux comprendre le principe de fonctionnement de ce moteur, d'identifier quelques paramètres d'influence ; (température des deux sources chaude et froide, la longueur des tubes plongés dans la source froide et le diamètre du canal). Les fréquences des pulsations de l'écoulement dans le canal au niveau du capteur 4 ont atteint une valeur de 7.5 Hz. Les capteurs 7 et 12 montrent que les pulsations au niveau de la zone d'évaporateur avec mousse métallique sont plus importantes, ce qui explique que l'intégration de la mousse au niveau de l'évaporateur permet d'améliorer les échanges en ébullition et condensation.

- **Simulation numérique et résultats**

Nous avons mené également dans cette étude une simulation numérique de l'écoulement avec changement de phase dans le caloduc bouclé. Le logiciel utilisé pour cette simulation est STAR CCM+ avec le modèle ébullition-condensation intégré dans sa dernière version.

Les résultats obtenus de cette simulation sont :

- la répartition des phases dans les trois zones du caloduc et aussi la densité du fluide de travail (taux de vide), qui varie de 40% à 99.98% ;
- la distribution de la température dans le canal et dans le fluide de travail ;
- la vitesse du fluide au sein du canal qui atteint 20 m/s dans la zone de vapeur ;
- l'écoulement unidirectionnel observé. Ce dernier résultat est justifié par des travaux expérimentaux pour les caloducs à circuit bouclé.

- **Perspectives**

Comme perspective pour ce travail sont :

- Des investigations systématiques sur notre démonstrateur afin d'apporter des éléments d'analyse supplémentaires et des résultats précis concernant les mécanismes physiques responsables de son fonctionnement.
- Faire un traitement d'image afin de calculer le taux de vide et la vitesse de l'écoulement.
- Réaliser le même canal en une seule pièce (tube pour éviter les chutes de pression dues à l'étanchéité) pour s'intéresser dans une deuxième étape au rendement de ce moteur, et aussi optimiser la longueur optimale des tubes plongés dans la source froide.
- Effectuer une expérience dans les mêmes conditions que celles de la partie numérique pour la validation des résultats.

Références bibliographiques

- [1] A. Ben Salem « Contribution à l'analyse du comportement de caloducs oscillants à finalité spatiale par voies expérimentale et numérique » thèse de Doctorat (2008) Université de Poitiers - France.
- [2] A. Ben Salem, C. Romestant, Y. Bertin, V. Ayel et J. Bonjour « Etude expérimentale de caloducs oscillants PHP » Congrès Français de Thermique (2007) tome 1, PP 149-154.
- [3] A. Ben salem, C. Romestant, Y. Bertin et M. Lallemand « comportement thermohydraulique d'un caloduc oscillant PHP : premiers résultats » Congrès Français de Thermique (2006) tome 1, PP 69-73.
- [4] R. Jacolot « Visualisation et analyse du comportement hydrodynamique et thermique de l'écoulement du fluide dans un caloduc rainuré » thèse de Doctorat (2008) Université de Poitiers – France.
- [5] R. Jacolot, C. Romestand, Y. Bertin, V. Ayel, G. Burban, A. Alexandre, C. Fuentes et J. Hugon « Transfert thermique en caloduc rainuré : visualisation et analyse expérimentale du comportement du fluide » Congrès Français de Thermique (2006) tome 1, PP 15-20.
- [6] Z. Yuwen and F. Amir « Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end » International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002), PP 755-764.
- [7] A. Bricard et S. Chaudourne « Caloducs » Techniques de l'Ingénieur, B9(545) 1997.
- [8] P. Charoensawan and P. Terdtoon « Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes » Applied Thermal Engineering 28 (2008), PP 460-466.
- [9] K. Gi, F. Sato and S. Maezawa « Flow visualization experiment on oscillating heat pipe » In Proc. of 11th International Heat Pipe Conference 1999, Tokyo- Japan.
- [10] A. Faghri « Heat pipe science and technology » Taylor and Francis 1995.
- [11] S. Kandekhar « Thermo-hydrodynamics of Closed Loop Pulsating Heat Pipes » PhD thesis (2004) Stuttgart University.
- [12] N. Caney, P. Marty et J. Bigot « Etude de l'ébullition dans les mini canaux » Congrès Français de Thermique (2006) tome 1, PP 03-08
- [13] L.L. Vasiliev « Heat pipe in modern heat exchanger » Applied thermal Engineering 25 (2005), PP 1-19.
- [14] W. Qu and H.B. Ma « Theoretical analysis of startup of pulsating heat pipe » Journal of Heat and mass Transfer 50 (2007), PP 2309-2316.

- [15] Y. Honghai, K. Semeer and G. Manfred « Performance characteristics of pulsating heat pipe as integral thermal spreaders» *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2008) (Article in press).
- [16] T. Stamboul, D. Serret et F. Topin « Transport dans les mousses métalliques : mesure du coefficient d'échange de chaleur entre phases » *Congrès Français de Thermique 2007* tome 2. Pages 707-712.
- [17] J.P. BONNET, F. TOPIN et L. TADRIST « Etude expérimentale des propriétés de transport des mousses métalliques, influence de la morphologie ». *Congrès Français de Thermique* (2006) tome 2, PP 609-614.
- [18] J.P. Bonnet et F. Topin « Ecoulement diphasique adiabatique dans les mousses métallique » *Congrès Français de Thermique* (2007) tome 2, PP 683-688.
- [19] A. Bhattacharya, V.V. Calmidi and R.L. Mahajan « Thermophysical properties of high porosity metal foams» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), PP 1017-1031
- [20] S. Mahjoob and V. Kambiz « A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), PP 3701-3711.
- [21] W. Lu, C.Y. Zhao and S.A. Tassou « Thermal analysis on metal-foam filled heat exchanger. Part I metal foam filled pipes» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), PP 2751-2761.
- [22] C.Y. Zhao, W. Lu and S.A. Tassou « Thermal analysis on metal-foam filled heat exchanger. Part II tube heat exchanger » *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), PP 2762-2770.
- [23] D. Nihad and K.C. Chen « Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux» *experimental thermal and fluid Science* 32 (2007), PP 624-631.
- [24] C.Y. Zhao, T.G. Lu and H.P. Hodson « Natural convection in metal foams with opens cells» *International Journal of Heat and mass Transfer* 48 (2005) 2452-2463.
- [25] P. Carman « Fluid flow through granular bed» *Trans. Instn Chem. Engrs.* 15 (1937), PP 150–156.
- [26] J.P. Bonnet, F. Topin, and L. Tadrist « Flow laws in metal foams: Compressibility and pore size effects» *Transport in Porous Media* 73 (2008) , PP 233-254.

- [27] E. Brun, J. Vicente, F. Topin and R. Occelli « Geometrical measurement of real foams from 3D image » 5th Int. Conf. on "Porous Metals and Metal Foaming Technology" Montreal ;5-7rd September 2007.
- [28] J.P. Bonnet « Phénomènes de transport dans les mousses métalliques : approche expérimentale des écoulements monophasiques et liquide-gaz » thèse de Doctorat (2007) Université de Provence Aix-Marseille – France.
- [29] L. Tadrist and M. Miscovic « About the Use of Fibrous Materials in Compact Heat Exchangers » Experimental Thermal and Fluid Science 28(2004), PP 193-199.
- [31] B. Madani « Etude expérimentale des écoulements et de l'ébullition dans les milieux poreux cellulaires » thèse de Doctorat (2007) Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediène – Algérie.
- [32] B. Madani, F. Topin, L. Tadrist et K. Bouhadef « Mesure du coefficient de transfert de chaleur local paroi-fluide dans un canal à mousses métalliques en écoulement liquide et en Ebullition » 12^{èmes} Journées Internationales de Thermique Tanger -Maroc du 15 au 17 Novembre 2005, PP 271-274.
- [33] Kozney and J. Carman « Uber kapillare Leitung des wassers im boden » Ber. Wien. Akd., 136 (1927), PP 271-278.
- [34] H. Darcy « Exposition et application des principes à suivre et des formules à employer dans les questions de distribution d'eau. Les fontaines publiques de la ville de Dijon » Paris, Victor Delmont (1856).
- [35] P. Forchheimer. « Wasserberwegung durch Boden » Z Vereines deutscher Ing 45(1901), PP 1782-1788.
- [36] S. Ergun « Fluid flow through packed columns » Chem. Eng. Prog 48 (1952), PP 89-94.
- [37] Du Plessis and P.A. Montillet « Pressure Drop Prediction for Flow through High Porosity Metallic Foams » Chem. Eng. Sci. 49(1994), PP 3545-3553.
- [38] R.W. Lockhart and R.C. Martinelli « Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes » Chem. Eng. Progr. 45(1949), PP 39-48.
- [39] L. Kamenova « Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques » thèse de Doctorat (2007) Institut National Polytechnique de Grenoble – France.
- [40] C. Romestant « Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations » thèse de Doctorat (2000) Université de Poitiers – France.
- [41] M. Miscovic, O. Rahli and F. Topin « Experiments on flows, boiling and heat transfer in porous media: Emphasis on bottom injection » Nuclear Engineering and Design 236 (2006), PP 2084-2103.

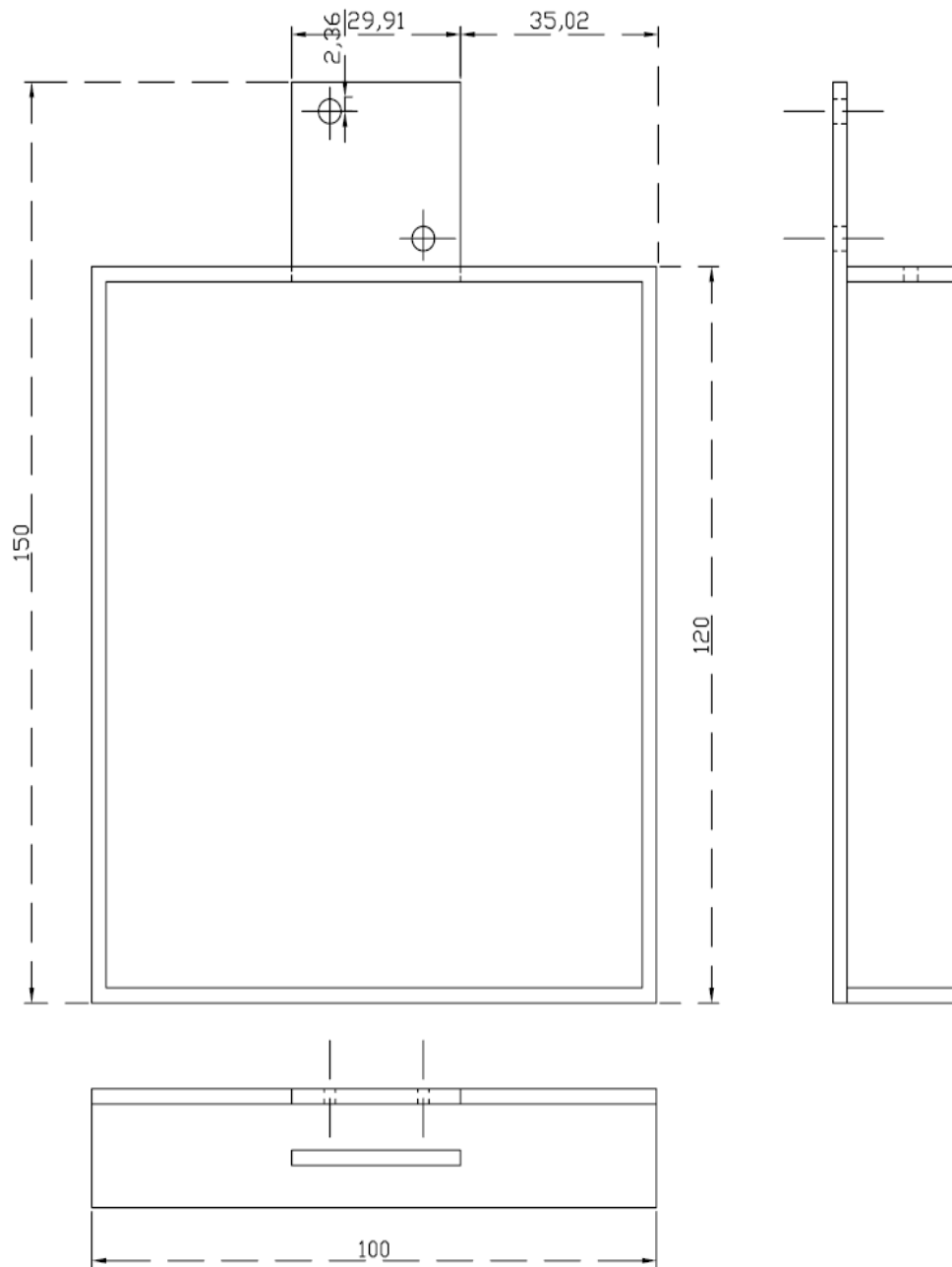
[42] Y. Haroun « Etude du transfert de masse réactif Gaz-Liquide le long de plans corrugués par simulation numérique avec suivi d'interface » thèse de Doctorat (2008) Institut National Polytechnique de Toulouse - France.



[43] V.X. Tung and V.K. Dhir « Finite element solution of multi-dimensional two-phase flow through a porous media with arbitrary heating condition » Int. J. Multiphase Flow 16(1990), PP 985-1002.

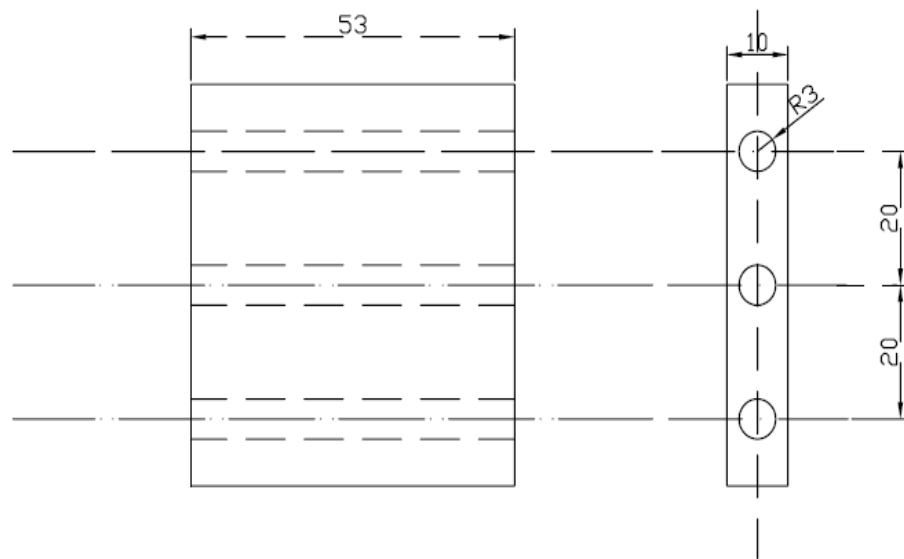
[44] F.H. Harlow and J.E. Welch « Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface » Phys. Fluids 8(1965), PP 2182-2189.

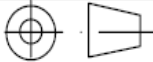
[45] R. De Bar « Fundamentals of the Kraken code » Technical Report UCIR-760 (1974) Lawrence Livermore Nat. Lab.

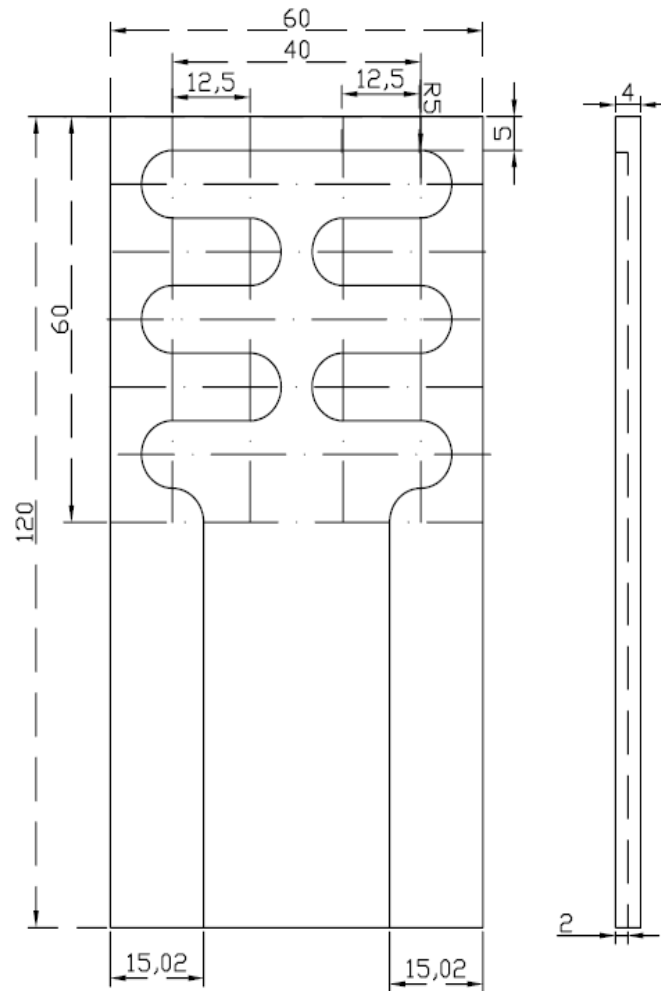
[46] C.W. Hirt and B.D. Nichols « Volume of fluid method for the dynamics of free boundaries » J. Comp. Phys. 39(1981), PP201-225.



 	Université Boumerdes- E.Mines Nantes-IUSTI Marseille	2007-2008
Mr TOUZI Idir	Bassine	Echelle 1/2



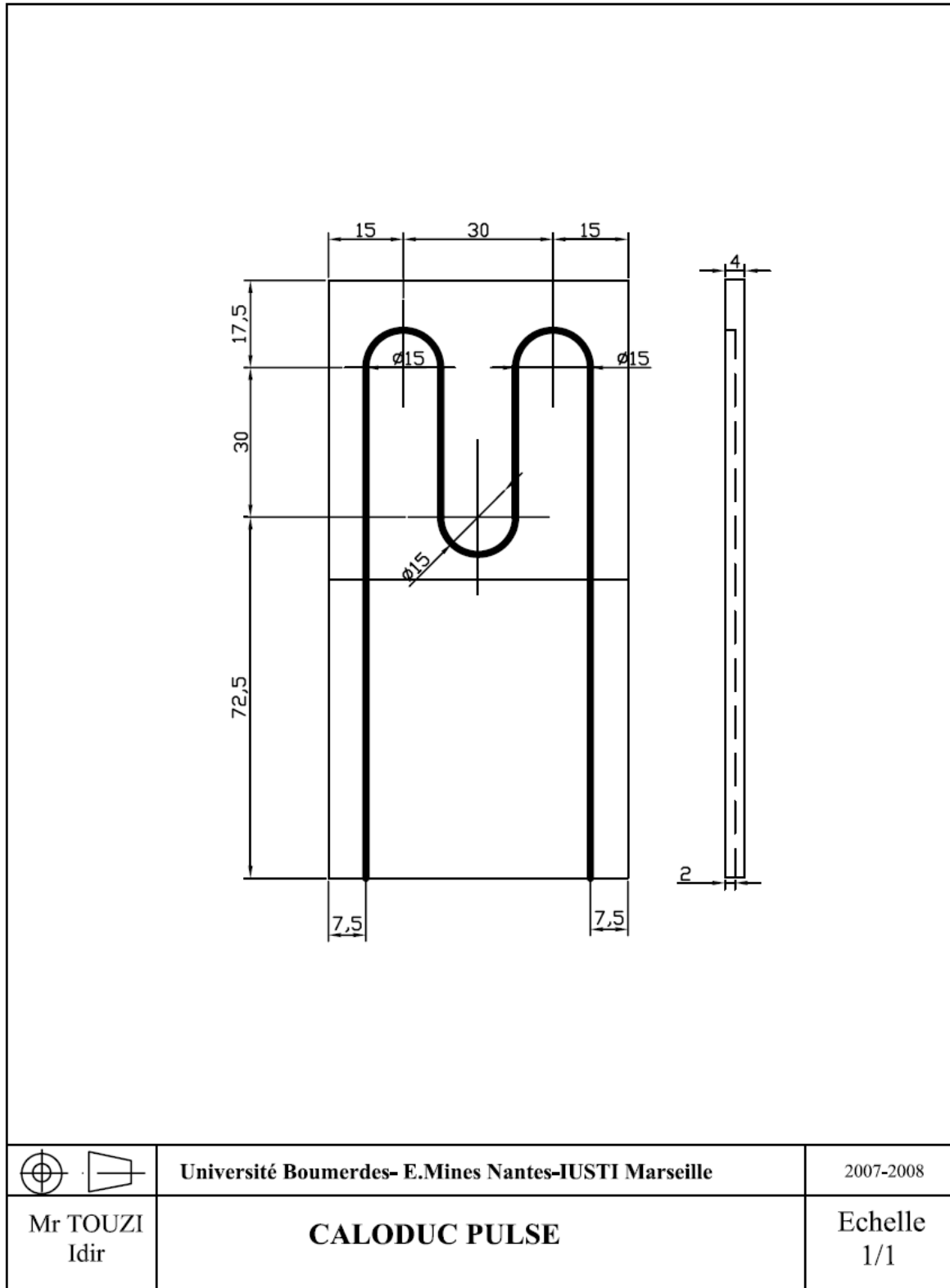
	Université Boumerdes- E.Mines Nantes-IUSTI Marseille	2007-2008
Mr TOUZI Idir	CALODUC PULSE Plaque chauffante	Echelle 1/1

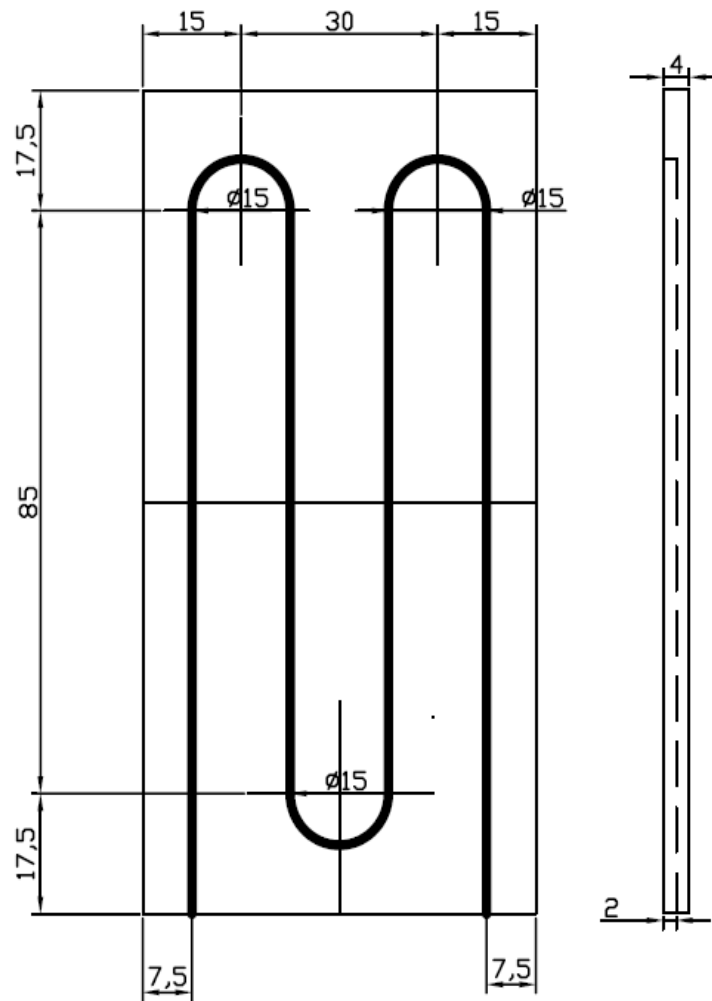


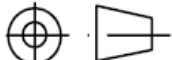
Université Boumerdes- E.Mines Nantes-IUSTI Marseille

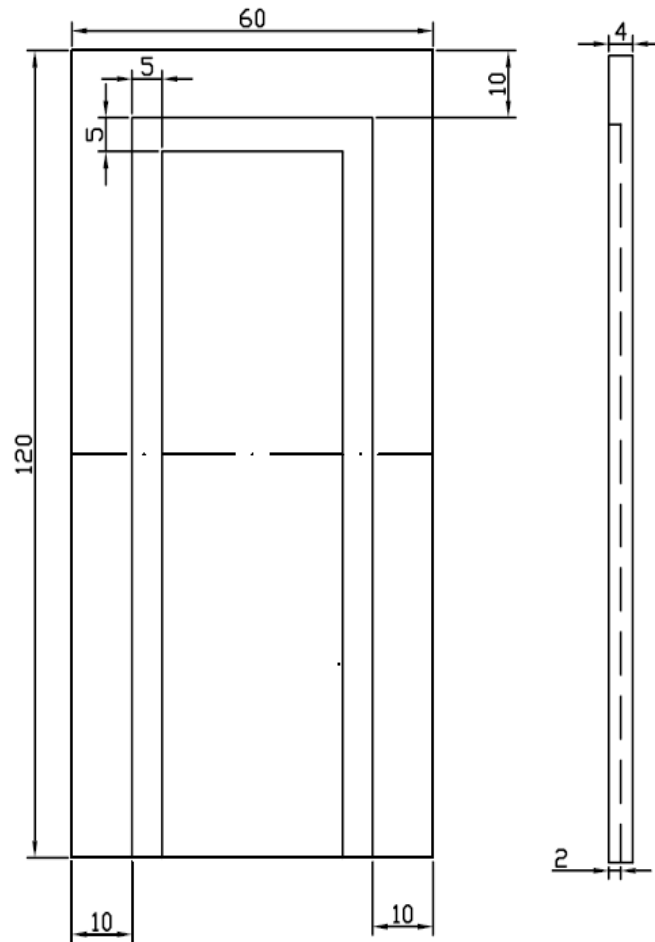
2007-2008



Mr TOUZI
Idir**CALODUC PULSE**Echelle
1/1





	Université Boumerdes- E.Mines Nantes-IUSTI Marseille	2007-2008
Mr TOUZI Idir	CALODUC PULSE	Echelle 1/1



 	Université Boumerdes- E.Mines Nantes-IUSTI Marseille	2007-2008
Mr TOUZI Idir	CALODUC PULSE (avec mousse métallique)	Echelle 1/1

Résumé

Le moteur POP POP (MPP) est un moteur thermique passif, très simple consistant en une chaudière et une tuyère de détente fonctionnant en cycle fermé évaporation -condensation du fluide entre deux sources de chaleur. Ce dernier est très attrayant en raison de la simplicité de son concept rendant son coût de fabrication moins élevé qu'un autre moteur thermique. Nous avons mené une étude de conception et réalisation d'un démonstrateur plan de caloduc pulsé, et l'influence d'intégration d'une mousse métallique dans l'évaporateur. Ce travail expérimental est complété par une modélisation des transferts de chaleur et des écoulements diphasiques dans ce système. L'objectif de cette étude est de mieux comprendre le fonctionnement de MPP, de relever les paramètres influant sur son fonctionnement afin d'améliorer ses performances et d'élargir les connaissances des phénomènes qu'abritent ces moteurs. Finalement nous étudions l'influence de la structure de la mousse métallique sur les mécanismes d'évaporation et de condensation dans ce système.

ملخص:

محرك « POP POP » هو محرك حراري, بلا مقاومة, و هو عبارة عن مسخنة ماء و أنبوب تمديد, يشتغل بدورة مغلقة (تبخر و تكثف السائل "الماء"), بين مصدرين حراريين ساخن و بارد. هذا المحرك ملفت للاهتمام بتصميمه البسيط الذي جعل تكلفته صغرى أقل بكثير بالنسبة للمحركات الحرارية العادية المعروفة. اهتمامنا بالتعرض لهذه الدراسة التي تتضمن تصميم و صنع لمحرك « POP POP » مبين, بأنابيب تشغل بطريقة تدفقية (caloducs pulsés), و أيضا تأثير الرغوة المعدنية داخل المبخر. هذه الدراسة التجريبية مكتملة بوضع أنموذج رقمي لدراسة تنقل الحرارة و جريان ثنائي الحالة الترموديناميكية داخل هذا النظام. الهدف من هذه الدراسة هو فهم أعمق لآلية عمل المحركات « POP POP » و تبيين العوامل التي تؤثر على عمله و تعميق المعارف و تحسين الإمكانيات في هذا المجال و أيضا دراسة تأثير الرغوة المعدنية على التبخر و التكثف داخل المحرك.

Abstract

The POP POP is a passive thermal engine, very simple, consisting of a boiler and a nozzle of relaxation, working in closed cycle evaporation – condensation of fluid between two heat sources. The POP POP engine is very attractive due to the simplicity of its concept that makes its manufacturing cost lower than another thermal engine. Considering the advantage that presents this engine, we design and realize a plane demonstrator of such pulsating heat pipe (PHP) and also integrate a metal foam structure into the evaporator. This experimental work is completed by the modeling of heat transfer of two phases flow in this device. The objectives of this study is to gain a better understating of the operating system; pick up parameters influencing its functioning to enhance its performances and widen the knowledge of the thermo hydraulic phenomena in such tow phases systems. Finally, we studied the impact of metal foam structure on evaporation and condensation mechanism in this device.